



## A propos de ce livre

Ceci est une copie numérique d'un ouvrage conservé depuis des générations dans les rayonnages d'une bibliothèque avant d'être numérisé avec précaution par Google dans le cadre d'un projet visant à permettre aux internautes de découvrir l'ensemble du patrimoine littéraire mondial en ligne.

Ce livre étant relativement ancien, il n'est plus protégé par la loi sur les droits d'auteur et appartient à présent au domaine public. L'expression "appartenir au domaine public" signifie que le livre en question n'a jamais été soumis aux droits d'auteur ou que ses droits légaux sont arrivés à expiration. Les conditions requises pour qu'un livre tombe dans le domaine public peuvent varier d'un pays à l'autre. Les livres libres de droit sont autant de liens avec le passé. Ils sont les témoins de la richesse de notre histoire, de notre patrimoine culturel et de la connaissance humaine et sont trop souvent difficilement accessibles au public.

Les notes de bas de page et autres annotations en marge du texte présentes dans le volume original sont reprises dans ce fichier, comme un souvenir du long chemin parcouru par l'ouvrage depuis la maison d'édition en passant par la bibliothèque pour finalement se retrouver entre vos mains.

## Consignes d'utilisation

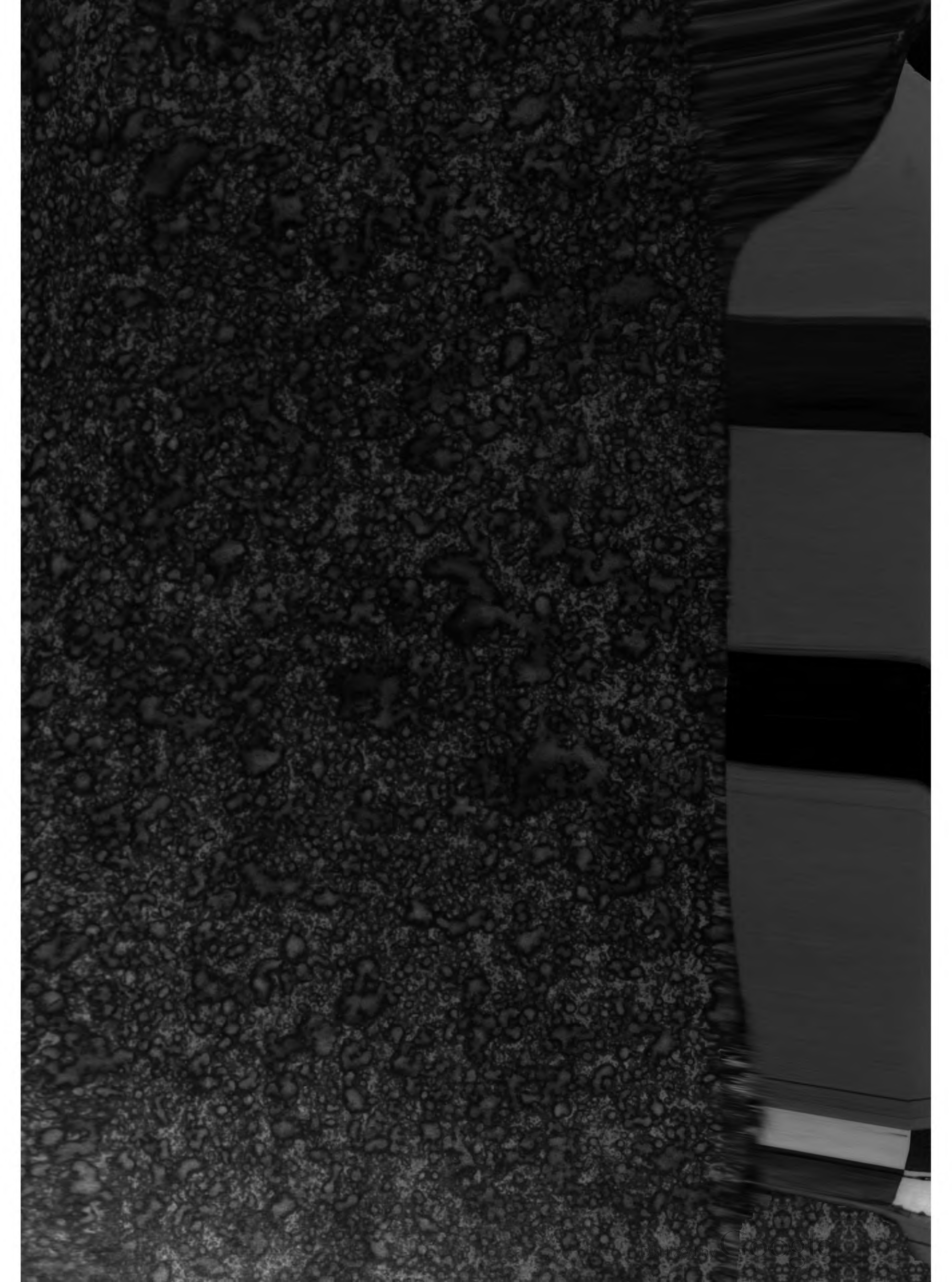
Google est fier de travailler en partenariat avec des bibliothèques à la numérisation des ouvrages appartenant au domaine public et de les rendre ainsi accessibles à tous. Ces livres sont en effet la propriété de tous et de toutes et nous sommes tout simplement les gardiens de ce patrimoine. Il s'agit toutefois d'un projet coûteux. Par conséquent et en vue de poursuivre la diffusion de ces ressources inépuisables, nous avons pris les dispositions nécessaires afin de prévenir les éventuels abus auxquels pourraient se livrer des sites marchands tiers, notamment en instaurant des contraintes techniques relatives aux requêtes automatisées.

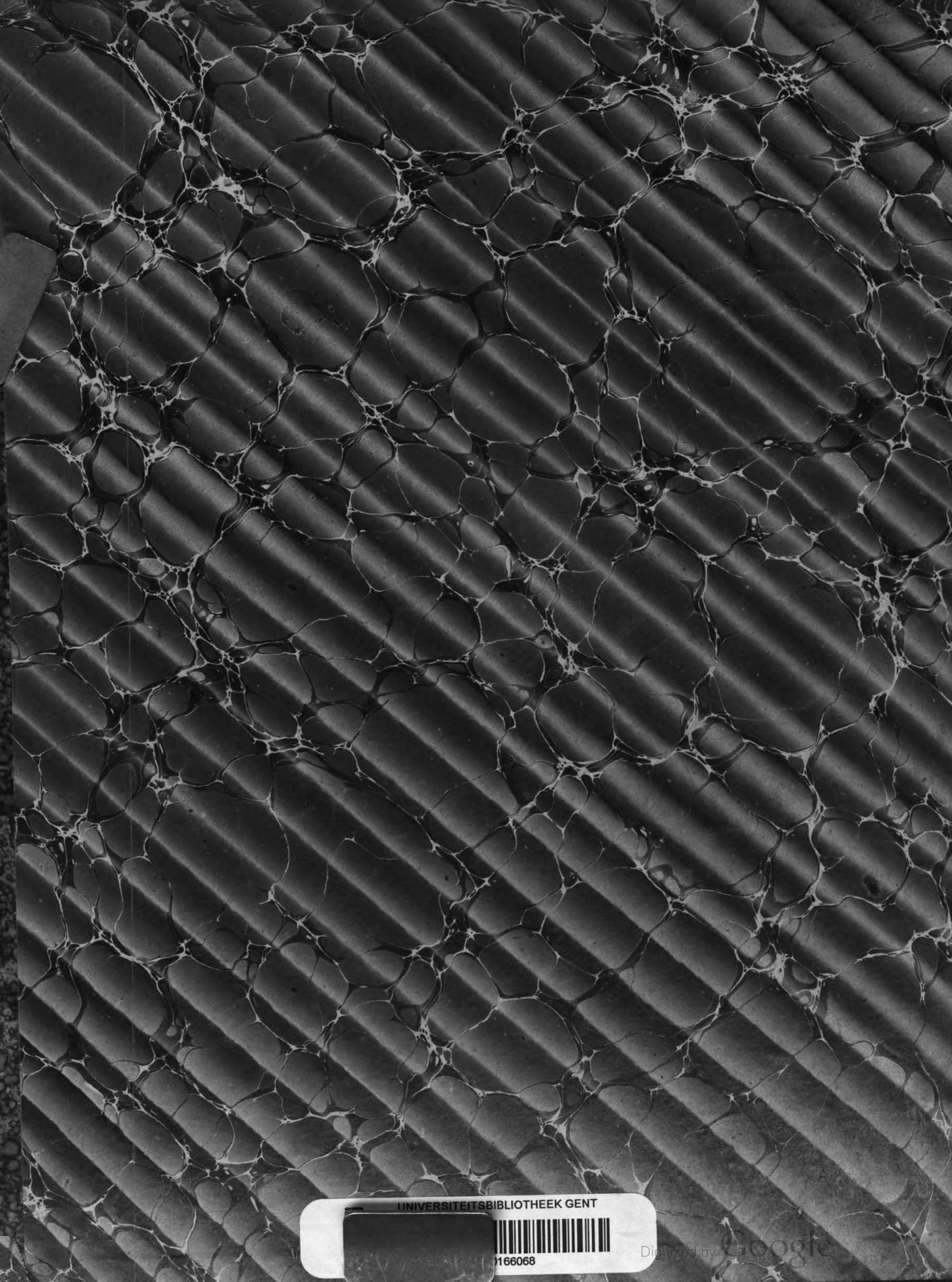
Nous vous demandons également de:

- + *Ne pas utiliser les fichiers à des fins commerciales* Nous avons conçu le programme Google Recherche de Livres à l'usage des particuliers. Nous vous demandons donc d'utiliser uniquement ces fichiers à des fins personnelles. Ils ne sauraient en effet être employés dans un quelconque but commercial.
- + *Ne pas procéder à des requêtes automatisées* N'envoyez aucune requête automatisée quelle qu'elle soit au système Google. Si vous effectuez des recherches concernant les logiciels de traduction, la reconnaissance optique de caractères ou tout autre domaine nécessitant de disposer d'importantes quantités de texte, n'hésitez pas à nous contacter. Nous encourageons pour la réalisation de ce type de travaux l'utilisation des ouvrages et documents appartenant au domaine public et serions heureux de vous être utile.
- + *Ne pas supprimer l'attribution* Le filigrane Google contenu dans chaque fichier est indispensable pour informer les internautes de notre projet et leur permettre d'accéder à davantage de documents par l'intermédiaire du Programme Google Recherche de Livres. Ne le supprimez en aucun cas.
- + *Rester dans la légalité* Quelle que soit l'utilisation que vous comptez faire des fichiers, n'oubliez pas qu'il est de votre responsabilité de veiller à respecter la loi. Si un ouvrage appartient au domaine public américain, n'en déduisez pas pour autant qu'il en va de même dans les autres pays. La durée légale des droits d'auteur d'un livre varie d'un pays à l'autre. Nous ne sommes donc pas en mesure de répertorier les ouvrages dont l'utilisation est autorisée et ceux dont elle ne l'est pas. Ne croyez pas que le simple fait d'afficher un livre sur Google Recherche de Livres signifie que celui-ci peut être utilisé de quelque façon que ce soit dans le monde entier. La condamnation à laquelle vous vous exposeriez en cas de violation des droits d'auteur peut être sévère.

## À propos du service Google Recherche de Livres

En favorisant la recherche et l'accès à un nombre croissant de livres disponibles dans de nombreuses langues, dont le français, Google souhaite contribuer à promouvoir la diversité culturelle grâce à Google Recherche de Livres. En effet, le Programme Google Recherche de Livres permet aux internautes de découvrir le patrimoine littéraire mondial, tout en aidant les auteurs et les éditeurs à élargir leur public. Vous pouvez effectuer des recherches en ligne dans le texte intégral de cet ouvrage à l'adresse <http://books.google.com>





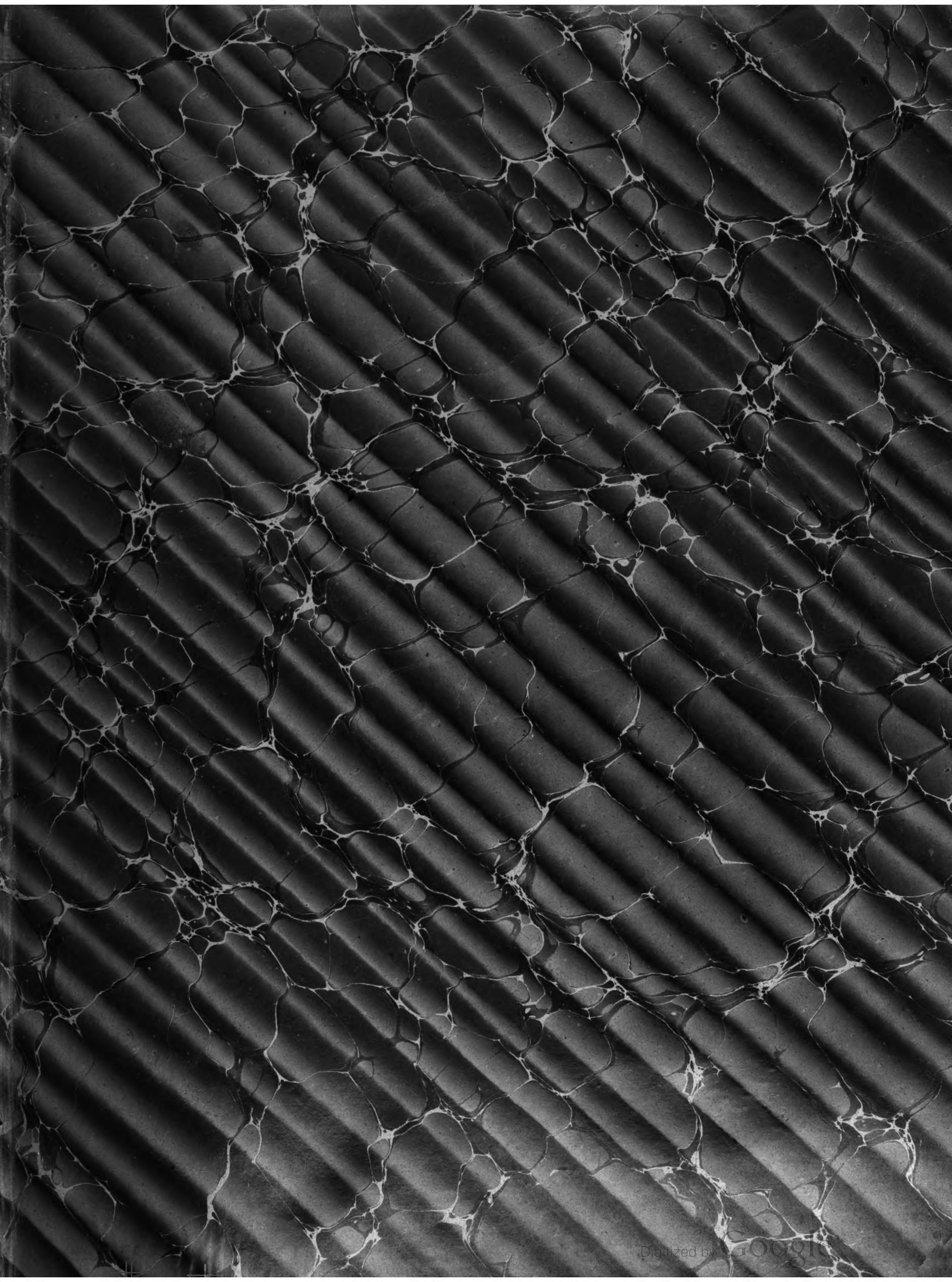
UNIVERSITEITSBIBLIOTHEEK GENT



166068

Digitized by Google







762 A. 9  
162 Ag







**PORTEFEUILLE**

**DE**

**JOHN COCKERILL**





**PORTEFEUILLE**

DE

**JOHN COCKERILL**

OU

**DESCRIPTION DES MACHINES**

**CONSTRUITES DANS LES ÉTABLISSEMENTS DE SERAING**

**DEPUIS LEUR FONDATION JUSQU'A CE JOUR**

PUBLIÉ

*Avec l'autorisation de la Société Cockerill*

---

**TOME PREMIER**

---

**PARIS ET LIÈGE**

**E. NOBLET, ÉDITEUR**

**1859**







## AVANT-PROPOS.

---

En livrant à la publicité les principaux dessins que renferment les archives de la Société Cockerill, il est utile de faire entrevoir le but qu'on désire atteindre, et la portée véritable qu'il faut donner à ce Recueil.

Combien d'industriels, de fabricants, etc., à la veille de faire l'acquisition d'une machine quelconque, se sont trouvés embarrassés quant au choix de l'appareil réellement convenable à la nature de leur industrie, à la position, à la distribution de leur établissement ?

Combien, d'un autre côté, n'est-il pas difficile de passer de l'étude des règles et des théories développées dans les Traités de mécanique, aux applications pratiques, lorsque les données rigoureusement nécessaires à ces applications manquent le plus souvent ?

Publier un Recueil dans lequel les meilleures machines construites jusqu'à ce jour dans les établissements de la Société Cockerill sont présentées sous leurs différentes vues, y ajouter les détails nécessaires à l'entente parfaite de l'ensemble, y joindre une description du jeu et de l'agencement des principaux organes, donner les raisons qui militent en faveur du système de construction adopté et les motifs qui doivent le faire prévaloir dans tel cas donné, c'est donc rendre un service réel à l'industrie en général, et fournir un ample champ d'études pratiques, d'observations fructueuses, à toutes les personnes auxquelles leur position ou la carrière qu'elles se proposent d'embrasser impose le devoir de s'occuper de l'établissement des machines à vapeur.



Ce Recueil comprendra non-seulement des machines et mécaniques convenables aux moulins à farines, aux papeteries, aux sucreries, etc., mais aussi des locomotives, des appareils pour la marine, etc., dont on ne rencontre guère les spécimens que dans les ouvrages tout-à-fait spéciaux.

En joignant à cette collection les dessins de quelques machines très-anciennes, construites dans les ateliers de Seraing, on a voulu établir une comparaison montrant à simple vue les immenses progrès réalisés depuis 1818 jusqu'à l'époque actuelle, et surtout poser en faveur de l'industrie belge l'acte d'une priorité relative qui n'est peut-être pas assez généralement reconnue, et que des documents authentiques peuvent seuls attester.

A ces seuls motifs est due la naissance de cette publication. Étendre la connaissance pratique des machines, mettre à la portée de tout un public intéressé ce qui était resté du ressort d'un petit nombre, augmenter, propager la lumière, tel est le but. Puisse-t-il être atteint !



**DESCRIPTION**  
DES  
**MACHINES-LOCOMOTIVES**  
DU  
**CHEMIN DE FER**  
DU  
**SEMMERING.**

---

Avant de donner la description complète de ces machines, d'une force exceptionnelle et d'une construction tout-à-fait nouvelle, il n'est pas superflu de faire connaître les circonstances sous l'empire desquelles elles ont été construites, et les causes principales et inévitables qui ont présidé à la combinaison de leurs dispositions principales et à l'agencement de tous leurs organes.

Le chemin de fer dont l'exploitation a nécessité la création de ces puissants remorqueurs, ligne de premier ordre, rattache Trieste à Vienne, c'est-à-dire unit l'Adriatique aux mers du nord de l'Allemagne au moyen du réseau de voies ferrées qui maintenant couvre entièrement l'Europe centrale.

Tracé dans une partie assez considérable de son parcours au milieu d'un pays montagneux, les ingénieurs chargés de sa construction ont eu à lutter contre des difficultés de toute nature.

Pour les surmonter, on n'a reculé devant aucun obstacle, devant aucune dépense: les bornes du possible ont là, en quelque sorte, été atteintes. Cependant la voie terminée, les ravins comblés, les torrents franchis, les

tunnels creusés, cette nature sauvage et bouleversée vaincue et soumise, tout n'était pas dit.

Il fallait maintenant construire des locomotives assez puissantes pour amener de lourds convois au sommet de ces rampes si longues et si raides, assez souples pour circuler dans ces courbes d'un rayon tellement faible, que, si l'on parvenait à surmonter ces difficultés, à prévenir, à annuler ces chances de dangers, leur vue seule pourrait donner l'idée de la grandeur du résultat. Aussi, on le concevra aisément, le passage du Semmering a été longtemps un problème à solution douteuse sous le rapport de la sécurité des voyageurs, de la promptitude et de la continuité de l'exploitation.

Lors du tracé et de l'établissement de la voie, on ne s'était nullement dissimulé, il est vrai de le dire, les difficultés contre lesquelles le service de traction allait avoir à lutter; mais, depuis quelques années, les chemins de fer avaient fait tant de progrès, tant de choses considérées comme impossibles peu après leur création s'étaient depuis lors accomplies, que tous les doutes conçus primitivement quant à la réussite complète de l'entreprise, disparaissaient les uns après les autres.

En somme, tout ce qu'on avait fait donnait seul la mesure de ce qu'on pouvait faire désormais.

Cependant comme des modifications profondes devaient être apportées aux locomotives destinées à franchir ce difficile passage, qu'il fallait qu'elles réunissent des conditions de puissance et de flexibilité qu'on n'avait jusqu'alors pu concilier, au moins pour d'aussi grands effets à produire, on ouvrit un concours permettant de livrer à l'expérience et aux talents de tous les ingénieurs qui voudraient y prendre part la solution aussi complète que possible du problème.

Les résultats de ce concours, qui attira vivement l'attention de tous les ingénieurs et en général de toutes les personnes s'occupant de questions d'établissement et d'exploitation de chemins de fer, sont assez connus pour ne devoir pas en retracer ici le tableau.

Les quatre locomotives présentées au concours satisfirent toutes aux conditions du programme, plus ou moins complètement, à vrai dire. Dès lors, celle d'entre elles ayant le plus victorieusement rempli ces conditions devait, semble-t-il, être choisie et présentée comme type, lorsqu'aurait lieu l'adjudication des nombreuses machines destinées au service réel et définitif.

Il n'en fut cependant pas ainsi. On exécuta encore quelques expériences

postérieurement au concours, mais aucune décision sur le système à adopter ne fut prise à leur suite.

On n'a pas à examiner ici les considérations qui portèrent l'Administration des chemins de fer autrichiens à conserver des doutes quant à la solution réelle de la question, doutes peu en rapport du reste, aux yeux du public, avec le succès complet que paraissait avoir obtenu la locomotive ayant conquis la palme.

Cette indécision devait pourtant faire considérer le but du concours comme manqué en très-grande partie, les résultats étant trouvés si incomplets, si peu caractérisés.

Peut-être trouvait-on un peu tardivement que le programme avait été conçu ou rédigé de telle façon que le prix devait forcément être accordé au plus beau résultat obtenu et déduit de la moyenne d'une série d'expériences, chacune d'une durée trop bornée, et à coup sûr trop peu nombreuses considérées collectivement.

Dans toutes les choses nouvelles, il arrive inévitablement un moment où l'on reconnaît que la sanction d'une longue pratique est indispensable, avant toute décision, avant tout jugement, et qu'elle seule peut faire discerner ce qui convient véritablement aux difficultés et aux exigences d'un emploi sérieux, réel et continu.

A la vérité le concours en lui-même, par ses épreuves contradictoires, par la lutte à outrance établie entre les différents systèmes de machines engagées dans le combat, venait peut-être de faire acquérir tout d'un coup cette pratique, et peut-être un peu aux dépens de quelques concurrents.

On savait du moins maintenant à quoi s'en tenir sur tout ce qu'il fallait rejeter comme disposition vicieuse ou agencement défectueux, et l'on pouvait même commencer à entrevoir déjà les dispositions réellement praticables, les combinaisons principales, la nature et l'ajustement des organes mécaniques propres à garantir une bonne exploitation.

Ainsi cette colossale expérience, considérée à son vrai point de vue, avait peut-être porté tous les fruits qu'on devait réellement en attendre après avoir bien étudié l'énoncé de son programme. Qui sait même si l'on croyait d'autres résultats possibles, et s'il était rationnel, tout bien pesé, de s'attendre à un succès faisant loi?

Dans tous les cas la lumière ayant jailli, peu importait qu'une des machines concurrentes eût atteint complètement un but auquel on voyait clairement qu'il était désormais possible de parvenir.

La question, pour se représenter tout entière, devait cependant cette fois se poser en des termes bien différents.

En effet, l'Administration des chemins de fer autrichiens écartant, dans les machines du concours, les dispositions ou organes ne présentant pas les garanties de toute nature qu'exige un service réel et régulier, prit dans chacune d'elle ce qui lui parut le plus propre à fournir des bases convenables à une dernière étude de la question, posa les données, et fixa les bornes du cadre dans lequel les ingénieurs qui voudraient rédiger de nouveaux projets seraient invités à se renfermer.

Des études partant de ces données furent alors immédiatement commencées dans les établissements de la Société Cockerill, sous l'inspiration de monsieur Guillaume Engerth, conseiller impérial, directeur de la division de mécanique des chemins de fer de l'empire d'Autriche, et avec le concours de monsieur Kessler, directeur de l'établissement d'Esslingen, et de ses ingénieurs; chacune des parties apportant à ce travail final et décisif le tribut de son expérience et de ses lumières.

Des discussions approfondies qui eurent lieu à cette époque surgit enfin la création des machines actuelles, qui remplissent largement les conditions imposées par le cahier des charges, et ont surmonté toutes les épreuves qu'elles ont eu à subir pendant quinze mois d'un service actif et continu, et par des temps souvent très-difficiles.

Pour l'entente parfaite de la description qui va suivre, il convient de faire connaître d'abord les principales difficultés à vaincre, celles qui ont réagi sur le système adopté et les dimensions données.

Les rampes, au maximum de 25 millimètres, soit  $1/40$  d'inclinaison, ont une moyenne de 18 à 19 millimètres.

A lui seul, ce fait ne présentait certes pas à l'esprit l'idée d'une impossibilité à accomplir. Le chemin de fer du Likey, celui du Fichtelgebirge, offraient des précédents de nature à rassurer même les plus timorés sur la réussite de l'exploitation.

Bien certainement, des rampes de cette nature ne sont pas une introduction désirable au point de vue de l'économie et de la rapidité des transports; mais, lorsque l'impérieuse nécessité en impose l'établissement, il faut marcher sans crainte à la difficulté, et la résoudre rondement comme l'ont fait les ingénieurs anglais et bavares.

Ceux-ci se sont dit que, du moment où l'on pouvait construire, pour ce

genre de service, des machines douées d'une puissance motrice en rapport avec une force d'adhérence proportionnelle à la résistance à surmonter, même dans l'état le plus défavorable de la voie, la rampe était praticable et son exploitation possible dans de sages limites.

La force de traction, qu'on pourrait peut-être désigner sous le nom de puissance active de la machine, est en définitive proportionnelle à la puissance de la chaudière, à la pression de la vapeur, au diamètre des cylindres, etc., etc. Sous ce rapport, il n'est guère de causes qui viennent limiter les dimensions à donner; le peu de largeur même des chemins n'est qu'un obstacle apparent, et la puissance des derniers appareils construits pour la voie étroite démontre bien qu'à cet égard la locomotive satisfera toujours aux exigences du service le plus actif.

La véritable difficulté, c'est l'obtemption du pouvoir adhérent nécessaire à cette force motrice, c'est la question du poids.

Les rampes étant d'ordinaire ou parfaitement rectilignes, ou ne présentant que des courbes à très-grands rayons, la raideur et l'inflexibilité que donne aux locomotives un écartement considérable des axes extrêmes ne sont pas à craindre en ce cas; la sécurité du service n'en peut être affectée, ni la destruction du matériel roulant ou des rails hâtée.

Ce grand écartement étant admissible donne la possibilité d'avoir un grand nombre de roues motrices; par conséquent, de disposer de beaucoup de points d'appui, si le poids total de l'appareil entier est assez considérable pour exiger une répartition qui doit toujours être en rapport avec la résistance limitée des rails.

On remarquera de plus que ce poids est nécessairement en fonction de la puissance active, et croît naturellement en raison des dimensions assignées aux divers appareils et organes constituant l'ensemble de la machine.

D'un autre côté, la nécessité d'obtenir une adhérence suffisante même dans les circonstances exceptionnelles, ne devant nullement conduire à une exagération de dimensions et de forme cadrant peu avec l'économie et les règles de la construction, il reste en ce cas la faculté de faire porter à la machine même son approvisionnement d'eau et de combustible, et de répartir le tout sur six, soit même sur huit roues couplées.

Cela dit, si l'on s'était arrêté au seul point de vue de l'inclinaison de 25 millimètres, cherchant à établir un rapprochement, à tirer des déductions de ce seul fait, la conclusion infaillible eût été sans doute qu'il était très-facile



d'établir des locomotives dont la différence avec les machines similaires déjà construites devait consister seulement dans l'augmentation de ces dimensions.

Mais à l'égalité des rampes maxima s'arrêtait précisément la similitude ; là apparaissait l'inconnu du problème ; car, à des inclinaisons égales à peu de chose près à celles des plus fortes rampes exploitées, venaient se combiner des courbes d'un rayon tellement faible que non-seulement sur les voies ordinaires à niveau, mais même dans celles d'évitement des gares, on n'en rencontre jamais de semblables.

Le chiffre de 189 mètres, rayon le plus faible, donne assez éloquemment par lui-même la mesure de la difficulté, et tout autre commentaire est inutile, lorsqu'on dira que les courbes à rayon de 300 mètres sont déjà regardées comme d'un passage dangereux pour les machines de puissance et de longueur ordinaires.

Ceci posé, la question se définissait en termes généraux comme suit :

« Construire des locomotives réunissant à une puissance motrice une force  
» adhérente assez considérable pour franchir, avec une charge minima im-  
» posée, et par des temps moyennement bons, une rampe de 25 millim.  
» A ces conditions de puissance réunir celles qu'impose le passage de  
» courbes de 189 mètres de rayon, c'est-à-dire une souplesse et une flexi-  
» bilité permettant de suivre toutes les sinuosités de la voie, et de circuler  
» librement et avec sécurité, à une bonne vitesse moyenne, comme sur  
» une voie ordinaire. »

On jugera maintenant de la facilité de la solution par les développements suivants :

Les rails du chemin de fer du Semmering pouvant porter sans fléchir, et en un seul point, une charge de 7,000 kilog., il s'ensuit que le poids total, par chaque point d'appui ou roue, ne pouvait dépasser ce chiffre.

Le poids minimum à remorquer étant de 112,000 kilog., et la machine telle qu'elle a été construite pesant en charge environ 56,000 kilog., il s'ensuit que, sur les rampes de 1/40, l'action de la gravité seule développe une résistance à la traction d'environ 4,200 kilog.

Le coefficient d'adhérence par les temps de verglas et de neige, si fréquents dans ces régions élevées, descendant souvent jusqu'à 1/12, on trouve qu'un poids de 51,000 kilog. environ est nécessaire pour surmonter seulement cette partie de la résistance totale.

Si maintenant l'on fait entrer en ligne de compte le frottement des waggons,

celui de la machine, etc., on trouvera qu'il faut au moins 70,000 kilog. pour procurer une adhérence totale suffisante en toute occasion.

La charge par roue étant, comme il a été dit, de 7,000 kilog., le nombre minima de celles-ci reste par conséquent fixé à 10, soit 5 axes, qui tous doivent être moteurs.

Mais, d'un autre côté, l'écartement des essieux extrêmes résultant de ce grand nombre de roues ne permet d'aborder les courbes que dans un seul cas, celui où les positions respectives des axes ne sont pas solidaires entre elles, ou en d'autres termes que réunis par groupes indépendants, ils peuvent se comporter comme si chacun de ces groupes appartenait à des machines distinctes.

Ainsi d'une part, obligation de désunir, d'isoler en groupes séparés roues et essieux; de l'autre, nécessité d'obtenir une liaison, une solidarité permettant la transmission de la force et du mouvement jusqu'au dernier axe.

La conclusion forcée de cet état de chose était naturellement la suivante:

Du moment où la distance séparant les axes de deux trains pouvait se modifier en marche en raison du rayon des courbes à traverser, l'organe ou les organes au moyen desquels le pouvoir moteur était communiqué de l'un à l'autre de ces axes, devait lui-même subir des allongements et raccourcissements, ou les permettre sans qu'il y eût interruption ni altération de ses fonctions.

Ces faits exposés et saisis, il sera facile de se pénétrer de l'idée-mère qui a présidé à la combinaison générale de la machine.

On remarquera d'abord qu'elle est comme scindée en deux parties bien distinctes, que dessinent à première vue les bâtis ou longerons, intérieurs pour la partie d'avant, extérieurs pour l'arrière.

Cette partie ou train d'avant est formée par la réunion des 3 essieux A, A', A'' (planche 2, fig. 1 et 2) assemblés dans les bâtis B, B', réunis à la chaudière par les supports en fer forgé C C''. . . . et formant corps avec elle (planche 3, fig. 2). Ainsi la chaudière entière, depuis la boîte à feu jusqu'à l'extrémité de la caisse à fumée, et tous les organes ou parties de la machine se reliant à ces deux bâtis, sont tout-à-fait solidaires, soumis à la direction que prennent les six roues d'avant, et, au passage des courbes, affectés des mêmes changements de position relativement à l'axe de la voie.

L'autre partie, composée des quatre roues D, D' (planche 2, fig. 1 et 2, et planche 3, fig. 2) réunies et formant corps de train au moyen des lon-

gerons E, E' est tout-à-fait indépendante du train d'avant quant à la liberté de ses mouvements ou déviations latérales, et ne subit son influence que sous le rapport du déplacement général, c'est-à-dire de la marche en avant ou en arrière.

Avant d'aller plus loin quant à l'esquisse générale, il sera bon de décrire le mode d'assemblage par lequel on est parvenu à unir ces deux trains relativement à la transmission de la force motrice, tout en leur conservant l'indépendance qu'ils doivent avoir pour graviter isolément vers le centre des courbes.

On remarquera d'abord que les longerons d'arrière sont doubles, c'est-à-dire formés par la réunion de deux plaques en tôle *aa*, *a'a'* de 0,016 d'épaisseur, assemblées entre elles par des entretoises continues en fer forgé, à ondulation, les ceignant complètement, sauf au-dessus des ressorts.

Cet assemblage a lieu au moyen de rivets à tête fraisée indiqués sur la planche n<sup>o</sup>. 1.

Dans l'espace resté libre entre ces deux tôles sont logés les ressorts, F, F' (planche 2, fig. 2, et planche 1) de telle façon que, se trouvant entièrement sous le palier du machiniste, ils n'en interdisent aucunement l'accès, et n'ôtent rien à la facilité de la manœuvre. Les boîtes à graisse G, G' enfermant les coussinets d'essieu, et les équerres en fer *bb* qui leur servent de guides, ont aussi trouvé leur place dans cet espace, et de même sont unis par des rivets à tête fraisée aux longerons, assemblés par l'intermédiaire des grandes cornières *c*, *c'* . . . . à la forte traverse d'arrière H en bois de chêne.

De plus, pour empêcher toute flexion, pour rendre l'union plus intime, plus parfaite, les entretoises ou longerons transversaux I, I', l'un près de la boîte à feu, l'autre au milieu de l'espace séparant cette dernière de la pièce d'arrière, sont fortement boulonnés par des brides en équerre à la face interne de ces deux bâtis. Vers l'avant du train, les traverses doubles J J', aussi en fer forgé complètent l'assemblage et le rendent inébranlable.

La boîte à feu se trouve donc placée comme dans une sorte de cadre, formé latéralement par les deux grands longerons E, E', et transversalement par les entretoises I, J.

Mais, et l'on insiste de nouveau sur ce point, il faut remarquer qu'elle n'est nullement assemblée à aucune pièce de cet ensemble; qu'elle conserve une indépendance complète à leur égard; que même un jeu ou espace

libre, permettant à un déplacement éventuel de se produire, a été ménagé entre ses parois et les divers organes de réunion décrits.

La réunion des principales parties du train étant ainsi déterminée, leurs rapports établis et leur nécessité reconnue, il reste à passer maintenant à l'articulation qui, tout en unissant cet ensemble à l'avant-machine, lui permet cependant de se comporter comme une seconde locomotive qui y serait simplement attachée, et dont l'axe, au lieu d'être invariablement dans le prolongement de celui de la première, pourrait au contraire croiser ce dernier suivant un angle variant en raison du rayon des courbes qu'on aborderait.

Si l'on se reporte à la fig. 1, planche n°. 2, on verra que les bâtis B, B', ne s'arrêtent pas au troisième essieu assemblé dans leurs plaques de garde, mais se prolongent en passant par dessus le quatrième axe jusqu'à la boîte à feu, à laquelle ils sont réunis au moyen des pièces à coulisse K, K' (planche 2, fig. 1 et 2), de manière à n'apporter aucun obstacle aux variations de longueur dues à la dilatation qu'amènent les divers changements de température de la chaudière.

Ces bâtis sont du reste formés par deux longerons en fer ayant 0,21 de hauteur et une épaisseur de 0,034, parfaitement dressés non-seulement sur leurs faces latérales, mais encore dans le sens de cette épaisseur, et dans toute leur étendue. Cette opération donne une grande facilité lors du montage de la machine, et contribue beaucoup à sa parfaite exactitude et à son prompt achèvement, car il ne reste alors presque plus qu'à y boulonner les différentes pièces du mécanisme, qui se trouvent ainsi infailiblement d'équerre ou de niveau.

Les plaques de garde doubles  $d, d'$ , en tôle de 0,013 d'épaisseur, sont assemblées à ces bâtis, comme d'ordinaire, au moyen de rivets à tête fraisée.

Les équerres en T ou guides des boîtes à graisse  $e e'$ , planche 2, fig. 1 et 2, logés entre ces deux tôles, y sont fortement boulonnés.

Seulement on remarquera que l'équerre se trouvant à la droite de chaque axe peut prendre un mouvement de transport vers la boîte à graisse, les trous dans lesquels passent les boulons de réunion étant fortement allongés en ce sens.

Un coin ou clavette de serrage  $f, f'$  (planche 2, fig. 1 et 2) appuie sa face perpendiculaire contre le corps de l'équerre, tandis que sa partie oblique est en contact avec la pièce en fer  $g$  inclinée suivant le même angle, logée aussi entre les plaques de garde et y boulonnée.

La clavette se termine en forme de boulon s'engageant dans le bossage *h*. On conçoit qu'en serrant l'écrou *i* on imprime à celle-ci un mouvement de translation verticale, si l'on a eu soin d'abord de desserrer les boulons d'assemblage des équerres aux plaques de garde. Le déplacement perpendiculaire du coin amène à sa suite la marche vers la gauche de l'équerre ou guide, dont la joue s'applique alors aussi parfaitement que possible contre la face correspondante de la boîte à graisse. Celle-ci est donc guidée exactement, le moindre jeu ne pouvant exister entre les surfaces de frottement.

Le faible rayon des courbes de la voie fera comprendre l'importance de cette disposition, dont l'efficacité est maintenant généralement reconnue.

Il est évident que des roues dont les mentonnets sont fréquemment en contact avec les champignons des rails tendent à faire sortir les essieux de leur position normale, de leur parallélisme. Cette action se transmet par l'intermédiaire des boîtes à graisse à tout l'assemblage, et détermine des frottements d'une grande intensité, tantôt contre une des joues des équerres, tantôt contre l'autre. Au bout d'un certain temps, une usure considérable se fait remarquer, et un jeu notable existe entre les surfaces en contact. Si l'on n'a maintenant aucun moyen de remédier à cet état de chose, de le prévenir même, il est évident qu'il se produira des chocs très-violents, non-seulement en démarrant, mais aussi pendant la marche. Une ouverture un peu trop brusque du modérateur, par exemple, amènerait infailliblement une rupture instantanée des boîtes à graisse.

On conçoit aussi que ce jeu altérerait l'égalité rigoureuse qui doit toujours exister entre les centres des axes et ceux des bielles de connexion, et quelle gêne, quelle perturbation dans le mouvement, un pareil état de choses n'amènerait-il pas ?

Les coins de serrage parent donc à ce double danger, car ils permettent de tenir toujours dans un contact parfait les surfaces frottantes, et d'obtenir une concordance rigoureusement exacte entre les centres des essieux et ceux des bielles de connexion. De plus et par surcroît de précaution, ces boîtes à graisse, qui d'ordinaire sont en fonte, ont été ici construites en fer forgé, de sorte qu'un choc violent même ne pourrait les briser.

L'écartement de ces deux bâtis est maintenu invariable, vers la boîte à feu, par les entretoises en équerre et en fer *L L'* qui, outre la rigidité qu'elles donnent à l'assemblage, ont une destination plus importante et qui sera expliquée ci-après.

Aux trois quarts de la distance (en partant des cylindres) séparant le 3<sup>e</sup>. essieu du 4<sup>e</sup>., est placé le pivot M (planches 2 et 3) opérant la réunion des deux trains, et autour duquel chacun d'eux est susceptible de se mouvoir. Il doit donc avoir des dimensions le mettant à même de supporter tout l'effort de traction. Les douilles des croisillons N, N' reçoivent : 1<sup>o</sup>. celle du croisillon N, l'extrémité supérieure de ce pivot ; 2<sup>o</sup>. celle de N' sa partie inférieure. Ils sont formés chacun par la réunion de quatre fortes barres carrées en fer, soudées et réunies en un moyeu *h*, dans lequel l'alésage a pratiqué les douilles dont il vient d'être question.

Le premier de ces croisillons, N, qu'on peut nommer surhaussé, est boulonné fortement par les brides *i, i* aux entretoises transversales L L' ; le second, N', est fixé directement aux longerons B, B'.

Voilà donc le pivot maintenu à demeure, reposant par son épaulement *j* sur le croisillon inférieur, tandis qu'au-dessus on lui a ménagé l'espace libre réclamé par les soubresauts qui peuvent se produire pendant la marche.

Par les intervalles restés libres entre eux, on remarquera maintenant que passent les quatre branches d'un troisième O qui, tout-à-fait indépendant des parties précédentes, est seulement assemblé par le coussinet d'acier *k* en deux pièces, à la partie sphérique du pivot M.

Ce dernier croisillon est boulonné aux traverses doubles J, J', du train d'arrière.

Ainsi, lorsqu'au passage des courbes les mentonnets des roues DD'... commencent à entrer en contact avec le champignon des rails, et cherchent à s'élever au-dessus de ceux-ci, le train entier se déplace et prend un mouvement de rotation autour du pivot ou axe M pris pour centre, l'amplitude du déplacement étant naturellement en raison de la distance à laquelle chaque point du train est éloigné de ce centre.

La machine se trouve alors assise sur la voie suivant deux axes longitudinaux : le premier partant de la traverse d'avant se prolonge jusqu'à l'extrémité du palier du machiniste, et sa position relativement à l'axe de la voie est nécessairement déterminée par la configuration de celle-ci, mise en regard de l'écartement extrême des trois premières paires de roues.

Le second partant de la tête des longerons E, E', va jusqu'à l'extrême arrière, et, on le répète encore, sa situation est subordonnée aux déviations latérales naissant au contact des bandages de ce train avec les rails.

On ajoutera que le pivot a reçu en son milieu une forme sphérique, parce



que tous les points ou lignes de contact des dix roues avec la voie ne sont pas toujours dans le même plan horizontal.

C'est ainsi, par exemple, que la partie d'avant peut se trouver déjà sur la rampe quand les quatre roues d'arrière sont encore à niveau. Il faut donc que l'ajustement donné laisse, sous ce rapport, toute liberté à l'assemblage du pivot et des trains d'articuler aussi en ce sens.

On se demandera sans doute maintenant, en présence de l'aisance avec laquelle les deux trains se meuvent et jouent l'un dans l'autre, si, en réalité, il n'y a pas trop de facilité; si cette grande mobilité, cette obéissance parfaite aux inflexions de la voie cadrent bien avec la sûreté d'assise et la stabilité que doit avoir une machine sur les rails?

Une seule considération, un seul fait, suffiront à dissiper ces doutes.

Il est évident que la résistance opposée par le train à tout déplacement latéral, et sur laquelle l'écartement considérable des points d'appui D, D', a d'abord beaucoup d'influence, est proportionnelle au frottement des parties en contact ou à l'effort exercé contre leurs surfaces. Nous avons donc comme résistance :

1°. D'abord le poids propre du train, roues, essieux, bâtis, etc.

2°. Celui d'une partie du convoi d'approvisionnement, comprenant la bêche à combustible, son chargement, la caisse à outils, etc.

3°. Tout le poids de l'arrière de la chaudière et des accessoires y réunis, car, à la simple inspection de la planche 2, fig. 1, on voit que cette partie ne repose nullement sur les roues d'avant, mais semble être dans un immense port-à-faux.

Ici l'on va se demander comment il est possible d'asseoir ce poids sur des points d'appui qui en sont tout-à-fait indépendants, et soumis de plus à des changements de position complètement distincts de ceux de l'avant-machine?

Pour arriver à ce résultat on a dû supprimer toute liaison, tout assemblage *fixe* entre les organes des deux parties au moyen desquels cette transmission de poids de l'une à l'autre a lieu, et se contenter d'un simple contact.

Si l'on se reporte à la planche 4, fig. 3 et 4, on trouve les éclaircissements nécessaires à l'entente parfaite de la chose.

Aux parois latérales de la boîte à feu sont solidement fixées, au moyen de boulons taraudés, deux fortes pièces en fer forgé P, pliées en équerre et réunies dans leur commune saillie *ll*. La pièce supérieure est de plus renforcée et raidie au moyen de nervures *m m*. Un galet R en acier, de forme

sphérique, vient s'appliquer par la face bien dressée  $n$  contre la partie inférieure de l'assemblage, auquel il est réuni par les boulons  $l'$  serrant les trois épaisseurs. Aux longerons du train mobile sont boulonnées, par l'intermédiaire des fortes cornières  $S$ , deux plates-formes ou coulisse  $T$ , munies de rebords empêchant l'huile ou les graisses déposées sur leur surface de se déverser. Sur la face supérieure (cémentée) de ces plates-formes, sont posés simplement les galets en acier  $U$ , assemblé par un joint à rotule avec la partie convexe de la pièce  $R$ .

L'espace libre nécessaire au déplacement, soit des organes attendant à la chaudière, soit du train lui-même, a été ménagé en  $O O$  sur les quatre faces de ces galets.

Il est évident maintenant que tout le poids de la partie antérieure de la machine qui n'est pas distribué sur les six roues d'avant doit venir, par l'intermédiaire des supports  $P$  et des galets  $R$  et  $U$ , tomber et s'asseoir sur les points d'appui ou plates-formes  $T$ , et de là se répartir sur les quatre roues d'arrière en raison de leur écartement respectif de ces points.

D'un autre côté, l'agencement de ces organes ne saurait apporter d'obstacle au mouvement éventuel de rotation autour du pivot  $M$ , puisqu'il n'existe qu'un simple contact, dont rien cependant ne peut altérer ni diminuer la perfection, le joint à rotule permettant à tous les soubresauts ou dénivellations de se produire sans que les surfaces cherchent à s'enlever.

Toutefois, lorsqu'on dit qu'il n'y aura aucun obstacle, on entend par là un empêchement invincible.

Il est certain que le frottement des galets sur la plate-forme, dû au poids qui repose sur eux, développera une résistance s'opposant sensiblement au glissement des surfaces l'une sur l'autre; mais on reconnaîtra, d'un autre côté, que la sécurité et la bonne conservation de l'assemblage exigent que la mobilité en ce point ne soit pas trop grande, que le déplacement soit lent, insensible même. Un mouvement de rotation trop précipité nuirait à la stabilité et finirait par détruire l'assurance et l'aplomb que les machinistes doivent conserver sur leur palier.

Avant de quitter cette disposition essentielle, il ne sera pas superflu d'insister particulièrement sur la position qu'occupent les deux surfaces de contact  $T$  relativement aux deux fractions de la machine.

Le centre de gravité de l'avant est situé dans un plan qui partage à peu près également l'espace séparant la deuxième de la troisième paire de roues.

Au moyen des ressorts V''V, planche n<sup>o</sup>. 1, il est donc possible de charger les deux premières à concurrence du poids maximum, qui est d'environ 7,000 kilog. par roue, ou 28,000 pour les deux paires.

Le restant du poids total doit maintenant se répartir sur le troisième axe d'avant et les deux axes d'arrière.

Naturellement, comme ces deux premiers, le troisième axe doit être chargé autant qu'il est possible de le faire, c'est-à-dire à raison de 14,000 kilog., et ses ressorts serrés en conséquence.

Le reste du poids de la partie d'avant tombera maintenant de toute nécessité, par l'intermédiaire des supports P et des galets R et U, sur les plates-formes T du train d'arrière.

Si maintenant l'on examine la forme et les dimensions de celui-ci, on reconnaîtra que son centre de gravité est loin d'être situé à égale distance de ses deux axes, mais qu'il est au contraire bien près du dernier.

Cette circonstance aurait déterminé une répartition fort inégale de la charge sur ses quatre roues, et produit en outre une dénivellation dans les longerons et les parties y reliées.

De plus, l'instabilité de l'équilibre aurait donné naissance, pendant la marche, à des oscillations sur les ressorts.

Pour éviter ce défaut, il fallait donc trouver un moyen de rétablir l'égalité de distribution des poids.

On y est parvenu en assignant aux supports P, P une position telle que la transmission de la charge s'opérant par leur organe ait lieu en raison inverse de la répartition du poids propre du train.

Ainsi ses roues d'arrière étant beaucoup plus chargées (de son poids propre) que celles d'avant, il est nécessaire que l'arrière de la chaudière repose particulièrement sur celles-ci; par conséquent, que les points d'appui T T en soient rapprochés d'une manière convenable.

Le rapport de l'écartement total des deux axes à leur distance relative de ces points, convenablement établi, procure une égalité de charge parfaite sur ces quatre roues.

De ces considérations particulières sur la distribution de la charge à l'arrière nous passerons à la répartition générale du poids de la machine entière, qui a trop d'influence sur les résultats obtenus, et fait trop ressortir la pensée suivant laquelle elle a été conçue pour être passée sous silence.

Nous avons dit que chaque roue pouvait être chargée à raison d'un poids

maxima de 7,000 kilog., soit, pour les six roues formant le train d'avant, une somme globale de 42,000 kilog.

Dans les temps particulièrement favorables, le coefficient d'adhérence s'élève souvent jusqu'à  $\frac{1}{4}$  du poids total, et avec un état de la voie et de l'atmosphère moyennement bon, peut s'estimer à  $\frac{1}{6}$ .

Ainsi dans le service par un temps ordinaire, on aurait pour force adhérente 7,000 kilog. environ.

D'un autre côté l'effort de traction de la machine, déduction faite de toutes les résistances passives, s'élevant à 6,500 kilog. environ, il est évident que dans toutes les situations normales c'est-à-dire quand les rails ne seront pas couverts de neige, de verglas ou de boue glaiseuse, le pouvoir adhérent de la partie antérieure sera parfaitement en rapport avec le convoi remorqué, et qu'il ne sera nullement nécessaire de recourir à une transmission de mouvement aux roues d'arrière pour obtenir l'enlèvement de la charge. Cette considération doit faire comprendre maintenant le véritable rôle de ces dernières, servant tantôt simplement de supports, et tantôt devenant motrices, actives comme les premières.

Le but qu'on a voulu atteindre et les moyens par lesquels on y est parvenu se dessinent à partir d'ici avec clarté; il ne reste plus qu'à crayonner à grands traits ce qui reste à décrire de l'ensemble général.

Nous voyons, en effet, le train d'avant constituer la véritable partie active de la machine, celle dont les services sont incessants, de tous les jours.

L'arrière, au contraire, se pose comme un accessoire; c'est un en cas, un aide dans les difficultés éventuelles à surmonter.

Pour arriver à ce résultat, on a chargé au maximum et d'une manière invariable les six premières roues, en ramenant autant que possible le centre de gravité vers l'avant.

Tout le mécanisme, tout ce qui fait poids, est en conséquence ramené vers la boîte à fumée, et le résultat n'étant par là encore atteint qu'incomplètement, pour y arriver, les bâches à l'eau contenant l'approvisionnement sont disposées latéralement de chaque côté de la partie cylindrique.

Ainsi on va marcher ordinairement avec une locomotive à six roues couplées, pesant 42,000 kilog.; et quand les mauvais jours de l'hiver lui rendront le travail trop pénible, susciteront des obstacles trop grands, on appellera en aide le train d'arrière pour parvenir à la surmonter.

Mais ce train d'arrière, comment peut-il à volonté être dépouillé de son pouvoir moteur, comment l'impulsion est-elle communiquée à ses essieux ?

Partons donc de la source première du mouvement, et remontons d'axe en axe jusqu'à ces derniers.

Comme on le voit (fig. 2, planche 2, et fig. 1, planche 3), les cylindres *W* sont extérieurs aux roues et fortement boulonnés aux longerons *BB'*, sur lesquels ils reposent d'ailleurs au moyen de l'épaulement *p*.

Les boulons servent donc seulement à maintenir le contact, mais n'ont aucun poids à porter et ne tendent pas à se cisailer.

On fera remarquer ici le grand écartement forcé des cylindres d'axe en axe, mis en regard de la parfaite stabilité, de la douceur de marche de la machine; et l'on rappellera que c'est à la grande base sur roues, à la bonne distribution du poids et au contrebalancement exact des pièces du mouvement qu'il faut attribuer un résultat qui rend ainsi cette locomotive l'égale des meilleures machines à cylindres intérieurs.

La boîte à vapeur ou chapelle *AA*, placée sur le dos des cylindres, est inclinée suivant un axe passant par le centre du troisième essieu (planc. 2 et 3).

Cette inclinaison donne l'avantage de simplifier l'ensemble de la distribution, qui, pour s'opérer suivant un axe parallèle à celui de la tige du piston, eût exigé plusieurs leviers et organes renvoyant le mouvement des excen- triques à la tige du tiroir.

Au couvercle du cylindre, d'une part, et au support à lunette *BB*, de l'autre (planches 1 et 2), sont fixés les barres ou guides en acier *CC*, maintenant, à l'aide des galets *DD*, la tige du piston dans une direction rectiligne.

Le galets *DD*, munis de rebords (planche 5, fig. 2 et 3) emboîtant parfaitement les guides, sont percés d'un trou *r*, dans lequel vient s'adapter le pivot *q* de la tête de la tige du piston *EE*.

Cet ajustement ôte à l'ensemble de la transmission un peu de sa raideur, l'axe de la bielle, après un temps de travail prolongé, n'étant quelquefois plus rigoureusement dans le prolongement de celui de la tige et des guides.

La bielle s'assemble, d'une part, avec la tête de tige au moyen de la charnière *s*, qui termine celle-ci, et du boulon *t*.

D'autre part, la tige du piston s'ajuste à clavette dans la douille *FF*.

Les moyeux des roues, entièrement en fer, présentent des pivots ou boutons de manivelles en acier fondu *v, v', v''*, légèrement coniques dans la partie

encastrée. Ils y ont été introduits à la presse hydraulique, et sont, de plus, rivés à froid du côté de la face interne du moyeu.

Les pivots  $v''$ ,  $v'$  sont à un seul tourillon.

Le pivot  $v$  en porte deux et est terminé par la contre-manivelle  $G G$  (planche 5, fig. 4 et 6); son tourillon extérieur  $Z$  s'assemble, par une chape à clavettes et des coussinets en bronze, à la bielle motrice  $H H$ .

L'impulsion communiquée par cette bielle est renvoyée aux deux autres paires de roues au moyen de la bielle de connexion  $I I$  à tête fermée dans les pivots  $v'v''$  et munie aussi d'une chape à clavettes en  $v$ .

Cette bielle est articulée en  $yy$  aussi près que possible du centre du pivot  $v'$ , les roues étant soumises à des oscillations verticales, à des trépidations qui prennent naissance à la suite des inégalités de la voie, des déflexions ou des saillies des bouts de rails, etc.

Quand ces perturbations se produisent, pendant un court instant les centres des trois essieux n'étant plus dans le même plan, il faut que la ligne horizontale que présente la bielle entière dans les situations normales puisse se briser, et c'est la charnière  $yy$  qui donne la flexibilité nécessaire.

La communication du mouvement aux six roues d'avant ainsi établie, il reste à faire connaître la nature de la transmission au train d'arrière. Celui-ci, on se le rappelle, n'est qu'éventuellement moteur, et ses essieux ne sont pas assujettis à conserver un parallélisme rigoureux avec ceux d'avant. Ces deux groupes convergent séparément, comme il a été établi, vers le centre des courbes dans lesquelles s'engage la machine.

Les variations qui se produisent dans l'écartement séparant le troisième du quatrième essieu ne permettraient pas de songer à l'emploi des bielles de connexion, quel que fût d'ailleurs l'arrangement qu'on parvint à leur donner, car l'excellence de cet organe de transmission réside peut-être dans l'ajustement qui lui donne une longueur invariable.

Quant aux chaînes anglaises, un usage récent en avait définitivement fait rejeter l'emploi, l'usure profonde de l'œil des maillons et des boulons au bout d'un court espace de temps amenant des ruptures dont le nombre et la gravité allaient sans cesse en augmentant.

Après avoir longtemps pesé les avantages et les inconvénients du mode de transmission par engrenages, l'emploi de ces roues fut résolu. — Dans les locomotives ordinaires, la grande vitesse de la marche ne permettrait peut-être pas cette application. L'altération et l'usure des dents sous l'influence



de cette vitesse, l'intensité du bruit, l'échauffement des surfaces devraient du moins être pris avant tout en sérieuse considération.

Ici même, il ne faut pas se le dissimuler, on avait encore à craindre les chocs fréquents et souvent très-violents naissant au contact des bouts de rails qui se dressent au passage, les oscillations dues aux forces perturbatrices quand les ressorts ne sont pas convenablement serrés ou les pièces en mouvement exactement contrebalancées, etc., etc. La paire de roues qui la première rencontre l'obstacle s'élève ou s'abaisse alors brusquement, et les dents des roues engrenant doivent réagir subitement les unes contre les autres.

Aussi a-t-on cherché à donner à l'ensemble de la transmission un ajustement tel que, si ces chocs ne pouvaient être annulés entièrement, ils fussent du moins tellement atténués, amoindris, que les dents engrenant n'eussent jamais à en souffrir.

Le système entier, tel qu'il est détaillé planche 4, fig. 1 et 2, se compose de trois roues d'engrenage  $A^2$ , l'une calée sur le troisième essieu du train d'avant, une sur le premier du train d'arrière, la roue intermédiaire disposée comme il sera indiqué ci-après.

Elles sont formées chacune d'un corps ou moyeu en fer forgé  $B^2$ , présentant entre les deux couronnes  $C^2$  un espace annulaire dans lequel s'assemblent trois segments en acier fondu  $D^2$  portant chacun six dents.

Ces segments, en s'emboîtant parfaitement dans l'espace libre dont il vient d'être parlé, constituent par leur réunion une circonférence rigoureusement exacte, et s'épaulent les uns les autres comme si le tout était d'une pièce.

Ils sont de plus maintenus par les boulons  $E^2$ , qui, bien serrés, assurent à l'assemblage la solidité et la liaison réclamées.

On comprend que cet arrangement procure l'avantage de n'avoir à remplacer, en cas de rupture d'une dent, qu'un segment au lieu d'une roue entière.

La roue intermédiaire, par la position de ses supports, participe à la fois à la position des essieux des deux trains.

Si, par une cause fortuite, l'essieu  $Y'$  se trouve plus élevé d'un centimètre, par exemple, que l'axe  $\bar{A}$ , la roue  $A^2$  occupera une position intermédiaire entre  $Y'$  et  $A$ , les trois centres des roues restant toujours dans un même plan.

Si, d'un autre côté, le même essieu ne se trouve plus dans un plan transversal parallèle à la voie (chose qui arrive lorsque, de deux roues calées sur le même axe, l'une s'élève brusquement par une aspérité quelconque,

tandis que l'autre ne quitte pas le rail), le choc résultant de la position oblique que prend soudain l'essieu perd encore une grande partie de son intensité, toujours par suite de la position intermédiaire de la même roue.

On voit que les tourillons  $G^2$  de l'arbre  $F^2$ , sur lequel elle est calée, se meuvent dans les paliers  $H^2$  des deux supports longitudinaux en fer forgé  $I^2$ ; ces supports reposent, d'une part, sur l'essieu  $A$ , dont les tourillons  $J^2 J^2$  se meuvent dans les coussinets en bronze des paliers  $K^2$ .

D'autre part, ils sont portés par l'essieu  $Y'$  au moyen des paliers  $L^2$ ; mais ici l'on remarquera que les coussinets, n'étant pas épaulés par leurs faces latérales, peuvent se déplacer avec les tourillons qu'ils emboîtent, et occuper l'espace libre  $M^2$  laissé à droite et à gauche entre leur flanc et les faces du palier.

Ainsi, quand l'essieu  $Y'$  se déplace, les supports  $I^2$  maintenus invariablement par l'assemblage rigide  $J^2 J^2$ , conservent leur position, et les coussinets  $N^2$  marchent l'un vers la droite, l'autre vers la gauche.

Supposons maintenant la roue  $D$  plus élevée fortuitement d'un centimètre, par exemple, que la roue  $D'$ . Le plan passant transversalement par le centre de l'essieu  $Y'$  va devenir proportionnellement oblique à la voie.

Les deux supports  $I^2$ , à leur tour, vont s'élever en pivotant autour de l'axe  $A$  d'une quantité en rapport avec l'écartement relatif de chacun d'eux au centre d'action de la roue  $D$ .

Ainsi, le plan de leur inclinaison passant par le centre de l'arbre  $A$  coupera le plan parallèle à la voie passant par le même centre, suivant des angles d'autant plus petits que l'écartement des essieux  $Y'$  et  $A$  sera plus grand.

Tous les points ou tous les corps unis aux deux supports se déplaceront donc verticalement d'une quantité allant toujours en s'amointrissant en marchant vers l'axe  $A$ .

Si donc les centres des paliers  $J^2 J^2$  s'élèvent respectivement, l'un de 0,01, l'autre de 0,0033, ceux des paliers moyens  $G^2 G^2$  le feront de 0,005 et de 0,0017, puisqu'ils sont à égales distances de  $A$  et de  $Y'$ .

Les trois roues d'engrenage auront alors chacune une position distincte et en fonction de celle de chacun des axes sur lesquels elles sont calées, mais par ce fait, ces différences deviennent plutôt mathématiques que réelles.

On conçoit que le parallélisme rigoureux des dents engrenant sera ainsi bien peu altéré et le choc presque nul.

On remarquera qu'on a ménagé entre les dents en contact un jeu éventuel,

correspondant au plus grand déplacement possible, pour que les roues n'engrènent jamais à fond.

Le train d'arrière étant ainsi rendu moteur, il s'agit de pouvoir facilement, et sans rien démonter, le restituer à sa destination ordinaire.

Le désembrayage presque instantané des roues donne sous ce rapport une facilité qu'aucun autre organe mécanique ne pourrait procurer à un pareil degré.

L'arbre  $F^2$  de la roue intermédiaire, n'ayant aucun épaulement en  $Y Y$ , peut se déplacer sans obstacle dans ses paliers  $G^2$  transversalement à la voie, car il n'est maintenu que par le collier à charnière  $U^2$  et les vis de pression  $^2$  s'appuyant aux longerons  $B B$ .

Il suffit donc d'enlever le collier pour que, par l'intermédiaire de ces vis, les dents cessent d'être en contact, l'arbre, en se déplaçant, entraînant avec lui la roue calée dessus.

Il est inutile de dire qu'une de ces vis sert à embrayer, l'autre à désembrayer.

La force motrice est maintenant renvoyée à la dernière paire de roues du train par l'intermédiaire de manivelles en fer  $H H$  rapportées sur les fusées des essieux  $Y, Y'$  et des bielles de connexion  $L L$ .

La relation entre le pouvoir adhérent et la force motrice ainsi établie, et la transmission de cette force à la machine entière analysée, il nous reste à décrire succinctement les organes qu'on peut regarder comme secondaires mis en regard de ce qui précède.

Le rapprochement extrême des roues de la machine, leur diamètre peu considérable rendent assez difficile l'accès de l'espace enfermé entre les longerons, sous la chaudière, et où le mécanisme de distribution est d'ordinaire logé.

Des organes exigeant beaucoup de soins et une surveillance continue n'y seraient guère à leur place.

Le mécanisme de distribution tout entier a donc été disposé extérieurement.

Sur la contre-manivelle  $G G$  (planche 5, fig. 3 et 4) sont calées les poulies excentriques en fonte  $A^5$ , munies de colliers en bronze  $B^5$ ; les barres d'excentriques boulonnées à ces colliers impriment le mouvement à la coulisse  $C^5$ , suspendue par la bielle double  $D^5$  au petit longeron extérieur ou cornière.

La concavité de cette coulisse est tournée, non vers le centre des poulies, mais vers le tiroir de distribution qu'elle commande, et la tige ou bielle  $F^5$  (planches 2 et 5) communiquant le mouvement à celui-ci est unie directement à l'arbre de relevage  $G^5$ ; cet arbre, manœuvré au moyen du levier  $H^5$  et de la barre de changement de marche  $I^5$  (planche 1) commande ainsi, non la

coulisser, mais la bielle  $F^3$ , qui décrit un mouvement de rotation autour du point  $M^3$  pris pour centre.

Cette disposition procure une régularité beaucoup plus grande dans la marche du tiroir, dont les avances ne se dérangent jamais, quel que soit le degré d'expansion.

Le guide à deux coussinets en fonte  $N^3$  (planche 5) réglés par les vis de pression  $O^3$  maintient, conjointement avec la boîte à étoupe de la chapelle et le guide extérieur, la tige du tiroir dans une direction parfaitement rectiligne.

Tous les organes de la distribution étant ainsi en vue, il est évident qu'ils doivent être toujours dans un parfait état d'entretien.

De plus, la réglementation du tiroir, le calage des excentriques, etc., besogne assez difficile dans un endroit resserré, et qui demande des soins particuliers et une exactitude rigoureuse, peut se faire ici sans aucune gêne.

Les pompes sont placées sous le corps de la chaudière et boulonnées aux longerons par leurs brides  $S^3$ .

Elles sont mues par les poulies excentriques  $T^3$  calées sur l'essieu  $A$ . Ces poulies sont en fonte, en deux pièces assemblées par des boulons taraudés.

Le collier d'excentrique  $U^3$  est en deux parties, soit un anneau en bronze recouvert par un cercle en fer à nervure, forgé d'une pièce avec la barre  $X^3$ ; celle-ci s'assemble à boulons et charnière avec le piston plongeur de la pompe.

On a été obligé d'incliner le corps de pompe pour avoir la faculté de passer avec la barre au-dessus de l'essieu  $A'$  sans tourmenter celle-ci dans sa forme.

Comme dans toutes les locomotives, une seule de ces pompes fournit largement aux besoins de l'alimentation.

Les boîtes à soupape de refoulement ne sont pas appliquées directement à la chaudière, mais au coffre en fonte  $A^4$  boulonné sous le corps de celle-ci et fermé dans le bas par un couvercle.

Tous les dépôts et les incrustations qui finissent d'ordinaire par obstruer l'orifice d'alimentation, au lieu de se fixer au corps de la chaudière et à l'entrée des tuyaux foulants, viennent se déposer dans ce coffre, ce qui en rend l'enlèvement très-facile.

Aux parois latérales de la boîte à feu est de plus fixé, par l'intermédiaire des supports  $B^4$ , l'appareil d'alimentation connu sous le nom de pompe à vapeur détaillé planche 6, fig. 1, 2, 3 et 4.

On sait que, lorsqu'une machine doit stationner pendant un temps assez notable, il est fort incommode de la faire circuler continuellement dans

les gares, où ces déplacements gênent le service et accélèrent notablement la destruction du matériel en rails, coussinets, évitements, etc., etc.

Cependant l'alimentation de la chaudière exige ces déplacements, car les pompes ne peuvent être manœuvrées que par une machine en marche.

De plus, lorsqu'un accident facilement réparable ou toute autre cause amène un stationnement un peu prolongé, il faut renoncer à tenir une pression quelconque de vapeur et souvent jeter les feux, le niveau de l'eau ne tardant pas à baisser d'une façon dangereuse.

C'est particulièrement dans ces deux occasions que la pompe à vapeur rend d'éminents services, l'alimentation pouvant alors se faire sur place et avec une très-faible pression de vapeur.

Elle se compose de deux petits cylindres à vapeur C<sup>1</sup> entre lesquels est placé le corps de pompe à double effet D<sup>1</sup> : le tout coulé d'une pièce.

Ces deux cylindres, par l'intermédiaire des tiges de piston E<sup>1</sup> et des bielles F<sup>1</sup>, impriment le mouvement de rotation aux manivelles G<sup>1</sup> de l'arbre à trois manivelles.

Celui-ci porte en son milieu la manivelle coudée H<sup>1</sup>, à laquelle s'assemble la bielle I<sup>1</sup>, et, par contre, la tige du piston de la pompe J<sup>1</sup>.

Le mouvement de rotation que reçoit l'arbre est donc renvoyé à la manivelle centrale par l'intermédiaire de la bielle I<sup>1</sup>, de la tige J<sup>1</sup> et du guide angulaire K<sup>1</sup>; il se transforme ainsi en mouvement rectiligne et donne au piston de la pompe l'impulsion et la force nécessaires à l'aspiration et au refoulement de l'eau dans la chaudière.

Les trois manivelles sont disposées de manière à s'équilibrer l'une par l'autre.

De plus, pour donner une régularité plus grande encore, et détruire tous les chocs résultant des changements brusques de direction, le volant M<sup>1</sup> a été appliqué sur le coude de la manivelle centrale, le peu de place disponible ne permettant pas de le caler sur le bout de l'arbre prolongé.

La distribution de vapeur aux deux cylindres a lieu au moyen de petites contre-manivelles N<sup>1</sup>, dont le mouvement de rotation se transforme aussi en mouvement rectiligne par l'intermédiaire d'une bielle O<sup>1</sup>, d'un guide angulaire et de la tige des tiroirs P<sup>1</sup>.

Le tuyau en tôle R<sup>1</sup> à bords rabattus, occupant toute la longueur de la chaudière, recueille et aspire pour ainsi dire la vapeur se dégageant de l'eau en ébullition à chaque pulsation des pistons dans les cylindres.

Ce tuyau est appliqué contre la face inférieure de la tôle du haut de la

chaudière, de telle façon qu'il n'existe que 3 à 4 millimètres de jeu entre le rabat et cette tôle.

Il débouche dans le réservoir à vapeur S<sup>1</sup> de forme cylindrique placé à l'avant.

Voici les avantages que procure cet arrangement.

La prise de vapeur ayant lieu sur toute la longueur de la chaudière, il ne peut se produire en un seul point de ces aspirations brusques, de ces vides soudains qui occasionnent une ébullition désordonnée, attirent et élèvent l'eau jusqu'au régulateur, lequel envoie alors aux cylindres un mélange d'eau et de vapeur au lieu de vapeur bien sèche.

En outre, le peu d'espace existant entre la tôle de la chaudière et les rabats permet seulement à la vapeur d'entrer, mais non à la poussière d'eau qu'elle tient toujours plus ou moins en suspension.

Il y a là comme une sorte d'étirage, une séparation des parties gazeuses des molécules d'eau entraînées par le courant.

Le tuyau en col de cygne T<sup>1</sup> à deux lumières est recouvert par le tiroir ou disque en cuivre x<sup>1</sup>, manœuvré de la plate-forme du machiniste au moyen des leviers y<sup>1</sup> y<sup>1</sup>, de la tringle de renvoi Z<sup>1</sup> et du levier coudé à main A<sup>5</sup> p<sup>5</sup> (planches 1 et 2).

Ce tiroir découvre les lumières de la même manière que ceux de distribution, la vapeur arrivant ensuite aux cylindres par le tuyau bifurqué BB<sup>5</sup> (pl. 2 et 3).

L'appareil d'exhaustion, d'une importance capitale dans les locomotives, est disposé de la manière suivante.

La vapeur, ayant rempli son effet dans les cylindres, passe en sortant de ceux-ci dans le tuyau bifurqué C<sup>5</sup>, lequel, par son arrangement et ses dimensions, est en même temps une espèce d'entretoise destinée à consolider leur position et à maintenir leur écartement.

Elle débouche de là dans le tuyau vertical D<sup>5</sup> à section fortement elliptique.

A la partie supérieure de ce tuyau s'ajuste un couronnement E<sup>5</sup> à deux parois fixes et deux parois mobiles.

Celles-ci sont formées par les clapets en fonte F<sup>5</sup> (planche 2), calés sur les arbres G<sup>5</sup> se mouvant dans les douilles de ce couronnement.

Les deux clapets, rabattus suivant le maximum assigné, enferment entre leurs contours un espace à section elliptique de 0,0062<sup>2</sup> de surface minima, par où s'opère l'échappement.

Relevés, ils rendent au tuyau sa section primitive, et la vapeur s'échappe suivant un jet ou colonne ayant celle-ci pour base.

Les clapets sont mus au moyen du levier F<sup>5</sup> (planche 1) et de la grande tringle H<sup>5</sup>.

Cette tringle est terminée par un pas de vis, et le volant à poignée I<sup>5</sup>, serré entre deux épaulements, la force à prendre un mouvement de va-et-vient.

L'importance de cette partie de la machine est facile à comprendre, lorsqu'on dira que c'est presque à elle seule qu'il faut avoir recours pour maintenir la pression de la vapeur, qui se modifie à chaque instant avec les résistances variables que développent les diverses inclinaisons des rampes.

Manœuvré avec habileté et discernement, cet appareil fournit les résultats les plus heureux tant sous le rapport de la bonne consommation que de la régularité des efforts et de l'uniformité de la marche.

Aussi est-il de la plus haute importance qu'il soit toujours à portée du machiniste et que celui-ci l'ait pour ainsi dire sous la main.

La chaudière est particulièrement remarquable par ses dimensions, surtout par sa longueur.

La nature du combustible exigeait impérieusement cette dimension de tubes, si l'on voulait autant que possible recueillir et absorber toute la chaleur développée par la combustion.

En effet, le bois de sapin bien sec, sous l'influence d'un tirage énergique, brûle avec une flamme très-longue et qui se projette au moins jusqu'aux  $\frac{3}{4}$  de la longueur des tubes.

Si donc une moindre dimension avait été adoptée, la flamme se serait prolongée en pure perte dans la boîte à fumée.

L'écartement séparant les tubes a été aussi un peu augmenté, les effets de la dilatation sur une aussi grande longueur pouvant faire craindre qu'ils ne vinssent à se toucher et à brûler, et aussi pour que le dégagement de vapeur qui a lieu de toute la masse d'eau en ébullition se fasse plus aisément, pour que cette vapeur trouve un passage aussi libre que possible entre eux et que leurs parois restent en contact avec une quantité d'eau suffisante.

La forte pression à laquelle travaille cette chaudière (8 atmosphères effectives) a nécessité l'emploi de tôles d'une grande épaisseur et une rivure particulièrement forte.

La partie inférieure de la boîte à feu est munie d'un cendrier à ouverture variable au moyen d'un papillon réglant l'admission de l'air sous la grille.

Dans les expériences exécutées lors du concours, on reconnut qu'on pourrait aisément arrêter la machine suivant les exigences du programme en faisant agir les freins sur une paire de roues seulement.



Ils sont donc disposés dans la machine actuelle pour enrayer la cinquième paire seule.

La charge sur cet axe est d'environ 7,500 kilogrammes.

En détruisant le mouvement de rotation, on substitue au frottement de roulement un frottement de glissement fer sur fer dont le coefficient est au moins égal à 0,18 ou 0,2.

Ainsi cet enraiment d'une paire de roues développe une force résistante permanente de 1,500 kilog., qui ne tarde pas à détruire complètement la force vive acquise par la machine, chacune des voitures composant le train étant d'ailleurs munie de son frein particulier.

Comme on le voit (planche 2, fig. 1 et 2), cet appareil se compose de deux blocs ou sabots en bois, boulonnés fortement aux tringles pendantes à charnière B<sup>6</sup> et pivotant autour des points C<sup>6</sup>.

L'arbre vertical D<sup>6</sup>, passant dans la colonne ou support E<sup>6</sup>, fortement boulonné à la traverse I, est terminé par un pas de vis F<sup>6</sup>.

Cet arbre est manœuvré au moyen du croisillon G<sup>6</sup>. Dans son mouvement de rotation, il force l'écrou H<sup>6</sup> à monter ou à descendre.

Le levier I est assemblé librement à cet écrou, et son mouvement vertical le force à tourner autour du centre J<sup>6</sup>.

L'arbre J<sup>6</sup> sur lequel le levier est calé est par conséquent entraîné dans le même mouvement.

Cet arbre porte à ses deux extrémités les leviers doubles K<sup>6</sup> articulant de part et d'autre avec les tringles L<sup>6</sup> doubles aussi. Ces tringles sont terminées par un filet de vis, et, au moyen du double écrou K<sup>6</sup> indiqué sur le dessin, il devient facile de régler leur longueur convenablement.

Elles sont assemblées, d'autre part, à boulons et charnière avec les sabots A<sup>6</sup>.

On conçoit que le mouvement de rotation de l'arbre J<sup>6</sup> amène celui des leviers K<sup>6</sup>, qui entraînent avec eux les barres L<sup>6</sup>.

Ainsi les tringles courtes en poussant, les tringles longues en tirant, viennent agir sur les sabots A<sup>6</sup> et les tiennent fortement serrés contre le bandage.

Saisies ainsi comme dans une pince, les roues D<sup>1</sup> en frottant contre la surface des rails développent, comme nous venons de le dire, une force résistante qui détruit en peu de temps l'impulsion de la masse en mouvement.

En A<sup>8</sup> est placée la soupape à cuvette au moyen de laquelle on emplit la chaudière avant de chauffer. Assez souvent on emploie à cet effet les robinets de vidange, sur lesquels on visse l'écrou d'un tuyau en cuir mis en communication avec une pompe foulante. On conçoit cependant qu'il est

plus facile, lorsque les stations d'eau le permettent, de verser directement l'eau dans la chaudière. Cette soupape est composée d'un disque en bronze bien rodé, terminé par un appendice engagé dans un guide venu à la fonte avec le siège. Un levier de pression agit par l'intermédiaire d'un poinçon ou tige articulée sur sa face supérieure. Le levier est terminé par une charnière qui lui permet de pivoter autour de son point d'appui B<sup>s</sup>, et, d'autre part, est engagé dans un œillet articulé, comme il est indiqué au dessin, planche 2, fig. I. Une tringle filetée s'engage dans cet œillet et fait l'office de vis de pression sur la face supérieure du levier. La poignée à manivelle par laquelle elle est terminée donne les moyens d'obtenir une pression assez considérable pour rendre le joint bien étanche. Quand on veut enlever la soupape, on retire la vis, et, en rabattant l'œillet, rien n'empêche alors de soulever le levier et de démasquer l'ouverture.

En C<sup>s</sup> et D<sup>s</sup> se trouvent les soupapes de sûreté. Elles sont au nombre de trois et ont chacune un diamètre de 0.105. Comme on le voit, la soupape inaccessible est fixée au réservoir ou chambre à vapeur de l'avant. Les deux autres sont boulonnées sur le couvercle de l'entrée d'homme, au-dessus de la caisse à feu. Ces soupapes sont en bronze et construites suivant les prescriptions des lois de l'empire d'Autriche, et avec les précautions et les soins qu'exige l'importance de leur fonction. La charge en est réglée par l'intermédiaire de l'appareil connu sous le nom de balance à ressort agissant à l'extrémité du levier indiqué sur le dessin.

Les indications de pression données par cet appareil sont contrôlées par un manomètre à cadran, permettant de se rendre compte de toutes les variations qui se produisent et de suppléer à ce que les premières pourraient présenter de douteux ou d'incomplet.

La cheminée est formée de deux parties bien distinctes : l'une d'elles, intérieure et de forme cylindrique, est assise et boulonnée sur la caisse à fumée ; la seconde ou enveloppe, cône tronqué reposant sur sa petite base, est rivée autour de la première. Cette disposition est applicable chaque fois que les machines sont chauffées avec du bois au lieu de coke.

Il faut alors empêcher les charbons et les flammèches de se projeter au dehors et de se répandre dans la campagne.

Exactement au-dessus de la partie cylindrique et dans son axe, à une distance de 0.26 de son orifice supérieur, est superposé un disque ou chapeau en tôle forte, fortement boulonné à l'enveloppe conique au moyen de quatre barreaux E<sup>s</sup> de réunion en fer.

Cette espèce d'obturateur n'occupe cependant que le centre de l'appareil; il laisse pour passage de dégagement à la fumée et à la vapeur de l'échappement un espace annulaire X<sup>s</sup> (planche 3, fig. 1) largement supérieur en surface à la section de la cheminée. Dans cet espace sont disposées des lames en tôle formant une espèce d'hélice et boulonnées par un retour d'équerre au disque ou plateau supérieur.

On comprend que les charbons enflammés, emportés par la violence du jet de vapeur, sont lancés avec violence contre ce disque. Le choc leur fait perdre la force d'ascension qu'ils avaient acquise, et le courant de vapeur que les lames dont il vient d'être parlé dirigent, en s'échappant par les intervalles restés libres entre elles les projette alors contre la surface, enveloppe qui détruit le reste de leur impulsion, et les force à retomber dans l'espace compris entre la surface conique et la partie cylindrique.

Une porte a été ménagée vers le bas de cette enveloppe rendant praticable l'enlèvement de tous les débris carbonisés.

Il n'est pas inutile de dire que cette disposition, d'une grande efficacité sous le rapport de la projection à l'extérieur des parties embrasées, est cependant assez nuisible quant à l'effet utile.

Plusieurs essais contradictoires, opérés avec la machine Grünschacher lors des voyages faits sur les plans inclinés d'Ans à la Meuse, ont dissipé tous les doutes à cet égard.

Lors des premiers essais, cette machine était munie de l'appareil de Klein. Aux deux derniers, on le remplaça par la cheminée cylindrique ordinaire, la combustion alimentée avec du coke permettant cette substitution sans danger.

La différence dans le tirage qui fut immédiatement remarquée aurait déjà suffi pour dénoter une augmentation dans l'effet utile, si les résultats favorables obtenus sous le rapport de la consommation et de la vaporisation, constatés à l'arrivée, n'en avaient donné des preuves palpables.

Pendant ces deux essais, en effet, chaque fois que l'on ouvrait la porte du foyer, on pouvait remarquer qu'il n'offrait qu'une masse incandescente du blanc le plus éblouissant à chaque aspiration, tandis qu'auparavant on n'avait jamais pu obtenir une intensité pareille dans la combustion.

On conçoit, du reste, que cette espèce de chapeau placé juste dans l'axe de la colonne de vapeur d'échappement lui oppose une résistance considérable et est fort nuisible quant à son effet utile.

C'est un véritable obturateur qui arrête son ascension, et contre lequel elle vient se briser, pour prendre ensuite un changement de direction presque

à angle droit. Différentes tentatives pour parer à ces inconvénients ont déjà été faites, en Bavière principalement. Celle qui a donné les meilleurs résultats, paraît-il, est l'application d'une espèce de grille à claire-voie fixée aux parois de la caisse à fumée et fermant complètement l'aire de la base de la cheminée.

L'expérience acquise permettra sans doute de modifier bientôt un appareil qui, peu gracieux de forme, amène encore une perte d'effet à des vitesses un peu notables, par suite de la grande surface résistante qu'il oppose au courant d'air.

Les bâches, placées latéralement de part et d'autre, sont boulonnées d'abord au fer d'angle extérieur Z<sup>s</sup> (planche 3, fig. 2), et ensuite à de fortes cornières fixées à la partie cylindrique de la chaudière, permettant un enlèvement facile, sans que cependant des vibrations puissent se produire. Comme on le voit, ces bâches sont loin de masquer entièrement la chaudière, car il importe qu'on puisse s'assurer toujours facilement de l'état de celle-ci.

On conçoit, en effet, qu'une fuite, un défaut de rivure, etc., qu'on reconnait de suite lorsqu'elle n'est recouverte que de son enveloppe ordinaire, ne peuvent s'apercevoir que bien malaisément dans l'autre cas.

Les pompes alimentaires ont leur prise d'eau sous chacune de ces bâches. Un robinet, manœuvré au moyen d'une tringle de renvoi de la plate-forme du machiniste, intercepte la communication ou permet à l'aspiration de se produire, soit que l'on fasse jouer la pompe de droite ou celle de gauche.

Un appareil destiné à faire passer une partie de la vapeur de l'échappement dans ces bâches avait d'abord été adapté à la première machine fournie. En se condensant, cette vapeur devait porter l'eau y contenue à une haute température. Bien connu en Allemagne, cet appareil, qui porte le nom de son inventeur, M. Kirschweiger, donne, paraît-il, des résultats extrêmement favorables sous le rapport de l'économie de combustible. Cependant on n'en fit aucun usage, et il fut démonté à l'arrivée de la machine au Semmering, parce qu'on parvint à un résultat presque identique avec les seuls robinets chauffeurs dont sont munies, du reste, toutes les locomotives. On sait que, même en stationnement, il est presque toujours nécessaire de tenir une pression de vapeur assez élevée pour être constamment prêt soit à démarrer, soit du moins à même de porter cette pression au degré voulu en très-peu de temps. Si maintenant on laisse s'échapper par les soupapes la vapeur qui se produit incessamment, on aura (suivant la durée du stationnement) élevé

à une haute température un grand volume d'eau sans produire de travail et consommé du coke inutilement.

Au moyen des robinets dont il vient d'être parlé cette vapeur est utilisée, en ce sens du moins qu'il n'y a aucune perte de calorique. L'un et l'autre sont fixés à la partie supérieure de la caisse à feu, de manière que leur orifice se trouve à une bonne hauteur au-dessus du niveau de l'eau, et que la vapeur puisse toujours y affluer librement.

Un tuyau en cuivre rouge la conduit directement dans chacune des deux bâches, où lui-même est immergé sur une certaine longueur.

Il est évident que, si l'on ouvre les robinets, toute la vapeur produite en stationnement au lieu de faire souffler les soupapes et de se perdre dans l'atmosphère ira directement se condenser dans l'eau d'alimentation, qu'elle ne tardera pas à échauffer à un degré très-élevé. En marche, il est vrai, on ne saura guère jouir de cet avantage. Cependant il est vrai de dire que les stations étant très-rapprochées et les temps d'arrêt fréquents, on a souvent occasion d'en faire usage. D'un autre côté, il peut arriver certaines circonstances où la production de vapeur devient tout-à-coup trop large pour la résistance à vaincre. Les soupapes ont alors une tendance à souffler qu'on peut prévenir en utilisant de la manière préindiquée la vapeur à laquelle elles livreraient un libre passage, si, bien entendu, cette production surabondante ne pouvait se traduire à l'instant en augmentation de vitesse.

Manœuvrés habilement, on le voit, ces robinets peuvent rendre continuellement de bons services, et entretenir l'eau du tender juste au degré de chaleur qui convient aux conditions d'une bonne aspiration.

L'appareil Kirschweger n'a donc été indiqué que pour mémoire, et seulement pour démontrer qu'on a cherché à obtenir une économie notable de combustible par tous les moyens que la pratique a fait reconnaître comme réellement efficaces.

La communication entre les deux bâches est établie par l'intermédiaire d'un tuyau double en cuivre G<sup>s</sup> boulonné par des brides en fer au fond de ces bâches, et débouchant de part et d'autre dans une sorte de coffre en fonte F<sup>s</sup>, supporté par un étrier en fer assemblé à la partie inférieure du corps de la chaudière. Ce coffre est muni d'un couvercle permettant l'enlèvement de la vase qui vient s'y déposer.

Il porte, de plus, un robinet de vidange au moyen duquel on peut se débarrasser de l'eau des réservoirs (dans les temps de gelée, par exemple, ou pour y faire une réparation).

Un tuyau fixé à ce robinet conduit cette eau hors de la voie.

On conçoit qu'il est essentiel d'établir cette communication pour obtenir toujours un niveau égal des deux côtés. Sans cela les poids reposant de part et d'autre sur les roues diminueraient pendant la marche d'une manière inégale, et l'équilibre qui ne doit pas cesser d'exister serait rompu.

Les buttoirs sont formés de deux cylindres en fonte, soigneusement alésés et tournés. Un de ces cylindres est boulonné à la traverse en chêne; l'autre, muni d'un tampon de choc en bois, joue librement dans le premier, dans lequel il est embotté. Des rondelles en caoutchouc, au milieu desquelles passe une tige directrice, sont disposées dans le cylindre fixé au corps du buttoir; elles reçoivent les chocs transmis par la partie mobile et les amortissent. On remarquera que la machine est pourvue de buttoirs à l'avant et à l'arrière, tandis que les locomotives ordinaires n'en ont qu'à l'avant; le tender porte alors la seconde paire.

Cette partie de la machine est pourvue aussi d'un ressort de traction, qui est adapté seulement au tender quand celui-ci est indépendant de la machine. Ce ressort a pour but d'amortir, de détruire même tous les chocs, toutes les secousses qui se produisent, soit en démarrant soit pendant la marche.

Ces chocs, transmis directement à la machine, ne tarderaient pas à disjoindre les principaux assemblages, à fausser des organes importants, à détruire les joints les plus étanches.

Le train tout entier est attelé directement au crochet en fer de forte dimension, assemblé à boulon et charnière avec la boîte du ressort; d'un autre côté, ces deux extrémités sont appuyées, et viennent butter contre la pièce. Tout l'effort de traction agit donc sur ce ressort, d'où il se répartit ensuite par son intermédiaire d'abord sur les longerons du train d'arrière, puis sur le pivot M, et enfin sur le train d'avant.

Si cet effort était constant, s'il ne se produisait pas de réactions très-violentes, cet organe ne serait peut-être pas rigoureusement nécessaire. Mais on conçoit qu'à la mise en train, alors qu'on doit vaincre l'inertie du convoi, il faut tout d'un coup développer un effort très-considérable qui va toujours en diminuant à mesure que le convoi acquiert sa vitesse de régime. Lorsqu'au contraire on doit arrêter, et surtout si la nécessité oblige à le faire un peu brusquement, ou que pour prévenir un accident il faille mettre la barre en arrière quand le train conserve encore une grande force vive, il se produit alors une réaction terrible, un choc d'une intensité destructive pour tous les organes qui auraient à le subir. L'élasticité du

ressort, qui supporte cet effort le premier, amortit la secousse et ne la renvoie qu'en vibrations fort affaiblies à la machine même.

A l'avant, aux deux côtés de la boîte à fumée, sont placés les bacs à sable, munis d'un tuyau qui le conduit et le distribue sous chacune des deux roues d'avant.

Une soupape mue de la plate-forme du machiniste au moyen de tringles de renvoi, recouvre l'orifice de ce tuyau. Cet appareil rend de grands services dans les temps de verglas et quand la surface des rails se trouve en mauvais état dans certains endroits. Le sable répandu alors à propos force les roues à mordre et la machine à avancer. Naturellement, il ne faut pas s'exagérer son importance: c'est un en-cas qui peut rendre des services par moments, mais non procurer l'adhérence qui manque.

Les chasse-pierres, fortement boulonnés aux longerons du train d'avant, sont munis d'un canon ou cylindre en deux pièces, doublement articulé.

La charnière supérieure sert de point de pivotement, lorsqu'on veut l'ouvrir pour y introduire un balai. Le collier inférieur maintient celui-ci fortement serré.

On aura remarqué, sans doute (planche 3, figure I), à l'orifice des deux tuyaux partant des cylindres et amenant la vapeur d'exhaustion dans le tuyau d'échappement à section variable un petit clapet double en papillon qui doit recouvrir alternativement tantôt l'orifice du tuyau de gauche, tantôt celui de droite.

Voici l'usage auquel il est destiné:

Lorsque la machine descend les rampes, les pistons en jouant dans les cylindres font l'effet d'une pompe qui n'aspire pas seulement de l'air, mais encore les particules de charbon, etc., restées dans les tuyaux ou dans la cheminée.

Ces corps s'introduisent dans l'intérieur des cylindres par les conduits de vapeur, les rayent fortement, et donnent naissance à une usure très-anticipée. Le petit clapet dont il est question prévient cet inconvénient, puisque l'aspiration produite par le piston le tient appliqué sur son siège, et que la communication entre le cylindre et la boîte à fumée est alors fermée.

Le simple examen du dessin suffira maintenant à l'entente parfaite des organes plus ou moins accessoires qui n'auraient pu être compris dans cette description sans lui donner des proportions que ne comporte pas le but qu'on se propose d'atteindre.

Il suffit, du reste, d'être quelque peu familier avec la disposition du matériel des chemins de fer et de connaître les exigences du service de traction pour comprendre à première vue et la nature et la destination de ces organes.

C'est faire chose plus utile, semble-t-il, et clore convenablement ce sujet, que de donner ci-après les principales dimensions de la machine, et d'offrir le tableau de quelques-uns de ses voyages dont on a conservé les notes.

Les personnes au courant des résultats fournis par les locomotives pourront, en comparant ces données et leur appliquant les calculs qui sont du ressort de la discussion et non d'une simple description, juger de l'excellence des résultats obtenus et du mérite d'un système dont dix-huit mois d'un usage journalier ont maintenant consacré le succès.

**Tableau des principales dimensions des locomotives du Semmering.**

DÉSIGNATION DES ORGANES.	MESURES EN PIEDS ET POUCES ANGLAIS.	MESURES EN MÈTRES.	OBSERVATIONS.
Diamètre des cylindres . . . . .	18" 5/8	0.473	Toutes motrices.  187.
Course du piston . . . . .	24	0.61	
Diamètre des dix roues . . . . .	42 pouces.	1.06	
Longueur du corps de la chaudière . . . . .	15' 3"	4.65	
Diamètres intérieurs . . . . .	4' 4" sur 4' 2"	1.27 sur 1.32	
Épaisseur des tôles . . . . .	19/32	15 mill.	
Nombre de tubes bouilleurs . . . . .	.		
Diamètre extérieur . . . . .	2" 1/16	0.053	
Épaisseur . . . . .		0.027	
Hauteur totale du foyer . . . . .	5' 1"	1.548	
Profondeur du foyer . . . . .	4' 4"	1.33	
Largeur . . . . .	3' 6"	1.04	
Surface de chauffe du foyer. . . . .		<u>7.80</u> M	
Surface de chauffe des tubes . . . . .		148. » M	
Surface de grille . . . . .		<u>1.15</u>	
Volume d'eau contenu dans les bâches . . . . .		6400 litres.	
Course des tiroirs . . . . .	5"	0.126	
Largeur des lumières d'admission . . . . .	1" 1/2	0.038	
Longueur des lumières d'admission et d'échappement. . . . .	12" 1/2	0.32	



DÉSIGNATION DES ORGANES.	DIMENSIONS EN PIEDS ET POUCES ANGLAIS.	DIMENSIONS EN MÈTRES.	OBSERVATIONS.
Largeur de la lumière d'échappement . . . . .	3"	0.077	
Diamètre du tuyau d'admission . . . . .	4"	0.098	
Diamètre du tuyau d'échappement . . . . .	5" 1/2	0.144	
Diamètre des pompes . . . . .	5"	0.128	
Course des pompes . . . . .	5" 1/2	0.14	
Diamètre des tourillons de l'axe 1 <sup>er</sup> moteur.	8"	0.204	
Longueur. . . . .	7"	0.18	
Diamètre des tourillons des axes d'arrière . .	5" 1/2"	0.14	
Longueur. . . . .	7"	0.18	
Diamètre des tourillons des axes d'avant . .	6"	0.152	
Longueur. . . . .	7"	0.18	
Section des bielles motrices au milieu du corps.	4" haut.	0.102	}
	2" épais.	0.05	
Section des bielles de connexion au milieu du corps . . . . .	2 3/4" haut.	0.07	
	2" épais.	0.05	
Diamètre de la tige du piston (acier). . . . .	2" 5/8"	0.067	
Largeur des dents des roues d'engrenage . .	4"	0.102	
Hauteur . . . . .	2 3/4"	0.07	
Épaisseur . . . . .	2"	0.05	

Éprouvées à outrance à la presse hydraulique, ces dents ont supporté une pression moyenne de 60,000 kilog. avant de se rompre.

**RÉPARTITION DE LA CHARGE TOTALE SUR LES DIX ROUES.**

1 <sup>re</sup> paire (en partant de l'avant). . . . .	14,000 kilog.
2 <sup>e</sup> idem . . . . .	12,500 —
3 <sup>e</sup> idem . . . . .	14,000 —
4 <sup>e</sup> idem . . . . .	7,450 —
5 <sup>e</sup> idem . . . . .	7,750 —

On remarquera que les quatre roues d'arrière sont loin de porter le maximum de poids assigné. Il sera donc possible, quand les circonstances climatériques l'exigeront impérieusement, de charger le train d'arrière de matières lourdes, et d'obtenir ainsi un poids de 7,000 kilog. sur chacune de ses roues, ou de 70,000 kilog. pour la machine entière.

Ce poids supplémentaire deviendrait dans les circonstances ordinaires un accroissement de résistance, et loin de venir en aide amènerait une diminution notable de l'effet utile, soit 12,800 kilog. remorqués en moins.

On remarquera aussi que le premier axe est plus chargé que le second d'environ 1,500 kilog.

Cet axe, étant le directeur du mouvement, réclame impérieusement, en effet, une stabilité, une sûreté d'assise que des ressorts chargés d'un poids considérable peuvent seuls lui donner.

Voici maintenant le tableau de deux essais préparatoires faits sur les plans inclinés d'Ans à la Meuse, les roues du train d'arrière étant désembrayées, et le poids reposant sur les roues d'avant procurant seul l'adhérence nécessaire.

Les différentes rampes composant l'ensemble de ces plans se répartissent de la manière suivante de la station des Guillemins à la station d'Ans :

	LONGUEUR EN MÈTRES.	INCLINAISON.
Des Guillemins au pied de la rampe . . . . .	325	%
	175	1/113
	500	1/36
	1,260	1/33
	159	1/105
	50	1/113
Station du Haut-Pré, palier . . . . .	300	1/370
	1,240	1/35
	600	1/33
	36	1/71
	36	1/140
Du palier supérieur à la station d'Ans . . . . .	1,420	%

Dans ces essais, la machine a été chauffée avec du coke ; cependant son genre de construction de chaudière, sa petite surface de grille, et la disposition de sa cheminée surtout, rendent ici ce genre de combustible peu avantageux sous le rapport de l'économie. La cheminée surtout, destinée à empêcher les charbons de bois et les flammèches de se répandre dans la campagne, diminue considérablement l'effet utile du jet de vapeur produisant le tirage.

ESSAI FAIT LE 10 OCTOBRE 1853 ,  
*M. Hodson, ingénieur en chef de la ligne de l'Est des chemins de fer belges ,  
 conduisant la machine.*

COMPOSITION DU TRAIN.			OBSERVATIONS.
POIDS DES WAGONS.	CHARGEMENT.	POIDS DES WAGONS-FREINS.	
2,550	5,000	8,450	20 hommes.
3,370	5,000	9,300	
3,070	5,000	8,600	
3,430	6,000	+ 1,200	
3,250	6,000		
3,190	6,000		
3,200	6,000		
3,280	6,000		
3,190	6,000		
3,370	6,000		
3,270	6,000		
35,170	53,000	27,550	

Ou poids total à remorquer, 115,720 kilog.

PASSAGE DU PLAN INFÉRIEUR.		PASSAGE DU PLAN SUPÉRIEUR.	
HEURES.	PRESSIION EN KIL. PAR CENTIMÈTRES CARRÉS.	HEURES.	PRESSIION EN KIL. PAR CENTIMÈTRES CARRÉS.
2' .47" 2/3	7.03 kil.	2 .55	6.71 kil.
2' .48"	6.93 »	2 .55 1/2	6.91 »
2' .48' 1/2	6.91 »	2 .56	7.11 »
2' .49"	6.88 »	2 .56 1/2	6.88 »
2' .49 1/2	6.99 »	2 .57	6.62 »
2' .50"	7.03 »	2 .57 1/2	6.54 »
2' .50" 1/2	6.93 »	2 .58	6.79 »
2' .51"	6.91 »	2 .58 1/2	6.88 »
2" .51" 1/2	6.88 »	2 .59	7.11 »
2 .52"	6.71 »	2 .59 1/2	6.54 »
2 .52 1/2	6.62 »	3 heures.	6.46 »
2 .53	6.62 »	3' 1/2"	6.06 »
2 .53 1/2	6.71 »	3 3/4"	6.06 »
2 .54	6.79 »		
Passage au sommet.		Passage au sommet.	

Temps de parcours de la rampe inférieure, . . . . .	6.1/3
Temps de parcours de la rampe supérieure, . . . . .	5.3/4
Temps de parcours total, . . . . .	<u>12'5"</u>

Soit une vitesse moyenne d'environ 19 kilomètres à l'heure.

Pendant cet essai, la consommation de coke de Liège à Ans s'est élevée à 255 kilog., le coke étant arrasé dans le foyer, après la descente, juste à la hauteur où il se trouvait en partant du pied de la rampe.

La dépense d'eau observée exactement au moyen de deux indicateurs bien gradués adaptés à chacune des bâches a été de 2,305 litres, le niveau de l'eau dans la chaudière ayant été constaté à l'arrivée comme au départ.

On a donc  $\frac{2,305}{255} = 9.04$  kilog. d'eau vaporisée par kilog. de coke brûlé, ce qui est un résultat très-remarquable dû non pas seulement, comme on pourrait le croire, à l'habile conduite de la machine, mais aussi à la bonne disposition de la chaudière et de la locomotive en général.

La grande longueur des tubes bouilleurs est peut-être aussi pour beaucoup dans cette vaporisation économique, car il doit se perdre bien peu de chaleur par la cheminée.

On admet généralement qu'un décimètre carré de surface de grille peut consumer par heure 8 kilog. de coke bien pur, ce qui donnerait ici 920 kilog. par heure en totalité, tandis qu'en réalité il pourrait en être brûlé 1,280 kilog.

Il faut attribuer ce résultat surtout à la bonne disposition du tuyau d'échappement variable, à son habile et incessante manœuvre, et enfin à la puissance du jet de vapeur.

ESSAI DU 11 OCTOBRE 1853.

COMPOSITION DU TRAIN.			OBSERVATIONS.
POIDS DES WAGONS.	CHARGEMENT.	WAGONS-FREINS.	
2,250	5,000	10,200	12 hommes.
2,880	5,000	9,000	
2,650	5,000	8,450	
2,900	5,000	8,800	
5,200	4,800		
5,580	5,000		
5,570	5,000		
5,500	5,000	720	
5,200	9,180		
5,240			
5,525			
5,200	14,700		
5,550			
<b>40,825</b>	<b>65,680</b>	<b>57,170</b>	

Soit un poids total à remorquer de 141,675 kilog.

PASSAGE DU PLAN INFÉRIEUR.		PASSAGE DU PLAN SUPÉRIEUR.	
HEURES.	PRESSIION EN KIL. PAR CENTIMÈTRES CARRÉS.	HEURES.	PRESSIION EN KIL. PAR CENTIMÈTRES CARRÉS.
10'.51" 1/2	6.93 kil.	11'.1" 1/3	7.27 kil.
» .52"	7.03 »	» .1" 1/2	7.11 »
» .52" 1/2	7.11 »	» .2"	7.07 »
» .53"	7.11 »	» .2" 1/2	7.15 »
» .54"	7.03 »	» .3"	7.03 »
» .54" 1/2	7.11 »	» .3" 1/2	7.03 »
» .55"	7.03 »	» .4"	7.15 »
» .55" 1/2	7.03 »	» .4" 1/2	7.03 »
» .56"	7.03 »	» .5"	7.11 »
» .56" 1/2	7.11 »	» .5" 1/2	7.11 »
» .57"	7.20 »	» .6"	7.03 »
» .57 1/2	7.27 »	» .6" 1/2	7.11 »
» .58	7.20 »	» .7"	7.11 »
» .58 1/3	7.20 »	» .7" 1/2	7.11 »
» .58 1/2	7.27 »	» .8'	7.03 »
» .59	7.11 »	» .8' 1/2	7.03 »
» .59 1/3	7.11 »	» .9"	7.03 »
» .59 1/2	7.03 »	» .9" 1/3	7.03 »
11'. 1/4	6.93 »		
Passage au sommet.		Passage au sommet.	

Temps de parcours du plan inférieur, . . . . . 8 3/4 minutes.

Temps de parcours du plan supérieur, . . . . . 8 1/4 id.

Ce qui donne une vitesse d'environ 15 kilomètres à l'heure.

Pendant la majeure partie du temps qu'a duré cet essai, le tuyau d'échappement a été fermé aux 3/4. Du reste, le 10 comme le 11 octobre, le temps était brumeux, et un brouillard humide se condensant à la surface des rails les couvrait d'une humidité peu favorable à la marche.

Cependant la machine patinait très-peu et seulement dans quelques rares endroits des tranchées et sous les viaducs, où la voie était imprégnée d'une couche glaiseuse.

La consommation de coke de Liège à Ans s'est élevée à 294 kilog.; la dépense d'eau a été de 2,742 litres; soit 9.3 litres d'eau par kilog. de coke brûlé.

VOYAGE DU 6 JUILLET 1854

*Avec la machine Lanau, les roues d'engrenage fonctionnant sur le chemin de fer du Semmering.*

Remorqué 9 wagons chargés de rails pesant environ 182,000 kilog.  
 Le tender était chargé au départ de 5.68 mètres cubes de bois de sapin assez sec pesant environ 2,010 kilog.  
 L'eau contenue dans les bâches s'élevait au chiffre de 5,652 litres.  
 Il y avait sur le foyer 0.158 d'eau.

DISTANCE ENTRE LES STATIONS.	RAMPES.	HEURES D'OBSERVATION.	PRESSION EN KILOG. PAR CENTIMÈTRE CARRÉ	OBSERVATIONS.
Payerbach Départ.                      6,197 mètres.	Niveau.	10'.37"	8.16	30 % expansion.
	»	37" 1/2	8.41	» »
	1/100	38" 1/2	8.41	
	1/60	40"	8.16	
	1/40	40" 2/3	8.08	
	1/46	41"	7.83	
	1/40	41" 1/3	7.92	
	»	42 2/3	8. »	
	»	44	8.08	78 révolutions.
	»	10.44 1/2	8.08	40 % expansion.
	»	» .46	7.83	
	»	» .47	8. »	30 % expansion.
	1/45	» .47 1/2	7.92	
	1/40	» .49	8. »	( 78 révolutions.)
	»	» .50 3/4	8.16	1 <sup>er</sup> tunnel.
	1/40	» .52 1/2	8.41	» »
	»	» .54	7.67	2 <sup>me</sup> tunnel.
	»	» .56	7.67	2 courbes, 66 révolutions.
	1/45	» .56 1/2	7.67	
	»	» .59	7. 8	

Il y a en ce moment 0.316 d'eau sur le foyer, aussi la machine prime-t-elle un peu.

DISTANCE ENTRE LES STATIONS.	RAMPES.	HEURES DES OBSERVATIONS.	PRESSION EN KILOG. PAR CENTIMÈTRE CARRÉ.	OBSERVATIONS.
Station d'Eichberg.  4,073 mètres.	A niveau.	10 .59 1/2	8.08	Il reste au tender 2,704 litres. On prend 460 kilog. de bois et de l'eau à concurrence de 6,157 litres. 0.225 d'eau sur le foyer.  60 révolutions, 2 courbes.  66 révolutions, 2 courbes. »           » »           » »           »
	Stationnement.	11 . »	8.41	
	Départ.	11 .10	8.30	
	1/40	11'.11"	7.67	
	»	» .12	8. »	
	»	» .14	8.08	
	»	» .17	7.43	
	»	» .17 1/2	7. 7	
	»	» .19	7.67	
	»	» .20	7.83	
	»	» .22	7.83	
	»	11 .22 1/3	7.92	
	»	» .23	8. »	
Station de Klamm. Entrée, stationnement, départ.  5,987 mètres.	A niveau.	11 .27 1/2	8.08	Resie au tender 3,915 litres. On prend 691 kilog. de bois et de l'eau à concurrence de 5,937 litres. 0.236 d'eau sur le foyer.  81 révolutions.
	»	» .28	8.08	
	»	11 .41	8.16	
	1/80	11 .42 2/3	8. »	
	1/45	11 .43 1/2	7. 7	
	»	» .47	7.67	
	»	» .49	7. 7	
	»	» .51	7.83	
	»	» .51 1/2	7. 7	
	1/200	» .53 1/2	7. 7	
	1/50	» .54 1/2	7. 6	
	»	» .55 1/2	7.92	
1/40	» .59	7.92		
1/60	12 . 1/2	7. 7		
Station de Breitenstein. Entrée, stationnement, départ.  5,757 mètres.	Niveau.	12 . 1 1/2	8.08	Reste au tender 3.663 litres. On prend de l'eau à concurrence de 6,034 litres. 0.204 d'eau sur le foyer. 30 % expansion. 40 %   »  30 %   »
	»	12 . 3	8.08	
	»	12 .13	8.16	
	1/40	12 .14	7. 8	
	1/60	12 .15 2/3	7. 8	
	»	» .17	7. 8	
	»	» .18 1/2	8.33	
	»	» .19	8.25	
	1/45	12'.19" 1/2	7.92	
	»	» .21	8.08	
	1/40	» .22	7.36	
»	» .24 1/2	7.60		

DISTANCE ENTRE LES STATIONS.	RAMPES.	HEURES DES OBSERVATIONS.	PRESSION EN KILOG. PAR CENTIMÈTRE CARRÉ.	OBSERVATIONS.
Station de Breitenstein.	1/40	12'.26"	7.67	Entrée du tunnel de Wolfsberg. Sortie.
Entrée ,	1/45	» .26 1/2	7.80	
stationnement ,	1/45	» .28 1/2	7. 7	
départ.		» .30 1/3	7. 7	
5,757 mètres,	1/60	» .32	7. 7	
		» .32 1/2	7. 7	
	1/100	» .34	7.70	
Station du Semmering.		12'.36	7.70	Entrée du tunnel. 40 % expansion
Entrée, stationnement.		12'.37	7.70	

Il reste dans les bâches 3,600 litres d'eau et sur le tender 260 kil. de bois. Il a donc été consommé 9,895 litres d'eau et 2,741 kilog. bois de sapin moyennement sec.

Nous avons donc  $\frac{9,895}{2,741} = 3.61$  litres d'eau vaporisés par kilog. de bois brûlé.

Le pouvoir calorifique du bois sec à l'état ordinaire étant représenté par 2700, et celui de coke de bonne qualité pour chemin de fer par 6300 environ, nous avons ainsi comme équivalent  $\frac{3.61 \times 6300}{2700} = 8.42$ , quantité sensiblement en relation avec le chiffre 9.04 de la première expérience.

Il ne faut pas perdre de vue, dans tous les cas, que ce voyage de la machine *Lanau* a été pris au hasard parmi ceux qu'elle accomplit tous les jours, et qu'il y a toujours une différence sensible entre une expérience conduite avec tous les soins et toutes les précautions possibles et un résultat fourni par le service ordinaire, résultat, du reste, assez beau par lui-même pour qu'il en soit tenu compte.

Comme on le voit par le tableau de ces derniers essais, la machine a sensiblement maintenu en service régulier la vaporisation économique que l'on a déjà fait remarquer à la suite des voyages-expériences exécutés sur les plans inclinés d'Ans à la Meuse.

Cependant, nous le répétons, on sait quelle différence il y a souvent entre les résultats d'expériences exécutées avec minutie sur une machine en parfait état d'entretien et les moyennes qu'on déduit du travail journalier.

On aura sans doute remarqué par ce dernier tableau qu'on emploie la détente dans des proportions assez larges chaque fois qu'il est possible de le faire.



La haute pression effective à laquelle la vapeur se produit dans la chaudière (8 atmosphères) en rend du reste l'emploi particulièrement avantageux ; disons plus, fait en ce cas une loi de son usage intelligent.

En décrivant succinctement le mécanisme de distribution, l'on a eu occasion de faire remarquer qu'il était surtout combiné pour satisfaire aux exigences de la détente variable, ne dérangeant jamais l'avance du tiroir, qu'on marche en avant ou en arrière, et quel que soit d'ailleurs le point de la course du piston où l'introduction de la vapeur est interrompue.

Il est bon de dire cependant que les effets de l'expansion sont de plus singulièrement favorisés par la combinaison particulière du tiroir, chose que l'on peut voir plus clairement en se reportant au dessin détaillé du cylindre, planche 5, fig. 2 et 3.

Des tiroirs semblables sont du reste employés en Angleterre, et, adaptés à des machines de force ordinaire, ils ont donné en service régulier des résultats économiques très-avantageux.

L'on sait que l'expansion dite de Stephenson a lieu au moyen d'une diminution de la course du tiroir, c'est-à-dire que les orifices d'introduction qui, dans la marche à pleine vapeur, sont démasqués entièrement, ne se découvrent plus lorsqu'on emploie la détente que d'une quantité variant avec le degré de celle-ci.

Ainsi, non-seulement le temps de la période d'admission diminue, mais aussi la section de l'orifice par lequel a lieu l'écoulement de la vapeur vers le cylindre.

Pour les premiers crans ou dixièmes de la détente, ce rétrécissement des lumières n'amène que peu de diminution de l'effet utile, et la pression initiale de la vapeur dans les cylindres devient sensiblement égale à la pression dans la chaudière pendant la première période de la course, bien entendu à la *vitesse normale* très-moderée des machines que nous décrivons ici.

Mais il n'en est plus ainsi lorsqu'on veut pousser la détente un peu loin. Le rétrécissement excessif des lumières devient alors un véritable obstacle à l'écoulement de la vapeur, et l'influence de ces étranglements est telle qu'on a constaté des pertes de pression de plus d'un tiers entre la boîte des tiroirs et les cylindres.

C'est ainsi que des expériences faites en 1850 par M. Bertera sur une machine à marchandises et une à voyageurs ont permis de constater, pour la première, qu'avec détente à moitié de la course, à une pression de

5.38 kilog. dans la boîte des tiroirs correspondait une pression initiale de 3.92 dans les cylindres; et, pour la seconde, la course totale du piston étant de 0.56 et la longueur de la période d'admission de 0.34, qu'il y avait une différence de 2.70 kilog. entre les pressions absolues dans les chapelles et les cylindres.

Les effets de l'expansion étant surtout sensibles lorsqu'on peut disposer de hautes pressions initiales, il est facile à comprendre qu'au-delà d'une limite assez bornée son influence économique devient presque illusoire, l'étranglement des lumières ne permettant à la détente d'agir qu'entre des limites trop restreintes, puisque la pression que doit conserver la vapeur d'échappement pour maintenir l'activité du tirage pose d'ailleurs des bornes d'un autre côté.

Il devient dès lors évident qu'un appareil pouvant détruire l'effet de ces étranglements et conserver sans grande complication une ouverture convenable aux orifices d'admission même pour des crans de détente très-prolongée, est essentiellement favorable à l'économie de combustible, et, disons plus, devient une addition d'une haute importance à l'expansion Stephenson.

Si l'on se reporte à la figure 2, planche 5, on trouve que les brides du tiroir de distribution n'affleurent pas les arêtes des lumières du cylindre, mais les dépassent de chaque côté. Cette disposition est suffisamment connue sous le nom de recouvrement du tiroir, et son but et ses effets ont été trop souvent décrits pour y revenir ici.

Au lieu de conserver à ces brides l'épaisseur qu'elles ont d'habitude, on a donné au tiroir entier la forme d'un parallépipède, dont la longueur est égale à celle qui est comprise entre les extrémités des rebords ou recouvrements.

Quant à la hauteur, elle est naturellement en fonction du creux intérieur par lequel a lieu l'échappement. Il n'y a donc, sous ce rapport, aucune augmentation de surface, ni par conséquent surcroît de pression. Comme il vient d'être dit, ce parallépipède conserve non-seulement le creux nécessaire à l'échappement, mais il est de plus percé de part en part aux extrémités, dans les parties qui correspondent au recouvrement ordinaire, de deux petites lumières supplémentaires ayant 0.015 de largeur, et l'on ne conserve, entre sa face extérieure et la face intérieure adjacente de chacune d'elles, que l'épaisseur de métal strictement nécessaire à la conservation de la vivacité et de la rectitude des arêtes.

La surface de contact du tiroir avec la table du cylindre (dans laquelle

sont percées les lumières) et sa partie supérieure sont dressées avec le plus grand soin.

Sur cette face repose une plaque ou table en fonte épaulée par ses saillies supérieures contre les parois des chapelles, préalablement dressées.

Maintenue de cette façon, cette plaque ne peut avoir aucune tendance à se déplacer dans le sens de la marche du tiroir, chose qu'il faut surtout éviter; mais, comme elle est simplement en contact parfait et non assemblée avec les parois de la chapelle, qui constituent pour elle une espèce de guide, rien ne s'oppose à des oscillations verticales naissant inévitablement de son application sur le tiroir (un peu de jeu étant ménagé), la pression de la vapeur affluant librement sur ses deux faces la tenant d'ailleurs toujours en contact parfait avec celui-ci.

Percée de deux ouvertures ou lumières égales en dimensions, et correspondant exactement avec les lumières supplémentaires du tiroir, on conçoit que si un conduit quelconque vient s'interposer entre elles et les orifices d'admission du cylindre, ce conduit distribuera la vapeur à celui-ci pendant tout le temps que les dites ouvertures seront démasquées.

Un ressort arc-bouté contre le couvercle de la chapelle et appuyant sur cette plaque contribue encore à maintenir la perfection du contact. Les fonctions de cet appareil sont maintenant faciles à comprendre. Si l'on ramène par la pensée le rebord extrême du tiroir jusqu'à l'arête du conduit de distribution, la lumière supplémentaire viendra se placer immédiatement contre l'ouverture correspondante dont la plaque est percée.

Il est évident que dans sa marche le tiroir démasquera dès lors l'orifice d'admission, non-seulement par son extrémité, mais encore par le centre, puisque la vapeur affluant derrière la plaque supérieure trouvera aussitôt un libre écoulement vers les cylindres par cette lumière.

Ainsi, l'orifice d'admission s'ouvrant doublement vite, la pression de la chaudière doit s'établir presque dès l'entrée de la vapeur dans les cylindres, et persister pendant que le tiroir change de direction et referme les passages.

Il est évident maintenant que lorsqu'on veut employer la détente, quoi qu'on réduise la course du tiroir suivant le degré de celle-ci, on n'a plus de ces étranglements qui réduisent la pression d'une façon si notable. La vapeur, s'écoulant alors par deux conduits vers le même orifice, afflue en aussi grande abondance que si le passage se démasquait entièrement, et la longueur développée des lumières d'admission présente même une augmentation de section maxima.

Il devient ainsi possible de pousser la détente assez loin avec l'aide de cette modification, et d'en obtenir réellement de bons résultats.

On pourrait craindre peut-être, à première vue, que la double surface de contact du tiroir ne l'expose à gripper, mais, au bout d'un certain temps de marche, on a reconnu que l'une et l'autre prenaient un poli très-remarquable et que la douceur et la régularité de marche de ce dernier étaient sensiblement les mêmes que dans le cas ordinaire.

Comme on le voit, on s'est efforcé d'appliquer à ces machines tous les perfectionnements reconnus réellement efficaces et sanctionnés par la pratique.

Construites pour remorquer, comme il a été dit, des trains de 112 tonnes à une vitesse de 15 kilomètres, elles ont franchi les rampes avec des convois de 185 tonnes, et même, quand les circonstances climatériques le permettaient de 225 tonnes, à une vitesse plus considérable.

En présence de résultats si favorables, l'on s'est bientôt aperçu qu'on ne devait pas faire une exception de ce système, c'est-à-dire se borner à l'employer dans les cas des rampes très-fortes et des courbes excessives.

L'énorme puissance que déploient en effet ces locomotives et la flexibilité remarquable avec laquelle elles se prêtent à toutes les sinuosités de la voie, permettent de les employer à la remorque de ces trains énormes de marchandises qui exigent quelquefois la réunion de deux ou trois machines de puissance ordinaire.

Une simplification considérable du service, jointe à l'accélération des moyens de transport, étant la question qu'on s'efforce maintenant à résoudre sur ces puissantes lignes de chemin de fer qui mettent en communication les grandes capitales et les villes principales de l'Europe, on comprendra sans peine que les machines du système Engerth aient été adoptées sur les principales lignes de France où l'on espère leur faire remorquer des trains de 600 à 700 tonnes.

Une longue expérience a maintenant permis de juger de la valeur de leurs dispositions : la sûreté de leur marche, la solidité du mécanisme, particulièrement des roues d'engrenages qui fonctionnent continuellement depuis un an à la machine *Lanau*, sans exiger *la moindre réparation*, l'économie de leur consommation, tout contribue non à les faire considérer comme une heureuse exception, mais à en créer un type nouveau destiné à apporter de grandes améliorations et à faire faire d'immenses progrès au service de transport.

Dans tous les cas, n'eussent-elles contribué qu'à rendre possibles des tracés de chemin de fer inabordables à l'ancien matériel, elles auraient fait faire un grand pas à l'établissement des nouvelles voies, la possibilité d'exploiter de fortes rampes combinées avec des courbes très-raides permettant désormais de supprimer assez souvent ces remblais élevés, ces tranchées profondes, ces ouvrages d'art immenses qui engloutissent tant de capitaux, et que la crainte des plans inclinés faisait entreprendre naguère encore sans hésiter.

Décrites ici comme locomotives de montagne, nous aurons probablement occasion d'examiner plus tard les changements apportés à leur disposition pour leur appropriation au service sur les voies ordinaires.





**DESCRIPTION**  
DES  
**MACHINES A VAPEUR**

**DE LA FORCE DE 150 CHEVAUX,**  
**A MOYENNE PRESSION, EXPANSION ET CONDENSATION,**  
**POUR LE BATEAU DU RHIN *L'ARIANE*.**

---

Le steamer dont les machines figurent dans ce recueil sous leurs différentes vues est exclusivement destiné au transport des voyageurs, et fait le service entre Cologne et Mayence.

Le Rhin, plus qu'aucun autre fleuve du continent européen peut-être, est sillonné de bateaux à vapeur rivalisant entre eux de confort, de solidité et d'élégance.

Chaque nouveau service qui s'établit cherche à dépasser sous ce rapport ce qui existe déjà, et, profitant de l'expérience acquise, s'efforce d'offrir aux voyageurs de plus grands avantages.

Mais c'est surtout relativement à la promptitude du service que la lutte est engagée à outrance. Pour devancer de quelques minutes seulement les steamers d'une Compagnie rivale, on ne recule devant aucun sacrifice, devant aucune dépense. Aussi voit-on peu à peu disparaître les anciens bateaux, les machines de vieux systèmes, qui ne sont plus à la hauteur des besoins ni des exigences de l'époque actuelle.

C'est donc en grande partie à ce point de vue que doivent être considérées les machines qui nous occupent. Construites dans le but d'égaliser, de vaincre si possible, les plus rapides steamers de la ligne précitée, elles l'ont atteint d'une manière très-satisfaisante, et le bateau l'*Ariane* a su conquérir une des premières places parmi ses rivaux.

On conçoit qu'en des circonstances pareilles, le choix du système des machines à établir est d'une haute importance. En effet, il importe qu'elles puissent déployer une très-grande puissance, sans exiger une accumulation d'organes, ou un développement de dimensions en opposition complète avec l'absolue nécessité d'obtenir le strict minimum de poids par cheval-vapeur.

Partant de ce principe, il est évident que la transmission la plus directe possible de la force développée par les pistons aux manivelles de l'arbre des roues à pales constitue la disposition à laquelle il faut s'arrêter, tout système de machine dont la solidarité des organes et la liaison des diverses parties ne peuvent être obtenues que par des bâtis en fonte à grandes dimensions ou par de lourdes plaques d'assise ou de fondation devant être écarté soigneusement.

La place occupée par les machines est aussi une considération qui mérite d'être examinée. Il est évident qu'il importe de la restreindre autant que possible, puisque chaque mètre gagné de ce côté procure une augmentation correspondante de l'espace consacré aux voyageurs.

Une disposition absorbant, par exemple, un espace considérable dans le sens de l'axe longitudinal du bateau serait tout-à-fait inapplicable, quels que fussent d'ailleurs ses avantages.

D'un autre côté, le tirant d'eau d'un navire de rivière étant nécessairement fort borné, on comprend que sa hauteur mesurée du fond au-dessus du pont doit être peu considérable. Tout mécanisme ayant pour effet immédiat d'élever considérablement l'arbre des roues à pales doit, par conséquent, être encore rejeté.

Des combinaisons de cette nature présentent d'ailleurs le désavantage assez grave d'élever le centre de gravité de l'appareil et le point d'application des forces motrices, ce qui diminue la stabilité du bateau.

Une question ainsi circonscrite se reproduisant aussi souvent ne pouvait naturellement rester sans solution satisfaisante, et la nécessité d'éviter ces divers inconvénients ou plutôt ces défauts a donné depuis longtemps naissance à un système remplissant parfaitement les exigences de la navigation sur les rivières.



Les machines à cylindres oscillants verticaux, dites machines de *Penn*, sont en effet remarquables par leur poids relativement très-faible, par l'exiguïté de l'espace qu'elles occupent dans le bateau et le peu de hauteur qu'elles exigent.

Dans ces machines, les deux cylindres sont placés de part et d'autre suivant un axe transversal au bateau, et laissent d'ordinaire entre eux un espace suffisant pour l'emplacement des pompes à air.

Quand la course des pistons et par contre, la longueur des tiges-bielles ne permettent pas de loger l'arbre à manivelles sous le pont, on le place au-dessus en l'entourant d'un coffre ou fourreau qui lui sert d'abri et constitue une espèce de degré qu'il faut franchir pour aller de l'avant à l'arrière. La libre circulation se trouve ainsi quelque peu empêchée, mais cependant l'inconvénient n'a qu'une médiocre gravité.

Cependant on conçoit que si cette élévation de l'arbre devenait très-considérable, elle constituerait pour ainsi dire une espèce de cloison coupant le pont en deux parties et cadrant très-peu avec les nécessités du service et la facilité de la manœuvre. Dans ce cas, qui est celui dont nous nous occupons, il faut évidemment recourir à une autre disposition.

Il est bon de remarquer aussi que les machines de *Penn* placées suivant l'axe transversal d'un bateau à largeur nécessairement fort bornée, remplissent complètement tout l'espace compris entre les deux murailles. Leur accès n'est donc facile que d'un seul côté, et si l'on doit, pendant la marche, resserrer un boulon, graisser un organe placé hors de portée de la main du machiniste, il est fort difficile d'y parvenir. Cependant, cette question pouvant être considérée comme secondaire, il ne faudrait pas s'y arrêter si une autre considération bien plus importante ne venait militer en faveur du système suivant lequel les machines de l'*Ariane* ont été construites.

Comme on le sait généralement, les appareils sont assemblés à la coque du navire au moyen de boulons de fondation traversant de fortes carlingues servant d'assises aux différents paliers ou supports.

Ces carlingues en tôle de fer sont ordinairement doubles et assemblées entre elles et au fond du navire par des cornières fortement rivées.

Il est évident que la pression de la vapeur introduite dans les cylindres n'agit pas seulement sur les pistons, mais s'exerce, par l'intermédiaire des tourillons, sur les paliers qui les portent. Or, dans les machines de *Penn*, les quatre paliers des tourillons, situés dans un même axe transversal, se trouvent forcément assez rapprochés les uns des autres.

La pression totale qu'ils ont à supporter est donc transmise au navire suivant un plan ayant pour largeur celle du maître-bau et pour longueur le diamètre des cylindres tout au plus.

Il est évident qu'une telle surface ne peut supporter longtemps une pression permanente aussi considérable par unité de surface, ni résister à l'action des chocs violents qui se produisent parfois sans qu'une altération profonde se fasse bientôt remarquer à l'endroit des joints.

Lors même qu'on donnerait aux membrures et aux tôles de la coque de la chambre des machines une force inusitée, on empêcherait bien difficilement le fond plat du bateau de souffrir considérablement, exposé qu'il est à l'action de la vapeur agissant alternativement sur les deux faces du piston, et cherchant tantôt à le soulever, tantôt à le refouler.

Cette concentration des organes développant la force motrice fatigue le navire, détruit les fonds, et les machines n'étant plus unies d'une manière rigide au bateau, souffrent bientôt une grande diminution d'effet utile, les positions fausses que prennent leurs diverses parties donnant bientôt naissance à des frottements d'une grande intensité.

On comprend du reste que cet effet, peu sensible quand il s'agit de cylindres de petit diamètre ou de navires de mer dont la coque est constituée de manière à présenter une résistance énorme à toute action destructive, est ici d'autant plus appréciable qu'il s'agit de forts cylindres travaillant à une pression de vapeur très-élevée, et que le faible tirant d'eau impose la nécessité de construire le bateau à fond plat et de donner à toutes ses membrures la force strictement nécessaire, mais rien au-delà.

Il est évident maintenant qu'une disposition permettant de loger l'arbre à manivelles sous le pont, et reportant en même temps la pression et les efforts dont il vient d'être question sur la surface la plus considérable possible, est préférable en ce cas à tout arrangement qu'on pourrait donner aux machines de Penn.

En d'autres termes, une combinaison présentant tous les avantages du système à cylindres oscillants et supprimant quelques-uns de ses inconvénients les plus réels était, semble-t-il, ce qui convenait le mieux et le choix auquel il fallait s'arrêter en de telles circonstances.

Nous avons dit que dans les machines de Penn les cylindres sont placés transversalement au bateau, et oscillent également des deux côtés d'un axe vertical coupant à angle droit celui des tourillons.

Si l'on se reporte aux planches 7 et 8, on voit que la machine entière est bien plutôt disposée ici suivant la longueur du bateau, et que chacun des cylindres, incliné à 45 degrés, oscille de part et d'autre de la ligne passant d'un côté par le centre de l'arbre, et d'autre part par celui des tourillons respectifs.

L'écartement de l'un à l'autre est d'environ 3<sup>m</sup>25, et la distance centre à centre de chacun d'eux pour un même cylindre de 1<sup>m</sup>55. Ainsi la pression totale de la vapeur s'exerce ici sur une surface circonscrite naturellement par les dimensions extrêmes des plaques d'assise, et dont les lignes de jonction, passant par les centres des quatre tourillons, donneraient au plus la moitié de l'aire.

Si l'on devait au contraire faire usage de machines de Penn, le même axe étant commun aux quatre tourillons et la largeur maxima du bateau au maître-bau ne dépassant pas 5.80, leur plus grand écartement serait d'environ 4<sup>m</sup>20, et l'intensité des efforts s'exercerait entièrement suivant une zone semblable.

Ce simple rapprochement suffit à faire comprendre l'avantage de la disposition préférée quant à l'établissement des machines dans leur cabine et à l'action qu'elles exercent nécessairement sur les membrures et le fond du bateau.

D'un autre côté, il est visible que l'écartement adopté et l'inclinaison normale des cylindres suivant un angle de 45 degrés permettent de donner aux pistons une course convenable et tout-à-fait en rapport avec le diamètre de roues à pales exigé par le creux du bateau et son tirant d'eau, en conservant à l'arbre sa place naturelle sous le pont.

Avant de passer à l'analyse du bâti, il convient de dire que celui des machines de Penn est aussi beaucoup plus compliqué, plus lourd et plus coûteux.

Composé d'ordinaire de huit colonnes ou piliers en fer, supportant quatre corniches ou couronnements à paliers à lourds coussinets en cuivre, il a peut-être aussi le désavantage de restreindre trop la largeur de l'espace entre lequel se meuvent les cylindres, si l'on ne veut donner un grand porte à faux aux manivelles coudées.

Il rend aussi l'exécution de celles-ci plus difficile et plus coûteuse, puisqu'il exige deux manivelles coudées complètes, qu'elles soient forgées avec l'arbre ou simplement rapportées.

De plus, l'emplacement des pompes à air est tellement resserré qu'on est d'ordinaire contraint, pour se procurer l'espace nécessaire à leur établisse-

ment, de les incliner suivant un angle plus ou moins grand, ce qui constitue certainement une difficulté d'exécution et de montage. En outre, dans cette position, leur effet utile est peut-être moins considérable, et les frottements se répartissent plus inégalement.

Si l'on jette les yeux sur la planche 9, on voit au premier abord que l'arbre des roues à pales est en deux parties, maintenues dans quatre paliers seulement. Deux d'entre eux ( $P^1 P^1$ ) sont extérieurs aux murailles du bateau et supportés par de fortes carlingues en forme de consoles qui y sont rivées.

Les deux autres ( $FF$ ) appartiennent aux bâtis. Ils sont indiqués en traits ponctués sur la planche 7, derrière les poulies excentriques.

Ainsi, pour ce système de machines, le bâti est seulement dédoublé ou en deux parties.

Il est composé de quatre montants ou piliers en fer méplat, ayant un équarrissage de 0.12 sur 0.07, planches 7 et 9, lettres A. Chacun d'eux est forgé avec les paliers des tourillons des cylindres et fixé sur une plaque d'assise en fer B. Cette plaque est commune aux deux cylindres, le tourillon d'admission de l'un et d'échappement de l'autre étant supportés dans les paliers précédents; elle établit ainsi la liaison nécessaire et donne naissance à la solidarité qui doit toujours exister entre leurs positions respectives. Elle reporte de plus sur la surface entière de chaque carlingue la pression qui sans cela s'exercerait seulement à l'endroit des paliers. Une forte semelle en bois est de plus disposée entre cette surface supérieure et le dessous de la plaque. Elle procure un moyen facile de placer d'une manière rigoureusement exacte les paliers, et, par suite, les cylindres, au moins quant à la hauteur.

Les quatre épaulements forgés avec la plaque, entre lesquels est emboîtée et calée l'assise de chaque palier, ont été disposés dans un même but et permettent d'obtenir un résultat semblable en réglant l'écartement longitudinal.

Si l'on passe maintenant au mode d'assemblage de ces piliers avec les paliers de l'arbre à manivelles, on voit, en consultant la planche 7, qu'ils changent de forme dans leur partie supérieure, et de méplats deviennent cylindriques.

Forgés avec la corniche  $A'A''$  (planches 7, 8 et 9), ces paliers sont terminés par deux appendices ou douilles exactement alésés suivant l'axe d'inclinaison de ces deux piliers A.

Un assemblage à clavettes suffit dès lors à la réunion parfaite des deux

parties, le sommet de chaque pilier terminé par un chapiteau qui fait épaulement s'emboitant parfaitement par son prolongement cylindrique, préalablement bien tourné dans chacune de ces douilles. Le couronnement A' s'assemble d'autre part par les brides en équerre aux poutrelles en tôle ou barrots du pont, reliant entre elles les deux murailles.

Les fortes dimensions transversales données aux corniches, et que l'on peut surtout bien apprécier dans la vue en plan, ont pour but de donner à tout l'assemblage une rigidité, une solidarité complète, et d'unir tellement les deux bâtis qu'ils se comportent comme si le tout était venu d'une pièce, toute vibration devenant dès lors impossible. Du reste, elles ne se boulonnent pas directement aux poutrelles ou barrots dont il vient d'être question, mais s'appliquent de part et d'autre contre une bande en fer ayant la même hauteur que ces poutrelles (planche 8), de sorte que si des réactions venaient à se faire sentir, elles n'agiraient pas seulement à l'endroit d'une des brides, mais sur l'assemblage entier.

Un contre-pilier A', forgé avec chacun des montants principaux, se boulonne par la bride *a* à la face inférieure de la poutrelle. Il a pour but d'opérer une liaison plus intime des parties supérieures et inférieures, d'unir d'une manière inébranlable les fonds aux barrots du pont et aux membrures d'assemblage longitudinal, à l'endroit où s'exercent tous les efforts développés par l'action de la vapeur dans les cylindres.

On remarquera, planche 9, que les montants ou piliers principaux ne sont pas parallèles à l'axe vertical au plan de flottaison. La raison en est simple : il existe entre les centres des deux cylindres une différence qui a pour mesure la longueur du bouton d'une manivelle, plus celle de l'étrier de réunion E', planche 8. Par conséquent, les tourillons d'un même côté ne peuvent plus se trouver dans un même axe longitudinal parallèle au centre du bateau.

L'écartement de centre à centre des tourillons F'F' de l'arbre à manivelles, planche 9, se mesure au contraire par des distances égales partant du milieu de l'étrier de réunion, qui se trouve dans le plan partageant le bateau en deux parties égales. La nécessité de donner le moins de porte à faux possible aux deux manivelles et de conserver aux cylindres l'espace rigoureusement nécessaire à leur déplacement imposant cette condition, il devient dès lors impossible de faire passer un même plan vertical par les paliers supérieurs et inférieurs, et il faut de toute nécessité obliquer légèrement les montants principaux, ce qui du reste ne présente aucun inconvénient réel avec des pièces de forte dimension.

Au surplus, cet ensemble constitue un tout tellement homogène, l'union est si intime entre chacune des pièces d'assemblage général, et la forme et la disposition du bâti tellement en rapport avec la direction des résultantes de forces diverses, qu'aucune réaction n'a jusqu'à présent fatigué ou affaibli les membrures du bateau.

C'est d'ailleurs le résultat qu'il faut toujours avoir en vue dans la combinaison des diverses parties d'un bâti, qui doit se comporter bien plus comme s'il était simplement posé dans le navire qu'uni avec lui.

Les paliers YY (planches 7 et 8) reçoivent les tourillons des cylindres. Ils sont munis de coussinets en bronze. Leur chapeau est aussi en fer forgé. Les boulons au moyen desquels on agit sur ce chapeau pour resserrer les coussinets quand il y a usure servent en même temps de boulons de fondation et, traversant le palier et les tôles supérieures des carlingues de part en part, peuvent être serrés au moyen d'ouvertures ménagées sur la face interne de celles-ci.

Avec l'écrou supérieur (planche 7) est forgée une forte rondelle pénétrant dans le chapeau, dans lequel un trou correspondant a été préalablement alésé. Une vis de pression taraudée dans son épaisseur vient appuyer fortement sur la rondelle et empêche les vibrations qui se produisent pendant la marche de desserrer insensiblement l'écrou. On comprend assez que les chocs qui se produiraient dans un cas semblable seraient destructeurs pour les tourillons.

Les cylindres, les tourillons et conduits d'introduction et d'exhaustion, ainsi que les boîtes à vapeur ou chapelles, sont, comme cela a lieu généralement dans les machines oscillantes, fondues en une pièce.

Les boîtes à vapeur (planche 11, fig. 1, 2 et 3) sont placées en croupe des cylindres, et comme cet excès de poids d'un côté pourrait produire une certaine irrégularité dans le mouvement puisqu'il n'y aurait plus contre-balancement exact à la levée comme à la descente de la manivelle, un contre-poids en fonte L<sup>5</sup>, calculé de manière à équilibrer exactement la boîte à vapeur et ses accessoires, a été boulonné à la bride M<sup>5</sup>, coulée avec le cylindre.

Un des tourillons reçoit la vapeur arrivant de la chaudière; elle parcourt le conduit annulaire O<sup>5</sup> et vient affluer autour du tiroir D<sup>5</sup>. Par l'autre s'échappe et se rend au condenseur, au moyen du passage P<sup>5</sup>, la vapeur ayant accompli son travail.

Les deux tourillons font plutôt corps, ainsi qu'on le voit planche 11, fig. 2, avec la paroi extérieure de ce conduit annulaire, scindé du reste en deux parties par une sorte de cloison prenant naissance au cylindre, qu'avec celui-ci même. Les orifices de O<sup>3</sup> et P<sup>3</sup> débouchent chacun dans la boîte à vapeur; seulement il est visible que le tiroir, par sa marche alternative, rend impossible toute communication entre eux, le passage d'échappement C<sup>3</sup> n'étant jamais en relation avec les lumières qu'au moyen de la cavité intérieure D<sup>3</sup> du tiroir.

Le fond du cylindre H<sup>3</sup> est aussi coulé d'une pièce avec celui-ci et renforcé au moyen des huit fortes nervures indiquées en plan et en élévation. La poche ménagée au centre fermée au moyen d'un couvercle en fer, reçoit le bout de la tige du piston et l'écrou B<sup>4</sup>; elle permet de vérifier si celui-ci est toujours bien serré et en bon état. Elle rend de plus aussi petit que possible l'espace libre existant encore entre la face inférieure du piston et le fond du cylindre.

La boîte à vapeur est fermée au moyen du couvercle en fonte à quatre nervures A<sup>3</sup>, boulonné à cette dernière au moyen des brides y ménagées. La partie supérieure porte la boîte à étoupes de la tige du tiroir G<sup>3</sup>; le dessous reçoit un guide en bronze, dans lequel se meut son prolongement inférieur; ce guide assure la marche parfaitement rectiligne de cet organe de la distribution.

La table des tiroirs où viennent déboucher les trois lumières B<sup>3</sup>, B<sup>3</sup>, C<sup>3</sup> du cylindre, indiquées figure 3 par une nuance plus foncée, a reçu une épaisseur plus forte que les parois latérales dans le but de pouvoir être redressée en cas d'usure.

La face intérieure du couvercle de la chapelle est aussi parfaitement dressée. Nous allons indiquer le but de cette opération.

On sait qu'il est très-important de rendre la manœuvre de changement de marche aussi instantanée que possible. Cette promptitude a souvent prévenu des accidents, et dans tous les cas elle force le navire à une obéissance, elle lui procure une sûreté de mouvement, une allure décidée qu'il faut toujours s'efforcer d'obtenir.

D'un autre côté, il est évident que la résistance opposée au renversement de la marche par les différents organes de la distribution croît en raison de la force des machines.

La nécessité d'obtenir l'unité d'action obligeant, d'un autre côté, à remettre

la manœuvre seulement entre les mains d'un machiniste en chef assisté d'un aide, du moins pour un bateau de cette nature, il est évident qu'il faut s'attacher à détruire la cause principale de cette résistance.

La pression de la vapeur circulant dans les chapelles et agissant sur la face assez considérable que les tiroirs présentent à son action développe un frottement d'une grande intensité qu'un déplotment d'effort très-considérable est même parfois impuissant à vaincre.

Il est donc important de s'attacher à amoindrir cette action, le poids propre des organes de la distribution pouvant d'ailleurs toujours être équilibré et annulé au moyen de leviers à contre-poids.

Pour y arriver, tout en conservant à la face de distribution du tiroir ses formes rectangulaires et sans rien changer à son mode d'action, on le fait entrer en outre en contact, par sa partie supérieure, avec le côté intérieur et dressé du couvercle de la chapelle. Rectangulaire dans sa face de distribution  $D^3$ , le tiroir devient cylindrique dans cette partie, formée de deux anneaux concentriques  $E^3$ , prenant naissance vers la face de distribution (fig. 1, pl. 2). Les deux anneaux enferment entre eux un espace annulaire dont les faces internes sont soigneusement alésées.

Une bague en fonte analogue aux anneaux des pistons métalliques, tournée et dressée dans les parties en contact, s'emboîte à jeu un peu libre dans cette espèce de rainure. D'un côté, elle fait joint en s'appliquant contre le couvercle de la chapelle; de l'autre, et intérieurement, elle repose sur une garniture de tresses en chanvre disposées circulairement et appliquées elles-mêmes sur une couronne annulaire en tôle, contre laquelle réagissent quelques ressorts à boudins maintenus par les boulons taraudés indiqués planche 11, figures 1 et 2.

On comprend que cette garniture, dans le genre de celle des pistons métalliques, agit d'une manière analogue et interdit à la vapeur toute action sur la partie supérieure du tiroir, qui se trouve dès lors presque en équilibre parfait, puisqu'il n'existe plus d'autre frottement que celui dû à l'action de la bague réagissant contre le couvercle de la chapelle, et dont l'intensité par unité de surface ne doit être qu'un peu supérieure à la pression de la vapeur. De plus, comme au bout d'un temps de marche un peu prolongé, les petits ressorts perdent de leur élasticité et que les tresses en chanvre deviennent très-dures, ce qui permet alors à la vapeur de s'infiltrer insensiblement derrière le tiroir, on a eu soin de tarauder dans le couvercle



de la chapelle un petit tuyau en cuivre muni d'un robinet, et allant déboucher d'autre part dans le tourillon par lequel s'opère l'échappement.

Du moment où ce robinet reste ouvert, il ne peut exister sur la face supérieure du tiroir d'autre pression que celle qui existe dans le condenseur.

Un des organes le plus important d'une machine à cylindres oscillants est nécessairement le piston.

On conçoit que sa garniture fatigue bien plus que celle d'un piston ordinaire. L'obligation de relever le cylindre à chaque pulsation entraîne une inégalité de pression de travail et d'usure sur les différents points de la surface de frottement. Cependant il faut que la garniture reste parfaitement en contact sur tout son pourtour avec la paroi du cylindre si l'on veut tenir le joint étanche et prévenir les fuites.

Le piston représenté planche II, fig. 4 et 5, est formé d'un corps en fonte dans le moyeu duquel a été ménagé un trou conique bien alésé et rodé.

Une cloison circulaire intermédiaire à la garniture et au moyeu est reliée à celui-ci et au plateau ou table inférieure par huit fortes nervures, les points d'intersection se profilant en forme d'oreillons.

L'assemblage du plateau supérieur avec ce corps devient dès lors facile. Dressés tous deux dans les parties en contact, le premier se boulonne simplement sur celui-ci par des vis taraudées profondément dans les huit oreillons prémentionnés.

La garniture est formée d'un seul anneau en fonte, coulé suivant un diamètre plus grand que celui du cylindre. On le scie (voir les traits ponctués indiqués planche II, fig. 4, derrière la tige du piston) en forme de tenon et mortaise, en abattant tout l'excédant de développement du côté du premier.

Au moyen d'une pression répartie sur toute la circonférence, on force le tenon à pénétrer dans sa mortaise, la diminution de diamètre qui en résulte rendant l'introduction dans le cylindre dès lors possible.

Une plaque en tôle de forme convexe, bien rodée, s'applique ensuite contre la face interne de l'anneau ou bague à l'endroit du joint, qu'elle recouvre parfaitement. On conçoit qu'elle n'y est boulonnée que d'un seul côté, les deux extrémités de la garniture assemblée au trait de scie devant conserver une indépendance entière l'une de l'autre. Le recouvrement à l'endroit du joint d'assemblage empêche la vapeur de pénétrer dans l'intérieur du piston, si un peu de jeu se produit fortuitement dans le fond de cet [assemblage].

La bague cherchant continuellement à reprendre sa circonférence primitive, et réagissant ainsi contre la paroi du cylindre, il est évident que cet arrangement constitue déjà une garniture d'une grande élasticité, se prêtant bien à la forme du corps avec lequel elle est en contact, et agissant contre le cylindre avec une intensité assez grande pour empêcher toute espèce de fuite.

Néanmoins, pour rendre son action plus efficace encore, et de plus se ménager la ressource de lui donner telle tension qu'il est nécessaire sur les différents points de son pourtour, on a distribué circulairement une série de seize ressorts contre toute sa face interne.

Avec la cloison intérieure du corps du piston sont venues de fonte des douilles qui correspondent à chacun de ces ressorts. Des vis de pression y sont taraudées, et chacune d'elles règle la pression du ressort qui lui fait face.

Ainsi, il devient non-seulement facile de rendre aussi parfaite que possible l'application de la garniture contre le cylindre, mais encore on peut régler sa tension de telle sorte qu'aux points fatigant le plus correspond une action plus intense des ressorts, l'enlèvement du plateau supérieur permettant d'ailleurs d'en vérifier ou renouveler facilement le serrage. Il est bon de faire observer que la partie supérieure de la face convexe du piston accomplissant un travail plus grand que celle qui se trouve à l'autre bout du diamètre, puisqu'elle doit sans cesse relever le cylindre, tend à s'user avec une rapidité amenant à sa suite une altération de la forme cylindrique rigoureuse.

Cette considération fera mieux comprendre l'avantage d'une garniture pouvant se prêter jusqu'à un certain point à ce changement de forme.

La tige-bielle est terminée par une partie conique bien rodée dans le piston et s'assemblant à boulon et écrou avec celui-ci. Une forte clavette empêche l'écrou B<sup>4</sup> de se desserrer.

A chaque cylindre sont adaptées deux soupapes de sûreté : l'une, indiquée en traits ponctués, planche 7 ; l'autre, Z<sup>3</sup>, se dessinant sur le couvercle du cylindre, planche II, fig. 4. Leur nécessité est facile à comprendre.

Quel que soit le degré de température existant dans la chambre des machines, on ne peut éviter une condensation de la vapeur restée dans les conduits d'admission ou dans les chapelles, après un temps d'arrêt un peu marqué.

Même pendant la marche, le courant continué allant de la chaudière aux cylindres amène avec lui une certaine quantité d'eau à l'état moléculaire.

Cette eau ne tarde pas à couvrir la face supérieure du piston ou à descendre et à s'établir dans l'espace libre existant au bas du cylindre.

Son volume s'accroît à chaque pulsation par la condensation d'une petite quantité de la vapeur en contact, et finit par occuper entièrement la capacité restant libre, dans toutes les machines, entre les faces du piston aux extrémités de sa course, le couvercle et le fond.

Le piston vient alors frapper avec violence contre un obstacle à peu près incompressible tendant à restreindre l'amplitude de sa course, et si un large orifice d'évacuation n'est immédiatement ouvert, une rupture ne tarde pas à se produire.

Les deux soupapes placées soit en contre-bas, soit supérieurement, préviennent tout accident de ce genre.

Elles sont composées d'un disque en bronze reposant sur un siège de même métal formant guide et dans lequel s'engage un appendice venu avec le disque.

Un ressort dont la tension a été réglée de manière à être un peu supérieure seulement à la pression effective de la vapeur affluant aux cylindres maintient le disque appliqué sur son siège.

Le tout est entouré d'une enveloppe en fonte Z<sup>3</sup> percée d'un trou permettant le dégagement de l'eau et de la vapeur.

Du moment où il n'existe pas d'eau dans le cylindre, la soupape reste immobile, la pression extérieure étant plus forte que celle qui tend à la soulever.

Mais aussitôt que l'eau cherche à se niveler en gagnant le bas du cylindre, ou est soulevée en masse considérable, le piston la projette avec violence contre le couvercle, ou la refoule vers la soupape placée en contre-bas.

Il se développe alors une force expulsive d'une grande intensité, les soupapes se lèvent instantanément, et l'eau est rejetée au-dehors.

Il n'est pas inutile d'insister sur la force particulière et les grandes dimensions des boîtes à étoupes T<sup>3</sup> de la tige du piston.

Le chapeau est en fonte, garni intérieurement d'un fourreau en bronze. Le grain, en bronze aussi, a reçu une très-forte hauteur.

Chaque fois que la tige-bielle relève le cylindre, tout l'effort exercé pour opérer ce travail se résume, en définitive, sur une face de la garniture du piston, et aux points de contact de la tige avec la boîte à étoupes. Il faut donc, pour rendre aussi faible que possible la pression par unité de surface,

et prévenir une prompte usure et une ovalisation de la tige, augmenter cette surface en donnant aux boîtes à étoupes autant de hauteur que le permettent d'ailleurs les dimensions qu'il convient de donner aux tiges-bielles.

Cette tige n'ayant pas seulement à résister à un effort de traction ou de compression, mais subissant aussi un effort à flexion très-considérable, a été forgée creuse. On conçoit que l'enlèvement de la matière au centre pour la reporter à la circonférence accroît notablement la résistance sans qu'il y ait augmentation de poids.

On a dit que, par un des tourillons, avait lieu l'introduction de la vapeur, et que l'autre était réservé spécialement à l'échappement. La vapeur, sortant des cylindres et suivant la direction  $P^3$ , passe ainsi de ce tourillon dans le tuyau en fonte X. Celui-ci, rectangulaire dans la plus grande partie de son étendue, passe insensiblement à la forme cylindrique, qui est naturellement celle de son extrémité s'emboîtant dans le tourillon (planche 8). Cette extrémité est soigneusement tournée, et une garniture en chanvre serrée par un presse-étoupe empêche toute rentrée d'air d'avoir lieu.

Par l'autre bout, il s'assemble avec la bride X du tuyau  $P^5$  (planche 2, fig. 6, et planche 8), venu de fonte avec le condenseur.

A l'examen de cette figure 6, on voit que le condenseur, la pompe à air et la bêche à eau chaude sont coulés d'un seul morceau.

Le tuyau rectangulaire  $P^5$  dont il vient d'être parlé, débouchant par une extrémité juste au niveau de la plaque d'assise, s'enfonce par l'autre dans le condenseur en traversant en  $R^5$  la cloison intermédiaire qui sépare celui-ci de la bêche à eau chaude.

Le condenseur est de forme elliptique (voir traits ponctués, fig. 7) et toute la partie inférieure du corps de pompe y est plongée.

L'ouverture ménagée vers le bas et fermée par le couvercle en fer  $N^5$ , en permettant le passage de la barre d'alésage, procure en même temps le moyen d'enlever une partie des dépôts qui pourraient venir l'obstruer en cet endroit.

A son intersection avec la plaque d'assise ou cloison  $O^5$ , la pompe à air est renforcée par une série de huit nervures indiquées surtout figure 5. Deux évasements ont été ménagés à ses extrémités. Ils sont destinés à recevoir les sièges des clapets.

L'augmentation de section donnée au corps de pompe dans ses parties extrêmes a pour but de prévenir une diminution trop considérable de l'espace

affecté au passage de l'eau, l'empiétement peu sensible des porte-clapets sur cet espace n'empêchant aucunement ainsi de donner à ces clapets une surface convenable combinée avec une levée modérée.

Tout l'appareil de condensation pour un cylindre est assis sur les carlingues au moyen de la plaque 0<sup>s</sup> 0<sup>s</sup>, et assemblé fortement avec elles par les six grands boulons de fondation indiqués fig. 7.

Le condenseur et la partie inférieure de la pompe à air sont ainsi plongés comme dans une fondation, la bêche à eau chaude s'élevant au-dessus du parquet du machiniste.

Cependant, quoique tout cet appareil soit placé aussi bas que possible dans le navire (voir planche 9), puisqu'il reste juste assez d'espace pour enlever le couvercle N<sup>s</sup>, on remarquera qu'il existe bien peu de hauteur disponible entre le piston de la pompe et le centre de l'arbre des roues.

Le mode de transmission de mouvement à ce piston le plus simple et le plus convenable ici paraissant être celui qui transforme le mouvement circulaire en rectiligne alternatif au moyen d'une bielle et d'une manivelle, une difficulté d'application se présente dès l'abord, la bielle, pour fonctionner dans de bonnes conditions, exigeant une longueur égale à cinq fois au moins celle de la manivelle.

Si l'on reste en effet au-dessous de cette limite minima, l'obliquité de son action développe alors des frottements très-intenses, une usure rapide et inégale, et imprime à la marche du piston auquel elle communique l'impulsion, une irrégularité ne permettant guère à la pompe de fonctionner convenablement.

La destination du fourreau dans lequel est articulée la tige-bielle s'explique ainsi à première vue, puisqu'il permet d'en augmenter la longueur totale de toute la partie plongée dans le corps de pompe, et cela sans complication. En effet, si d'une part on a en plus cette sorte de coffre ou fourreau, de l'autre, on supprime une tige de piston, deux galets, un tête de tige et deux guides.

Les clapets d'aspiration K<sup>s</sup> disposés dans la partie inférieure du corps de pompe sont en bronze, ainsi que leur siège M<sup>s</sup>. Celui-ci est fortement boulonné au fond, préalablement bien dressé.

La forme donnée à sa paroi intérieure facilite l'entrée de l'eau et lui imprime une direction presque perpendiculaire au plan du clapet, dont le surbaissement vers le centre diminue notablement le volume de l'espace restant

libre entre la face inférieure du piston et le porte-clapet, puisqu'il permet de faire plonger davantage le bout de la tige.

Les deux tourillons en bronze H<sup>6</sup> autour desquels les clapets décrivent leur mouvement sont venus de fonte avec eux (fig. 9).

Ils se meuvent dans les œuillets G<sup>6</sup> (fig. 11) boulonnés au siège. Le retient ou arrêt en fer L<sup>5</sup> de forme circulaire est évidé dans le centre et fixé par ses extrémités au siège au moyen des mêmes boulons.

Le piston et le fourreau de la tige-bielle sont aussi en bronze. Ce dernier est muni d'un presse-étoupe et d'une garniture en chanvre. Le couvercle de la pompe, disposé pour recevoir le presse-étoupe, s'enfonce dans la bache à eau chaude de manière à réduire autant que possible la hauteur du fourreau. Cette diminution de hauteur est très-importante, car elle entraîne à sa suite l'obtention du diamètre strictement nécessaire aux déplacements angulaires de la tige-bielle, et il est visible que toutes les dimensions de l'appareil entier sont en quelque sorte solidaires de celles de ce fourreau.

L'assemblage du corps du piston avec celui-ci a lieu au moyen de la pièce à charnière E<sup>5</sup>. Il est muni d'une douille centrale A<sup>5</sup>, reliée à l'enveloppe au moyen de quatre nervures, et dont le trou, de forme conique, a été soigneusement rodé. Il en est de même du corps du piston. La grande hauteur donnée à la pièce E<sup>5</sup> est destinée à donner au serrage l'intensité nécessaire en procurant des surfaces en contact aussi étendues que possible. La forte clavette placée à la partie inférieure complète l'assemblage et rend le tout solidaire et comme d'un seul morceau.

Le corps du piston est réuni à la circonférence par six fortes nervures indiquées figure 8.

Il est muni d'une garniture en chanvre, sur laquelle agit un presse-étoupe circulaire qu'on peut serrer au moyen de boulons taraudés dans une série d'oreillons ou renflements ménagés aux intersections des nervures et de la circonférence.

On remarquera que les ouvertures d'évacuation de l'eau sont quadrillées en forme de grille servant d'assise aux clapets (fig. 8).

Cette grille est du reste coulée avec le piston et forme corps avec lui.

La nature ou plutôt la matière de ces clapets appelle ici cette disposition.

Au lieu d'être en bronze, comme ceux du bas, ceux-ci sont en caoutchouc; par conséquent, leur surface d'application ou de contact sur le siège doit être bien plus grande que celle d'un clapet rigide, et surtout elle doit être

distribuée également sur toute sa section, car sans cela à chaque levée de piston, le poids de l'eau soulevée agissant à son centre de pression le déformerait ou même l'enfoncerait complètement.

Ces clapets en caoutchouc ont une forme circulaire; ils sont percés au centre d'un trou ayant un diamètre légèrement supérieur à celui de la douille du fourreau. Un retient circulaire en fer forgé I<sup>5</sup>, de forme tronconique, évidé circulairement, limite l'amplitude de la levée; il s'applique sur ce clapet par sa partie centrale qui est plane, et maintient le caoutchouc appliqué sur le siège J<sup>5</sup> au moyen de six boulons taraudés profondément dans des oreilles venues avec le corps du piston (voir figure 8, planche II).

Pendant la course descendante, la pression qui s'établit sous la face inférieure du piston oblige le clapet à s'élever comme autour d'une articulation circulaire centrale, et le tient appliqué contre toute la surface conique du retient I<sup>5</sup>.

Il est inutile de dire que la partie supérieure de la grille et la zone circulaire soit intérieure soit extérieure sur laquelle il s'applique sont parfaitement dressées, condition première d'un bon joint.

On se demandera sans doute pour quel motif les clapets inférieurs ont été construits en bronze alors que l'on a adopté le caoutchouc pour ceux du piston et du cadre supérieur?

On aura remarqué sans doute que ces clapets inférieurs sont toujours complètement immergés, le piston ne pouvant expulser l'eau que jusqu'à la limite inférieure de sa course, et non de la capacité inférieure où ils sont logés. De plus, le niveau de l'eau dans le condenseur étant toujours plus élevé que ce siège, cette hauteur d'eau donne naissance à une pression du dedans en dehors tendant à soulever continuellement le clapet. Ainsi, quand le piston redescend, celui-ci ne peut être refoulé avec violence sur son siège; il retombe sans bruit et sans choc par suite du quasi équilibre des pressions contraires agissant sur ses faces. Il n'en est pas de même des clapets du piston et du cadre supérieur X<sup>5</sup>, si les garnitures sont bien étanches, et si eux-mêmes sont en bon état. En effet, un vide assez complet existe alors pendant la première période de la descente du piston sous les clapets supérieurs. Quant à ceux du piston, ils n'ont guère d'autre pression opposée à leur retombée que celle du condenseur, c'est-à-dire du mélange d'air et de vapeur très-raréfié s'élevant au-dessus de l'eau dans laquelle sont plongés les clapets K<sup>5</sup>. Ainsi la chute de ces clapets (X<sup>5</sup> et B<sup>5</sup>) s'opère, d'une part,

pour le premier en vertu de la pression atmosphérique, augmentée du poids de l'eau qui peut se maintenir encore au-dessus d'eux, et, d'autre part, pour ceux du piston B<sup>5</sup> sous l'influence de la colonne d'eau soulevée ayant pour base la surface de la pompe et pour hauteur environ la course de son piston.

On comprend dès lors avec quelle rapidité, quelle violence même la retombée de ces clapets doit s'opérer. Non-seulement ces chocs incessants rendent leur durée très-bornée, et, en altérant la texture du métal occasionnent des ruptures fréquentes, mais le bruit auquel leurs battements répétés donnent naissance acquiert une intensité d'une telle violence que leur usage devient réellement impraticable, surtout à une vitesse de 38 à 39 tours par minute, nombre de révolutions normal des machines de *l'Ariane*. Le caoutchouc vulcanisé ne présente pas naturellement ces inconvénients. Sa souplesse, son faible poids relatif, l'inaltérabilité dont il fait preuve sous l'influence d'une haute température, le font substituer avec avantage dans toutes les machines donnant un grand nombre de pulsations.

Son emploi dans les machines à hélice a certainement fait faire un grand pas sous ce rapport quant à la construction des pompes à air, surtout de celles à double effet.

On a dit que la pièce à charnière E<sup>5</sup> opérant la jonction du fourreau et du piston.

La liaison de la tige-bielle B<sup>5</sup> avec cette pièce a lieu au moyen du boulon D<sup>5</sup>; naturellement cet assemblage doit être fait avant qu'on réunisse le fourreau et le piston.

Comme il serait à peu près impossible de resserrer les coussinets de la tête inférieure de la bielle sans démonter celle-ci, et par suite tout l'appareil, la clavette A<sup>6</sup>, au lieu d'agir directement sur le coussinet, presse contre une tige C<sup>5</sup> plongée dans l'intérieur du corps de la bielle, venu creux à la forge. Cette tige en butant contre le coussinet supérieur permet ainsi de le resserrer quand il y a usure.

L'orifice rectangulaire F<sup>5</sup>, ménagé au bas de la bêche à eau chaude, fournit un déversoir T<sup>4</sup> (planche 9) à la surabondance d'eau qui n'est pas exigée par l'alimentation des chaudières.

Deux orifices Q<sup>5</sup> (pl. 2, fig. 7) sont disposés pour recevoir la bride inférieure du robinet d'injection.

A la branche R<sup>5</sup> viennent s'adapter les boîtes à soupapes d'aspiration et de refoulement des pompes alimentaires B, B (planche 8), mises en com-



munication avec le corps de celles-ci au moyen d'un tuyau en cuivre boulonné par un collet en fer à une bride ménagée à cet effet à leur partie inférieure (voir planches 7 et 8).

L'appareil d'alimentation est composé de deux pompes à piston plongeur boulonnées fortement par une patte venue de fonte avec elles aux grandes carlingues longitudinales.

Une forte semelle en bois, placée entre la tôle des carlingues et cette patte, permet d'en régler l'écartement avec facilité, car la position de celles-ci présente presque toujours des différences sensibles avec la mesure rigoureusement déterminée d'avance dans la rédaction des plans de construction.

Si l'on se reporte à la planche 10, fig. 3 et 4, on voit que ces pompes sont formées d'un corps en fonte bien alésé dans lequel se meut un plongeur en bronze, tourné et pourvu vers le bas de quatre appendices venus de fonte avec lui et destinés à lui servir de guides et à empêcher toute vibration ou gauchissement.

Le fond du plongeur est pourvu d'une douille centrale recevant la pièce à charnière A<sup>9</sup> (planche 10).

Engagée dans cette douille d'abord par une partie conique, elle se termine par un pas de vis dans lequel recevant l'écrou B<sup>9</sup>, encastré entièrement dans le plongeur. Cet ajustement diminue autant que possible l'espace libre qu'on est obligé de laisser exister entre le fond de la pompe et le dessous du piston pour prévenir les chocs.

On conçoit qu'il importe d'obtenir sous ce rapport un minimum, car l'air qui tend à s'y loger, en se comprimant et se détendant alternativement, altère le fonctionnement régulier et diminue le rendement. Pourvues à leur partie supérieure d'un presse-étoupe en fonte doublé d'un fourreau en bronze, et le piston étant maintenu par le bas au moyen des appendices K<sup>9</sup>, il reste évident que le piston, quelle que soit l'influence des oscillations de sa tige, ne peut tendre à sortir de la rectiligne.

Le jeu de cette pompe est facile à comprendre.

Le tuyau en cuivre boulonné à l'orifice faisant saillie sur le bas du corps cylindrique (planches 7 et 8) va déboucher en X<sup>4</sup> (planche 8) dans un conduit réunissant les soupapes d'aspiration et de refoulement, lesquelles sont boulonnées fortement à la bêche à eau chaude de chaque pompe à air. Une de ces soupapes (celle d'aspiration) est placée en contrebas de ce conduit; l'autre est plus élevée. Lorsque le piston plongeur monte en faisant le vide

dans son corps de pompe, la soupape d'aspiration en s'élevant immédiatement, fournit un libre passage à l'eau venant de la bêche, laquelle suivant la direction du tuyau dont il vient d'être parlé, remplace le piston dans la capacité qu'il laisse libre par sa montée. Lorsqu'au contraire il change de direction et commence sa marche en sens contraire, l'eau est refoulée par le même conduit d'arrivée; mais la soupape d'aspiration étant alors retombée sur son siège par l'effet même du changement de direction, l'effort devient assez grand pour faire lever la soupape de refoulement, sur laquelle agit une pression égale à celle de la vapeur dans les chaudières, et l'ouverture qu'elle démasque permet dès cet instant un libre écoulement vers les appareils de vaporisation.

Outre les soupapes d'aspiration et de refoulement, un troisième obturateur, de construction analogue, est ajouté aux deux précédents.

Si par un oubli facile à commettre ou une négligence quelconque, le robinet interceptant la communication entre la chaudière et le tuyau de refoulement demeurerait fermé pendant que la pompe fonctionne, il est évident que l'eau, ne trouvant plus d'issue, ferait éclater immédiatement ce tuyau.

Une telle rupture, si par hasard la pompe de rechange ne pouvait jouer immédiatement, obligerait d'arrêter sans retard la machine et de tirer les feux, et dans tous les cas donnerait lieu à des réparations toujours fort gênantes pour le service.

La troisième soupape dont nous venons de parler a pour but de rendre impossibles ces accidents. Disposée de manière à fournir, comme la soupape de refoulement, un libre passage à l'eau soulevée, elle est soumise seulement à une pression plus élevée que celle de la chaudière.

Les soupapes, comme on peut le voir planche 10, figure 3, sont composées d'une sorte de disque conique en bronze terminé par un appendice ou prolongement cylindrique tendant à les maintenir dans la verticale pendant leur levée.

Ce prolongement s'engage dans une douille centrale bien alésée, coulée avec le siège et aussi en bronze. La partie G<sup>9</sup> venue de fonte avec le couvercle de la boîte à soupapes, limite seule l'amplitude de la levée. Aussi, pour la soupape de refoulement, du moment où la pression sous la face inférieure est plus forte que celle de la chaudière, elle s'élève instantanément et la partie carrée qui la surmonte va buter contre G<sup>9</sup>.

Il n'en est pas de même pour la soupape de sûreté L<sup>o</sup>.

Un ressort à boudin muni d'un écrou au moyen duquel on peut régler sa tension vient pousser par une tige centrale, contre le carré qui la surmonte. On peut donc établir sur sa face supérieure une résistance assez considérable pour qu'elle demeure bien stable sur son siège pendant que la pompe fournit l'eau nécessaire aux besoins de l'alimentation, résistance, d'un autre côté, bien inférieure à la pression qu'il faut exercer contre les parois des tuyaux pour les faire éclater ou disjoindre à la soudure.

Si donc on a oublié de désemployer la pompe quand le robinet ouvrant le passage vers la chaudière est fermé, l'eau, en se comprimant, ne tarde pas à faire lever la soupape de sûreté et à s'échapper à l'extérieur. Naturellement, cette soupape de sûreté n'est qu'un en-cas, car lorsque le niveau est assez élevé dans les chaudières, il est plus naturel d'interrompre le jeu de la pompe que de lui faire élever de l'eau sans nécessité.

Pour parvenir à ce résultat, on a disposé à l'extrémité du balancier D un petit appareil permettant de la faire fonctionner ou de la laisser en repos en serrant simplement la poignée B, planche 8. Cet appareil, fortement réuni au balancier de la pompe, est formé d'un coussinet en bronze terminé par une partie cylindrique filetée, ou sorte de boulon coulé avec le dit coussinet, qui est emboîté dans la pièce de réunion au balancier, de manière à se mouvoir dans le sens horizontal seulement.

Une poignée terminée par un écrou dans lequel s'engage le boulon du coussinet est épaulée contre cette pièce.

Quand on lui imprime un mouvement de rotation, par conséquent à l'écrou qui fait corps avec elle, le boulon doit se déplacer et marcher, soit en avant, soit en arrière, puisque l'écrou ne peut prendre un tel mouvement.

Le déplacement du boulon entraîne naturellement à sa suite celui du coussinet, traversé verticalement par un trou d'un diamètre un peu plus grand que celui de la tige de la pompe.

Lorsque l'axe de cette tige correspond exactement avec celui du trou du coussinet, le balancier ne saurait l'entraîner dans son mouvement angulaire puisqu'il n'existe aucun contact entre eux.

Mais si, en tournant la poignée, on force le coussinet à se déplacer et à venir appuyer fortement contre la tige de la pompe, à la saisir pour ainsi dire comme entre des mâchoires, cette action donne aussitôt naissance à

un frottement dont l'intensité surpasse la résistance opposée à la remonte du plongeur. Dès lors il y a liaison, assemblage entre la tige et le coussinet, et, par contre, le petit balancier moteur. La tige doit le suivre dans son mouvement d'oscillation autour du centre du tourillon, mouvement qui se transforme en vertical alternatif pour le piston.

Le balancier ou levier à un bras dont il vient d'être parlé est en fer forgé, calé sur la forte bride du tourillon du cylindre qui reçoit le presse-étoupe et, pour surcroît de stabilité, maintenu de plus par deux vis de pression qui le traversent et s'engagent dans cette bride (voir planche 7).

Le cylindre en oscillant autour du tourillon entraîne ce balancier dans son mouvement, et la longueur de son bras, combinée avec le déplacement angulaire, sont les données qui fournissent la course de la pompe.

Le cylindre de droite active une pompe alimentaire seulement; celui de gauche transmet le mouvement non-seulement à une pompe semblable, mais encore à celle qui sert à retirer les eaux de la cale du navire, et qui est représentée planche 10, figures 3 et 4.

Les boîtes à soupapes, comme on le voit à l'inspection de cette planche, sont coulées avec celle-ci. C'est d'ailleurs la seule différence qu'elle présente avec les premières quant à l'ajustement. On comprend, du reste, l'importance qu'il y a à établir ici un système de débraiement facile, car cette pompe a bien moins que les deux autres occasion de fonctionner. L'eau qu'elle élève est rejetée simplement hors du navire.

La distribution de la vapeur aux deux cylindres constitue un ensemble d'organes dont l'importance et le mode d'action ont particulièrement besoin d'être décrits. Une partie de ces pièces, en effet, faisant corps avec les cylindres, participe à la fois de leur mouvement d'oscillation et du mouvement rectiligne qu'il est nécessaire d'imprimer au tiroir. L'autre reçoit seulement une action de va-et-vient prenant naissance à l'arbre des roues. Il existe donc un organe par lequel s'opère particulièrement la liaison de ces deux mouvements, et cet organe, solidaire de l'un et de l'autre, doit sans en altérer l'amplitude ni en gêner le développement, transmettre la résultante intacte en direction et en grandeur à la tige du tiroir.

Il faut de plus remarquer que la nécessité d'obtenir un renversement instantané de la marche exige une addition d'organes, qui tout en constituant certainement une complication de mécanisme, contribue cependant à augmenter la valeur et la bonté des machines.

Procurant en effet un moyen de régler ou de changer instantanément la direction, cet ensemble d'organes devient un gage de sécurité pour les voyageurs.

On remarquera que le mécanisme de distribution tout entier est placé pour chaque cylindre, d'une part à droite de l'axe longitudinal du navire, et d'autre part à gauche.

Il se compose d'abord de quatre poulies excentriques GG, groupées deux à deux et calées sur l'arbre des roues entre les paliers supérieurs et les manivelles des pompes à air (voir planche 8). Ces poulies sont en fonte et en deux pièces réunies par deux boulons à clavette. Les boulons sont, d'un côté, taraudés profondément dans l'épaisseur d'un des secteurs; de l'autre côté ils pénètrent dans le second et s'élèvent dans l'évidement y ménagé qui contribue aussi à l'allégement des poulies; au moyen d'une clavette chassée fortement dans la mortaise qui les traverse, ils réunissent d'une manière inébranlable le second secteur au premier. Le collier d'excentrique en fer est aussi en deux pièces réunies fortement par des boulons assemblant les brides entre elles; il est doublé d'un fourreau en bronze. Avec sa partie inférieure est forgée la barre d'excentrique. Le serrage des brides est assuré par un écrou et un contre-écrou; car on conçoit quelle perturbation dans la marche résulterait d'un relâchement dans cet assemblage. La poulie intérieure du côté de chaque palier est de plus serrée fortement sur l'arbre au moyen d'un prolongement cylindrique venu de fonte avec elle et faisant saillie sur sa joue. Ce prolongement en deux pièces, muni du jeu nécessaire, est fortement serré sur l'arbre au moyen d'un collier en fer forgé pourvu de brides.

Tout décalage est donc à peu près impossible.

Les barres d'excentrique G et G' sont assemblées à boulons et charnières avec le secteur ou coulisse F<sup>2</sup>, décrit suivant un rayon partant du centre de chaque poulie et allant aboutir au milieu du secteur. Il est en deux pièces, réunies par des boulons, laissant entre elles un évidement où se trouve logé un coulisseau rectangulaire en acier. Les faces intérieures de ces deux parties sont rabattues en biseau sur leurs arêtes. Il en est de même de celles du coulisseau, qui, une fois introduit entre elles, ne peut en être retiré que par le démontage du secteur.

Les deux poulies excentriques sont calées sur l'arbre à manivelles de telle façon que leurs barres sollicitent le secteur en sens contraire, c'est-à-dire que l'une de ses extrémités est poussée alors que l'autre est tirée. Ainsi,

si l'on suppose l'excentricité entière de 0,15, par exemple, tout point situé dans l'évidement sur le prolongement rectiligne de la barre G marchera en avant de cette quantité alors que les points correspondants sur l'axe de G' reculeront au contraire de 0,15 vers le centre de l'arbre. Partant de là, il est évident que le déplacement rectiligne sera, dans tous les cas, proportionnel à l'écartement du centre F<sup>2</sup> du secteur, dont la position ne varie que très-peu.

Si l'on suppose pour un instant la tige du tiroir reliée directement au secteur, il est évident que si on peut lui imprimer un mouvement qui la mette rapidement en relation tantôt avec la barre G, tantôt avec la barre G', on obtiendra un renversement de marche instantané, la vapeur qui afflue sur la face supérieure du piston lorsque cette tige est poussée, passant immédiatement en-dessous, puisque la lumière d'admission inférieure se démasque aussitôt que le tiroir est soumis à l'influence de la barre G'.

De plus, si, dans sa translation de G en G', on conçoit la même tige arrêtée un instant au point F<sup>2</sup> qui se déplace très-peu, il est constant que l'impulsion communiquée au tiroir n'aura plus aucune influence sur la marche, car alors son mouvement de va-et-vient cessera d'avoir assez d'amplitude pour que les lumières soient démasquées tour à tour. La vapeur alors n'affluera plus au cylindre, la coulisse remplissant l'office d'un vrai régulateur.

En résumé, et selon que le tiroir sera sollicité par l'une ou l'autre extrémité de la coulisse, les cylindres communiqueront le mouvement à l'arbre à manivelles et aux roues à pales suivant des directions diamétralement opposées, c'est-à-dire que le navire marchera en avant ou en arrière par la simple translation vers la droite ou la gauche des points G et G'.

Ces faits établis, le jeu du mécanisme de distribution devient facile à saisir. Il suffit pour cela d'invertir les rôles en conservant à la tige du tiroir sa direction parfaitement rectiligne, alors instantané que la coulisse accomplit un mouvement de rotation autour du centre par lequel elle est décrite. Suspendue, en effet, au point F<sup>3</sup>, elle est tout-à-fait solidaire des positions de la barre de relevage articulée en ce point. On peut donc ramener l'axe de la tringle G exactement au centre, et le faire passer par le point F<sup>2</sup>. Il en est de même de celui de G'. La coulisse se trouve alors ou entièrement soulevée, ou repoussée vers le bas, les colliers d'excentriques ayant décrit un mouvement de rotation correspondant autour des poulies.

Le coulisseau central seul conserve sa position pendant cette manœuvre, les positions relatives du tiroir et du piston ne pouvant varier entre elles sans amener immédiatement une perturbation dans la marche.

Le jeu du mécanisme par lequel s'opère le renversement de la marche bien compris, il est facile maintenant de se rendre compte de la destination et du mode d'action de la série d'organes au moyen desquels le secteur imprime le mouvement de va-et-vient au tiroir.

Le coulisseau central reçoit un pivot d'assemblage qui le réunit au guide circulaire ou secteur I (planche 7). Celui-ci est aussi en deux pièces et de construction tout-à-fait semblable à celle du grand secteur de distribution. On le décrit avec un rayon dont le centre, pour la position moyenne du tiroir, est à peu près celui du tourillon.

Il se termine inférieurement par deux prolongements hexagonaux JJ s'engageant dans des guides en bronze de même forme, fortement boulonnés à la traverse C<sup>2</sup> venue de forge avec les paliers des tourillons.

Les guides sont en deux pièces, et disposés de telle sorte qu'on puisse les rapprocher l'un de l'autre comme deux coussinets qu'on resserre quand il y a usure.

Le mouvement rectiligne communiqué par le grand secteur se transmet donc à ce guide dans toute son amplitude, c'est-à-dire que si la course imprimée au coulisseau par les excentriques est, par exemple, de 0,15, il sera forcé dans sa marche alternative de se déplacer d'une quantité égale suivant l'axe passant d'un côté par le centre de l'arbre, de l'autre par celui du tourillon.

Le guide est aussi muni d'un coulisseau en acier E<sup>2</sup> de même forme que le premier décrit.

Si nous passons maintenant à l'examen des organes assemblés directement au cylindre, il est visible que le plus important d'entre eux par sa destination et ses proportions est l'arbre courbé K (planches 7 et 8), s'infléchissant suivant les contours de la boîte à vapeur et des cylindres, et maintenu par ses tourillons dans les coussinets en bronze des paliers LL fortement boulonnés en contrebas à deux sallies coulées avec les brides ou collets auxquels se boulonne le couvercle.

Sur le prolongement du tourillon de cet arbre placé du côté du mécanisme de distribution, on a calé fortement un levier passant derrière le secteur ou guide I. Ce levier porte à son autre extrémité un bouton ou pivot, s'engageant simplement dans le coulisseau E<sup>2</sup>.

Dans son mouvement oscillatoire autour de l'axe, le cylindre entraîne naturellement avec lui toutes les pièces qui y sont reliées directement.

L'arbre K et le levier dont il vient d'être parlé prennent donc successivement des positions subordonnées à celles qu'occupe celui-ci pour les différents points de la course.

Ainsi le coulisseau E<sup>2</sup> doit se déplacer transversalement et prendre un mouvement alternatif proportionnel à sa distance du centre d'oscillation.

Ce coulisseau est donc sollicité en deux directions différentes, puisque, d'un autre côté nous avons établi qu'il doit suivre le guide ou secteur I dans son mouvement de va-et-vient, dont l'amplitude est mesurée par la course ou excentricité des poulies, tout en demeurant cependant dans la même position relative par rapport au cylindre et à la botte à vapeur, qu'il accompagne dans leur mouvement oscillatoire; partant de là, l'arbre I est dès lors soumis à un déplacement angulaire ou mouvement de rotation autour de ses tourillons, mouvement qui, mesuré linéairement, est égal aussi à la course des excentriques.

Au coude central qu'il forme juste au-dessus de la botte à vapeur, sont articulées deux petites bielles MM reliées d'autre part avec la tige du tiroir maintenue dans la rectiligne par sa botte à étoupes d'une part, et, de l'autre par le guide inférieur précédemment décrit. Ainsi le mouvement rectiligne alternatif prenant naissance aux poulies excentriques, se trouve transmis à ce tiroir avec une précision que la diversité des mouvements ne peut altérer, et la solidarité est établie aussi complètement entre ces organes que si les cylindres et les bottes à vapeur ou chapelles ne devaient pas se mouvoir autour de leurs tourillons.

La plupart de ces pièces de transmission sont du reste, en acier ou en fer profondément cémenté.

Elles sont de plus munies d'articulations à larges surfaces de contact, amoindrissant autant que possible le frottement par unité et rendant l'usure insensible.

On conçoit en effet que si un tel ensemble venait à prendre du jeu, une perturbation profonde se ferait bientôt remarquer dans la marche du tiroir.

Chacune des coulisses de renversement de marche est pourvue de barres de relevage V articulées à un système de leviers coudés P P allant aboutir au grand support en fer Q assis d'un côté sur les carlingues et boulonné d'autre part aux poutrelles transversales du pont.



L'appareil de relevage se compose d'un croisillon à main T calé sur un arbre pourvu d'une vis sans fin S. Celle-ci engrène avec une roue en fer forgé R, dont l'arbre porte à son tour un pignon mis en relation avec le secteur denté Z.

Ce secteur est calé sur un arbre transversal auquel viennent aboutir les barres de relevage.

Ce système de transmission, sans amoindrir trop la vitesse finale avec laquelle le renversement de la marche peut être opéré, présente l'avantage de rendre cette manœuvre possible, facile même avec un déploiement de force peu considérable, surtout si l'on se rappelle que les tiroirs sont équilibrés.

Ainsi un machiniste seul peut le mouvoir, et la solidité qu'il présente, jointe à la grande facilité de la mise en train, rendent le démarrage, les arrêts, la marche en arrière, et les manœuvres en général extrêmement faciles.

Les principaux organes constituant l'ensemble de la machine étant maintenant décrits, il reste à passer à la partie extérieure par laquelle l'action de la force motrice détruit la résistance opposée à la marche du navire.

L'arbre portant les roues à pales, maintenu dans les deux paliers du bâti, est porté de plus par deux autres paliers extérieurs aux murailles du bateau, et fortement boulonnés aux grandes carlingues.

Ces paliers sont en fer forgé et de construction analogue aux précédents.

Le mécanisme particulier de ces roues, quoique employé depuis longtemps et bien connu, présente cependant une apparente complication nécessitant l'addition d'une planche spéciale pour bien se rendre compte de leur combinaison et de leur manière d'agir. Elles donnent un effet utile très-supérieur aux roues à pales ordinaires, et si leur construction est plus coûteuse, l'économie de force motrice qui en résulte compense bien au-delà cette dépense supplémentaire au bout de peu de temps.

Le principe suivant lequel elles sont construites réside entièrement dans le mode d'action des pales. En effet, pour obtenir le maximum de travail, il faut que la pale commençant à s'immerger, le fasse sans aucun choc et dans la position la plus favorable au travail, tandis que d'autre part, la pale opposée sorte du fluide en opposant le moins de surface résistante possible au fluide. Elles doivent donc plonger autant que possible suivant un plan perpendiculaire à la surface de la rivière, et en sortir avec une position analogue.

Si l'on suppose pour un instant la surface de la pale parallèle à celle de la veine fluide, comme une planche flottant sur une rivière, par exemple, on conçoit que le travail moteur développé dans une telle position serait un minimum, tandis que le travail résistant à la sortie serait un maximum, puisque, pour s'élever hors de l'eau, la pale et par conséquent le mécanisme moteur auraient à surmonter toute la résistance du fluide dans lequel elle est plongée agissant directement sur la surface entière, et cela pendant une fraction de révolution correspondant au chemin parcouru depuis le point inférieur d'immersion jusqu'au niveau ou ligne d'eau du bateau.

Evidemment il en est un peu ainsi des roues à pales ordinaires. Entrant dans l'eau suivant une direction assez oblique à son cours ou à sa surface, elles n'agissent directement dans le sens absolument inverse de la marche que pendant une période très-courte. Le chemin qu'elles parcourent pendant le reste de leur immersion doit se décomposer en chaque point suivant deux directions différentes, la grandeur de la partie agissant comme effet utile variant avec l'obliquité de l'action. De plus, à la sortie, elles déploient et soulèvent une masse de fluide proportionnelle à la profondeur de leur immersion, et à la surface qu'elles présentent à la masse qu'elles tendent à soulever, d'où naît encore une perte de travail assez considérable.

Si, d'un autre côté, on se représente la même pale entrant dans l'eau perpendiculairement à son cours, c'est-à-dire agissant de prime abord avec un maximum d'intensité (le bras de levier mis de côté) suivant une direction exactement parallèle à la marche du navire; qu'en outre pendant toute la durée d'immersion active on conçoive qu'elle garde cette même position, opposant directement à la résistance son maximum de surface de telle façon que le chemin parcouru multiplié par la force développée donne un travail toujours et entièrement opposé à l'action de celle-ci, et dont tous les termes élémentaires sont par conséquent recueillis et absorbés par la marche du navire; que, de plus, elle ne présente, pendant la période passive de résistance qu'une arête vive pour ainsi dire à la masse de l'eau, qu'elle tranche et divise au lieu de soulever; on pourra se rendre compte de la manière d'agir des roues à pales mobiles, des avantages qu'elles présentent, et des différences existant entre elles et les roues ordinaires.

Cette définition de roues à pales mobiles accuse les moyens mécaniques par lesquels on est parvenu à leur faire obtenir presque entièrement les résultats dont il vient d'être parlé.

Chacune des pales, en bois de chêne, armée extérieurement d'une forte plaque en tôle, est assemblée au moyen de boulons traversant son épaisseur aux leviers à angles droits E<sup>10</sup>.

Chacun des rayons F<sup>10</sup> de la roue, en fer méplat, vient aboutir vers les extrémités de la pale, et se courbant en cet endroit présente deux douilles dont l'une reçoit une forte entretoise ou tirant en fer rond, unissant deux à deux ces rayons à boulon et écrou, tandis que l'autre reçoit le pivot ou boulon d'assemblage du levier E<sup>10</sup> ou de la pale avec le corps de la roue.

Ce bouton est en acier et rivé à froid sur le rayon; la douille de chacun des rayons J<sup>10</sup> est munie d'une bague aussi en acier dans laquelle s'engage son autre extrémité. Comme il n'est pas possible en effet de graisser ces parties, on conçoit qu'on doive s'attacher à rendre l'usure aussi insensible qu'on le peut, et en atténuer les effets par d'autres moyens. La dureté des surfaces de frottement, et la facilité avec laquelle on peut enlever les bagues et les remplacer par d'autres d'un plus petit diamètre donnent toute garantie sous ce rapport.

La pale réunie aux rayons de la roue, et disposée de manière à pouvoir prendre un mouvement de rotation autour du pivot qui les termine, il reste à examiner par quelle disposition de mécanisme cette impulsion lui est communiquée.

Extérieurement aux roues sont placées deux fortes pièces de bois servant d'assises en quelque sorte à chacun des tambours.

A chacune d'elles est boulonné fortement un étrier en fer forgé à deux branches recevant une sorte de pivot central C<sup>10</sup>. Une poulie excentrique A<sup>10</sup>, formée par la réunion de deux fortes tôles entre lesquelles s'assemblent les tringles en fer rond D<sup>10</sup>, est placée sur ce pivot.

Une de ces tringles porte le nom de rayon directeur. En fer méplat, et d'une force plus grande que les autres, elle est assemblée par deux boulons entre les joues de la poulie excentrique.

Par son autre extrémité elle s'assemble à boulons et charnières aux leviers E<sup>10</sup>. Si l'on suppose la roue entière entraînée dans son mouvement de rotation, il est visible que l'impulsion transmise par le rayon F<sup>10</sup>, se communiquera, par l'intermédiaire de la pale et du levier E<sup>10</sup>, au rayon directeur D<sup>10</sup>.

Celui-ci, à son tour, faisant corps avec la poulie, l'entraînera dans sa

marche et la forcera à prendre un mouvement circulaire autour du pivot C<sup>10</sup>.

On remarquera maintenant que le centre de A<sup>10</sup> ne correspond pas avec le centre de l'arbre et de la roue à pales.

S'il en était ainsi, chacun des rayons D<sup>10</sup>, convergeant toujours vers ce centre, laisserait la pale immobile. Mais comme leur mouvement de rotation s'opère autour de A<sup>10</sup>, tandis que les pales et le levier E<sup>10</sup> accomplissent le leur autour du centre de l'arbre, il reste évident que la position de celles-ci est à la fois solidaire des rayons F<sup>10</sup> et des tringles D<sup>10</sup>.

Ainsi chacune d'elles se trouvant à droite de la poulie sera poussée, alors que les autres seront tirées.

Leur position variera donc pour chaque arc élémentaire décrit par la roue, et de telle façon que les pales soit immergées, soit sortant de l'eau, conserveront à peu près la même position verticale relativement au plan de flottaison.

On conçoit en effet que chacune des tringles D<sup>10</sup>, entraînée par le mouvement du rayon directeur et de la poulie A<sup>10</sup>, se comportera comme si elle tournait autour du centre A<sup>10</sup>, puisqu'elle peut articuler aussi bien entre les joues de la poulie, qu'en son point d'assemblage avec E<sup>10</sup>.

Le moyeu d'assemblage G<sup>10</sup> des rayons est en fer forgé, et en deux parties calées fortement sur l'arbre K<sup>10</sup>. D'une forme tronconique, il est évidé entre chaque rayon de manière à laisser la force nécessaire seulement aux points de réunion. Les rayons s'assemblent avec lui par deux forts boulons le traversant de part en part.

Ils sont du reste épaulés par deux saillies venues de fer forgé avec le moyeu, et constituant une sorte d'encastrement. La force motrice n'agit donc aucunement sur les boulons.

La jante de la roue ou polygone de réunion des rayons est formée de 11 segments en fer méplat H<sup>10</sup>, assemblés chacun par quatre boulons aux deux rayons contigus, pourvus de saillies sémi-circulaire à cet effet.

La consolidation parfaite de la roue est complétée par les entretoises transversales I<sup>10</sup> qui, allant d'un rayon à l'autre, leur donnent une raideur et une rigidité complètes. Comme on le voit, il n'entre pas de fonte dans la construction de ces roues. Tous les organes sont de plus fortement établis et combinés.

Un excès de force n'est en quelque sorte pas un mal dans la construc-

tion de cet appareil. Placé à l'extérieur du bateau, caché par les tambours, en partie sous la ligne de flottaison ou couvert par l'eau soulevée, il échappe à la surveillance du machiniste.

Exposé de plus à tous les chocs, à toutes les secousses, s'il n'a pas reçu de fortes proportions, des articulations vigoureuses, un court service suffira à le détraquer complètement.

Quant aux articulations, lorsque l'assemblage a été bien fait et avec des matériaux de qualité choisie sans qu'il y ait trop de jeu ni cependant une exactitude mathématique, elles se comportent bien et s'usent très-peu.

Du reste, marchant à une vitesse de 38 à 40 tours, pour un service qui n'admet ni retard ni délai, on conçoit que s'il en était autrement un tel système serait bientôt abandonné.

Il nous reste à passer maintenant à l'examen des appareils de vaporisation, qui constituent peut-être la partie capitale pour un bateau de cette catégorie.

En effet, qu'importe d'avoir une machine d'un bon système bien et solidement exécutée, remplissant toutes les conditions exigées, si les chaudières ne peuvent fournir assez de vapeur pour fournir la vitesse requise?

D'un autre côté, si la vapeur ne se produit pas sous de bonnes conditions, si elle se dégage chargée de molécules d'eau, si la chaleur n'est pas utilisée complètement et se perd trop tôt dans la cheminée, comment encore faire cadrer la consommation de combustible avec les bonnes proportions et la marche supérieure de cette machine?

A une grande puissance évaporatoire, à une production économique de vapeur, il faut de plus réunir encore les conditions de solidité et de bonne construction, et étudier particulièrement les formes et la distribution des diverses parties constituant le corps de chaudière.

C'est ainsi qu'en donnant une profondeur trop grande à une chaudière de cette nature, on est conduit à assigner aux foyers, et par conséquent aux grilles, une longueur exagérée.

Il arrive alors que ces grilles ne sont jamais bien garnies, le combustible s'entassant dans certains endroits, et laissant par contre des surfaces considérables à découvert dans d'autres parties. Il se dégage alors une fumée très-épaisse de la couche surchargée, tandis que l'air froid passe librement au travers des barreaux presque à découvert sans aucun avantage pour la combustion. Il y a ainsi perte inévitable de chaleur, dégagement peu considérable ou inégal de vapeur, et excès de fatigue et de surveillance

pour les chauffeurs, qui, ne pouvant conduire leur feu d'une manière régulière, sont continuellement obligés de tisonner ou de recharger, le tout au grand détriment de la bonne combustion et de l'économie.

D'un autre côté, une distribution mal entendue des carneaux et conduits de fumée amenant par exemple des étranglements dans les couches d'eau insérées entre leurs parois, ou une disposition vicieuse de la surface de chauffe suffisent pour mettre une chaudière complètement hors de service au bout de quelques jours de travail seulement.

En effet, si la cloison d'eau comprise entre deux foyers consécutifs, par exemple, n'a pas une puissance assez considérable pour n'être pas pénétrée instantanément par le calorique rayonné; si le contact des parois suffit pour produire un dégagement de vapeur désordonné de la couche entière, les masses d'eau voisines remplaçant difficilement et surtout lentement celles qui sont emportées par cette vaporisation exhubérante, il est infaillible que les parois de ces foyers seront bien plus en contact avec les bulles de vapeur qui se dégagent et s'élèvent, qu'avec l'eau qui tend à les remplacer. Exposées à toute la violence de la combustion, ces parois subiront des coups de feu fréquents; les tôles perdant alors de leur rigidité, le dommage est souvent si considérable qu'il exige le remplacement complet des parties brûlées.

C'est surtout pour les parois latérales qu'il faut redouter de pareils accidents, la vapeur se détachant bien plus difficilement de ces parois que du ciel du foyer.

Il faut du reste s'attacher aussi à donner aux couches d'eau qui recouvrent ce dernier de larges proportions, car les dépôts vaseux ou calcaires qui tendent à le recouvrir exigent des nettoyages fréquents, et, pour que ceux-ci soient praticables et efficaces, ils doivent s'opérer dans un espace permettant assez de liberté de mouvement.

De mauvaises proportions données au réservoir ou chambre de vapeur, sont aussi extrêmement préjudiciables à une production économique et à une marche régulière des machines. Son emplacement même peut avoir une grande influence sur les phénomènes de la vaporisation.

Si, par exemple, cette chambre est placée dans une position ne permettant pas aux courants de vapeur d'y affluer librement de toutes les parties de la chaudière, même quand le niveau de l'eau est plus élevé que d'habitude, qu'une partie de ces courants ait une distance trop longue

à parcourir ou un chemin trop tourmenté à suivre, à chaque pulsation ou aspiration du piston il se produira une sorte de raréfaction amenant à sa suite un bouillonnement tumultueux et des projections considérables de la masse d'eau placée immédiatement en-dessous.

Bien plus, quand la diminution de pression est trop sensible, elle amène à sa suite comme un appel ou aspiration continue de l'eau qui s'élève mêlée intimement à la vapeur.

Sans parler des dangers que ce phénomène présente quant à la rupture des cylindres où l'eau enlevée vient alors affluer, il peut, lorsqu'il se manifeste avec intensité, occasionner des coups de feu très-violents en découvrant des parties exposées à rougir.

En vain les pompes alimentaires fonctionnent-elles alors activement, leur jeu parfois tardif augmente souvent le danger; des courants tumultueux, des bouillonnements d'une violence extrême se manifestent de plus en plus, la chaudière se vide avec une rapidité que rien n'arrête, les surfaces se découvrent, et il faut diminuer considérablement la vitesse des machines, quelquefois même stopper complètement, pour ramener les choses à l'état normal et prévenir de graves accidents.

L'abaissement du niveau, qui n'est pas toujours une chose facultative, ne prévient pas ni n'arrête d'une manière *complète* ces perturbations, comme on pourrait le croire. Quoi qu'on fasse, les dispositions imparfaites que nous avons mentionnées maintiendront toujours une forte tendance à primer, à laquelle une négligence, un accident ou un oubli pourront donner en un instant des proportions effrayantes.

Une transformation compète de ces formes défectueuses, des proportions plus larges offrant des dégagements considérables vers la chambre de vapeur et présentant des chemins bien directs à sa libre circulation, peuvent seules la faire disparaître entièrement. Il est bon de dire aussi que, dans la construction de ces chaudières, il faut de plus tenir compte des situations anormales. Sous l'influence d'un fort vent de côté, la position oblique du navire peut amener, quand le niveau est très-bas dans la chaudière, une dénivellation laissant à découvert certaines parties des parois des conduits de flamme et de fumée, et si les rangées supérieures des tubes bouilleurs sont saisies par un coup de feu, des fuites se manifesteront à tous les assemblages avec la plaque tubulaire.

La capacité et la hauteur de la chambre de vapeur ont aussi la plus grande influence sur ces projections d'eau.

En vain la vapeur y afflue-t-elle alors librement et promptement ; si les dimensions en sont trop restreintes elle ne peut combler avec assez d'instantanéité le vide produit à chaque pulsation des pistons. Si l'on fait usage de la détente, l'intermittence de ces courants allant aux cylindres, se combine alors avec la vitesse de l'écoulement pour rendre cet effet plus brusque encore et plus sensible.

Comme en effet à chaque coup de piston il y a raréfaction et diminution notable de pression dans la chambre de vapeur, l'eau s'élève d'une manière aussi subite que la forte compression qu'elle éprouvait diminue. Elle se mêle à la vapeur, et le courant ascendant l'amène jusqu'au tuyau de prise de vapeur.

On augmente alors souvent en vain la hauteur du réservoir ; il faut une modification plus radicale pour anéantir cette tendance.

Dans tous les cas, il n'est que très-bien d'élever fortement le tuyau d'entrée de vapeur au-dessus du niveau de la chaudière. Quand la vaporisation a lieu régulièrement on obtient ainsi de la vapeur plus sèche, mieux purgée de l'espèce de poussière d'eau qu'elle tient toujours en suspension. Mais c'est surtout à la section de la chambre de vapeur en général, en d'autres termes au plan de contact de la vapeur avec l'eau qu'il convient d'assigner de grandes dimensions.

S'il est bien de ne pas diviser l'eau en cloisons ou couches trop minces, surtout à l'endroit des parois soumises à l'action de la chaleur rayonnante, il faut éviter aussi de la laisser exister en masses trop considérables.

La chaleur pénètre très-lentement les parties centrales de ces grands volumes. Les courants ascensionnels transportant les couches échauffées et la vapeur qui se forme, ont peine à s'établir. La vapeur produite vers les ciels des foyers, en rencontrant des couches plus froides, y éprouve une sorte de condensation. La production est moins active à égalité de chauffage, on entre difficilement en vapeur, et l'alimentation demande beaucoup d'attention, si l'on ne veut s'exposer souvent à des refroidissements subits suivis de perte de pression.

C'est par la bonne distribution des tubes et carneaux qu'on peut donc obtenir une division convenable de la masse d'eau. On met ainsi les surfaces de chauffe rayonnantes et de contact en rapport exact avec la quantité d'eau nécessaire à l'absorption complète de la chaleur qu'elles transmettent, c'est-à-dire de leur puissance relative.



Dans ce cas les courants s'établissent avec vigueur, l'eau se renouvelle rapidement entre les parois échauffées, une vaporisation active se manifeste, et le chauffeur ne doit jamais pousser son feu outre mesure, ni craindre de voir tomber la pression lorsqu'il faut nettoyer ou charger la grille et que sa chaudière n'est pas en pleine vaporisation.

Si une combinaison bien étudiée des différentes parties qui constituent la chaudière est importante au point de vue précédent, l'influence de la forme se fait sentir avec non moins de puissance quant à la force ou épaisseur du métal constituant ses parois, et aux armatures qui lui donnent la rigidité en rapport avec la pression qu'elle a à supporter.

Or, on l'a dit dès le principe, laissant même de côté la considération d'économie de construction, la question du poids est de la plus haute importance.

On comprend donc qu'une augmentation d'un ou deux millimètres donnée à l'épaisseur de ces parois constitue une augmentation dont il y a lieu de tenir compte. Partant de là, il est visible qu'on doit s'efforcer d'assigner autant que possible des formes cylindriques à leurs différentes parties soumises à des efforts dirigés du dedans en dehors, formes présentant, à poids égal, une résistance bien supérieure à celle qu'offrent les parois planes.

De cette manière, on l'on peut diminuer le volume de matière qui les constitue, ou il devient possible de supprimer une notable partie des armatures qui les renforcent et les encombrant intérieurement. Du reste, une pareille suppression est encore très-bonne sous un autre point de vue.

Ces armatures qui, dans le principe, sont réellement un gage de sécurité, peuvent devenir la cause indirecte d'accidents par la confiance trop complète qu'elles inspirent. Placées tout entières dans la chaudière, et par suite rarement visitées, elles perdent au bout d'un certain temps une grande partie de leur ténacité.

La rouille qui ne tarde pas à les ronger, le jeu qu'elles prennent à la suite des changements de longueur alternatifs qu'amènent les variations de température, fatiguent et affaiblissent bientôt les assemblages.

Ainsi, lorsqu'on pense qu'elles suffisent à opposer une résistance complète aux efforts intérieurs, les parois planes supportent parfois depuis longtemps déjà la plus grande partie de la pression, souffrent et s'affaiblissent de jour en jour. De là, les déformations subites, les déchirures, etc.

On remarque, en examinant la planche n° 12, que c'est pénétré de ces

principes qu'on s'est efforcé de donner aux chaudières de *l'Ariane* les formes et les dimensions qui en ont fait d'excellents appareils de vaporisation.

La chaudière reproduite planche 12, fig. 1 et 2, en élévation et coupe, présente trois foyers intérieurs A", A", A", accolés et insérés dans l'enveloppe extérieure de la chaudière de forme cylindrique supérieurement, et prolongée en parois planes vers les foyers.

Cette enveloppe est surmontée d'un réservoir ou chambre de vapeur C', cylindrique aussi, placé un peu vers l'arrière de la chaudière. La partie supérieure du ciel de chaque foyer affecte encore la même forme se raccordant avec des parois latérales planes. Celles-ci s'assemblent entre elles et au corps de la chaudière, non par des cornières, mais au moyen de cadres en fer forgé qui présentent plus de simplicité d'assemblage, et donnent beaucoup de facilité à la rivure.

On remarquera que les foyers ne présentent pas la même section dans toute leur étendue, mais présentent vers la porte une sorte d'étranglement fortement accusé dans le premier foyer de gauche de la figure 1<sup>er</sup>. Cet étranglement amène à sa suite une diminution considérable de la section de la porte de chargement sans réduire cependant les dimensions de l'aire des portes du cendrier. A chaque chargement de la grille, il entre nécessairement dans le foyer une grande quantité d'air froid dont l'introduction, outre divers autres inconvénients, ralentit la combustion et fait tomber la pression de la vapeur.

Naturellement, ce volume d'air est proportionnel à la section de la porte.

Il importe donc d'assigner à celle-ci les dimensions strictement nécessaires à la facilité du service, mais rien au-delà.

Dans les chaudières pour machines de mer, la cloison d'eau séparant entre eux les foyers contigus se replie ordinairement sous le cendrier.

Le périmètre entier des foyers est alors entouré d'eau, tandis que dans la chaudière dont nous nous occupons ils restent ouverts par le bas. Cette zone inférieure reçoit alors les dépôts vaseux et la couche de sel qu'y amène l'évaporation.

L'extraction des eaux-mères a lieu aussi par cette partie de la chaudière, et la perte de calorique qui en résulte est d'autant moins sensible que la température y est peu élevée.

Les dépôts et les incrustations qui s'y forment ne présentent aucun danger, puisque ces parois ne sont pas exposées à l'action de la flamme, et que dès lors aucun coup de feu n'est à craindre.

Au contraire, en s'accumulant de préférence dans cette partie, ils sont une garantie pour les autres parois.

Des portes de nettoyage sont alors ménagées vers le bas pour empêcher une obstruction complète après un voyage de longue durée.

Ainsi lorsqu'on travaille avec des eaux salées et que le navire est dès lors destiné à des voyages d'assez longue période, cette disposition devient rigoureusement nécessaire, quoique cependant elle augmente fortement le poids de la chaudière sans aucun profit pour la vaporisation, et que d'un autre côté elle communique aux cendriers une tendance à s'échauffer qui peut ralentir parfois sensiblement le tirage.

En outre la tôle intérieure de cette cloison, couverte souvent par les charbons ardents qui tombent de la grille, ou mouillée par l'eau jetée dans le cendrier quand il s'est échauffé et qu'il faut éteindre la masse brûlante avant de l'attirer au dehors, se ronge et se détruit parfois avec une rapidité qui exige une stricte surveillance, si l'on veut prévenir de graves accidents. Ces considérations applicables aux machines de mer ne le sont nullement cependant aux chaudières de *l'Ariane*.

La question qui prime en quelque sorte toutes les autres est ici celle du poids.

Ainsi, la suppression d'une partie qui n'a aucune efficacité quant à la force de la vaporisation ou à l'économie du combustible, en diminuant notablement le poids mort des chaudières, doit correspondre à une augmentation de l'effet utile.

Quant aux dépôts vaseux, ils peuvent s'effectuer vers le bas des cloisons d'eau séparant chaque foyer, et il serait facile de procéder à leur enlèvement, même après chaque voyage, si cette opération n'entraînait chaque fois à sa suite un nouveau remplissage des chaudières.

L'aire des cendriers est, de plus, considérablement augmentée, et comme il y a peut-être moins de facilité d'obstruction par les amas de cendres et d'escarbilles, la tendance à s'échauffer diminue, et la bonté du tirage s'accroît.

Les trois foyers aboutissent chacun à une sorte de grande caisse ou carneau transversal I" établissant la communication entre eux. Cette caisse, à parois planes dans la partie qui reçoit les tubes et la cloison qui lui fait face, prend d'autre part la forme cylindrique et devient par-là concentrique à la tôle-enveloppe extérieure de la chaudière. (Planche 12, fig. 1.)

Toutefois, cette forme ne suffisant pas à prévenir les déformations que tend à lui faire subir la pression du dehors en dedans qu'elle a à supporter, les deux parois latérales et celle qui fait face à la plaque tubulaire sont réunies au corps même de la chaudière au moyen d'entretoises filetées maintenues par deux écrous, l'un extérieur, l'autre intérieur et disposées à des distances telles qu'elles aient chacune des efforts aussi égaux que possible à supporter.

Non-seulement les cloisons de cette caisse de retour de flamme sont fortifiées de cette manière, mais les parois planes des foyers sont assemblées entre elles et à la chaudière au moyen d'entretoises semblables, et renforcées et raidies de telle manière que les tôles qui les constituent n'ont plus qu'un effort relativement faible à supporter.

Quant aux ciels de ces foyers, on pourrait croire à première vue que, grâce à leur forme cylindrique parfaite et à leur diamètre relativement faible, ils peuvent se passer de toute armature.

Il n'en est rien cependant, et la haute température à laquelle sont soumises les tôles qui les forment exposées les premières à toute l'ardeur de la combustion, en diminuant leur ténacité et la rendant comparative-ment moindre que celles des parties environnantes, appelle impérieusement le secours de fortes armatures si l'on veut prévenir des déformations augmentant avec une rapidité effrayante aussitôt qu'elles ont pris naissance.

Les coups de feu, qui sont fort à craindre aussi dans cette partie par suite de l'abondance de la vaporisation et des dépôts qui s'y forment, exigent l'emploi d'organes de consolidation pour ainsi dire en excès.

Les ciels des foyers sont donc unis au corps de la chaudière et au plafond de la chambre de vapeur au moyen de douze tirants à deux œillets G"G", L"L" dont le corps est formé inférieurement par des cornières en T. Des charnières terminées par un pas de vis sont taraudées d'une part dans le foyer et maintenues par un écrou intérieur.

Au plafond du réservoir à vapeur sont rivées de fortes cornières recevant les charnières d'assemblages des tirants supérieurs, dont le corps est cylindrique. Ceux-ci sont unis à leur tour de la même manière avec les premiers décrits.

La pression qui tend d'un côté à enlever le plafond de la chambre de vapeur ou à disjoindre et ouvrir la partie cylindrique de la chaudière, et de l'autre à enfoncer et retourner le ciel des foyers, se transmet donc entière-

ment et en sens inverse à ces tirants, et l'espèce d'équilibre qui en résulte pour les parois de la chaudière se traduit pour ceux-ci en efforts de traction diamétralement opposés.

Vers l'avant la paroi de la chaudière constituant en grande partie la plaque tubulaire, conserve naturellement la forme plane. Elle est parallèle à la grande caisse de retour de flamme et en deux pièces, dont l'une, ayant 15 millimètres d'épaisseur, reçoit les tubes bouilleurs.

L'inclinaison légère donnée aux tubes et à cette dernière favorise le dégagement de la fumée et de l'air brûlé dans la cheminée en augmentant les sections correspondantes de la botte à fumée, qui est munie de portes doubles permettant le nettoyage pendant la marche. Les cendriers sont aussi pourvus de portes que l'on ferme complètement lorsqu'on reste stoppé pendant quelque temps, ou qu'on veut ralentir la marche.

L'air n'arrivant plus alors sous la grille, la combustion perd toute son activité, la pression de la vapeur tombe, la production se ralentit, et la consommation de combustible descend autant que possible au niveau du travail effectué.

Quelques coups de ringard sur la grille et l'ouverture de ces portes suffisent ensuite pour remettre en vapeur en quelques instants.

On remarquera sans doute que les dimensions données comportent un niveau d'eau assez élevé, non-seulement au-dessus des tubes, mais aussi de la grande caisse de retour de flamme.

Quelle que soit la position que prenne le navire, il est presque impossible qu'aucune surface exposée au feu vienne à se découvrir si le chauffeur a soin de maintenir en bon état son indicateur d'eau et ses robinets de jauge.

L'abaissement *forcé* de la ligne d'eau dans l'intérieur des chaudières est un défaut qui se reproduit trop souvent peut-être. Il vaut en quelque sorte mieux pécher par un excès contraire, au risque d'augmenter le poids.

Il arrive souvent des circonstances obligeant à forcer la marche du navire; cette augmentation de vitesse se traduit, en fin de compte, par une vaporisation plus active, par conséquent par des courants intérieurs plus rapides, par des bouillonnements plus tumultueux.

L'entraînement de l'eau mêlée à la vapeur, les projections d'eau même commencent alors à se manifester; et il faut interrompre le jeu des pompes et diminuer l'abondance de l'alimentation pour laisser le niveau s'abaisser, quand précisément l'ardeur de la combustion atteint son maximum et que les coups de feu sont le plus à craindre.

Lorsque donc pendant la marche normale, la bonne construction de la chaudière permettra de tenir la ligne d'eau à une forte hauteur sans qu'aucune tendance à primer se manifeste, cet abaissement momentané présentera peu d'inconvénient, une active surveillance pouvant prévenir tout accident pendant un laps de temps. Il sera loin d'en être ainsi avec une chaudière souffrant en toutes circonstances peu d'eau au-dessus des carneaux. Il devient alors très-dangereux de forcer la vaporisation. Il faut s'en tenir à la moyenne reconnue pratiquement la plus favorable, et renoncer prudemment à lui faire jamais produire plus que ne comportent ses dispositions intérieures.

On le répète, pour qu'une chaudière puisse fournir son maximum de production sans danger, il faut que la chambre de vapeur soit établie suivant des dimensions très-larges, que le dégagement de vapeur se fasse avec facilité, et que les courants qui s'établissent n'aient point de chemin tourmenté à suivre. La grandeur et la forme du plan de contact séparant l'eau de la vapeur ont, par conséquent, une influence très-grande sur la manière dont se produisent les phénomènes de la vaporisation. On peut voir que la forme et les dimensions des chaudières de *l'Ariane* tendent à conserver à ce plan des dimensions aussi grandes que possibles et une forme régulière.

L'appareil d'alimentation attaché à ces chaudières a été décrit précédemment. Il reste cependant à faire connaître la machine alimentaire spéciale ou petit cheval reproduit en élévation et profil planche 10, fig. 1 et 2.

Lorsque le bateau reste stoppé pendant quelque temps, par exemple à chaque embarcadère, bien que la production de vapeur soit alors diminuée autant que possible, il n'en faut pas moins remplacer jusqu'à un certain point ce qui s'échappe encore dans l'atmosphère par les soupapes et empêcher un trop grand abaissement du niveau de l'eau.

Le non-fonctionnement de la machine entraînant à sa suite celui de l'appareil alimentaire ordinaire, il faudrait donc refouler l'eau à bras d'homme dans la chaudière, si l'adjonction de cette pompe à vapeur ne permettait de fournir largement aux besoins laissés en souffrance par l'arrêt momentané du premier.

Celui-ci se compose d'un petit cylindre G<sup>s</sup> venu de fonte avec une corniche à quatre nervures pourvues de douilles dans lesquelles viennent s'emboîter les quatre colonnes A<sup>s</sup> A<sup>s</sup>.

Ces colonnes s'assemblent d'une manière analogue à la plaque d'assise K<sup>s</sup> portant quatre saillies qui leur servent de base.

Le corps de pompe en fonte H<sup>s</sup> placé exactement dans le prolongement de l'axe du cylindre est aussi fortement boulonné à cette plaque. Il est muni des soupapes d'aspiration I<sup>s</sup> et de refoulement J<sup>s</sup>, analogues en tout, pour la construction et la matière, à celles qui ont été précédemment décrites. Son piston est en bronze, muni d'un presse-étoupe et d'une garniture en chanvre.

La tige du piston à vapeur et celle de la pompe sont assemblées à clavette à une sorte de coulisse en fer forgé O<sup>s</sup>. Cette coulisse prend un mouvement de va-et-vient alternatif (suivant l'impulsion lui communiquée par la tige du piston à vapeur) entre deux guides en fonte solidement réunis aux colonnes du bâti.

Un coulisseau en deux pièces ou coussinet en bronze P<sup>s</sup> est emboîté entre les faces internes de cet organe et reçoit le tourillon L<sup>s</sup> de l'arbre à manivelle. Il suit du reste la coulisse dans ses mouvements verticaux alternatifs, et de plus se déplace latéralement de droite à gauche, accompagnant ainsi la manivelle dans le mouvement de rotation qu'elle décrit autour du centre F<sup>s</sup>.

L'arbre est maintenu dans les deux paliers à coussinets en bronze N<sup>s</sup> boulonnés à la traverse de réunion des quatre colonnes du bâti portant en même temps les guides de la grande coulisse.

Une de ses extrémités porte le volant C<sup>s</sup>, l'autre reçoit la grande manivelle en fer forgé D<sup>s</sup>.

Cette manivelle est destinée à mouvoir la pompe à bras d'homme, lorsqu'il faut remplir la chaudière après une réparation, ou qu'un nettoyage a dû la faire vider entièrement.

On terminera cette description par quelques données générales sur les machines qui en ont fait le sujet, données qui achèveront de rendre le lecteur entièrement familier avec le mode d'action et la puissance déployée par des appareils de cette nature.

Les cylindres ont un diamètre de 1.144.

La course des pistons est égale à leur diamètre.

La portion de la course pendant laquelle la vapeur est introduite est égale aux 7/10 de la course totale, soit égale 0,801.

La surface de chaque piston étant représentée par

$$\left(\frac{1.144}{2}\right)^2 \times 3.1416 = 1.027,$$

le volume de vapeur nécessaire à chaque pulsation sera de

$$1.027 \times 0.801 = 0.822 \text{ mètre cube}$$

pour chaque cylindre, non compris toutefois le cube de vapeur contenu dans l'espace libre et dans les passages d'introduction.

Soit donc, pour les deux cylindres,  $822 \times 2 = 1644$  litres par course simple, ou  $1644 \times 2 = 3288$  litres par révolution.

On travaille assez fréquemment à une pression maxima de 27 à 28 livres anglaises dans les chaudières, soit une atmosphère 9/10.

Le nombre de révolutions par minute est en moyenne de 36 à 37.

Le volume de vapeur dépensé pendant cet espace de temps sera donc de  $3288 \times 36 = 118368$  litres.

A la tension de 2.9 atmosphères, le volume occupé par un kilogramme de vapeur étant de 625 décimètres cubes environ, l'expression  $\frac{118368}{625}$  donnera, par conséquent, le poids de vapeur dépensé par minute, qui est de 190 kilog. environ, ou par heure de  $190 \times 60 = 11400$  kilog. au maximum.

D'un autre côté, la surface de chauffe de la chaudière, représentée en élévation et coupe planche 12, peut s'estimer ainsi qu'il suit :

Nombre de tubes, 354.

Diamètre, = 2 3/4 pouces anglais ou 0.07.

Longueur moyenne, = 6 pieds 3 1/2 pouces ou 1.92.

La circonférence extérieure d'un tube sera  $0.07 \times 3.1416 = 0.2199$ .

Sa surface =  $0.2199 \times 1.92 = 0.4222$ .

La surface de chauffe totale des 354 tubes sera donc

$$0.4222 \times 354 = 149.45 \text{ mètres carrés.}$$

Quant à la surface de chauffe d'un foyer, elle peut se mettre approximativement sous la forme suivante, en établissant le développement de ses parois latérales et du ciel suivant la hauteur sur grille prise au milieu de sa longueur totale, hauteur correspondant à peu près au diamètre suivant lequel ce ciel est décrit :

$$\left( \frac{0.992 \times 3.1416}{2} \right) 2.262 \text{ longueur moyenne} = 3.5241 \text{ mètres carrés,}$$

ou, pour les trois foyers,  $3.5241 \times 3 = 10.5723$  mètres carrés.

Nous avons de plus la grande caisse de retour de flamme placée à l'arrière, qui donne encore environ, déduction faite des sections des tubes, une surface représentée par

$$(0.38 \times 2.70 + 0.94 \times 3.16 + 1.60 \times 3.16) - (\text{surf. } 0.07 \times 354) = 7.69 \text{ m. carrés.}$$



Ainsi la surface de chauffe totale de la chaudière sera de :

Tubes	=	149.45
Foyers	=	10.57
Caisse d'arrière	=	7.69
		<hr/>
		167.71 mètres carrés.

D'un autre côté, la seconde chaudière, qui est à quatre foyers et compte 252 tubes de 0.083 de diamètre et 2.03 de longueur, fournit à son tour une surface de chauffe de 133 mètres carrés pour les tubes et de 32 mètres pour les foyers.

On aura donc en tout  $167.71 + 165 = 333$  mètres carrés environ.

Ce qui donne pour production de vapeur par mètre carré de surface de chauffe et par heure  $\frac{11400}{333} = 34$  kilog. environ au maximum, non compris les pertes de l'espace libre.

Quant à la surface de grille totale, elle est dans une des chaudières de 2.10 mètres carrés par foyer ; soit, pour les trois,  $2.10 \times 3 = 6.30$ , et pour l'autre de 1.18 par foyer, ou pour les quatre  $1.18 \times 4 = 4.72$  ; soit ensemble  $6.30 + 4.72 = 11.02$  mètres carrés aire totale.

La course du piston étant de 1.144, l'espace qu'il parcourt pendant une révolution est égal à  $1.144 \times 2 = 2.288$  mètres, ou par minute, en prenant le maximum de 38 révolutions,  $2.288 \times 38 = 86$  mètres 944.

La vitesse par seconde sera donc  $\frac{84.944}{60} = 1.449$ .

Une vitesse aussi considérable pour de fortes machines à condensation et à cylindres oscillants, établit assez que dans la construction de ces machines les proportions ont été bien déterminées et la combinaison des organes étudiée soigneusement. Il donne de plus toute garantie quant au choix des matières employées.

Si l'on combine cette vitesse avec la pression moyenne pendant toute la course, on obtiendra un travail ou une force en chevaux bien supérieure à la force nominale de la machine.

Il en est du reste habituellement ainsi dans les machines de bateau, où la force réelle déployée est souvent égale à trois fois la force nominale et même quelquefois plus encore.

Loin de se tenir strictement dans les clauses des contrats, il arrive presque toujours qu'on dépasse d'une manière fort considérable les résultats promis, et

c'est ici surtout que l'expression de force nominale en chevaux est purement une chose conventuelle.

Quand la distance séparant les deux extrémités du trajet à parcourir est un peu considérable, comme ici par exemple entre Cologne et Mayence, une augmentation de vitesse relative même assez faible se traduit cependant à l'arrivée par une forte avance. Il n'en faut pas plus pour assurer le succès d'un service aux dépens des concurrents.

Les chaudières ayant été construites dans ces prévisions, c'est-à-dire avec un excès de puissance, la pression de la vapeur a été portée d'une atmosphère  $1/4$  à deux atmosphères effectives, après qu'elles eurent subi les épreuves préparatoires constatant qu'elles étaient assez solidement construites pour supporter cette pression.

Si leur bonne et solide construction permet de leur faire produire normalement de la vapeur à deux atmosphères, d'un autre côté l'étendue de leur surface de chauffe, les dimensions de la grille, enfin leur distribution intérieure les rendirent assez puissantes pour fournir un poids de vapeur capable de 38 révolutions sans forcer la vaporisation d'une manière nuisible à la bonne conservation, au lieu de 30, minimum de vitesse assigné.

Dans tous les cas, il faut cependant regarder une estimation portant sur ces données de vitesse et de pression comme un maximum qu'on atteint parfois, mais qui est un peu supérieur au travail habituel. Il est évident que les résistances apportées à la marche sont essentiellement variables. La force du courant, le poids transporté, la direction du vent modifient incessamment celle-ci. La pression dans les cylindres suit ces variations, et une diminution de ce côté ne peut pas toujours se traduire par une augmentation de vitesse correspondante, celle-ci ayant une limite que la bonne conservation des machines et la sécurité même du service exigent qu'on ne dépasse pas. Si l'on pouvait calculer le travail moyen suivant ces diverses circonstances, on trouverait donc une différence probablement assez sensible avec ce résultat.

Dans tous les cas, un certain excédant de puissance donné aux chaudières n'est qu'une véritable nécessité, car si l'on ne veut les détruire en peu de temps par un chauffage trop vif, il faut n'en exiger ordinairement qu'une partie de ce qu'elles peuvent donner au maximum. La plus grande production de vapeur dont elles sont capables doit donc dépasser de beaucoup le travail moyen. Sous ce rapport, il faut encore tenir compte aussi de la qualité du combustible.

Il est vrai de dire que l'abondance de la production est subordonnée au temps de service.

Quand les incrustations se sont formées et que les chaudières sont fatiguées, la vaporisation se fait naturellement avec plus de difficulté, et c'est alors surtout qu'il serait imprudent de pousser les feux violemment.

L'effet utile des machines diminue aussi en raison inverse de leur période d'activité. Il en résulte qu'elles tendent à dépenser un poids de vapeur plus considérable, quand les chaudières en produisent sensiblement moins.

Ainsi, de toutes parts, il est indispensable de pouvoir déployer de prime-abord une force maxima notablement plus considérable que la force nominale des machines.

Le diamètre des pompes à air est de 0.680.

Leur course = 0.560.

La surface de leur piston est donc  $\left(\frac{0.686}{2}\right)^2 \times 3.1416 = 0.3696$ .

Le volume engendré à chaque coup de piston ou le volume d'eau, d'air et de vapeur enlevé du condenseur à chaque révolution sera de :

$$0.3696 \times 0.56 = 0.20697 \text{ mètres cubes.}$$

Le volume engendré par une course simple du piston des cylindres étant de 1174 litres, le rapport entre ce cube et celui d'une pompe à air sera donc  $\frac{1174}{207} = 5.67$ .

La pression moyenne dans le condenseur, observée soigneusement, ne s'élevait guère qu'à 0.084 k° par centimètre carré, ce qui correspond à un vide aussi bon que possible.

Si l'on représente par X le poids d'eau à injecter par coup de piston pour un cylindre, on a, en supposant la température de la vapeur au moment de l'échappement égale à 120° environ, celle de l'eau de condensation à 10° et la température du mélange à son arrivée dans la pompe à air à 45° à peu près on pourra établir la relation suivante :

Le volume de vapeur absorbé par course simple étant de 1174 litres (non compris l'espace libre), sa densité à la pression qu'elle possède alors étant 0.00112 environ, son poids est donc égal à 1 k° 31.

On aura donc  $1.31 (550 + 120) + X \times 10 = (1.31 + X) 45$ ,

1.32 (550 + 120) étant le nombre d'unités de chaleur contenu dans la vapeur,  $X \times 10$  celui de l'eau d'injection et  $(1.32 + X) 45$  le nombre de calories du mélange final.

On tirera de cette égalité pour la valeur du poids d'eau à injecter par course simple  $X = 23.4$  litres (pour un cylindre).

Ou par heure pour les deux cylindres,

$$23.4 \times 2 \times 36 \text{ rév.} \times 60 \text{ min.} \times 2 = 202176 \text{ litres.}$$

Si l'on calcule cette quantité d'après la loi de Clément Desormes, on a :

$$X (45 - 10) = 1.31 (650 - 45),$$

égalité qui donne 22 litres 6 au lieu de 23.4, valeur conduisant par conséquent à un travail moins considérable et à des dimensions plus petites encore.

L'air contenu dans l'eau d'injection peut s'élever au maximum à environ  $1/12$  de son volume. En se dégageant dans le condenseur, il descendra de la pression d'une atmosphère à celle de  $1/12$  d'atmosphère environ, et sa température s'élèvera de  $10^\circ$  à  $45^\circ$  correspondant à la pression 0.084 kil. par centimètre carré.

$$\text{Soit ce volume d'air } \frac{23.4}{12} \times \frac{12.1}{1} = 23.6 \text{ environ.}$$

De plus, la dilatation résultant de la différence des températures

$$45 - 10 = 35^\circ$$

portera son volume final à

$$23.6 (1 + 0.003685 \times 35) = 26 \text{ litres environ.}$$

On estime ordinairement la quantité de vapeur contenue dans le condenseur à peu de chose près égale à celle de l'air qui s'y dégage.

Cette vapeur étant naturellement à la même pression et ayant la même température, la pompe à air aura donc à extraire en tout du condenseur

$$23.4 + 26 + 26 = 75.4$$

Et comme le piston à vapeur fournit deux pulsations pendant que celui de la pompe à air enlève le mélange résultant de la condensation d'une cylindrée, il est évident qu'il faut assigner à la pompe au minimum un volume double du cube de ce mélange, ou  $75.4 \times 2 = 150.8$ .

Comme le volume indiqué précédemment est de 207 litres, et que les données de ce calcul sont prises très-largement, il est évident que les deux pompes à air peuvent entretenir sans peine un vide aussi bon que possible dans les condenseurs.

On a vu que la dépense de vapeur par heure pouvait s'élever au maximum à 11400 kilogrammes, non compris la vapeur remplissant l'espace libre et les passages d'introduction.

Les deux pompes alimentaires ont une course de 0.24 et un diamètre de 0.15.

Le volume théorique qu'elles fournissent par révolution est donc représenté par l'expression  $\left(\frac{0.15}{2}\right)^2 \times 3.1416 \times 0.24 = 4$  litres 15 environ.

Ou par heure, pour chaque pompe,  $4.15 \times 36 \times 60 = 8964$  litres.

Soit, pour les deux,  $8964 \times 2 = 17928$  litres.

Le cube du volume engendré pendant la période d'admission dans le cylindre est de 822 litres.

Son rapport avec celui de chaque pompe est donc  $\frac{822}{4.15} = \frac{1}{198}$ .

En estimant le rendement de ces pompes aux  $\frac{7}{8}$  de l'effet théorique, on aurait encore  $\frac{17928 \times 7}{8} = 15687$  litres par heure.

La dépense calculée de 11400 k° ne représentant que le travail utile, la quantité de vapeur qui se perd par les fuites, la condensation, celle qui remplit l'espace libre, l'eau enlevée avec la vapeur, etc., augmentent considérablement cette dépense.

Quoi qu'il en soit, leur produit dépasse les besoins de l'alimentation, car on est forcé d'en suspendre le jeu pendant des périodes ayant souvent une durée notable.

Du reste, on le répète, il faut regarder la dépense isolée de 11400 kilog. comme correspondant à un maximum de travail dépassant sensiblement ce qu'on peut nommer le travail moyen.

Dans tous les cas, si la nécessité d'une alimentation extrêmement rapide venait à se faire sentir par suite d'une négligence ou d'un dérangement survenu dans le jeu de ces appareils, on a la ressource des deux pompes à vapeur, qui peuvent en un instant fournir un volume d'eau énorme.

Voici maintenant quelques-unes des dimensions des cylindres ayant une grande influence sur l'effet utile :

Aire des lumières d'admission,  $0.076 \times 0.484 = 0.0367$  mètre carré.

Aire des lumières d'échappement,  $0.134 \times 0.484 = 0.0648$  mètre carré.

La surface du piston étant de . . . . . 1. 027

son rapport avec l'air des lumières d'admission  $= \frac{1. 027}{0.0367} = \frac{1}{28^e}$  environ,

et avec celle des lumières d'échappement  $\frac{1. 027}{0.0648} = \frac{1}{15^e}$  environ.

Il est bon de faire observer que le tiroir ne démasque pas entièrement les lumières pendant la période d'admission, l'excédant de largeur donné

à celles-ci étant destiné à faciliter le passage au condenseur de la vapeur ayant travaillé, une large section d'écoulement étant ainsi ouverte beaucoup plus rapidement.

Le diamètre intérieur des tourillons = 0.23.

Leur section est donc  $\left(\frac{0.23}{2}\right)^2 \times 3.1416 = 0.0415$ , ou  $= \frac{1.027}{0.0415} = \frac{1}{25^e}$  environ de l'aire du piston.

Cette section est d'une part inférieure à celle des lumières d'exhaustion; de l'autre, elle est plus grande que la section des passages d'admission.

Il est évident que le tiroir ne démasquant que successivement les lumières, la longueur développée de l'échappement n'est, en définitive, pas supérieure à la section du tourillon correspondant.

Quant à l'excès de section de celui d'admission, ce n'est dans tous les cas qu'une facilité donnée à l'affluence de la vapeur cadrant d'un autre côté avec les exigences de la construction.

On a dit que la tige-bielle était creuse.

Sa section effective est : surf., 0.140 — surf., 0.096 = 0.008155.

La pression maximum sur le piston étant égale à 2.9 kilog. environ par centimètre carré (déduction faite de la contre-pression du condenseur), l'effort total est donc  $1.027 \times 2.9 = 29783$ .

La tige est donc soumise à des efforts d'extension et de compression représentés par  $\frac{29783}{8155} = 3.6$  kilog. par millimètre carré.

Ce n'est pas là, du reste, la limite maximum des efforts qu'elle a à supporter. Quand le piston est au milieu de sa course, elle doit résister à des efforts de flexion très-intenses, auxquels sa forme creuse la rend particulièrement apte à résister.

Le diamètre moyen des roues à pales est de 4.27.

La section des pales =  $0.686 \times 2.82 = 1.93$ .

La section immergée au maître-bau étant de 4.40, le rapport avec celle-ci est  $\frac{4.40}{1.93} = 2.27$  environ.

La vitesse moyenne des pales par minute étant représentée par

$$4.27 \times 3.1416 \times 38 = 509 \text{ m. } 7,$$

ou par seconde,  $\frac{509.7}{60} = 8.5$  environ, le rapport avec la vitesse du piston

par seconde sera donc  $\frac{8500}{1449}$ , ou comme 6 : 1.

Diamètre des arbres dans les tourillons . . . . .	= 0.232
Longueur des tourillons . . . . .	= 0.305
Diamètre des boutons de manivelle . . . . .	0.19
Longueur id. id. . . . .	0.165
Diamètre extérieur des tourillons des cylindres . . . . .	0.330
Largeur . . . . .	0.145
Épaisseur du métal dans les tourillons . . . . .	0.05

La demi-surface d'un tourillon étant :

$$\text{Circ. : } \frac{0.33 \times 0.146}{2} = 0.07567,$$

et les  $\frac{2}{3}$  environ pouvant être considérés comme supportant le poids du cylindre qui est d'environ 5400 kilog. et la pression de la vapeur agissant contre les fonds, on aura, cette pression s'élevant à 20200 kilog. environ, pour

chaque tourillon  $\frac{5400 + 20200}{304 \times 2} = 25 \text{ k}^\circ 6$  par centimètre carré.



**DESCRIPTION**  
**DES**  
**MACHINES CONJUGUÉES A DEUX CYLINDRES,**  
**HAUTE PRESSION,**  
**DÉTENTE ET CONDENSATION**  
**DE LA FORCE COLLECTIVE DE 50 CHEVAUX.**

---

C'est peut-être dans la catégorie des machines destinées à servir de moteur aux divers genres de manufactures que l'on rencontre le plus grand nombre de systèmes différents et d'arrangements divers.

Les conditions d'installation, la nature des opérations, la variété des matières mises en œuvre et la diversité des produits, les procédés employés et les exigences d'un travail réclamant un plus ou moins grand degré de perfection, tout contribue en effet à des transformations nombreuses de ces machines correspondant aux circonstances différentes suivant lesquelles elles doivent être établies.

La machine à balancier, qui fut pendant longtemps le moteur employé d'une façon presque exclusive, finit cependant par être remplacée, pour des forces en chevaux-vapeur peu considérables, par des systèmes divers transmettant le mouvement de rotation à l'arbre du volant sans l'intermédiaire de cet organe.



L'adoption des machines à haute pression sans condensation et la rapidité avec laquelle leur emploi se répandit eurent sans doute une large part dans ce changement, le balancier étant peut-être en effet l'organe le plus naturel et le meilleur au moyen duquel l'impulsion pût être communiquée au piston de la pompe à air et des appareils d'alimentation, et les conditions suivant lesquelles se groupaient, dans ce système de machine, toutes les parties ou organes s'y rattachant, paraissant présenter des facilités d'installation toutes particulières, tant sous le rapport de l'effet mécanique que sous celui des formes et dispositions généralement suivies alors.

Ainsi, sans rien perdre de leur ancienne renommée, et quoique considérées toujours comme un moteur excellent rendant de longs et bons services, les machines à balancier de faible force finirent, à quelques exceptions près, par céder peu à peu la place aux systèmes à cylindre horizontal, vertical avec arbre du volant au-dessus du cylindre, à bielle en retour, etc., etc.

Partout, en effet, où l'eau nécessaire à la condensation n'existait pas en abondance suffisante (et pour certaines contrées, il en est ainsi de la majorité des lieux) la machine à haute pression devenant une nécessité, elle fut adoptée avec empressement dans toute la variété de ses formes et dispositions, qui se prêtaient d'ailleurs bien mieux que l'ensemble pour ainsi dire immuable des machines à balancier à toutes les exigences de localité et d'emploi, et, disons-le aussi, qui permettaient par leur concision, leur moindre poids relatif, etc., de construire ce genre de machine à moins de frais que les machines à balancier à haute pression de force correspondante.

Cette dernière considération peut-être contribua le plus puissamment à faire marcher en avant sans relâche dans la voie où l'on s'engageait ; l'adjonction de la condensation aux divers systèmes que nous avons énumérés ne tarda pas à s'opérer, et les faibles limites de force dans lesquelles la construction s'était d'abord tenue ne tardèrent pas s'étendre. Bientôt on établit des machines de la force de 40 à 50 chevaux, ayant ou l'arbre du volant ou le cylindre placé à une forte élévation au-dessus du sol.

Il devait du reste en être ainsi. Le poids forcément considérable des machines à balancier, la main-d'œuvre qu'elles exigent, etc. rendent leur prix de revient toujours très-élevé.

De plus les fondations considérables et coûteuses sur lesquelles elles doivent être placées, la grandeur de l'espace qu'elles occupent tant en

superficie qu'en élévation, par conséquent l'importance du bâtiment qui doit les recevoir, sont toutes circonstances qui en élèvent notablement le prix de premier établissement, et qui ne pouvaient donc que contribuer puissamment à ce résultat.

Deux systèmes bien distincts et à dispositions fortement accusées sortirent de cet état de choses.

Tous deux sont caractérisés par la position du volant et du cylindre, et la nécessité d'une transmission de mouvement à une grande hauteur ou vers la ligne du sol donne tout d'abord et leur raison d'être et les motifs qui doivent en déterminer le choix.

L'un, ayant le cylindre fixé à la plaque de fondation de la machine, et l'arbre du volant placé au-dessus à une hauteur en rapport plus ou moins direct avec la force de celle-ci, doit être employé exclusivement quand les manéges auxquels il est destiné à imprimer le mouvement de rotation sont placés fort au-dessus du sol de la machine.

Quant au second, composé d'un bâti en fonte à larges dimensions supportant le cylindre, et dont le soubassement, qui reçoit les paliers de l'arbre du volant, est quelquefois abaissé au-dessous du sol de la fabrique aux appareils de laquelle il s'agit de transmettre le mouvement et la force, on conçoit qu'il convient surtout de l'adopter quand les mécaniques ou métiers à mettre en mouvement exigent par leurs dispositions une transmission de mouvement souterraine, ou du moins placée à une faible hauteur au-dessus du sol de la fabrique.

On voit que les machines d'une force collective de 50 chevaux comprises dans ce recueil rentrent entièrement dans cette dernière catégorie.

Nous venons de dire que la machine à balancier semblait convenir plus particulièrement que toute autre lorsque la condensation devait être employée, et que l'emploi des appareils à haute pression n'était pas sans avoir exercé une notable influence quant à l'adoption de plus en plus complète des machines du système dont nous nous occupons.

Les avantages économiques présentés par la condensation ne pouvaient, on le conçoit, demeurer du ressort exclusif de la première catégorie, et des dispositions de nature à adjoindre ces appareils au système dont nous nous occupons ne tardèrent pas à être prises, car l'addition d'organes permettant de réunir aux autres mérites du système tous les avantages que présente la condensation ne pouvait désormais qu'en constituer un de ces

types qui restent et se reproduisent inévitablement, semblables et complets, avec tous les avantages attachés à leur emploi, lorsque les mêmes circonstances se représentent.

Cependant l'adjonction des appareils de condensation, en donnant à ces machines toutes les qualités économiques des machines à balancier ne constituait pas encore un moteur parfait sous un autre point de vue.

Du moment en effet où l'on devait faire usage d'une très-forte détente, on conçoit que le mouvement de rotation de ces machines ne pouvait plus présenter l'extrême régularité que doivent posséder les moteurs mettant en mouvement les filatures et en général les manufactures où la nature du travail et la délicatesse des produits exigent qu'ils soient en quelque sorte de véritables instruments de précision.

En vain, dans ce cas, augmente-t-on considérablement le poids et le diamètre du volant : les limites qu'il convient de ne pas dépasser sous ce rapport sont souvent trop restreintes pour qu'on puisse régulariser autant qu'il est nécessaire les variations de travail, et le volant ne parvient pas alors à renfermer dans des bornes assez resserrées les variations de vitesse angulaire pour que celles-ci soient sans influence sur la qualité des produits manufacturés.

Une subdivision des machines à balancier réunissait cependant jusqu'à un certain point les avantages de l'économie de combustible et de la grande régularité : nous voulons parler des machines à deux cylindres dites machines de Wolff.

Il s'établit en effet, lorsque la distribution est convenablement réglée, une telle relation entre la pression du petit cylindre, celle du grand et la contre-pression du condenseur, que, pour les différents points de la course du piston, les inégalités de travail résultant de la forte détente sont considérablement atténuées, et qu'un volant un peu énergique procure alors réellement une parfaite régularité.

Ainsi l'adjonction d'un deuxième cylindre, si précieuse qu'elle a été essayée pour ainsi dire avec tous les systèmes, et même avec la machine à cylindres oscillants destinée à la navigation, a rendu celui dont nous nous occupons applicable à tout genre de manufacture, comme la condensation avait précédemment généralisé son emploi.

Cependant on ne s'est pas arrêté à ce résultat, quelque satisfaisant qu'il fût d'ailleurs, et loin de le considérer comme une limite, comme un dernier mot sous le rapport de l'économie et de la régularité, on a cherché à rendre

celle-ci encore plus parfaite tout en poussant la détente aussi loin qu'elle pouvait fournir des résultats avantageux.

Il existe actuellement, en effet, une tendance dont il importe de tenir compte, et qui ne peut que se développer plus largement encore.

Nous voulons parler de celle qui porte à réaliser de jour en jour de plus grands progrès quant à l'économie du combustible, soit par l'application de dispositions nouvelles, soit par les soins tout particuliers apportés dans la construction.

C'est ainsi que la consommation de deux kilog. de bon charbon par force de cheval et par heure, regardée naguère comme une limite minima très-difficile à atteindre en pratique réelle et dénotant une machine d'excellent système et de parfaite construction, a été réduite à 1 1/2 kilog. avec des appareils ne dépassant pas la force de 30 chevaux.

En thèse générale, et sans parler de la nature des appareils de vaporisation, il est évident que laissant de côté la question de construction, un pareil résultat ne peut être obtenu dans l'état actuel des connaissances qu'au moyen d'une détente poussée à la dernière limite réellement utile, par conséquent entraînant d'une part l'admission de pressions initiales fort élevées, de l'autre exigeant des appareils de condensation d'une grande perfection.

Dans cette occurrence les machines à deux cylindres elles-mêmes doivent perdre une partie de leur régularité, et il devient évident que s'il faut leur rendre la précision qui commence à faire défaut, il est nécessaire de modifier radicalement l'ensemble du système de construction.

Ici se présente naturellement une autre question d'une grande importance pour les manufacturiers.

Il est des circonstances où un arrêt forcé de la machine entraîne souvent à sa suite des pertes très-considérables pour le propriétaire.

Dans tous les cas, il en résulte un chômage forcé qui, même alors que la besogne presse peu, est toujours une perte et pour la fabrique et pour le personnel employé.

Un moteur présentant peu de chances de dérangement ou de rupture, ou offrant même en ce cas la précieuse faculté de pouvoir déployer encore une partie de sa force, par conséquent de travailler avec une grande partie des métiers ou appareils qu'emploie la fabrique, constitue donc une amélioration facile à apprécier, lors même que son prix d'acquisition serait plus élevé que celui d'une machine d'égale force, mais ne présentant pas les mêmes avantages.

Mais quand à de telles garanties, il réunit toutes les conditions d'économie et de régularité que peuvent offrir les meilleures machines, qu'il va au-delà même et atteint pour ainsi dire de ce côté une limite pratique difficile à dépasser, on comprend qu'à plus forte raison la considération du prix d'achat devient d'une importance tout-à-fait secondaire, puisqu'en peu d'années la machine, par ses bons services et ses qualités économiques, a fait disparaître toute différence.

Il sera facile maintenant d'appliquer ces considérations au mode de construction et au système de division des forces suivant lequel l'appareil que nous décrivons a été combiné.

Si l'on se reporte aux planches 20, 21, 23 et 24, on voit qu'il est formé par la réunion de deux machines distinctes, ayant chacune leurs appareils de condensation et d'alimentation, mais entre lesquelles la solidarité est établie par l'arbre du volant, qui est commun à toutes deux, et par le régulateur, dont l'amplitude des oscillations détermine d'une manière rigoureusement égale la durée et la grandeur de l'admission de la vapeur dans chacun des petits cylindres. Seulement, les deux manivelles sont calées entre elles suivant un angle de 90°, de telle manière que, quand une de ces machines donne le moment maximum de ses efforts, l'autre est prête à battre une nouvelle pulsation.

Quoique tout l'ensemble, tout le mécanisme de ces machines soit concentré dans un espace aussi restreint que possible, il est certain qu'un seul appareil de 50 chevaux occuperait une superficie moindre que la surface exigée par l'installation des deux fractions ayant chacune 25 chevaux de force. Mais, d'un autre côté, un appareil unique de 50 chevaux s'élèverait à une hauteur bien plus considérable, la course des pistons, et par suite la longueur de la bielle augmentant proportionnellement et en raison de la concentration de cette force dans deux cylindres seulement.

Ainsi, quant au coût du bâtiment de la machine et des fondations, il semble y avoir dépense sensiblement égale dans l'un et l'autre cas, puisque, si les fondations d'une double machine occupent une superficie assez considérable, celles d'un appareil unique, au contraire, s'enfoncent plus profondément, le cube du massif devant en définitive rester proportionnel à l'effort total qui tend à le soulever.

Si l'on reprend maintenant la question au point de vue purement mécanique, on ne tarde pas à reconnaître que cette division présente un avantage trop important pour n'en parler qu'accessoirement.

En effet, une machine de ce système ayant 50 chevaux de force prenant nécessairement une hauteur considérable au-dessus de la ligne du sol, exige, pour conserver une stabilité parfaite, une base ou assise ayant de très-larges dimensions et un bâti fortement constitué.

Sans cela, il devient difficile d'empêcher les vibrations de se faire sentir d'une façon très-intense, alors surtout que ce bâti n'est maintenu que par sa base et que son couronnement n'est pas disposé de manière à pouvoir le relier aux murs environnants.

Sans doute il serait possible de le faire, mais l'on insistera particulièrement sur ce point : un des mérites de ce système réside dans cette faculté de ne transmettre aux constructions environnantes ni chocs ni secousses, de n'exercer sur elles aucun effort, de ne leur demander aucun soutien.

Seule, cette machine s'élève libre et sans appui et exerce toute la plénitude de ses efforts sur ses seules fondations.

Solidaire seulement de ces dernières, leurs tassements ne peuvent occasionner dans ses organes des tensions anormales, ni des tiraillements amenant ordinairement à leur suite les dénivellations et les hors-plomb. Elles les suit donc dans les mouvements qu'elles peuvent prendre, la position respective de chacun de ses organes restant toujours la même comparativement au tout, et aucune action extérieure ne tendant à altérer la précision des ajustements ni à fausser l'harmonie de l'ensemble.

Si maintenant il est bien établi par ces considérations que de telles machines ne peuvent ni ne doivent trouver de point d'appui que dans leur base seule, il reste évident que moins le cylindre est élevé au-dessus du sol, plus la solidité est grande, la stabilité entière, plus enfin la machine s'élève forte et puissante sur ses fondations.

Ainsi, le principe de la division des forces appelé impérieusement par la nécessité d'obtenir le maximum de régularité est encore des plus favorables quant aux conditions de solidité et de durée.

La réunion des bâtis particuliers à chaque machine par une entretoise servant en même temps de support au régulateur, en établissant une solidarité encore plus complète, achève de donner à cet ensemble une rigidité que rien ne peut ébranler.

Passant maintenant à l'examen général de la disposition des principaux organes de ces machines, il est évident que l'arrangement du bâti, la manière dont il est assemblé aux fondations et dont est établie la relation entre l'arbre du volant et les cylindres appelle en premier lieu l'attention.

Un soubassement de forme rectangulaire D' D' (planches n° 20 et n° 21), avec lequel est coulé le palier P' de l'arbre du volant, reçoit les deux grands supports ou flasques U U du bâti.

Ce soubassement est complètement évidé dans sa partie centrale, pour permettre le passage de la manivelle et des organes communiquant le mouvement à la pompe à air, logée dans la fondation suivant l'axe milieu de la machine.

Il ne repose, par conséquent, que par son contour sur le lit de pierres constituant la partie supérieure de la fondation, c'est-à-dire par les côtés latéraux, celui portant le palier P', et la face antérieure.

Il est visible, du reste, que chacun de ces côtés est double, c'est-à-dire composé de deux cloisons ayant 22 millimètres d'épaisseur, comprenant entre elles un espace vide ayant environ 0.166 de largeur.

Dix grands boulons assemblent le soubassement à la fondation et y réunissent en même temps les deux flasques U U. Il y a donc quatre boulons par flasque, les deux autres étant placés de chaque côté du palier de l'arbre, c'est-à-dire où les efforts de soulèvement se font sentir avec le plus d'intensité. Ce soubassement remplace la plaque d'assise ou de fondation sur laquelle toute machine dans de bonnes conditions est ordinairement posée.

On sait que cette plaque a d'abord pour but d'opérer la réunion intime, d'établir la solidarité des principaux organes constituant la machine, et en outre de prévenir autant que possible les dénivellations, les gauchissements, les tiraillements qu'un tassement ou un changement de position quelconque des massifs de fondation peut occasionner.

La machine entière étant posée sur cette plaque, il faudrait, pour qu'une dénivellation ou un hors-plomb pût se produire, ou que la plaque eût une élasticité tout-à-fait contre la nature de ses fonctions et que son mode de construction doit soigneusement prévenir, ou que la tension fût tellement grande que la rupture s'ensuivit. Un de ses principaux mérites est aussi de reporter sur une très-grande surface les efforts de compression et de soulèvement que la machine exerce sur les fondations, de répartir plus également la charge sur toute la superficie de l'assise et de procurer la faculté de grouper les boulons de fondation de telle façon que chacun d'eux agisse sur un massif de maçonnerie dont les dimensions, et par conséquent le poids et la stabilité soient largement suffisants pour empêcher toute secousse, pour détruire toute vibration.

La destination de cette plaque est donc telle que ses dimensions doivent nécessairement être assez fortes non-seulement pour résister aux efforts et aux chocs auxquels elle est soumise, mais aussi pour qu'elle reste dans tous les cas tellement rigide qu'il ne puisse se manifester aucune altération dans le plan horizontal rigoureux suivant lequel elle est établie.

Le soubassement tel qu'il est construit présente naturellement une grande supériorité sur une simple plaque de fondation.

N'étant en contact que par la simple arête de ses cloisons avec le lit de pierre, il est bien plus facile et plus prompt de le mettre exactement de niveau qu'une plaque ordinaire. De plus, on peut être certain qu'il n'existe aucun porte-à-faux, mais qu'il joint bien, qu'il adhère parfaitement dans tous ses contours avec ce lit. C'est là certainement une garantie que ne peuvent présenter les grandes plaques de fondation, car on conçoit qu'il est bien difficile d'obtenir deux surfaces parfaitement jointives quand les parties en contact ont de pareilles dimensions.

Il est évident, en outre, que sa double cloison et sa hauteur lui assurent une rigidité en tous sens qui peut donner une garantie complète contre tout fléchissement, sans que cependant le poids de matière entrant dans sa construction soit sensiblement plus considérable que celui d'une plaque de fondation ordinaire, à laquelle il faut donner nécessairement une épaisseur bien plus grande, réserver les nervures destinées à prévenir les gauchissements que des pièces de cette nature cherchent à prendre à la coulée, et, en outre, qu'on doit renforcer dans les endroits où les retraits se font particulièrement sentir.

A l'inspection des planches 20 et 21, on voit du reste, par les formes assignées à ce soubassement et les évidements qu'on y a ménagés, qu'il a reçu les dimensions capables d'assurer une solide liaison et une rigidité parfaite par les larges surfaces et les fortes sections données où s'exerce la plus grande intensité des efforts, mais qu'il n'y a aucun excès sous ce rapport, et que les faces latérales et transversales, en établissant la relation entre ces parties et en procurant la surface de contact nécessaire à la stabilité de la machine et à la bonne résistance des fondations, ont été circonscrites dans les proportions rigoureusement utiles à l'équilibre général du système.

Le bâti proprement dit est composé de deux flasques U U (planche 21), assemblées entre elles par une entretoise V, au moyen d'une bride intérieure venue de fonte avec chacune de ces flasques qui, de plus, sont encore



reliées ensemble par deux tirants en fer assemblés à boulon et écrou dans les deux nervures ménagées à l'intersection de la partie cintrée et de la partie droite de chacune d'elles.

Elles sont du reste assemblées au soubassement au moyen de brides ou pattes de surface convenable venues de fonte avec elles, pourvues de portées de dressage et profilées sur deux faces en forme d'oreillons dans lesquels sont ménagés les trous des boulons de fondation.

La section transversale de chaque flasque offre la forme d'un double T, destinée à lui assurer la raideur convenable dans tous les sens.

Chacune d'elles est terminée par un couronnement en forme de corniche présentant supérieurement une sorte de table pourvue de portées bien dressées, sur laquelle vient s'asseoir et se boulonner une plaque quadrangulaire en fonte pourvue de saillies cylindriques ou entrées de cylindres, constituant le fond de chacun d'eux. Les cylindres se placent directement sur cette table, à laquelle leur bride ou collet inférieur, bien dressé, est assemblé par 16 boulons (planche 23, fig. 2 et 3).

Non-seulement les deux cylindres sont coulés d'une pièce, mais encore l'enveloppe extérieure ou chemise B<sup>2</sup> fait corps avec eux.

Les deux boîtes à vapeur ou chapelles seules sont rapportées et réunies par des boulons aux brides ménagées à cet effet.

Nous venons de parler de l'enveloppe ou chemise entourant les cylindres. On peut remarquer que la vapeur arrivant de la chaudière passe et circule d'abord dans cette enveloppe B<sup>2</sup> avant de se rendre dans la boîte à vapeur du petit cylindre.

Elle maintient donc à une température constante les parois des deux cylindres et prévient tout refroidissement de la vapeur introduite sur le piston, par conséquent toute perte d'effet utile. C'est surtout lorsque la vapeur du grand cylindre passe au condenseur que cet effet tend à se faire sentir. Il y a alors refroidissement des parois pendant toute la durée de l'échappement, et, si l'on n'a soin de leur restituer d'un autre côté tout le calorique enlevé alors, la vapeur arrivant de la chaudière pour commencer une nouvelle course se refroidit, se liquéfie même au contact de ces parois ayant une température bien moins élevée.

Il est probable aussi que la chaleur rayonnée par l'enveloppe de vapeur contribue grandement à une augmentation d'effet utile sous un autre point de vue.

En effet, la vapeur arrivant des chaudières contient toujours une plus ou moins grande quantité d'eau à l'état moléculaire ; sous l'influence de l'abaissement de pression provenant de la détente et de la chaleur rayonnée puissamment par les parois, il doit arriver un point de la course où cette eau elle-même se vaporise et augmente d'autant le travail.

Il existe, du reste, deux genres bien distincts d'enveloppes de vapeur.

Dans le premier, la vapeur arrive directement de la chaudière et stationne dans l'enveloppe, où elle se refroidit proportionnellement à la surface de contact. Un robinet placé vers le bas évacue les eaux de condensation, et la vapeur affluant continuellement remplace ce qui se perd de cette manière.

L'autre mode de réchauffement, qui est celui que l'on a employé ici, consiste, comme nous venons de le dire, à faire d'abord passer dans l'enveloppe la vapeur qui va ensuite travailler sur les pistons. Ainsi, dans ce cas, il y a un courant continu allant aux cylindres ayant à peu près la température de la chaudière. Dans l'autre, il y a stationnement d'un certain volume emprunté directement à celle-ci et restant entièrement étranger au travail direct de la machine.

On pourrait croire à première vue que ce passage dans l'enveloppe de la vapeur devant travailler sur les pistons offre des résultats moins avantageux que le second mode de réchauffement que nous venons de mentionner. En effet, cette vapeur, devant céder une partie de son calorique pour remplacer ce qui est enlevé aux parois à chaque mise en communication avec le condenseur, se refroidit inévitablement et par là même doit donner un travail un peu inférieur à celui qu'elle aurait fourni en arrivant directement de la chaudière. Mais, d'un autre côté, il est évident que le passage d'un courant continu de vapeur est de nature à rayonner bien plus de chaleur qu'un volume déterminé restant stationnaire, et à réchauffer ainsi le cylindre d'une manière beaucoup plus efficace.

Il paraît, en outre, que lorsqu'on emprunte directement à la chaudière la vapeur qui doit servir à réchauffer, il s'accumule peu à peu dans l'enveloppe une certaine quantité d'air amené en même temps que celle-ci et qui prend sa place en grande partie à mesure qu'elle se condense. Dès lors la transmission de chaleur aux parois ne peut plus avoir lieu que d'une manière fort incomplète.

Dans tous les cas, des expériences positives ont constaté la supériorité du

courant continu au stationnement, la consommation ayant été dans ce dernier cas notablement supérieure.

La cloison ou paroi extérieure est reliée au cylindre par une série de cinq nervures distribuées également sur toute la hauteur (nervures non continues, bien entendu), la plaque de fond de cylindre faisant joint circulaire autour de l'enveloppe.

Ces nervures augmentent du reste considérablement la force de résistance des deux cylindres annulaires. Quant aux couvercles, ils sont coulés aussi d'une pièce faisant joint par leur saillie bien tournée ou entrée à l'endroit des cylindres.

Passant maintenant au mode d'action de la vapeur affluant des générateurs, on voit, par les dispositions reproduites planche 23, qu'elle est introduite d'abord dans l'enveloppe par le tuyau d'arrivée dont l'orifice C<sup>2</sup> est mentionné fig. 2. Après avoir circulé librement autour des deux cylindres, elle débouche par le tuyau N' dans la boîte cylindrique ou cuvette N<sup>2</sup>, dans laquelle fonctionne la soupape d'admission et d'expansion sur laquelle on reviendra plus tard.

Cette soupape lui donne entrée dans la boîte à vapeur ou chapelle M<sup>2</sup> du petit cylindre, d'où le tiroir ou coquille H<sup>2</sup> la distribue sur les deux faces du petit piston E par l'intermédiaire des conduits F<sup>2</sup>.

Ainsi, prenant le piston au bout de sa course comme il est figuré sur cette planche, il est visible que la vapeur affluant sous la face inférieure ayant accompli son effet, elle suivra de nouveau, mais en sens contraire, le chemin par lequel elle a été introduite, et, passant par le creux de la coquille H<sup>2</sup>, affluera dans la cavité G<sup>2</sup>. Celle-ci est en communication directe au moyen du tuyau O<sup>2</sup> avec la boîte à vapeur T<sup>2</sup> du grand cylindre. Ainsi, en résumé, la vapeur arrivant à la pression de la chaudière est d'abord admise dans le cylindre J pendant une certaine partie de la course. La communication avec le courant d'arrivée étant interrompue d'abord par la soupape I<sup>2</sup>, ensuite par le tiroir H<sup>2</sup>, la vapeur change de volume et de pression à mesure qu'elle pousse le petit piston devant elle.

Le tiroir P<sup>2</sup> démasquant à son tour les lumières du grand cylindre et le creux de la coquille H<sup>2</sup> étant en relation avec les lumières de T<sup>2</sup>, elle se précipite immédiatement, en vertu de la pression qu'elle conserve encore, dans les conduits d'écoulement qui lui sont offerts, et vient affluer sur la face supérieure du grand piston, pendant qu'à son tour le petit commence

une nouvelle course, marchant dans la même direction que celui-ci, puisqu'alors la vapeur de la chaudière exerce son action sur sa face supérieure.

Le travail en cet instant est donc égal à la tension de la vapeur d'arrivée sur la surface de  $E^2$ , plus à celle que conserve la vapeur passant au grand cylindre multipliée par la différence des surfaces de chacun, moins la pression du condenseur.

Il reste à parler du conduit par où elle se rend dans cet appareil en sortant de la chapelle du grand cylindre.

En fuyant par les lumières ou conduits  $R^2$  (planche 23, figure 3), elle rencontre le creux du tiroir  $P^2$  qui, la mettant en relation avec la cavité  $S^2$ , lui permet de déboucher dans le tuyau vertical  $J$ , lequel, plongeant dans la fondation, la conduit directement au condenseur.

Les tiges des deux pistons sont assemblées à clavettes dans les parties  $H^4$  de la traverse de réunion en fer forgé figurée planche 24, figure 2.

Cette traverse reçoit en même temps le boulon d'assemblage  $F^4$  de la bielle et est munie à ses extrémités de guides angulaires en forme de coins destinés à maintenir les tiges dans la direction parfaitement rectiligne dont cherche à les faire dévier avec plus ou moins d'intensité la poussée de la bielle.

Celle-ci est articulée dans le plan passant par le centre des deux tiges, de sorte que le bras de levier des efforts respectifs de chaque cylindre agissant sur cette bielle est égal de part et d'autre.

Les douilles d'assemblage de cette traverse avec les deux tiges de piston sont munies d'appendices rectangulaires forgés avec elle, et dans lesquels s'engagent les galets ou guides en fonte en forme de coin  $G^4$ . Chacun d'eux y est fixé par deux boulons  $O^4$ ; seulement les trous de ces boulons sont légèrement elliptiques, pour se réserver la faculté d'écarter entre eux les galets lorsqu'il y a usure de leur surface ou de celle du guide et qu'ils ne joignent plus parfaitement.

Les guides  $BB$  sont formés par quatre pièces en fonte présentant intérieurement deux faces concaves dans lesquelles viennent s'emboîter exactement les galets précédemment décrits.

Ils sont terminés par deux fortes brides ou pattes, se boulonnant par la partie supérieure à la plaque d'assise ou fond des cylindres et par le bas au support ou lunette  $W$ .

Celui-ci est en fonte et relié directement aux deux flasques par des brides assemblées avec celles-ci au moyen de deux boulons chacune.

Il offre dans le centre un creux ou partie évidée dont les formes et les dimensions sont subordonnées au déplacement de la bielle en cet endroit.

Quant à la bielle E<sup>3</sup>, elle est à tête fermée dans son assemblage avec la tête des tiges de piston et reçoit un ajustement particulier pour sa réunion avec la manivelle.

Le bouton de celle-ci s'est assemblé entre deux coussinets en bronze munis de douilles ou trous permettant le passage des boulons d'assemblage de la pièce en fer B<sup>4</sup> et la réunissant avec le corps même de la bielle, offrant le même profil en C<sup>4</sup>. Il est inutile de dire que les faces supérieures et inférieures des coussinets sont planes et bien dressées pour joindre parfaitement à l'endroit de B<sup>4</sup> et de C<sup>4</sup>.

La manivelle est en fonte et rapportée sur l'arbre ; le bouton de la manivelle est coulé avec celle-ci. Sur son prolongement est calée une petite contre-manivelle en fer forgé, dont la longueur centre à centre est de vingt-cinq centimètres.

Ainsi, quand la manivelle de la machine accomplit son mouvement de rotation autour du centre de l'arbre, elle entraîne la seconde avec elle, et le centre de son bouton décrit un cercle dont le rayon est égal à la distance séparant ce bouton du premier centre.

Ce rayon est naturellement égal à la moitié de la course de la petite bielle en fer, qui transforme le mouvement de rotation continu en rectiligne alternatif.

La pompe à air et le condenseur sont placés exactement dans l'axe de cette bielle. Le condenseur est en fonte et de forme cylindrique (voir planche 23, figures 6 et 7). Le fond, qui est plat, est percé d'un trou cylindrique fermé solidement par un couvercle en fonte dont les joints sont faits au mastic de fonte ; le trou est destiné à faciliter l'alésage de la partie qui reçoit la pompe à air, en fournissant un libre passage à la barre d'alésage.

Cette pompe est plongée entièrement dans le condenseur, dont la partie supérieure, préalablement bien dressée, sert de face d'assemblage. Comme on peut le voir planche 23, la bêche à eau chaude, coulée avec la pompe à air et de forme cylindrique aussi, vient s'appliquer exactement par sa face inférieure sur le dessus du condenseur et s'assemble par des boulons

taraudés avec cette paroi. Il est très-important que le joint soit bien étanche, car les rentrées d'air sont particulièrement à craindre. Il faut donc que les faces d'assemblage soient bien dressées pour le rendre aussi bon que possible, l'introduction de fortes quantités de mastic entre elles n'étant pas une garantie. Sous ce rapport et dans tous les cas, il importe aussi que la surveillance et la visite en soient faciles et l'accès praticable, car on peut dire que c'est à cette condition seule que les appareils de condensation sont réellement efficaces.

Du reste, le mode d'arrangement qu'on leur a donné ici est de nature à prévenir autant que possible tout dérangement, car, en plongeant ainsi la pompe dans le condenseur même, on a diminué le nombre des joints, par conséquent donné aussi peu de prise que possible aux rentrées d'air.

Le condenseur présente vers le bas trois ouvertures quadrangulaires M, fermées par des couvercles en fonte maintenus chacun par quatre boulons taraudés ; ces orifices sont destinés à faciliter le nettoyage et à empêcher les matières terreuses amenées par les eaux de condensation d'obstruer partiellement l'espace libre compris entre le fond et le clapet inférieur de la pompe. Tout l'appareil est fortement maintenu au lit de pierres de la fondation par quatre grands boulons L<sup>5</sup>, traversant tout le massif. (Voir planche 23, fig. 7.)

La tubulure B<sup>3</sup>, coulée avec le condenseur, s'assemble par une bride au tuyau amenant du grand cylindre la vapeur de la décharge ; celle-ci se répand dans tout l'espace annulaire compris entre les parois du condenseur et de la pompe à air.

A une seconde tubulure est fortement boulonné le robinet d'injection en bronze W (voir planche 21), muni d'un presse-étoupe et d'une garniture en chanvre qui empêche l'air de s'introduire par le boisseau.

L'eau froide fournie directement par le puits, dont le niveau est ici nécessairement à une faible profondeur au-dessous du sol, afflue par cet orifice dans toute la capacité de F<sup>5</sup> et vient se niveler à une certaine hauteur au-dessus du fond.

Naturellement elle ne peut s'introduire dans la capacité ou chambre de la pompe à air, l'appareil d'obturation H<sup>5</sup> empêchant toute communication avec cette dernière, du moment où son piston, en s'élevant et produisant le vide sous sa face inférieure, ne donne pas naissance à un appel des produits de la condensation.

L'appareil d'obturation inférieur est composé d'un siège en fonte H<sup>5</sup>, assis sur un rebord circulaire ménagé à cet effet dans le bas de la pompe.

Deux fortes traverses en fer J<sup>5</sup>, qui y sont boulonnées par leurs extrémités, saisissent le cadre ou siège par sa partie centrale au moyen d'un grand boulon I<sup>5</sup> et le maintiennent appliqué sur le rebord prémentionné.

Percé d'une ouverture annulaire H<sup>5</sup> offrant une large section d'écoulement aux produits de la condensation, ce siège est par conséquent divisé en deux couronnes. La partie centrale ou noyau, dans laquelle sont logés les boulons I<sup>5</sup>, est réunie à la couronne extérieure au moyen de quatre nervures scindant en autant de fractions la section entière du conduit.

On remarquera que les clapets ne viennent pas battre immédiatement contre ce siège, dont la face supérieure reçoit un plateau en bronze ayant même forme et des dimensions proportionnelles aux siennes; quelques vis à tête noyée dans la fonte l'assemblent fortement avec lui.

Quant au clapet ou anneau K<sup>3</sup>, de forme circulaire et aussi en bronze, il est visible que sa levée ne s'opère pas par un mouvement de rotation autour d'un axe ou pivot, mais que, tout-à-fait indépendant du siège sur lequel il repose, il ne peut se mouvoir que verticalement. Il doit par conséquent procurer une double ouverture d'écoulement de section proportionnelle à ses diamètres maximum et minimum seulement.

Il n'en est pas ainsi pour les clapets dits en tabatière; cette section diminue alors en raison directe de la distance de chaque point de leur circonférence à l'axe de rotation.

D'un diamètre moyen égal à celui de l'orifice H<sup>5</sup>, ce clapet est muni de rebords ou recouvrements destinés à assurer un contact complet avec le siège et à intercepter toute communication entre le condenseur et la pompe, alors même que, par suite d'un dérangement, l'axe de celle-ci ne passerait plus par le centre de figure du premier, et qu'il deviendrait par conséquent excentrique à l'ouverture qu'il doit fermer et démasquer alternativement.

Il présente dans sa partie centrale une forte nervure régnant sur tout son pourtour, destinée à lui donner une assez grande rigidité pour résister aux chocs continuels auxquels il est soumis. La partie en contact de sa face inférieure et la table en bronze qui la reçoit sont soigneusement dressées. L'utilité, la nécessité même de cette table seront facilement démontrées par les considérations suivantes.

Il est évident que si l'on se contentait de mettre simplement en contact

la face supérieure du siège en fonte avec le clapet, on ne conserverait pas longtemps un joint bien étanche.

Abstraction faite de la nature du métal, de sa constitution et de la résistance qu'il présente, la fonte du siège à la suite de ces chocs répétés ne tarderait pas à se déformer d'une manière sensible, surtout si les eaux de condensation favoriseraient par leur composition chimique la naissance et le développement de la rouille. Sous l'influence de ces circonstances, une altération du joint se produirait bientôt, altération allant en augmentant avec rapidité et rendant bientôt l'emploi de l'obturateur tout-à-fait illusoire.

Il n'en est pas de même avec un métal d'une nature à peu près inaltérable dans ces conditions d'emploi et dont la résistance supérieure offre d'autre part d'ailleurs des gages de solidité et de durée beaucoup plus grands.

Il reste à faire connaître par quelle disposition on limite la levée du clapet dans les bornes convenables, et à décrire l'organe par lequel on parvient à le diriger, à le guider, car on conçoit qu'abandonné à lui-même, ou simplement arrêté à une certaine hauteur sans que rien l'empêchât de dévier à droite ou à gauche dans sa retombée, il offrirait par cette indépendance même trop peu de garanties de régularité dans son jeu pour être d'un bon service. Il pourrait en effet se déplacer de telle façon au bout de quelques battements que l'orifice H<sup>3</sup> resterait constamment démasqué en partie, les recouvrements dont il est muni devenant alors insuffisants.

Un retient ou arrêt G<sup>3</sup>, sorte de disque en fer forgé évidé au centre à l'effet d'apporter le moins d'obstacle possible au libre passage des produits de la condensation, est donc fixé au-dessus de cet anneau ou clapet à une hauteur telle que sa levée maxima offre une section d'orifice d'écoulement, tant vers la circonférence de la pompe que vers le centre, supérieure à l'aire de H<sup>3</sup>.

Nous avons pour l'aire du passage annulaire H<sup>3</sup> la surface du cercle enfermé par sa circonférence extérieure moins celle du noyau central, soit donc (pl. 23)

$$\left(\frac{0.28}{2}\right)^2 \times 3.1416 - \left(\frac{0.18}{2}\right)^2 \times 3.1416 = 0.0361 \text{ cent. carrés.}$$

La levée du clapet est de 0,03 cent. au maximum.

L'eau et les gazs arrivant dans la chambre de la pompe à air peuvent s'y répandre, soit en se projetant vers la circonférence, soit en y pénétrant par la partie centrale.

La circonférence extérieure du clapet est de 0.9423.



La circonférence intérieure = 0.5026.

La section d'écoulement maximum sera donc

$$(0.9425 + 0.5026) 0.05 = 0.0722 \text{ cent. carrés.}$$

Cette augmentation de section favorise le dégagement de l'eau qui doit prendre un assez brusque changement de direction en pénétrant dans le corps de pompe.

Le retient est posé sur trois canons ou douilles en bronze placées sur le siège, auquel il est solidement réuni par trois forts boulons traversant ces canons de part en part.

Il est bon d'appeler l'attention sur ce mode de réunion et sur le degré de force qu'il convient de lui donner, car les chocs répétés que l'assemblage subit ne tarderaient pas à ébranler et à disjoindre tout ajustement peu résistant. L'on sait assez qu'un dérangement dans cette partie est fort à craindre, puisqu'il peut amener à sa suite la rupture entière de la pompe.

Quant aux canons en bronze ou douilles, on ne doit pas les considérer au seul point de vue de l'assemblage du retient avec le siège. Placés en effet suivant trois points qui déterminent une circonférence bien concentrique au clapet, et presque en contact immédiat avec celui-ci, ils préviennent tout déplacement latéral et le contraignent soit à s'élever, soit à retomber autant que possible suivant l'axe vertical de la pompe; ce système de clapet présente d'assez grands avantages et paraît avoir donné des résultats supérieurs à ceux des clapets pivotant autour d'un axe.

L'ouverture extrêmement considérable qu'ils offrent au dégagement de l'eau et des gaz permet d'abord de leur assigner une levée d'une amplitude bien moindre que celle des clapets à rotation. Dans ceux-ci en effet la section d'évacuation étant presque nulle vers le pivot ou axe de rotation, l'eau ne peut trouver un dégagement assez large qu'en donnant beaucoup de hauteur à cette levée. L'intensité des chocs dus à la retombée est donc considérablement diminuée dans le premier cas. Leur durée est aussi plus grande, puisqu'il n'y a aucune articulation, aucun pivot, aucun tourillon sujet à prendre de l'usure. En outre, et c'est une considération qui a certainement son importance, le bruit assez désagréable auquel donne naissance le jeu des clapets en tabatière est ici presque entièrement annulé. Peut-être aussi la chute verticale du clapet annulaire rend-elle l'action de la pompe plus efficace, en ce sens que l'effet de chaque excursion de son piston est plus complet, puisqu'à chaque changement de direction dans sa marche, les orifices

sont fermés pour ainsi dire instantanément. Dans tous les cas, la direction que l'eau prend à chaque aspiration est plus convenable, car elle ne se précipite pas exclusivement vers la circonférence, mais trouve aussi un large dégagement vers la partie centrale.

Le piston H<sup>3</sup> est en fonte et d'une seule pièce ; il est muni dans son pourtour d'une rainure ou évidement disposé pour recevoir la garniture en chanvre destinée à rendre le joint étanche.

Le moyeu central ou corps présente un trou conique recevant la partie inférieure de la tige. Une forte clavette épaulée contre sa face supérieure complète l'assemblage en s'engageant dans la mortaise que présente la partie un peu renflée de la tige, renflement destiné du reste à lui rendre la force enlevée par cette mortaise.

Le piston est percé d'une ouverture annulaire analogue à celle du porte-clapet inférieur. Il est aussi muni d'une table en bronze servant de siège au clapet circulaire K<sup>3</sup>, et pour le reste de l'ajustement et le jeu de l'appareil il est entièrement identique aux organes qui viennent d'être décrits. Quant au siège supérieur, il sert en même temps de couvercle à la pompe. Il présente un rebord circulaire ou bride bien dressée se boulonnant au fond de la bêche à eau chaude qui couronne la pompe. Sa partie centrale présente une boîte à étoupe et est munie d'un grain et d'un chapeau en bronze dans laquelle se meut la tige B<sup>1</sup>.

Les joints de cette bêche avec le siège et le condenseur doivent être aussi étanches que possible, et la garniture en chanvre toujours maintenue en bon état, car toute rentrée d'air dans la partie supérieure de la pompe en rend le jeu très-irrégulier et en diminue l'effet, et une introduction pareille dans le condenseur est encore plus à redouter. La bêche à eau chaude est munie d'un large orifice E<sup>3</sup> auquel se boulonne le tuyau dit de trop-plein. La quantité d'eau fournie par la condensation étant de beaucoup supérieure à celle que réclame l'alimentation des chaudières, les produits surabondants trouvent un large conduit d'écoulement dans ce tuyau.

On remarquera qu'il est branché au-dessus du siège H<sup>3</sup> à une hauteur permettant de tenir toujours le clapet K<sup>3</sup> couvert d'eau. C'est là un des plus sûrs moyens d'empêcher de ce côté les rentrées d'air dont il vient d'être parlé, et de pouvoir mettre en outre la machine promptement en train, puisqu'il suffit de jeter quelques seaux d'eau dans la bêche pour rendre, même au départ, l'action de la pompe parfaitement régulière.

Une autre branche (planche 21) reçoit le tuyau aspirant  $D^3$  de la pompe alimentaire.

On voit assez fréquemment des pompes à air munies de deux appareils d'obturation seulement, sans que leur marche paraisse en être plus mauvaise. Cependant, si l'on supprime le clapet supérieur, il est évident que l'on retarde considérablement la levée de celui dont le piston est muni. En effet, la pression constante qui s'oppose à cette levée est alors celle de l'atmosphère, plus le poids de l'eau qui le recouvre et le sien propre. Ce n'est donc qu'après avoir comprimé assez fortement les gaz et la vapeur remplissant en partie la chambre inférieure que son soulèvement aura lieu. Si, au contraire, on suppose la pompe munie d'un clapet à sa partie supérieure, la pression sur le dessus du piston supposée égale à une atmosphère au moment où il commence à descendre ira sans cesse en s'amointrissant, et l'excès de pression sur son autre face nécessaire au soulèvement de son obturateur s'obtiendra alors bien plus promptement.

Le jeu de la pompe devient par conséquent beaucoup plus régulier, surtout au départ, où elle n'a pour ainsi dire que de l'air à enlever.

Quant au clapet de la chambre inférieure, sa levée n'a guère lieu que sous l'influence de la hauteur de la colonne d'eau remplissant le condenseur, la tension du mélange d'air et de vapeur qui y existe ne devant être que de  $1/10$  à  $1/8$  d'atmosphère au plus. Si l'on se représente donc le piston au point supérieur de sa course, et l'équilibre de niveau établi dans les deux chambres de la pompe et du condenseur, il est évident que la compression à faire subir au mélange gazeux s'élevant au-dessus de ce niveau pour provoquer la levée de son obturateur se prolongera plus longtemps si le clapet inférieur  $H^3$  est supprimé, ce qui retardera d'autant la levée de celui du piston, la pression sous l'influence de laquelle elle a lieu s'établissant bien moins promptement dans un espace relativement plus considérable.

La bêche est munie à sa partie supérieure de deux saillies ou pattes servant d'assise aux guides angulaires  $HII$  de la tige de la pompe qui viennent s'y boulonner.

Une tête de tige en fer s'assemble à clavette avec la tige  $B'$ . Un arbre ou boulon transversal opère la réunion de la bielle  $P$  à cette pièce et reçoit en même temps deux galets en fonte emboîtés entre les guides  $HH'$ , assurant le mouvement rectiligne de l'ensemble.

Les deux guides sont de plus réunis à leur partie supérieure par une entretoise en fer offrant au centre un évidement ou anneau permettant le passage et le jeu de la bielle.

La pompe alimentaire O est à piston plongeur. Celui-ci est mû directement par la poulie excentrique spéciale X assemblée à charnière avec la tige F'.

Une autre poulie excentrique G ( planche 21 ), en partie cachée derrière une des flasques du bâti, commande, au moyen d'un arbre de renvoi supérieur, les tiroirs des deux cylindres, ayant même course.

L'arbre vertical Y du régulateur repose dans une crapaudine à grain en bronze placée juste au-dessus de l'axe de l'arbre du volant; deux petites colonnes A' munies d'une sorte d'entablement sont placées de chaque côté de cet arbre, comprenant entre elles l'espace libre nécessaire au placement de la roue d'angle Z. L'architrave dont il vient d'être parlé reçoit la crapaudine de l'arbre Y.

Vers sa partie supérieure cet arbre est maintenu dans un guide à coussinets en bronze placé à la hauteur de l'entretoise réunissant les deux bâtis.

Le régulateur, ainsi qu'il ressort des dessins, est commun aux deux machines, et il doit en être ainsi, car c'est l'amplitude de ses oscillations qui détermine rigoureusement le nombre de révolutions de la machine, et renferme les écarts de la vitesse angulaire du volant dans les limites les plus étroites possibles.

On aura plus tard occasion de décrire particulièrement les organes et les dispositions employées depuis longtemps du reste, au moyen desquels on parvient à ce résultat.

Quant à présent, il suffira de dire que c'est le régulateur qui détermine l'ouverture de la soupape d'admission I' ( planche 23 ), et que l'influence de l'écartement plus ou moins considérable des boulets est telle qu'elle transforme cette soupape en un vrai régulateur de l'écoulement de la vapeur au petit cylindre, en augmentant ou limitant la durée et l'amplitude de sa levée.

Ainsi toute variation de vitesse du volant amenant à sa suite un écart ou un rapprochement des boulets, provoque ou une interruption plus prompte dans l'arrivée, ou une affluence plus considérable et plus prolongée de la vapeur agissant sur les faces du petit piston.

L'arbre Z' porte une grande roue d'engrenage à dents en bois transmettant le mouvement et la force aux différents appareils des établissements

qui sont des moulins à riz et à farine, sur la beauté des produits desquels une marche bien régulière a la plus grande influence, car le riz particulièrement se brise très-facilement lorsque les diverses opérations qui tendent à le dépouiller de son enveloppe et à le lustrer ne se font pas avec une régularité de vitesse pour ainsi dire mathématique.

Si quelque accident arrivé à l'un des appareils contraignait à effectuer des réparations ayant une durée notable, aucun chômage ne sortirait cependant de cet état de chose; quoique le régulateur soit commun aux deux machines il suffirait de démonter la bielle motrice et celle de la pompe à air de la machine en réparation, et d'enlever la soupape d'expansion de l'autre. Comme il n'y aurait alors qu'une faible détente produite par le seul recouvrement des bandes du tiroir, on ferait produire à cette machine seule un travail presque équivalent à celui que l'ensemble développe en marchant à grande expansion.

Ce véritable rôle de la soupape d'expansion I doit être maintenant bien compris. A première vue, elle semble être un double emploi, puisque la détente peut se produire dans le petit cylindre sous l'influence seule du recouvrement plus ou moins grand donné aux bandes de son tiroir. Mais alors, quelles que fussent les variations de la résistance, l'abondance de la production de la vapeur et les différences quelquefois sensibles de pression qu'elle peut présenter, on ne saurait établir la proportionnalité constante entre la puissance et la résistance: c'est donc la soupape I seule qui établit sans cesse cet équilibre, et qui conserve la stricte vitesse de régime, en proportionnant toujours le volume de vapeur admis au travail à produire. Son mode d'action et ses effets ont, du reste, été parfaitement établis dans un beau travail publié depuis longtemps déjà dans le *Bulletin de la Société Industrielle de Mulhouse*.

Il est évident qu'en restreignant la détente dans des limites plus étroites, les organes de ces machines n'auraient pas d'efforts plus considérables à supporter, les pressions initiales demeurant les mêmes. Il y aurait peut-être un peu plus de fatigue, une usure plus rapide, si cet état de chose se prolongeait longtemps, mais aucun excès de charge de nature à amener des ruptures.

Du reste, on sera complètement convaincu à cet égard par les résultats du calcul de la force de quelques-uns des principaux organes que nous pourrons donner plus loin, et qui sont établis pour résister à des pressions initiales supérieures à  $3 \frac{1}{2}$  atmosphères.

C'est là certainement une ressource précieuse. Quant aux avantages de régularité et d'économie, l'examen sommaire de la combinaison des différentes parties que nous venons de faire aura démontré que ce but était atteint autant que possible, l'inspection des planches suffisant d'autre part à établir la conviction que les machines de ce système, quelque puissantes qu'elles soient d'ailleurs, réunissent aux garanties de stabilité et de solidité l'avantage d'être d'un accès facile, permettant une surveillance continue et un entretien parfait, considérations qui ne sont pas sans importance quant à la durée et à la bonté des services qu'elles doivent rendre.

Diamètre du petit cylindre, 12 3/8 pouces anglais = 0.315.

Diamètre du grand cylindre, 24 1/2 id. id. = 0.623.

Course des pistons, 36 id. id. = 0.915.

La surface du petit piston sera donc  $\left(\frac{0.315}{2}\right)^2 \times 3.1416 = 0.0779$  31, ou 779 centimètres carrés.

La surface du grand piston  $\left(\frac{0.623}{2}\right)^2 \times 3.1416 = 0.3048$  36, ou 3048 centimètres carrés.

Nombre de révolutions par minute = 33.

Vitesse du piston par seconde =  $\frac{0.915 \times 2 \times 33}{60} = 1.00$  mètre environ.

Longueur de la période d'admission dans le petit cylindre = 5/10 de la course totale.

Tension de la vapeur = 4 1/2 atmosphères ou 4 k° 65.

La pression initiale sur le petit piston sera égale à

$$779 \times 4.65 = 3622$$

et si l'on multiplie ce nombre par le rapport de la pression moyenne à la pression initiale, rapport qui est égal à 0.847, on trouve que la valeur de la première pendant toute la course du petit piston est égale à

$$779 \times 4.65 \times 0.847 = 3067 \text{ kil.}$$

Le volume de vapeur contenu dans le petit cylindre sera alors

$$0.0779 \times 0.915 = 0.071278 \text{ ou } 71 \text{ litres,}$$

non compris le volume de l'espace libre ni celui du conduit d'admission.

La pression qu'elle conservera sera égale à 2 kil. 32 en vertu de la loi suffisamment exacte en pratique établissant les volumes en raison inverse des pressions.

Au moment où le tiroir du grand cylindre démasquera la lumière d'admission, la vapeur affluant sur son piston aura donc cette pression de

2 kil. 32, et elle ira en se détendant successivement en raison des fractions de la course parcourue par ce piston.

Or, le volume du grand cylindre est égal à

$$\left(\frac{0.0623}{2}\right)^2 \times 3.1416 \times 0.915 = 0.27892, \text{ ou } 279 \text{ litres environ.}$$

Et les 71 litres de vapeur à la tension de 2 kil. 32 occupant à la fin de la course la capacité entière du grand cylindre, cette valeur ira aussi en diminuant en raison inverse des volumes développés. Le volume final, devenu égal à 279 litres, sera donc 3.929 fois plus grand que la capacité du petit cylindre, tandis que la tension au contraire ne sera plus que de 0.59 k° par centimètre carré, et inférieure par conséquent de 0.44 à la pression atmosphérique.

Il n'a pas été tenu compte de l'espace libre ou jeu existant entre le piston au bout de sa course et le couvercle ou le fond du cylindre, ni du volume contenu dans le conduit d'admission, ni de la petite quantité de vapeur qui peut être condensée dans le trajet du petit au grand cylindre, mais d'un autre côté on a négligé aussi l'influence du volume de vapeur à 4 kil. 65 de tension contenu dans les conduits et espaces libres du petit cylindre, produisant un travail qu'on supposera égal à la perte produite par les causes précédentes.

Si l'on cherche maintenant la pression moyenne pendant la course entière, il est évident que, multipliée par la surface du grand piston et la longueur de la course ou chemin décrit, on obtiendra le travail total développé dans le grand cylindre pendant une simple pulsation.

Déterminée par la formule de Simpson, on trouvera que cette pression moyenne est sensiblement égale à 1 kil. 08, en observant dans le tracé de la courbe de détente que, pour chaque dixième de la course parcouru par le piston du grand cylindre, un espace égal est décrit par celui du petit, et que la tension de la vapeur variant en raison inverse des volumes qu'elle occupe successivement, ceux-ci pourront être représentés par l'expression suivante :

Soit  $V'$  le volume du grand cylindre,  $V$  celui du petit et  $P$  la pression initiale.

Au bout du premier dixième de la course, on aura pour le volume total occupé par les 71 litres de vapeur  $\frac{V'}{10} + \frac{9V}{10}$ ; au bout du second dixième,

$$\frac{2V'}{10} + \frac{8V}{10}, \text{ etc.}$$

Les pressions correspondantes seront donc

$$\frac{V'}{10} + \frac{9V}{10} : V = P : x; \frac{2V'}{10} + \frac{8V}{10} : V = P : x, \text{ etc.}$$

Mais  $V' = 3.92 V$ ,

$$\text{on aura donc } \frac{3.929V}{10} + \frac{9V}{10} : V = P : x; \frac{3.929 \times 2V}{10} + \frac{8V}{10} : V = P : x, \text{ ou}$$

$$\frac{12.929}{10} V : V = P : x; \frac{15.858}{10} V : V = P : x, \text{ etc., etc.}$$

L'effort moyen total exercé sur le grand piston pendant toute la course sera donc égal à  $\left(\frac{0.623}{2}\right)^2 \times 3.1416 \times 1 \text{ k}^\circ 08 = 3291 \text{ k}^\circ$ ;

et le chemin parcouru par les pistons étant de 0.915 pour une course simple, le travail total développé dans ce temps par les deux cylindres sera  $(3067 + 3291) 0.915 = 5817,57$  kilogrammètres.

Mais cette pression moyenne supportée par le grand piston réagit en sens contraire sur la face opposée du petit pendant sa course entière.

Le chiffre de 1.08 k° représentera donc la résistance moyenne par centimètre carré opposée à la marche du petit piston.

Le travail de la contre-pression sera donc

$$779 \times 1.08 \times 0.915 = 769 \text{ kg}^{\text{tres}}.$$

D'un autre côté, la pression qui existe toujours dans le condenseur développe aussi un travail résistant contre le piston du grand cylindre. Observée soigneusement, cette pression s'élevait moyennement de 0.1 à 0.08 kil. par centimètre carré.

On aura donc pour résistance pendant toute la course

$$3048 \times 0.1 \times 0.915 = 278.9 \text{ kg}^{\text{tres}}.$$

Le travail total de la contre-pression sera donc pour une pulsation simple  $769 + 278.9 = 1048 \text{ kg}^{\text{tres}}$ , d'où il viendra  $5817.5 - 1048 = 4769 \text{ kg}^{\text{tres}}$ , travail réel par coup de piston, ou par seconde  $\frac{4769 \times 2 \times 33}{60} = 5246 \text{ kg}^{\text{tres}}$ .

Le coefficient d'effet utile d'une machine de ce système et de force correspondante en bon état d'entretien pouvant être considéré comme égal à 0.48, il viendra donc  $5246 \times 0.48 = 2518 \text{ kg}^{\text{tres}}$  effet utile, ou, en chevaux,  $\frac{2518}{75} = 33.57$  chevaux-vapeur.

On parviendrait du reste à un résultat parfaitement semblable, soit en employant la formule de M. Morin, soit en adoptant la méthode de M. Poncelet.



Le premier nous donne pour l'expression de la force en chevaux la formule suivante :

$$\frac{n}{60} \cdot \frac{10000 PV}{75} \left[ 1 + \log. \text{hyp.} \frac{V_1}{V} - \frac{P_1}{P} \right] K = F,$$

$n$  représentant le nombre de courses simples par seconde,

$P$  la pression pendant l'admission,

$V$  le volume de vapeur pendant la période d'admission,

$V_1$  le volume occupé à la fin de la détente,

$P_1$  la pression à la fin de la détente,

$P'$  la pression moyenne résistante existant dans le condenseur,

$K$  le coefficient d'effet utile.

Numériquement, cette formule devient :

$$\frac{66}{60} \cdot \frac{10000 \times 4.65 \times 0.0355}{75} [1 + \log. \text{hyp.} 2.0617 - 0.169] 0.48 = N,$$

et  $N = 33.6$  chevaux-vapeur.

Par la seconde méthode, il viendra :

$$\frac{a \times X \times \frac{P}{1.033} - P' \times S' \times L}{75} K = N,$$

$a$  représentant le volume de vapeur pendant la période d'admission,

$X$  le travail développé par un mètre cube de vapeur sous une atmosphère de pression pour une détente égale à 7.86 fois son volume,

$\frac{P}{1.033}$  la tension en atmosphères,

$P'$  la pression moyenne dans le condenseur,

$S'$  la surface du grand piston,

$L$  le chemin qu'il parcourt en une seconde,

$K$  le coefficient d'effet utile.

Numériquement, il vient :

$$K \times \frac{0.0355 \times 2 \times 33}{60} \times 31636 \times 4.5 - 1000k^{\circ} \times 0.3048 \times \frac{0.915 \times 2 \times 33}{60} = N,$$

ou  $N = 33.58$  chevaux-vapeur.

Ce résultat doit être du reste considéré comme un maximum, car on a supposé l'enveloppe de vapeur comme étant d'une efficacité assez grande pour réchauffer parfaitement les deux cylindres. On a donc supposé l'expansion s'opérant d'une manière toute mathématique. Cependant l'influence de

la température du condenseur réagit toujours sur celle-ci, à moins d'employer dans la chemise-enveloppe de la vapeur surchauffée. La pression dans les chaudières n'atteint que rarement du reste  $3 \frac{1}{2}$  atmosphères, car il est très-rare de voir marcher simultanément toutes les paires de meules. Le plus souvent, la pression initiale n'est que de 3 à  $3 \frac{1}{4}$  atmosphères.

Il est du reste évident qu'un tel excédant de force est tout-à-fait nécessaire pour vaincre les résistances additionnelles qui peuvent accidentellement se présenter et enlever rondement la charge à la mise en train. C'est un supplément que toute machine doit présenter pour rester dans de bonnes conditions, et que les constructeurs les plus expérimentés ont toujours grand soin de donner, souvent même dans des limites plus larges qu'ici.

Dans tous les cas, nous le répétons encore, les principaux organes de cette machine sont assez fortement établis pour supporter des pressions initiales plus considérables, et les chaudières étant timbrées à 4 atmosphères de pression effective, on pourrait travailler pendant quelque temps dans ces conditions de surcharge. Seulement, si ce travail forcé avait une durée trop longue, les articulations principales pourraient en souffrir, et la machine subirait une fatigue préjudiciable à son bon état d'entretien. Quant aux appareils de condensation et d'alimentation, ils sont largement suffisants dans le cas d'une dépense de vapeur beaucoup plus considérable, comme on l'établira ci-après.

On remarquera que le coefficient d'effet utile de ces machines est relativement assez faible.

Il est évident que l'adjonction d'un second cylindre développe des frottements absorbant un effet utile notable.

Le travail résistant développé par le frottement de la garniture de son piston, celui de la tige dans la boîte à étoupe, la force dépensée pour mouvoir son tiroir, etc., doivent être pris en sérieuse considération, et, on le répète, il ne faut pas perdre de vue que c'est l'extrême régularité autant au moins que l'économie qui constitue le grand mérite du système de Wolff.

L'aire des lumières d'admission du petit cylindre est égale à

$$0.038 \times 0.178 = 0.0067 \text{ cent. carrés.}$$

La section d'échappement est égale à  $0.09 \times 0.178 = 0.01602$ .

Soit respectivement  $\frac{0.0779}{0.0067}$  et  $\frac{0.0779}{0.01602}$ , ou la 11.6<sup>e</sup> et la 4.9<sup>e</sup> partie de l'aire du petit cylindre.

La section des lumières du grand cylindre est :

$$\text{Admission} = 0.044 \times 0.292 = 0.0128.$$

$$\text{Échappement} = 0.071 \times 0.292 = 0.0207.$$

Soit donc  $\frac{0.3048}{0.0128}$  et  $\frac{0.3048}{0.0207}$ , ou la 24<sup>e</sup> et la 14<sup>e</sup> partie à peu près de la surface du grand piston.

Il convient de donner des dimensions très-grandes, exceptionnelles même, aux lumières d'admission du petit cylindre, car elles servent en même temps à l'écoulement de la vapeur allant travailler sous le grand piston.

Si cette vapeur est donc gênée dans son passage au grand cylindre, il est évident que l'équilibre de pression ne s'établira pas continuellement dans chacun d'eux, et que la tension de la vapeur agissant dans le petit comme contre-pression sera supérieure à celle qui produit le travail dans le grand. Ainsi, d'un côté, il y aura excès de contre-pression, et de l'autre diminution d'effet, la détente n'ayant plus lieu sous d'aussi bonnes conditions. Ces considérations expliquent la différence assez considérable qui existe entre les deux rapports établis plus haut.

Le diamètre du tuyau d'admission de la vapeur au petit cylindre est égal à 0,07.

$$\text{La surface sera donc } \left(\frac{0.07}{2}\right)^2 \times 3.1416 = 0.003848.$$

$$\text{Soit } = \frac{0.077931}{0.003848}, \text{ 20}^{\text{e}} \text{ partie à peu près de la surface de son piston.}$$

Le tuyau d'émission du petit cylindre au grand a pour dimension

$$0.076 \times 0.13 = 0.00988.$$

Le diamètre du tuyau d'émission du grand cylindre au condenseur est de 0.134.

$$\text{Sa section est encore } \left(\frac{0.134}{2}\right)^2 \times 3.1416 = 0.0141.$$

$$\text{Soit } = \frac{0.3048}{0.0141}, \text{ ou la 21.6}^{\text{e}} \text{ partie de la surface du grand piston.}$$

La différence du rapport des lumières d'admission et du tuyau à vapeur du petit cylindre s'explique naturellement par ce fait que le tiroir ne découvre que successivement et non complètement les orifices, tandis que le tuyau offre une section constante d'écoulement de 0.003848. Il importe donc de donner une aire considérable à ces lumières pour que la pression de la chaudière puisse s'établir dans le cylindre dès, pour ainsi dire, que le piston se met en mouvement, et il n'est pas même nécessaire, pour en expliquer les dimensions, de recourir à la considération qu'elles servent en

même temps de conduits à la vapeur se rendant au grand cylindre, et à laquelle il importe de fournir le plus large passage possible.

Quant à leur démasquement incomplet par les bandes du tiroir et au recouvrement donné à celui-ci, il suffira de dire que cette disposition procure une section maxima d'admission plus rapidement ouverte pour les deux cylindres.

Le diamètre assez fort donné au tuyau d'émission aboutissant au condenseur n'est pas sans influence sur la manière dont s'opère la condensation. Il est évident qu'il fait en quelque sorte partie de cet appareil; la hauteur de ce tuyau combinée avec son diamètre fournit non-seulement un volume augmentant sensiblement la capacité du premier, mais procure encore une surface de refroidissement dont il faut tenir compte.

La vapeur en sortant du grand cylindre se dépouille au contact de cette surface d'une partie notable de son calorique, ce qui facilite d'autant la condensation.

La double surface annulaire offerte par la soupape d'expansion régulatrice au passage de la vapeur affluant vers la chapelle du petit cylindre est supérieure de moitié environ, pour son ouverture maximum, à la section du tuyau d'admission.

On répétera de nouveau que cette soupape joue ici le rôle de la valve régulatrice ordinaire. Seulement, au lieu de produire un étranglement des conduits amenant à sa suite un étirage de la vapeur et une diminution de pression, elle agit de telle façon que son ouverture minimum présente toujours une section suffisante à l'écoulement dans des temps égaux d'un même volume de vapeur à la pression de la chaudière. Elle n'agit donc pas en réduisant la pression à l'arrivée, mais en diminuant le volume, et c'est la durée de son ouverture qui détermine le poids de vapeur dépensé sous cette pression sensiblement égale à celle de la chaudière. Or, cette durée est tout-à-fait subordonnée au nombre de révolutions de la machine, ou plutôt à la vitesse imprimée à l'arbre du volant. Un ralentissement ou une accélération se manifestant pendant une fraction de révolution amène immédiatement ou une admission plus longue ou une détente plus prolongée.

Si nous passons maintenant à l'examen des appareils de condensation, nous rappellerons que la dépense de vapeur par coup de piston est égale à

$$0.07793 \times \frac{0.915}{2} = 0.03565, \text{ ou } 36 \text{ litres.}$$

Toutefois, il convient d'augmenter cette quantité au moins du cube de vapeur contenue dans les conduits d'admission.

Ce cube est égal à  $0.038 \times 0.63 \times 0.178$ , ou  $0.004261$ .

De plus, il faut tenir compte du jeu ou espace libre existant entre le piston aux extrémités de sa course et les fonds.

Ce jeu peut être représenté par  $0.07793 \times 0.03 = 0.00233$ , ou deux litres.

La dépense totale sera donc  $0.036 + 0.0043 + 0.0023 = 43$  litres environ à la tension de  $4 \text{ k}^\circ 65$ .

Le volume en litres d'un kilogramme de vapeur à cette tension étant de 428 litres, il viendra pour le poids de vapeur dépensé pendant une révolution  $\frac{43 \times 2}{428} = 0.201$  kil. à peu près.

Il reste à déterminer maintenant le volume d'eau froide nécessaire à la condensation de ces  $0,201 \text{ k}^\circ$  de vapeur dépensés par révolution.

On supposera l'enveloppe de vapeur tout-à-fait efficace pour réchauffer le grand cylindre. La vapeur passant au condenseur aura donc une température de  $149.15$  correspondant à sa tension initiale de  $4,50 \text{ atm}$ .

On supposera l'eau du puits à  $10^\circ$ , moyenne ordinaire.

Quant à la température du mélange, elle sera en relation avec la pression existant encore au condenseur, pression égale à  $0,08 \text{ k}^\circ$  en moyenne, soit environ  $40^\circ$ .

On aura donc  $0.201 (550 + 149.15) + x \times 10 = (0.201 + x) 40$ .

Ou  $x = 4.40$  kil. d'eau environ par révolution.

On admet que le volume d'air qui se dégage de l'eau d'injection est égal à environ  $1/12$  de son volume. Cet air changera de volume en raison de la pression de  $0.1$  à  $0.08 \text{ k}^\circ$  régnant dans le condenseur.

Il viendra donc  $\frac{4.40}{12} \times 10.3 = 3.77$ .

En outre il se dilatera en raison de son passage de la température  $10^\circ$  à celle de  $40^\circ$ .

On aura, ainsi,  $3.77 (1 + 0,00368 \times 30) = 4.21$ .

Quant à la quantité de vapeur non condensée, on la suppose d'ordinaire égale au volume d'air précédent; on aura donc pour le volume final du mélange à enlever,

$$4.40 + 4.21 + 4.21 = 12.82 \text{ litres.}$$

Le diamètre de la pompe à air est égal à  $0.356$

Sa surface sera donc  $\left(\frac{0.356}{2}\right)^2 \times 3.1416 = 0.099538$ .

La course de son piston est de 0.46 centimèt.

Le volume développé à chaque coup de piston sera

$$0.099538 \times 0.46 = 0.04578 \text{ ou } 46 \text{ lit.}$$

Et il faut observer que la pompe n'enlève l'eau du condenseur que pendant la levée de son piston seulement.

Le rapport du volume à enlever du condenseur par révolution au volume engendré par le petit piston pendant l'admission aussi par révolution sera donc  $\frac{12.82}{71} = \frac{1}{5.4}$ .

Et le rapport du volume de la pompe au second sera  $\frac{46}{71} = \frac{1}{1.54}$

Ordinairement on se contente de doubler le volume théorique du mélange donné par le calcul, ce qui donnerait  $\frac{26}{71} = \frac{1}{2.7}$ .

Assez souvent on compte pratiquement sur 600 kilog. d'eau pour chaque fois 15 kilog. de vapeur dépensés par heure dans des conditions analogues.

On aurait donc  $\frac{0.201 \times 33 \times 60}{15} = 26.5$  à peu près, ou  $600 \times 26.5 = 15900$

litres par heure, ou par révolution  $\frac{15900}{1980} = 8$  kilog. environ.

Mais il ne faut pas perdre de vue que si un dérangement quelconque ou un accident forçait à interrompre le jeu de l'une des deux machines, la seconde aurait alors accidentellement une charge bien plus forte à enlever, un travail plus considérable à accomplir, la force de ses organes et la construction des chaudières permettant non-seulement de la faire marcher avec une expansion plus faible, mais encore sous des pressions initiales plus élevées.

Le poids de vapeur à condenser par coup de piston devenant alors bien plus considérable, et le volume du mélange à enlever du condenseur croissant d'abord en fonction de ce poids, il était donc indispensable de donner à la chambre de la pompe à air d'aussi grandes dimensions dans la prévision du surcroît de travail qu'elle pourrait avoir à accomplir.

Quant à l'excédant de force motrice absorbé en marche normale par sa manœuvre, il est trop peu considérable pour être pris en considération à côté de ces avantages.

Supposant seulement, par exemple, que la soupape régulatrice étant supprimée, l'admission ait lieu dans le petit cylindre pendant 9/10 de la course totale, admission répondant à peu près au recouvrement donné aux bandes de son tiroir, le volume dépensé par révolution devient alors

$$0.0779 \times \frac{0.915 \times 9}{10} \times 2 + 13 = 141 \text{ litres,}$$

et son poids sera = 0.33 kil. environ.

Le poids de l'eau nécessaire à la condensation sera alors

$$0.33 (550 + 149.15) + x \times 10 = (0.33 + x) 40,$$

supposant la pression moyenne dans le condenseur, c'est-à-dire la température du mélange final restée la même; il viendra pour  $x$  sept kil. 2 dixièmes environ.

Le volume du cylindre de la pompe à air devrait donc être à peu près double.

La pompe alimentaire a un diamètre de 0.09 et une course de 0.32.

Le volume engendré par son piston est donc égal à

$$\left(\frac{0.09}{2}\right)^2 \times 3.1416 \times 0.32 = 0.00203.$$

La dépense de vapeur par minute est égale à

$$43 \times 2 \times 33 = 2838 \text{ litres} = \frac{2838}{428} = 6 \text{ kil. } 63.$$

La consommation d'eau minimum en une heure serait donc

$$6.63 \times 60 = 398 \text{ kil. à peu près.}$$

Et la pompe refoule par heure un volume théorique égal à

$$0.00203 \times 33 \times 60 = 4014 \text{ litres.}$$

Mais il faut remarquer que cette pompe est commune aux deux machines. Commandée par une poulie excentrique calée sur l'arbre du volant, son jeu ne peut être interrompu par le non-fonctionnement accidentel de l'une d'elles.

Le volume qu'elle devra fournir devenant alors moins considérable, il est toujours facile en interrompant partiellement sa communication avec la chaudière, de renvoyer au moyen d'un tuyau à robinet disposé à cet effet l'excédant vers un conduit de trop plein quelconque.

Le volume d'eau théorique à fournir par seconde pour les deux machines sera donc

$$398 \times 2 = 796 \text{ litres.}$$

Du reste, l'effet utile de la pompe n'est pas égal au volume engendré par son piston : les rentrées d'air qui se font par les garnitures et les joints au bout d'un certain temps de marche, l'air qui se dégage de l'eau même aspirée, etc., diminuent ce rendement dans une assez forte proportion. En évaluant ici l'effet utile aux  $\frac{5}{6}$  du volume théorique, on établit peut-être encore un maxima.

On aurait donc en ce cas  $\frac{4014}{6} \times 5 = 3345$  litres pour le volume d'eau fourni par heure.

Mais il ne faut pas perdre de vue que si, à la suite d'une négligence ou d'un dérangement quelconque, le niveau de l'eau s'était abaissé d'une manière considérable dans les chaudières, il deviendrait alors nécessaire d'y pouvoir fouler rapidement un grand volume d'eau avant que ce dénivellement eut exposé quelque partie de leurs parois à s'échauffer et à rougir, car alors la masse d'eau introduite ne ferait que rendre le danger plus imminent. C'est en partant de cette considération qu'on donne ordinairement au volume engendré par le piston de la pompe environ  $1/40$  du volume développé par le piston à vapeur pendant l'admission.

Le volume étant pour les deux machines  $35.5 \times 2 = 71.0$  litres, on aura ici  $\frac{0.00203}{0.07100} = \frac{1}{35}$ .

Le diamètre des soupapes est de 0.07.

Le diamètre extérieur de la douille centrale recevant le guide est de 0.025.

La surface annulaire par où s'opère l'écoulement est donc

$$\left(\frac{0.07}{2}\right)^2 \times 3.1416 - \left(\frac{0.025}{2}\right)^2 \times 3.1416 = 0.003358.$$

La levée de la soupape est de 0.02.

La section d'écoulement maximum sera donc encore

$$0.07 \times 3.1416 \times 0.02 = 0.0044 \text{ environ.}$$

Soit  $= \frac{0.0044}{0.0063}$  ou  $\frac{1}{1.4}$  de la surface du piston de la pompe.

La vitesse de l'eau passant par les obturateurs est donc de bien peu supérieure à celle du piston de la pompe.

Il n'est pas sans intérêt maintenant de jeter un coup d'œil rapide sur le système des chaudières et de mettre en rapport leurs dimensions principales avec le volume de vapeur produit et la quantité de combustible consommé.

Ces chaudières sont au nombre de deux (plus une de rechange) et du système dit à flamme renversée, c'est-à-dire qu'après avoir léché la partie inférieure de corps ou principal cylindre dans toute sa longueur, la flamme descend ensuite dans les carneaux placés en contre-bas, et où sont logés deux tubes bouilleurs dont l'un communique directement avec le corps, tandis que le second est seulement en relation avec le premier bouilleur. Les produits de la combustion descendent d'abord dans le carneau où celui-ci est logé, le



parcourent dans toute sa longueur, puis arrivés au bout passent sous le second tube, et suivant ainsi un chemin parallèle au premier qu'ils avaient pris, mais en sens opposé, se rendent alors dans la cheminée après en avoir chauffé toute la surface.

Il est inutile de dire que l'alimentation a lieu par l'extrémité de ce tube la plus voisine du dégagement par où la fumée se rend à la cheminée, par conséquent là où la température de celle-ci est le moins élevée.

Le corps de la chaudière est formé d'un cylindre en tôle forte à bouts à peu près hémisphériques. Il a une longueur de 7 mètres 93 et un diamètre de un mètre.

L'un des tubes bouilleurs est long de 9 mètres 15; le second a la même longueur que le corps cylindrique.

Leur diamètre est de 55 centimètres, et l'on peut considérer les deux tiers de leur surface convexe comme surface de chauffe, le reste étant d'ordinaire couvert de suie et de cendres.

La circonférence du corps étant de 3.1416, il donnera pour surface de chauffe, les carneaux arrivant juste à la hauteur du plan qui le partage en deux parties égales :

$$\frac{3.1416 \times 6.93}{2} + \frac{3.1416}{2} = 12.45 \text{ mètres carrés.}$$

La circonférence des tubes étant de 1.72, et leur longueur respectivement de 9 mètres 15 et 7 mètres 93, on aura

$$\frac{1.72 \times (9.15 + 7.93)}{3} \times 2 = 19.58 \text{ mètres carrés.}$$

La surface de chauffe totale, non compris les cuissards, sera donc  $19.58 + 12.45 = 32$  mètres 03.

Et la force nominale étant de 25 chevaux, il viendra

$$\frac{32.03}{25} = 1.28 \text{ mètres carrés de surface de chauffe par force de cheval.}$$

La dépense de vapeur par coup de piston étant au minimum de 43 litres, et la machine faisant 33 révolutions par minute, la dépense par heure sera de  $43 \times 2 \times 33 \times 60 = 170280$  litres.

Ce qui donnera un poids minimum d'eau vaporisée égal à  $\frac{170280}{428} = 397$  k° environ.

Soit encore  $\frac{397}{32.03} = 12$  k° 4 à peu près par mètre carré de surface de chauffe.

Comme on le voit, cette vaporisation est aussi modérée que possible. En admettant même qu'elle soit de 15 k° à 18 k° pour tenir compte de toutes les pertes dues aux fuites, aux refroidissements, à l'eau entraînée en mélange intime avec la vapeur, on reste encore bien au-dessous de l'évaluation ordinaire de 20 à 25 k° par mètre carré et par heure. Ce mode de vaporisation présente du reste d'assez grands avantages. La production est d'abord plus régulière, plus égale, et la marche de la machine y gagne beaucoup. La chaudière fatigue ensuite beaucoup moins, la quantité de chaleur passant à travers chaque mètre carré de tôle exposé à la flamme ou à la fumée étant, en définitive, proportionnelle à ces valeurs de 15 et 20 kilog. La conduite du feu est plus facile; il y a, en un mot, plus de véritable économie sous tous les rapports. On conçoit qu'il n'en peut être de même quand il s'agit de locomotives ou de machines de bateau.

Outre l'avantage de refroidir efficacement autant que possible la fumée, le système d'établissement à flamme renversée en présente peut-être encore un second, celui d'offrir une très-grande surface de chauffe directe, car on peut considérer le corps de la chaudière comme exposé à la flamme sur toute sa longueur. Lorsqu'au contraire les bouilleurs sont plongés dans le feu, il est assez difficile de leur donner des proportions permettant d'arriver à un résultat équivalent, à moins de réduire considérablement le parcours de la flamme, et alors l'abondance de production de la vapeur dans ces parties en contre-bas et le trajet qu'elle a à faire avant de s'élever jusque dans la chambre ou réservoir du corps de chaudière sont aussi des inconvénients. En outre, il vaut mieux aussi que la division des masses ou volumes d'eau exposés successivement à la chaleur ait lieu d'une manière proportionnelle à son intensité. La pénétration de ces masses par le calorique est alors plus facile, et l'utilisation plus considérable. C'est ainsi qu'en ce cas le volume d'eau exposé à la chaleur directe a un mètre de diamètre, tandis que la chaleur transmise par contact n'a à pénétrer que des masses de 55 centimètres.

D'un autre côté, quand on chauffe les tubes avant le corps, il est évident que la vapeur produite inférieurement, en s'élevant au travers d'une masse relativement froide, s'y condense sensiblement tant qu'il n'y a pas égalité de température. Il est donc plus lent et plus difficile d'entrer franchement en vapeur avec les tubes bouilleurs chauffés directement.

La surface de la grille est égale à  $1.850 \times 1.350 = 2.4975$ .

Soit par cheval =  $\frac{2.4975}{25} = 0.0999$  cent. carrés.

Nous avons dit que la machine avait été construite non-seulement de manière à développer une force plus grande, mais encore à supporter des pressions initiales plus considérables.

Voici donc les dimensions assignées à quelques-uns des principaux organes.

Les tiges de piston ont chacune 0.07 cent. de diamètre, ce qui donne une section de 0.003848.

L'effort maximum à supporter par la tige du petit piston est, comme on l'a vu, de 3622 kilog., d'où il faut déduire la contre-pression pour obtenir l'effort véritable.

Cette contre-pression égale à 2.32 kil. par centimètre carré au départ va en diminuant jusqu'à la fin de la course, tandis que la pression initiale à l'admission reste constante jusqu'à moitié course.

L'effort maxima sera donc égal à cette pression initiale, diminué de la tension conservée par la vapeur quand le grand piston est arrivé en ce point du chemin qu'il a à parcourir.

Cette tension étant alors égale à 0.94 kil. par cent. carré, nous aurons

$$(0.0779 \times 4.65) - (0.0779 \times 0.94) = 2890 \text{ kil. environ,}$$

d'où il vient  $\frac{2890}{3848} = 0.75$  kilog. environ par millimètre carré.

Quant à la tige du grand piston, supposant la contre-pression du condenseur constante, on a encore pour effort maxima

$$(0.3048 \times 2.32) - (0.3048 \times 0.1) = 6767 \text{ kil.}$$

Ce qui donne  $\frac{6767}{3848} = 1.76$  environ par millimètre carré.

On voit donc que si l'on veut par exemple porter la détente aux deux tiers de la course. en élevant la pression initiale à l'introduction, la tige du petit piston est assez forte pour soutenir cette augmentation d'effort.

Le diamètre de la bielle aux extrémités est de 0.080.

Sa section sera  $\left(\frac{0.080}{2}\right)^2 = 0.005026$ .

Si nous prenons pour effort maximum la pression sur les deux pistons au commencement de la course, on aura

$$(0.0779 \times 4.65 - 0.0779 \times 2.32) + (0.3048 \times 2.32 - 0.3048 \times 0.1) = 8583 \text{ kil.}$$

Ce qui donne pour charge par millimètre carré de section

$$\frac{8583}{5026} = 1.70 \text{ kilog. environ.}$$

Le diamètre au milieu étant de 0.1, la section sera de 0.007854 et la charge par millimètre  $\frac{8583}{7854} = 1$  kilog. 1 environ.

Si l'on se reporte à la description des machines du bateau *l'Ariane*, qui sont construites suivant un système aussi allégé que possible, on trouvera que leurs tiges bielles ont à résister à des efforts d'extension et de compression de 3.6 kil. environ par millimètre carré, c'est-à-dire environ trois fois plus considérable que dans le cas présent. Il est vrai de dire que ces tiges ont une longueur moins grande, mais dans tous les cas il reste évident que la machine peut déployer une force bien plus considérable sans que l'on ait à redouter la rupture de sa bielle.

Quant à la manivelle, on peut la considérer comme un solide encastré par son extrémité la plus voisine de l'arbre et sollicité à l'autre bout par l'effort transmis par la bielle.

Sa longueur totale est de 0.457; sa hauteur à la section de rupture de 0.267, et elle a pour épaisseur uniforme 0.051. Elle est, de plus, renforcée par une large nervure centrale réunissant les manchons des extrémités.

On aurait donc, en supposant cette épaisseur de 0.051 inconnue,

$$8583 \times 0.277 = \frac{4.670000 \times x \times (0.267)^2}{6},$$

négligeant toutefois l'influence de cette nervure centrale.

D'où l'on tire pour  $x = 0.043$  environ.

L'épaisseur supplémentaire de 8 millimètres qui a été donnée permet donc encore de faire supporter des efforts plus considérables sans qu'il y ait chance de rupture.



**DESCRIPTION**  
DES  
**MACHINES A MOYENNE PRESSION,**  
**DÉTENTE ET CONDENSATION**  
SERVANT A L'ÉPUISEMENT DES MINES DU BLEYBERG.

---

Plusieurs aperçus insérés dans quelques ouvrages périodiques ont déjà fait connaître en partie les machines du Bleiberg.

L'immense force qu'elles peuvent développer et les conditions d'économie de combustible suivant lesquelles elles travaillent, faisaient alors de ces puissants appareils une véritable nouveauté et tendaient à appeler l'attention sur leurs dispositions générales et leur système de construction.

Depuis longtemps les machines d'épuisement du Cornouailles étaient pour ainsi dire célèbres par leurs résultats économiques, mais aucune application aussi franche des principes suivant lesquels elles sont construites n'avait encore été faite sur de telles proportions.

On sait assez, du reste, que ces avantages économiques sont dus en grande partie à l'emploi de la vapeur à une pression assez élevée combiné avec une détente portée jusqu'à sept, huit et même dix fois le volume primitif.

Si l'on joint à cette grande détente le réchauffement aussi parfait que possible de la vapeur et la grande puissance utile donnée par d'énormes chaudières à foyers intérieurs ayant jusqu'à 3 et 4 mètres de surface de

chauffé par force de cheval, on aura une idée des principales dispositions au moyen desquelles les ingénieurs anglais ont pu obtenir de tels résultats.

Ces conditions d'établissement ne sont donc en elles-mêmes ni une découverte ni une nouveauté; elles ne sont pas applicables aux seules machines d'épuisement, mais doivent au contraire influencer puissamment sur les dispositions de toute machine à vapeur à la construction de laquelle l'économie de combustible doit servir de point de départ.

Seulement, ce qu'on ne peut méconnaître, c'est l'habileté et le grand savoir pratique avec lequel ces machines sont construites. Si l'on examine le poids considérable des masses mises en mouvement et l'effort énorme déployé instantanément par la vapeur sur des pistons ayant au minimum deux mètres de diamètre, et qu'on mette ces circonstances en regard d'un mouvement de va-et-vient alternatif dont rien ne limite rigoureusement l'amplitude; si l'on songe à la variation du travail de la vapeur, travail en grand excès dès les premiers dixièmes de la course, et considérablement inférieur à la charge à soulever vers la fin, aux efforts équivalents à des chocs transmis aux fondations, aux tensions si variables subies par les organes, il reste évident que pour amener ces machines au point de perfection où elles sont parvenues il fallait le concours actif d'hommes ayant un incontestable talent. Tous ces obstacles ont été surmontés; on est parvenu à mettre en mouvement, à imprimer à ces énormes masses des vitesses considérables presque avec la même facilité qu'on met en train une machine d'une vingtaine de chevaux. On est arrivé à les faire fonctionner régulièrement, sans choc apparent, à leur faire battre tel nombre de pulsations qui convient au travail à accomplir et toujours dans les meilleures conditions économiques, en proportionnant la tension, le volume et la circulation de la vapeur à ce travail, à ralentir, à limiter la vitesse de retombée de ces organes immenses plongeant dans les puits d'épuisement jusqu'à des profondeurs de 300 et 400 mètres; à les arrêter complètement et à les tenir en équilibre, même par le simple effort d'un homme agissant sur quelques leviers.

Si, d'un autre côté, l'on examine ces puissantes colonnes d'eau soulevées du fond de la mine jusqu'à la surface, non par un effort constant, non par un écoulement continu, mais par une action intermittente d'où résultent nécessairement des secousses proportionnelles au poids excessifs de cette colonne; si l'on songe encore aux chocs développés par sa retombée chaque fois que le refoulement cesse; qu'on mette en relation toutes ces causes d'irrégularités, de danger avec les variations régulièrement accomplies et

reproduites du travail, on reconnaîtra que pour les maîtriser et les vaincre, disons plus, que pour en tirer parti et faire sortir de leur réunion dans une même machine un système aussi convenable dans son mode d'action, aussi robuste dans sa structure et dans son assise, où les organes transmettent souvent une force immense sans que rien d'extraordinaire ni d'anormal dans leur action décèle la grandeur des efforts qui ne se manifestent pas dans un déploiement extraordinaire de bruit et de mouvement; on reconnaîtra, disons-nous, que si les constructeurs de ces machines n'ont ni découvert ni même développé de nouveaux principes, ils ont au moins édifié sur des bases connues avec une puissance d'application étonnante.

Quelque puissantes cependant que soient les machines des mines du Cornouailles, aucune n'égale en dimensions les appareils d'exhaure du Bleiberg, qu'on pouvait, à l'époque où ils furent établis, considérer comme uniques à cet égard.

Aussi ces proportions colossales exigèrent-elles de sérieuses études, toutes d'application sans doute, mais qui n'en étaient peut-être que plus ardues et plus délicates. En effet, il n'est guère possible d'agir, en ce cas, que par appréciations, par comparaisons, et les enseignements d'une longue expérience peuvent seuls alors servir de points de départ aux applications de la science; ce n'est guères que sur leurs données qu'il est possible de discuter et de peser l'à-propos, la valeur et la justesse de ces applications.

Depuis la construction des appareils du Bleiberg, quelques machines de puissance analogue ont été établies, entre autres aux mines de Stolberg et de Boussu. Seulement elles sont du système dit à *traction directe*, c'est-à-dire que le piston à vapeur transmet immédiatement le mouvement et la force au maître-tirant, le cylindre étant à cheval sur le puits.

En général, les machines d'épuisement placées dans les houillères sont à haute pression avec faible détente sans condensation. Le prix de revient relativement faible du combustible, combiné avec les frais d'acquisition peu considérables des machines de ce système, en ont considérablement étendu l'emploi, qui présente alors une véritable économie.

Il n'en est pas de même lorsque les frais d'achat et de transport du charbon doivent être pris en considération, et c'est dans cette situation que sont placées la plupart des mines métalliques. En général, les machines à haute pression et faible détente consomment environ 4 kilog. de charbon par force de cheval et par heure. Les expériences contradictoires faites avec

le plus grand soin et pendant plusieurs jours sur les appareils du Bleiberg ont accusé une consommation inférieure à 1 kilog. 5 de bonne houille.

Partant de la force nominale de 240 chevaux qu'elles déploient, il y aurait donc une économie de 14,400 kilog. de houille par 24 heures de travail, en les comparant avec ces machines à haute pression qui viennent d'être mentionnées.

Après cela, il n'est pas besoin d'insister autrement sur les considérations qui ont appelé l'établissement de ce système, l'excédent du prix d'achat et les frais de premier établissement étant bientôt compensés par une telle économie du combustible.

Il convient maintenant de dire pour quelle cause on a préféré transmettre l'impulsion et la force à la maîtresse-tige au moyen d'un balancier, et non employer le système à traction directe, d'un établissement plus économique peut-être, mais peu usité encore à cette époque, et jamais surtout pour des forces aussi considérables.

Partant du travail développé, un seul fait pourra donner une idée de sa grandeur, et, en montrant les difficultés qu'on a dû vaincre, faire pressentir les raisons déterminantes de ce choix.

Au moment où le piston commence à s'élever, la force déployée est d'environ 700 chevaux, et les fondations ont à résister à un effort équivalent, effort de soulèvement dans les machines à balancier, de compression dans les machines à traction directe, où la vapeur est introduite sous le piston et agit seulement sous sa face inférieure.

On se rendra mieux compte de cet effet, du reste, quand on dira que la surface du cylindre étant de 55990 centimètres carrés, l'ouverture de la soupape d'admission détermine l'établissement presque instantané d'une pression de plus de 110,000 kilog. contre le couvercle, pression provoquant un effort de soulèvement égal transmis aux fondations. On conçoit dès lors quel énorme massif il faut qu'elles présentent pour résister à ces efforts intermittents, quelle doit être la solidité, la liaison intime existant entre toutes les parties d'un ensemble qui, sans cela, serait bientôt désuni et ruiné par les secousses terribles qu'il a à supporter.

Non-seulement les matériaux qui le composent doivent présenter par leurs dimensions, leur nature et leur mode d'assemblage le plus de résistance possible à ces efforts de disjonction, mais il faut que leur masse garantisse une stabilité inébranlable, qu'elle s'enfonce donc largement et profondément dans le sol.



Dès lors on conçoit que la composition de ce sol, influant tellement sur la disposition, le mode de construction et l'étendue des fondations, entre pour une large part dans le choix du système à adopter.

Si, par exemple, on peut asseoir de telles fondations sur le rocher, si les parois du puits, loin de devoir être garanties contre les éboulements, présentent au contraire toute sécurité par la composition, la nature et l'agrégation des terrains qui les encaissent, s'il y a uniformité dans la nature et l'assise de ces terrains, il est évident que les massifs peuvent être bien moins volumineux, et les travaux préparatoires de consolidation du sol destinés à en assurer la stabilité à peu près nuls.

Le cylindre peut alors être placé à cheval sur le puits au moyen d'une sorte de pont formé tantôt par l'assemblage de pièces de bois d'un fort équarrissage, juxtaposées et réunies par des boulons, tantôt par des poutrelles en fonte à larges dimensions armées parfois de tirants en fer et engagées par leurs extrémités dans les massifs en forts blocs de pierre qui entourent le puits.

Le pont ou assise du cylindre résiste ainsi à des efforts de flexion. C'est un solide encastré par ses extrémités et chargé au centre d'un poids égal à la pression de la vapeur sur le fond du cylindre, plus le poids propre de celui-ci, etc. Cette pression est transmise de part et d'autre aux massifs d'encastrement, et si leur masse est assez grande, leur base assez large, leur liaison bien complète, si surtout la résistance du sol qui les reçoit est égale partout, l'appareil est alors dans des conditions d'établissement aussi bonnes que possible, quoique la fondation soit cependant comme scindée en deux parties qui ne présentent peut-être pas autant de garanties de parfaite stabilité qu'un seul massif servant de base au cylindre.

Mais si rien ne vient garantir cette résistance du sol, si au contraire sa composition semble faire craindre des éboulements, des tassements inégaux, si la liaison intime des maçonneries avec les terrains peut-être de natures diverses qui le composent ne peut s'opérer que difficilement; si ces maçonneries doivent alors prendre d'énormes proportions, et que l'on reconnaisse qu'il faut leur donner des développements créant pour ainsi dire un sol artificiel, alors, sans doute, on trouvera bien plus de véritables avantages économiques et même plus de garanties de sécurité, de durée et de bon fonctionnement en éloignant le cylindre du puits, c'est-à-dire en reportant ces pressions énormes là où on peut leur opposer un ensemble de fondations

plus homogène, et où il est possible d'exécuter des travaux de consolidation présentant une unité, une solidarité qu'il serait presque impossible d'obtenir quand l'orifice du puits vient déboucher au milieu de leur ensemble.

L'on dira maintenant que l'étude du sol sur lequel sont assises les machines du Bleiberg avait inspiré des doutes graves sur sa résistance, le foncement du puits ayant révélé une composition de terrain peu de nature, pensait-on, à supporter les efforts énormes exercés sur les fondations au départ du piston.

Pour être assurément dans de bonnes conditions d'installation, on résolut donc de conserver entièrement les dispositions des machines du Cornouailles.

Il est bon, du reste, de mentionner aussi quelques inconvénients des machines à traction directe qui contribuèrent à faire prendre cette décision, et dont l'un des plus graves réside dans l'obstruction plus ou moins complète de l'orifice du puits, surtout quand le cylindre est d'un fort diamètre.

Naturellement il importe de laisser cet orifice aussi libre, aussi dégagé que possible, car on doit fréquemment ou retirer ou laisser descendre des pièces à grandes dimensions et d'un poids très-considérable. La rupture d'un tuyau, d'un corps de pompe, le mauvais état d'une pièce de la maîtresse-tige exigent un remplacement facile et surtout prompt, et tout rétrécissement du puits apporte certainement du retard et de la gêne dans la manœuvre.

D'un autre côté, s'il est certain que par la création du système à traction directe, à haute pression et faible détente sans condensation, on ait singulièrement simplifié la construction des machines d'épuisement et réduit leur prix d'achat, il est évident qu'il n'en est plus tout-à-fait de même lorsque des appareils de condensation doivent être appliqués, et qu'en outre, l'emploi d'une forte détente exige l'adjonction indispensable d'un lourd balancier à contre-poids. Celui-ci est alors placé en contre-bas, logé entièrement sous le sol, et communique le mouvement aux appareils de condensation, enterrés plus profondément encore.

Il est évident que le travail à grande expansion exigeant la mise en mouvement de très-lourdes masses ou réservoirs de force vive, ce balancier est dès lors presque aussi chargé que le même organe transmettant intégralement à la maîtresse-tige la force déployée sur le piston; qu'il doit par conséquent recevoir des dimensions presque égales et être d'une construction aussi coûteuse quant aux difficultés d'ajustement, les bielles de

la pompe à air, de la pompe alimentaire, de la maîtresse-tige, etc., venant s'y articuler.

Quant aux chances de dislocation et de rupture naissant de la variation de l'intensité des efforts et surtout de l'instantanéité avec laquelle ils se produisent, il est évident qu'il est soumis à ces chocs tout comme le balancier des machines du Cornouailles, et que, pour des détentes très-fortes, il doit résister à des efforts qui ne sont guères moindres que ceux que supporte celui-ci, le contre-poids que porte une de ses extrémités recevant alors des proportions extrêmement considérables.

C'est, du reste, ce qu'a prouvé à l'évidence l'expérience de ces dernières années, une grande partie des balanciers à contre-poids qu'on avait négligé de garnir de fortes armatures en fer s'étant brisés les uns après les autres, et l'emploi de la fonte étant pour ainsi dire proscrit désormais dans leur construction, qui est devenue du ressort exclusif de la chaudronnerie. Aussi, quant aux chances de rupture, le mode actuel de construction donne-t-il maintenant tout autant de garanties pour le balancier du Cornouailles que pour celui à contre-poids sdes machines à traction directe.

Mais un reproche assez grave qu'on peut faire à la disposition à balancier en contre-bas part de la position qu'il assigne nécessairement à une partie des principaux organes de la machine, c'est-à-dire aux appareils de condensation et aussi d'alimentation. Ceux-ci sont alors placés bien au-dessous du sol du machiniste et enterrés dans une espèce de souterrain, hors de la vue et des soins journaliers qui préviennent si bien la détérioration des machines. On peut sans doute prévenir en partie les mauvais effets de cette position en leur procurant un facile accès et en donnant largement de l'espace, de l'air et de la lumière, qu'un désir trop excessif d'économie fait souvent négliger en restreignant autant que possible les dimensions, par conséquent les frais de premier établissement.

Il faut en effet, pour loger ce balancier et les appareils d'alimentation et de condensation, pratiquer d'ordinaire dans le sol de larges et profondes excavations, revêtues en maçonneries, assises sur de bons massifs et coûtant certainement plus que la forte muraille recevant les paliers des balanciers du Cornouailles et les planchers accessoires. Aussi, au lieu d'établir une chambre souterraine pour recevoir ces organes, on ne pratique souvent que des sortes de niches, où l'espace même nécessaire à la circulation qu'appelle le graissage et l'entretien journalier manque en partie, à plus forte raison celui qui est nécessaire aux petites réparations.

On conçoit dès lors que la visite des appareils qui y sont logés ne se fasse que le plus rarement possible et que les soins d'entretien leur manquent complètement. La graisse, la poussière, la rouille envahissent et rongent bientôt tout, et on s'aperçoit qu'un appareil fonctionnait mal juste au moment où il cesse de le faire. Il n'en est pas de même lorsque tous les organes restent autant que possible en vue et sont d'un accès commode. On peut alors exercer une véritable et complète surveillance, (et ce n'est pas entièrement le contrôle du machiniste que l'on désigne par là). Cette surveillance, si elle ne prévient pas toujours les ruptures, a au moins pour effet de faire tenir tout en bon état d'entretien, d'augmenter la durée des divers organes, de réduire autant que possible les frais de graissage et de petites réparations, et de conserver le plus grand effet utile.

Il est vrai de dire que la rupture de plusieurs balanciers à contre-poids eût pu être prévenue s'il eût été possible à l'ingénieur dirigeant de s'assurer journellement de l'état des articulations, des coussinets et des paliers de ces balanciers, du jeu de la cataracte, etc.

A simple vue, on peut dire que les machines du Cornouailles présentent sous ce rapport, par l'ensemble de leurs dispositions, des avantages pratiques qui ne sont pas à dédaigner. L'entretien et le remplacement de leurs organes seront toujours plus faciles à opérer, leur emplacement est d'un accès plus commode et l'étagement de leurs parties plus naturel que dans les machines à traction directe; il en est d'ailleurs des machines comme de presque toutes choses, il leur faut le grand jour, l'air et l'espace pour être dans un bon milieu.

Une opération assez désagréable et peu aisée dans les machines à traction directe est encore le remplacement des garnitures de la boîte à étoupes de la tige du piston. Aussi des fuites de vapeur annoncent-elles fréquemment le mauvais état de cette garniture, quand on descend dans ces cavités.

L'éloignement de la machine de l'orifice du puits présente encore des avantages quant à la température. Les chances de refroidissement des parois du cylindre sont certainement plus grandes quand il est placé au-dessus de celui-ci, que lorsqu'on l'établit dans une chambre bien close, où toutes les précautions sont prises pour entretenir une température élevée et constante.

Mais un avantage plus grand à porter au compte des machines du Cor-

nouaillés, est celui de pouvoir donner une vitesse différente au piston de la machine et à la maîtresse-tige, par suite de l'inégalité des deux bras de leur balancier.

La vitesse de relevée des lourdes masses formant la maîtresse-tige est alors inférieure à celle du piston, extrêmement grande au départ.

Cette inégalité des deux bras permet donc de donner aux pompes le diamètre et la course la plus convenables au bon effet, et les soustrait de cette dépendance, de cette solidarité les liant intimement à la course du piston dans les machines à traction directe.

A l'inspection de la planche 15<sup>bis</sup>, on peut voir qu'outre le grand balancier, moteur, les machines du Bleiberg sont encore pourvues chacune d'un fort balancier à contre-poids placé immédiatement sous le sol. Dans une machine à traction directe, on eût employé ce balancier à mouvoir les pompes alimentaires, etc. Sous ce rapport, elle eût donc présenté réellement l'économie d'un balancier. On a vu quelles autres considérations plus puissantes avaient fait passer par-dessus cet avantage tout-à-fait secondaire ici. On répétera que la nature du terrain dans lequel le puits est foncé a surtout servi de guide dans le choix qu'on a fait, et que l'expérience a tout-à-fait sanctionné. Quels embarras n'eût pas fait naître une machine à traction directe quand la mine a été submergée jusqu'à l'orifice par les eaux s'y engouffrant de l'extérieur!

Du reste, il est certain que pour des forces qu'on peut appeler moyennes, ce système est préférable pour son économie et sa simplicité, la question des fondations et de la nature du terrain pouvant se résoudre d'autant plus facilement alors que les efforts exercés sont moins considérables; c'est surtout du reste quand ces appareils d'exhaure sont à haute pression, sans détente ni condensation, qu'ils présentent de très-grands avantages sous tous les rapports.

La manière dont fonctionnent les machines d'épuisement et la disposition générale de leurs organes est tellement connues qu'on pourrait peut-être se dispenser d'entrer dans quelques détails à cet égard.

Cependant comme les planches 14, 15, 15<sup>bis</sup>, 16, etc., n'offrent aucune coupe de la machine, pour qu'il ne puisse se présenter à l'esprit aucun doute, nous indiquerons en traits généraux leur mode d'action et les principales circonstances de leur travail.

L'on sait que les eaux sont ordinairement rassemblées au fond de la mine dans un puisard situé souvent au bas du puits des pompes.

La pompe du fond, qui est aspirante et à piston creux, soulève l'eau jusqu'à la deuxième pompe, laquelle agit par refoulement et est munie d'un piston plein dit piston plongeur, ainsi que celles des étages suivants.

Au moment où le piston plongeur de chacune commence à s'élever, l'excès de hauteur ou redoublement donné à la colonne élévatoire se vide, et l'eau qui y est contenue s'écoule dans le corps de pompe correspondant, au fur à mesure que le piston fournit son excursion ascensionnelle.

Jadis l'eau soulevée se déversait d'étage en étage dans une bêche en madriers, dans laquelle aboutissait l'orifice d'aspiration, par conséquent la chapelle du corps de pompe. On se contente maintenant de surhausser la colonne ascensionnelle suivant un cube ou capacité un peu supérieure au volume du piston plongeur.

En effet, si l'on se représente un instant tous ces pistons accomplissant leur excursion descendante et foulant l'eau dans les colonnes, il est évident qu'à chaque corps de pompe la soupape inférieure ou d'aspiration est retombée sur son siège, la soupape de refoulement soulevée.

L'eau foulée par le piston, ne pouvant pénétrer ni dans la chapelle ni dans le corps de pompe supérieur, est donc obligée de se loger dans un réservoir quelconque, qu'on lui procure en surhaussant la colonne ascensionnelle d'une quantité suffisante au-dessus de l'orifice d'aspiration de chaque pompe y aboutissant.

De cette façon, du moment où le mouvement inverse commence et où la soupape d'aspiration s'ouvre, cette eau soulevée au-dessus du fond de la pompe s'écoule et vient agir contre la face inférieure du piston plongeur dans le sens du mouvement jusqu'à équilibre de niveau dans les deux capacités, l'aspiration alors faisant le reste.

☞ Tous les pistons étant attachés à une tige commune, il en résulte que leur élévation est simultanée, la pompe du fond élevant pendant ce temps un volume d'eau égal naturellement à la section de son piston multiplié aussi par la même course.

La direction du mouvement étant changée, la descente de tous les plongeurs refoule d'étage en étage une masse d'eau égale à leur volume, la pompe placée à l'étage supérieur amenant cette eau jusqu'à la galerie d'écoulement placée à la hauteur déterminée par la configuration du sol.

Pendant ce temps, le piston de la pompe soulevante, s'enfonçant dans l'eau qu'il vient d'aspirer, fait passer ce volume tout entier sur sa face supérieure.

Il reste à examiner maintenant le mode d'action de la vapeur donnant naissance à ce mouvement alternatif de va-et-vient.

Dans la course ascendante, le travail à exécuter réside presque entièrement dans l'élévation des pistons, maitresse-tige, etc., à une hauteur égale à la course des pompes.

La charge à élever est égale au poids de ces pistons, de la maitresse-tige et des organes de réunion, plus celui de la colonne d'eau soulevée par la pompe inférieure.

Nécessairement, dès que le puits est profond et la quantité d'eau à épuiser un peu considérable, on se trouve immédiatement en face d'un poids très-lourd à élever, d'un travail très-grand à accomplir.

Dans la course opposée au contraire, toutes ces masses que l'on vient de soulever redescendent librement, et le travail qu'elles développent étant employé à produire l'ascension de la colonne d'eau, l'action de la vapeur n'est dès lors pas appelée à concourir à ce travail.

Naturellement du moment où les plongeurs commencent à refouler l'eau, la résistance opposée à leur descente est égale au poids de toute la colonne d'eau depuis la première pompe foulante jusqu'à la galerie d'écoulement, puisque toute cette colonne agit contre eux en sens contraire du mouvement.

Supposant le poids de tous les attirails des pompes, maitresse-tige, etc., strictement égal à celui de cette colonne d'eau, les deux masses ramenées au repos il y aurait équilibre, et le mouvement descendant ne saurait prendre naissance, d'où la conséquence qu'il faut donner à la maitresse-tige et aux organes qui en dépendent un excès de poids sur celui de la colonne d'eau soulevée, excès de poids naturellement en fonction de l'intensité du frottement des pistons dans leurs boîtes à étoupes, de celui de l'eau contre les parois des tuyaux, etc.

L'ascension de l'eau dans les tuyaux étant donc déterminée par la chute de la maitresse-tige, et la vitesse qu'elle y prend par l'excès de poids de celle-ci sur celui de la colonne d'eau soulevée, le travail que la vapeur doit fournir devient facile à déterminer.

Ainsi les machines d'épuisement de cette nature sont nécessairement à simple effet, c'est-à-dire que l'action de la vapeur s'opère seulement sur une face du piston.

Or, comme le balancier renverse la direction du mouvement, c'est-à-dire

que la maitresse-tige s'élève lorsque le piston à vapeur descend, on voit que l'introduction doit se faire ici par le dessus, et que la vapeur doit agir seulement sur la face supérieur du piston. Remarquons ici qu'il n'y a pas de transformation du mouvement rectiligne alternatif en mouvement circulaire, qu'aucun organe ne limite l'amplitude des oscillations ni ne vient favoriser la détente de la vapeur en emmagasinant le travail en excès pendant la première partie de la course, effet produit par le volant dans les machines à rotation.

Cet effet est ici le résultat d'autres dispositions, et les organes de distribution destinés à développer autant que possible l'action de la détente permettent même à la pression de la chaudière de s'établir très-rapidement dans le cylindre par suite du démasquement instantané des orifices d'admission. Il en résulte que le fond du cylindre et les fondations ont subitement à résister dans ces grandes machines à des efforts énormes, efforts prenant presque les caractères d'un choc, et allant ensuite en diminuant d'intensité.

D'où ressort la nécessité de donner aux divers organes des dimensions très-larges, des ajustements très-solides, et capables de résister à la force exercée au départ du piston.

Dans les machines à rotation, nous avons dit que le volant par sa masse, mais surtout par la vitesse lui imprimée, favorisait l'action de la détente. Dans les machines d'épuisement, dont le mouvement est nécessairement très-lent, la vitesse fort bornée, où il faut se ménager la ressource d'établir des temps d'arrêt souvent très-marqués, on ne peut guère, si l'on veut profiter des mêmes avantages, qu'augmenter la grandeur des masses en mouvement ou réservoirs de force vive, la répartition de ces masses se faisant de telle façon que l'excédant de poids ou prépondérance de la maitresse-tige sur la colonne d'eau ne soit pas trop grande, ce qui occasionnerait une chute trop rapide, et une vitesse trop considérable de l'eau soulevée, l'expérience ayant fait reconnaître qu'un excédent d'un quinzième convenait le plus généralement au bon effet utile.

Partant de là, il est évident qu'on est alors conduit à donner à la maitresse-tige des dimensions et un poids bien plus considérable que celui correspondant à l'effort qu'elle a à exercer, ce poids, dans certaines machines, étant trois ou quatre fois plus grand que celui de la colonne d'eau et s'équilibrant par la masse placée au bout opposé du balancier à contre-poids relié au maitre-tirant.



On pourrait encore, par suite de ces circonstances, tirer un argument en faveur des machines du Cornouailles, car il est évident que les masses en mouvement y sont augmentées de tout le poids du grand balancier moteur, dont il convient aussi de tenir compte.

Nous répéterons ici que ce balancier permet de donner une course différente aux pompes et au piston à vapeur, ce qui permet d'assigner de part et d'autre soit la vitesse que l'expérience a fait reconnaître le plus convenable pour l'élévation de l'eau, soit celle suivant laquelle la détente se produit dans les limites assignées suivant les conditions les plus favorables.

En résumé, ce qui caractérise donc ces machines et leur mode d'action, c'est d'une part la grandeur, l'intermittence et surtout la variation dans des bornes qu'on peut nommer excessives des efforts exercés; de l'autre, les dimensions considérables et le poids énorme des masses en mouvement.

Dans les machines à rotation, la détente est souvent poussée au point de faire occuper à la vapeur 6 à 7 fois son volume primitif. Les machines de Wolff surtout présentent cet exemple; souvent elles n'admettent la vapeur que pendant un huitième et même un dixième de la course totale. Aussi donnent-elles de très-beaux résultats économiques, ainsi que l'on a eu déjà occasion de le mentionner précédemment.

Le désir d'obtenir un pareil résultat dans les machines du Bleiberg a dû cependant être subordonné à des considérations partant d'un autre ordre d'idées, et l'emploi de pressions initiales très-élevées, combiné avec une courte admission, n'a pas été complètement admis dès le principe.

En général, l'introduction n'a lieu ici que pendant la cinquième partie de la course et la tension est égale moyennement à deux atmosphères.

Si l'on suppose pour un instant dans ces machines la pression initiale égale à cinq atmosphères, l'ouverture de la soupape d'admission déterminerait l'établissement presque subit d'un effort de 340,000 kilog. environ, effort allant sans cesse en s'amointrissant et devenant presque nul à la fin de la course.

Certes, si la bonne construction et la solidité de l'appareil ont contraint à assigner à ses organes des dimensions devant lesquelles on s'étonne déjà, si l'on éprouve une sorte de crainte au mouvement de ces balanciers à contre-poids, de ces mattresses-tiges aux masses énormes, quelles proportions prendrait donc un appareil d'égale force, mais travaillant avec une pression

initiale trois fois plus élevée, et où la variation des efforts aurait lieu entre des limites d'une pareille étendue?

Sans aucun doute, une machine dans ces conditions pourrait être construite, pourrait marcher régulièrement, seulement, en cas de dérangement ou d'accident, la grandeur du danger croîtrait en raison directe de ces conditions de travail; et d'ailleurs, il reste peut-être encore à établir si l'économie de combustible résultant de cet état de choses compenserait la différence du prix d'achat résultant de cette augmentation considérable des dimensions.

La grandeur même de la machine a donc limité en quelque sorte la détente et la pression initiale. Les progrès continuels de la construction des machines résultant surtout de l'expérience acquise, permettront peut-être de dépasser des limites qu'une sage réserve s'est alors posée, et de réaliser des résultats économiques, quant à la consommation, qu'on n'a pas encore atteints maintenant.

Ces considérations qu'appelait le choix du système des machines suffiront à donner une idée générale sur leur mode d'action et les circonstances diverses de leur travail, sur lesquelles on aura, du reste, occasion de revenir dans le cours de cette description.

Nous croyons utile, avant de passer à l'examen du moteur, de traiter avec quelques détails des appareils d'exhaure proprement dits : pompes, piston, matresse-tige, etc., etc., la nature et l'intensité des résistances étant plus facile à saisir après cet examen.

La profondeur à laquelle se trouve placée la pompe soulevante dans chacun des puits est d'environ 97 mètres.

Nous disons les puits, car il en existe deux, sur chacun desquels est placé un appareil de la force de 250 chevaux. Ce second appareil est placé non-seulement dans la prévision d'un plus grand volume d'eau à extraire par suite de l'approfondissement des travaux, et peut marcher conjointement avec le premier, mais c'est, quant à présent, un en-cas, une réserve précieuse, car un dérangement contraignant à suspendre momentanément le jeu de la machine fonctionnant habituellement amènerait immédiatement l'inondation des travaux.

Trois jeux de pompe sont, quant à présent, installés dans chaque puits. Deux sont à pistons plongeurs et la pompe soulevante déjà mentionnée à piston] creux.

Chaque pompe foulante porte l'eau à environ 35 mètres de hauteur; quant à la pompe élévatoire, sa colonne ascensionnelle est d'environ 22 mètres.

Ces deux pompes étant remarquables et par leurs dimensions et par l'emploi de plusieurs dispositions exceptionnelles quant aux soupapes et aux pistons, nous les examinerons d'abord avec quelques détails avant de passer à leur mode d'installation et à celui de liaison des pistons à la maîtresse-tige.

En général on rencontre rarement dans les mines, même dans le Cornouailles, des pompes ayant un diamètre dépassant 60 centimètres. Cette dimension, qui accuse un volume d'eau très-considérable à épuiser, exige déjà l'emploi de moyens puissants et le déploiement d'une force exceptionnelle.

Cependant l'affluence de l'eau est ici tellement considérable qu'on a dû porter ce diamètre à un mètre, fait peut-être sans précédent dans les machines d'exhaure des mines.

Les pistons de ces pompes doivent ainsi, l'un dans sa course ascendante, les autres par leur chute, élever une colonne d'eau ayant une base de 0.7854, et des hauteurs respectives de 22 et de 35 mètres, c'est-à-dire un poids de 17,000 kilogrammes environ pour les pompes soulevantes et de 27,000 pour les pompes foulantes. D'un autre côté si, à la fin de chaque excursion des pistons, il ne se produit pas un temps d'arrêt bien marqué, il est évident que la retombée des soupapes sur leur siège aura lieu sous l'influence de ce brusque changement de direction, c'est-à-dire du retour de la colonne d'eau soulevée obéissant à l'appel du piston.

La fermeture n'a plus lieu alors en vertu seulement de l'excès du poids de ces soupapes sur celui d'un égal volume d'eau (le repos ou arrêt de la colonne soulevée supposant l'établissement de l'égalité de pression sur leurs deux faces), mais à la suite du choc terrible qu'amène la retombée de la colonne. Un arrêt trop peu marqué serait même sans effet à cet égard, car la vitesse acquise par l'eau soulevée n'est pas immédiatement détruite par l'arrêt du piston, elle tend à soulever la soupape pendant quelque temps encore, et la course ascendante s'opérant au départ avec une vitesse considérable, l'aspiration brusque qui en est la suite amène le retour subit de la masse d'eau, qui précipite alors les soupapes sur leur siège avec une violence proportionnelle à son poids et à cette vitesse.

On voit, d'après cela, que les parois des chapelles n'ont pas seulement à résister à la pression statique de la colonne, mais à des chocs répétés incessamment et de nature à ébranler, à disjoindre et briser tout l'appareil.

Non-seulement leurs dimensions, mais aussi leurs formes, doivent être combinées et établies de manière à présenter la résistance qu'appellent ces chocs destructeurs.

Les parois planes données ordinairement aux parois et aux portes de ces chapelles dans les machines de moyenne force ne pouvaient plus présenter ici aucune espèce de sécurité. Les dimensions de ces portes devaient être aussi réduites de beaucoup dans l'intérêt de la solidité de l'appareil. Une ouverture assez considérable pour qu'on pût y faire passer la soupape eût entaillé la chapelle dans une trop grande partie de son pourtour et annulé complètement les avantages attachés à la forme cylindrique lui donnée. Il fallait ici se contenter d'un regard par où l'on pût vérifier l'état intérieur.

D'un autre côté, les soupapes présentant une surface considérable à l'action ou pression de la colonne d'eau ne pouvant plus être employées sans s'exposer à un ébranlement continu de tout l'appareil et à des ruptures incessantes, leur écartement appelait encore l'emploi de formes appropriées à la circonstance et d'ajustements combinés en prévision de cet état de choses.

C'est ainsi que par leurs formes elles devaient se trouver comme en équilibre dans la colonne d'eau, présenter de larges dégagements à la masse affluente sans exiger une grande levée, et être d'un poids assez lourd pour que leur chute s'opérât promptement.

Nous avons dit que la pompe du fond était seulement soulevante. Placée au-dessus du puisard où se rassemblent les eaux de la mine, sa colonne d'aspiration a une hauteur de deux mètres environ.

Dans la descente de son piston, l'eau passe de sa face inférieure au-dessus de celui-ci; elle est soulevée dans la course suivante jusqu'à l'étage où fonctionne la première pompe foulante.

Les motifs principaux amenant cette disposition, assez générale du reste, sont les suivants :

Les pompes à piston plongeur, étant disposées seulement en vue du refoulement de l'eau, n'agissent pas avec la même efficacité pendant l'aspiration. Sans aucun doute, la levée de leur piston produit un appel de l'eau, mais elles ne sauraient aspirer à une aussi grande hauteur, comme on en donnera un aperçu.

D'un autre côté, leur installation est plus difficile; elles occupent plus d'espace, la chapelle contenant les soupapes d'aspiration et de refoulement étant de dimension considérable; leur assise exige souvent tout un système de travaux et d'assemblages qu'il est d'ordinaire impossible de placer au fond des puits.

Il n'en est pas ainsi pour la pompe à piston creux. Placée simplement

dans le prolongement de la colonne ascensionnelle, on peut l'asseoir facilement au-dessus du puisard, son tuyau d'aspiration lui servant de base. La bonté de son aspiration permet de donner à ce dernier une hauteur s'élevant jusqu'à 5 mètres, ce qui est un avantage appréciable surtout quand un dérangement se produit.

En effet, la soupape dormante et le piston se trouvant à une bonne hauteur au-dessus du niveau de l'eau, il devient souvent possible de les enlever avant que l'eau s'élève jusque-là, soit en les sortant par les portes des chapelles, soit en introduisant dans une anse ménagée à cet effet un crochet permettant de les retirer par le dessus pour les mettre en réparation.

En outre, si l'approfondissement des travaux ou toute autre cause exige que l'on descende la pompe plus bas, il n'est rien de plus facile que d'adapter un nouveau tuyau droit à la colonne ascensionnelle, et d'y boulonner la pompe, facilité que ne présentent pas au même degré les pompes à piston plongeur.

La pompe figurée planche 16 bis, est formée, comme on peut le voir :

1° D'un cylindre en fonte A doublé intérieurement d'un fourreau en bronze *a* bien alésé, ayant un mètre de diamètre intérieur et une hauteur de 3<sup>m</sup>45, permettant au piston d'accomplir une excursion ayant au minimum 2.85 mètres d'amplitude.

Le fourreau en bronze est destiné à garantir la pompe de l'action des eaux corrosives, qui l'auraient bientôt rongée au point de rendre un nouvel alésage nécessaire, et ôteraient de plus en peu de temps toute ténacité, toute résistance à la fonte.

Ce cylindre est muni à ses extrémités de brides *bb* permettant de le boulonner fortement d'une part à la colonne ascensionnelle, de l'autre à la chapelle de la soupape dormante.

Cette partie B, de forme tronconique jusqu'au siège de la soupape, se profile en cet endroit en un retour d'équerre B' servant d'assise à ce siège, et se termine par une partie cylindrique munie de brides CC recevant le tuyau d'aspiration. Celui-ci D (planche 16 ter) est pourvu vers le bas d'un renflement percé de trous ou narines permettant l'introduction de l'eau et s'opposant en même temps à l'entraînement des corps de forte dimension qui pourraient s'élever jusqu'à la soupape et en déranger le jeu.

Il est évident que l'évasement tronconique prenant naissance immédiatement au-dessus du siège de celle-ci est ménagé uniquement pour fournir

à l'eau aspirée un large dégagement à sa sortie de la soupape. Quatre fortes nervures garnissant cet évasement donnent aux parois la résistance que réclame l'accroissement de diamètre, l'épaisseur étant constante du haut en bas.

Un regard E de forme elliptique est pratiqué dans une faible portion du pourtour. Pour la facilité du joint, cette ouverture est disposée de telle façon que la petite porte ou couvercle puisse recevoir une forme plane.

Deux brides ou étriers *ff* en fer forgé s'arcbutant contre les parois extérieures de la chapelle sont munis dans le centre de deux douilles recevant les boulons *gg* qui, saisissant de la même façon le couvercle intérieur, le maintiennent en contact parfait avec le rebord *hh*. C'est ce qu'on nomme un joint autoclave, puisque la pression venant de l'intérieur et se dirigeant au dehors (qui est de 17,000 kilogrammes) contribue à le rendre étanche. Quant aux boulons, ils résistent à la pression atmosphérique agissant du dehors en dedans lorsque le piston, en montant, produit le vide derrière lui.

On peut, par ce regard, s'assurer de l'état de la soupape dormante, enlever les corps qui pourraient s'y introduire et la déranger, etc. Enfin, on peut aussi introduire par là un crochet dans l'anse G dont le siège est muni, crochet permettant de le soulever au moyen d'un engin quelconque, car son adhérence avec les parois devient telle, au bout d'un certain temps, qu'il faut un grand déploiement de force pour la détruire.

Le piston F est en fonte et coulé d'un seul morceau. Il est percé de huit ouvertures triangulaires *g* offrant à l'écoulement de l'eau un large dégagement.

Sur tout son pourtour est disposé une sorte d'anneau *h* en cuir embouti pouvant s'appliquer parfaitement contre les parois du corps de pompe. La hauteur de cet anneau étant de 0.26, une partie de son développement ayant 0.06 de hauteur environ peut être convertie en surface frottante.

Cette ceinture de cuir est maintenue au moyen d'une bague en fer forgé *i*, cylindrique extérieurement, conique dans sa circonférence intérieure, s'appliquant contre le cuir.

Le piston a reçu la même forme dans tout le pourtour sur lequel s'applique cette garniture, et si l'on conçoit la bague ou colier *i* capable de prendre un mouvement de translation de bas en haut, il est évident qu'on peut serrer le cuir contre la fonte du piston à mesure que l'usure se déclare.

Cet ajustement, qui est devenu une sorte de type, permet de retirer une garniture en mauvais état et de la remplacer facilement et promptement.

On remarquera que le collier *i* est maintenu et supporté au moyen d'un cercle en fer *j* pourvu de douilles ou oreilles dans lesquelles passent les boulons *ll*. En serrant les écrous dont ceux-ci sont munis, on imprime donc au cercle et au collier *i* un mouvement de translation vers le haut, donnant un nouveau degré d'énergie au serrage de la garniture contre la surface convexe du piston. Il est inutile de dire qu'il existe du jeu entre le collier *i* et les parois de la pompe, la garniture en cuir seule faisant joint.

Quand le piston en montant soulève la colonne d'eau, celle-ci, s'introduisant entre la partie en contact de la ceinture en cuir et le piston, pèse de tout son poids sur cette garniture, par conséquent l'oblige à rester en contact parfait avec les parois de la pompe.

La circonférence de cette garniture étant de 3.1416 et sa hauteur de 0.06, la surface supportant cette pression est donc égale à 0.1884 centimètres carrés; et, comme la hauteur de la colonne d'eau est d'environ 22 mètres, il s'ensuit que chaque centimètre carré est soumis à une pression correspondante tendant à rendre le joint étanche.

Quand le piston descend, l'équilibre s'établissant sur ses deux faces, la garniture alors ne fait plus joint, mais il est fort indifférent que l'eau s'écoule et passe dans la partie supérieure par les orifices démasqués par les clapets du piston ou par l'espace libre ou jeu existant entre la circonférence et la paroi *n* du corps de pompe; il y a même un frottement de moins.

Les soupapes *nn* sont formées de disques en cuir de forme hexagonale, armés intérieurement et extérieurement de plaques en tôles assemblées entre elles et avec le cuir au moyen de vis à têtes perdues. Chaque disque recouvre (voir planche 16 bis) une ouverture jumelle *gg*, et est pourvu d'un recouvrement d'environ 0.015 sur tout le pourtour de ces ouvertures, les armatures de fer permettant du reste au cuir de s'appliquer immédiatement sur la cloison scindant chaque orifice en deux parties. Une traverse en fer *O*, rectangulaire par le haut et arrondie dans la partie qui s'applique contre le cuir de manière à ne pas l'endommager par des arêtes trop vives, est disposée au-dessus de cette cloison, et maintient fortement les clapets au moyen des boulons *ll* traversant le piston de part en part, et leur permet de pivoter autour d'elle comme autour d'un axe.

Lorsque l'eau, forcée à passer dans la partie supérieure, vient presser contre ces clapets, ils s'élèvent en décrivant un mouvement de rotation comme s'ils étaient articulés à charnière, ce qui n'est guère admissible dans les pompes d'épuisement des mines, où de tels ajustements seraient détruits en peu de temps et ne se prêteraient ni à un démontage ni à un remplacement facile.

Des assemblages au moyen d'axe, de douilles, etc., n'auraient aucune durée, les articulations fonctionnant dans des eaux souvent corrosives étant bientôt déformées et hors de service.

La traverse O est munie de deux appendices *pp* forgés avec elles et destinés à limiter la levée des clapets ou soupapes (planche 16 bis, fig. 2).

Cette subdivision de la surface du piston en plusieurs orifices recouverts de clapets indépendants, tout en assurant un écoulement large et facile, permet de plus d'assigner à la levée de ces clapets une amplitude aussi faible que possible et offre en même temps à l'eau un large dégagement par toute la surface du piston, au lieu de la contraindre à s'échapper seulement vers la circonférence de la pompe.

L'amplitude de la levée est ici une chose très-importante, car elle assure un fonctionnement durable, en rendant presque nuls des chocs qui finiraient par ébranler et ruiner tout l'ajustement si les clapets, étant seulement au nombre de deux, devaient retomber de la hauteur considérable indispensable alors pour fournir une libre section d'écoulement. Il est évident, en outre, que pour assurer la force de résistance nécessaire à deux clapets de 50 centimètres de rayon environ, il faudrait donner à leurs armatures des dimensions et une épaisseur considérables, puisque chacun d'eux aurait alors la moitié environ de la colonne d'eau à supporter, charge agissant sur une surface dépourvue de points d'appui ailleurs qu'en son pourtour. L'augmentation de force qu'il faudrait leur donner correspondrait donc à une augmentation de poids, partant à des chocs plus grands et à une destruction plus rapide.

Supposons pour un instant quatre de ces clapets remplacés par un seul de forme triangulaire, et supprimons les cloisons intermédiaires. Il devient évident qu'un tel clapet devrait être fortifié d'une manière extraordinaire pour offrir non-seulement une résistance suffisante à la colonne d'eau qui pèse sur lui et tend à l'enfoncer, mais encore que la pression réagissant sur tous les points de son pourtour en contact avec le siège serait bien plus considérable par unité de surface qu'avec la disposition adoptée.



En multipliant donc ces points de contact avec la surface du piston, on assure au cuir une durée plus longue, l'usure étant naturellement proportionnelle à la pression.

Ainsi, d'une part, levée beaucoup plus grande, de l'autre, poids plus considérable, par conséquent chocs et vibrations plus intenses et plus destructeurs.

Avec un seul clapet on aurait un développement d'environ deux mètres 20 centimètres. Par la subdivision en quatre parties, on obtient pour chacun un contour de 1.00 mètre environ en contact avec le siège, ou, pour les quatre, 4 mètres à peu près. Supposant (pour rester dans les mêmes conditions) le recouvrement égal dans les deux cas, on a d'une part, une surface de  $2^m20 \times 0.015 = 0.03300$ , de l'autre  $4.00 \times 0.015 = 0.06000$  ou 330 et 630 centimètres carrés; la hauteur d'eau étant de 22 mètres et agissant sur une surface supposée égale dans les deux cas à 0.2070 centimètres carrés, il s'ensuit que les clapets sont précipités sur leur siège quand le piston s'élève sous l'influence d'un poids de 4354 kilog., ce siège ayant d'une part 660 et de l'autre 330 centimètres de surface.

Le piston est percé dans le centre d'un trou cylindrique destiné à recevoir la partie en fer de sa tige F.

Ce trou a dans sa partie inférieure un diamètre plus grand que dans le dessus, la douille supérieure faisant ainsi saillie et offrant une retraite ou épaulement circulaire. La tige, bien tournée au diamètre de la douille supérieure, est munie vers le milieu de sa hauteur s'engageant dans le moyeu *e*, d'une rainure ou évidement circulaire K. Une bague en fer *s* en deux pièces, dont l'épaisseur est égale à la profondeur de cette rainure plus la saillie du trou supérieur du piston sur le dessous, est logée partie dans cette rainure, partie dans l'espace libre entre la tige et le moyeu.

Pour y parvenir, il suffit après avoir emmanché la tige dans le piston, de la pousser à fond de manière à faire sortir par le bas la rainure y ménagée. On y place la bague, on retire la tige, et cette bague venant s'épauler contre la saillie, empêche désormais la tige de sortir du piston pendant le mouvement ascensionnel, c'est-à-dire quand le travail a lieu et que la résistance se produit.

Quant à l'autre période du travail, une clavette *t* réunissant la tige au corps du piston procure la résistance nécessaire, celui-ci n'ayant à vaincre en descendant que les frottements, sauf pendant un instant très-court où les

clapets ne sont pas encore ouverts, et où la pression sous le piston doit être en léger excès sur celle agissant par dessus.

La tige, cylindrique dans toute la partie engagée dans le trou du piston, devient méplate, puis se bifurque et prend la forme d'une fourche II. Une pièce de bois de sapin J, sans nœud ni défaut, s'engage entre les deux branches de cette fourche, à laquelle elle est fortement réunie par une série de boulons à vis *v v*. Cette pièce est assemblée en trait de Jupiter, avec celles qui forment son prolongement, et le tout est fortifié et réuni intimement au moyen de larges bandes en fer serrées par des boulons. Nous reviendrons, du reste, sur cet assemblage, en parlant de la construction de la maîtresse-tige.

L'effort de traction auquel cette tige doit pouvoir résister pendant la course ascendante est égal au poids de la colonne d'eau soulevée, ajouté au sien propre et à celui du piston, plus les frottements. Quand au contraire le piston descend, la résistance opposée au mouvement n'est évidemment égale qu'aux frottements de la garniture, etc., sauf pendant le court instant où les clapets sont encore fermés au moment du changement de direction.

La résistance opposée à leur ouverture est égale alors au poids de la colonne d'eau pesant sur leur surface, puisqu'il faut la soulever pour déterminer cette ouverture.

La force tendant à déterminer la descente est de son côté égale au poids de toute la colonne d'eau pesant sur la surface entière du piston, plus le poids des tiges et appareils.

La surface totale des clapets est d'environ 3500 centimètres carrés; celle du piston de 7500 centimètres environ, déductions faites de la tige, etc.

Ainsi la descente a donc lieu sous l'influence de la charge déterminée par cette différence des surfaces, et la tige n'a pas ici à agir par son poids ou par compression pour produire la levée des clapets.

Son équarrissage étant de 0.0900 centimètres et sa longueur de 38 mètres, on a environ 1710 kilog. pour poids des pièces de sapin entrant dans sa construction. Quant aux armatures en fer, boulons, etc., elles pèsent à peu près 800 kilog., auxquels il faut ajouter aussi le poids du piston, qui, tout compris, ne s'élève pas à moins de 717 kilog., soit un total de 3227 kilog.

D'un autre côté, on a vu que la pression de 17,000 kilog. existant sur le piston réagissait sur la ceinture en cuir ou garniture de ce dernier, dont la circonférence est de 3.1416 mètres. Elle développe donc une résistance équi-

valente au frottement de glissement prenant naissance sous son influence, les surfaces frottantes étant, d'une part, le fourreau en bronze, de l'autre le cuir mouillé du piston. Le rapport du frottement à la pression étant de 0.36 environ, on a théoriquement, en négligeant le frottement de l'eau dans les tuyaux, 1424 kilog. environ pour cette partie de la résistance pendant l'ascension.

Ainsi la tige doit supporter en tout, pendant la levée, un effort de traction égal à  $17,000 + 1424 + 3227$  environ, soit donc 21651 kilog. environ.

Sa section transversale étant de 900 centimètres carrés, on a donc pour effort supporté par chaque centimètre  $2\frac{1}{2}$  kilog. environ.

Nous avons dit que, pour atténuer autant que possible les chocs qui se produisent à chaque changement de direction du mouvement, la soupape dormante devait être construite de manière à retomber sur son siège en vertu seulement de l'excès de son poids sur celui d'un pareil volume d'eau.

La pression exercée par la colonne soulevée ne devant s'exercer qu'avec le moins d'intensité possible, il faut que les surfaces qui y sont soumises soient réduites autant que faire se peut, ou disposées de telle sorte que cette pression n'agisse pas seulement de manière à produire la chute.

Les soupapes de Hornblower employées pour la distribution de la vapeur, étant justement dans les conditions précédentes, avaient déjà été employées très-avantageusement dans des circonstances presque identiques.

Il suffisait de leur faire subir ici quelques modifications de forme, de changer quelques ajustements, indiqués par les enseignements de l'expérience, pour les approprier à cette destination.

Cette soupape est dite à double siège, parce que sa levée démasque un double orifice d'écoulement, circonstance révélant tout d'abord un avantage précieux, celui d'une levée réduite de moitié.

La partie *a'a'* est un cylindre en fonte appliqué sur le retour d'équerre de la chapelle constituant son assise. Le diamètre de l'orifice est naturellement égal à celui du tuyau d'aspiration, circonstance d'où proviennent les évasements *B·B·* de la chapelle.

Cette partie du siège présente, par sa face supérieure, une rainure *b·b'* ou entaille circulaire dans laquelle sont fortement engagés des coins en bois, bien dressés de niveau. Six fortes nervures *C·C'*, prenant naissance à cette partie et rayonnant vers le centre, la réunissent à l'espèce de plateau circulaire *d·d'* en forme de cloche renversée formant le siège supérieur.

La même rainure que celle dont il vient d'être parlé existe sur tout son pourtour, ainsi que la garniture en bois. Avec chaque nervure sont venues de fonte les parties  $g'g'$  en forme de fragments de circonférence ; elles sont soigneusement tournées et doivent servir de guides à la soupape et la maintenir bien dans l'axe de la pompe et dans la verticale. Le plateau  $d'd'$  est surmonté d'une sorte de cylindre destiné d'abord à guider aussi la soupape dans laquelle sa partie  $i'i'$  se meut et s'emboîte exactement, et ensuite à recevoir l'anse G au moyen de laquelle on peut soulever le siège. C'est une espèce d'enboîtement constituant deux cylindres jouant l'un dans l'autre.

La soupape présente à première vue la forme d'une cuve renversée  $m.m'$ , reposant non-seulement par sa partie inférieure, mais aussi par le dessus sur la garniture en bois du double siège.

Le centre est une sorte de cylindre  $i'i'$  doublé en bronze dans la partie en contact et relié au corps par huit nervures  $j'j'$  laissant entre elles un espace suffisant au dégagement de l'eau arrivant quand la surface de contact a quitté le siège supérieur  $e'$ . Quant à la cuve, on a ménagé vers le bas, sur tout son pourtour intérieur, six parties doublées en bronze, bien alésées, et en contact parfait avec les guides ou fragments de circonférence  $g'$  que portent les nervures du siège, de manière à lui assurer une stabilité parfaite pendant la levée. Des dispositions prises pour prévenir toute déviation dans la levée de ces soupapes et les maintenir suivant l'axe de la pompe dépend en grande partie leur efficacité ; car il ne faut pas perdre de vue ici que, du moment où il y a double siège, il y a aussi double chance de fuite. La cuve repose par le rebord  $n'$  sur le siège inférieur en bois. On remarquera qu'elle est fortifiée au moyen d'une série de huit nervures s'unissant par le haut à l'espèce de couronne surmontant la partie en contact avec le siège supérieur. Le jeu de cette soupape est maintenant facile à saisir. Il est évident que, du moment où le piston a produit un vide partiel dans la partie supérieure de la chapelle et du tuyau ascendant, la pression atmosphérique devenant supérieure à la pression intérieure, l'eau s'élève dans ce tuyau, vient presser contre la surface courbe annulaire constituant le fond de la cuve, la force à s'élever verticalement, et s'écoule ensuite dans la chapelle par les deux orifices annulaires démasqués à la suite de cette levée. Mais cette pression de l'eau ne s'exerce pas seulement contre la face bombée de la cloche, elle réagit aussi (surtout à la mise en train) contre le plateau en cloche  $d'd'$  du siège en raison de la surface exposée à son action,

surface bien plus considérable que celle de la soupape. Il y a donc en même temps tendance au soulèvement du siège, qui ne peut demeurer simplement appliqué sur le rebord B'B' de la chapelle. Pour empêcher ce soulèvement, on a disposé le tirant ou forte tige en fer forgé O', traversant la partie cylindrique du plateau, contre laquelle il est épaulé en  $p'$ . Vers le bas, un étrier en fer, disposé contre deux saillies du tuyau aspirant, reçoit dans une douille centrale sa partie inférieure. Le boulon à vis  $n'$  convenablement serré, l'effort exercé contre le plateau se transmet au tirant et à la traverse du bas, qui ne peut être soulevée, et le siège est alors garanti contre tout effort de ce genre.

L'on a indiqué la disposition par laquelle la cuve ou partie mobile de la soupape était guidée suivant la verticale pendant sa levée. Une autre disposition a été prise pour prévenir autant que possible les fuites par le double siège auxquelles pourrait donner lieu une autre cause que nous allons indiquer.

Il est évident que si les mêmes points du siège et de la soupape demeureraient toujours en contact, au bout d'un certain temps les battements répétés de cette dernière auraient pour ainsi dire imprimé sa forme dans la garniture en bois. Il est bien vrai que dès l'abord les deux faces sont parfaitement dressées et planes; mais, au bout d'un certain service, il n'en serait plus ainsi : il se produirait comme une espèce d'emboîtement de la soupape dans le siège, les creux d'une part correspondant parfaitement avec les reliefs de l'autre, le tout suivant la résistance plus ou moins grande des parties en contact.

Qu'on suppose maintenant un léger changement de position de la soupape, un petit mouvement de rotation, par exemple: dès lors toute l'économie du système est dérangée; il n'y a plus joint, et l'eau peut repasser abondamment.

Ce mouvement de rotation qui peut occasionner une perte d'effet utile considérable, on l'a utilisé, on a cherché à le produire au contraire, pour empêcher les fuites. Seulement, au lieu de le rendre accidentel, intermittent, on en a fait une chose permanente. Il est évident, en effet, que si à chaque levée la soupape tourne d'une petite fraction de sa circonférence, jamais les mêmes points du siège et de sa surface ne seront en contact. Il y aura dès lors comme un rodage continu de celle-ci; s'il y a pénétration de la fonte dans le bois, ce sera d'une manière uniforme, avec une usure qu'on pourrait appeler symétrique. Ce mouvement de rotation est produit au moyen des nervures  $j'j'$ . Au lieu d'être perpendiculaires à la direction verticale de

l'eau, on les incline de manière à ce qu'une partie de leur surface fasse résistance contre le courant aspiré. D'un autre côté, la façon dont elles rayonnent du centre vers la nervure circulaire  $t't'$ , à la façon des directrices d'une turbine, permet d'utiliser cette résistance, de la transformer, et de changer l'action verticale en un mouvement de rotation ayant une durée égale à celle de l'arrivée de l'eau.

Pour donner une idée de la différence d'action (quant à l'aspiration) entre cette pompe et celle à piston plongeur, nous déterminerons rapidement l'influence de l'espace nuisible de part et d'autre.

Si l'on suppose la pompe arrêtée pendant quelque temps, il est évident que pour remettre en train il faut produire le vide dans le tuyau aspirateur et dans l'espace libre de la chapelle compris entre le piston et la soupape. La pression exercée alors sur les soupapes ou clapets du piston est égale au poids de l'atmosphère, auquel il faut ajouter le poids propre de ceux-ci. Pour qu'ils puissent se soulever et fournir passage à l'air enfermé dans la chapelle, il faut donc qu'il y ait compression de celui-ci, que l'effort exercé de bas en haut soit supérieur à celui agissant en sens opposé. Ainsi on ne peut éviter qu'à chaque descente du piston il y ait compression de l'air entre sa face inférieure et la soupape dormante. De sorte que la résistance opposée à la levée de celle-ci pourrait être estimée ainsi qu'il suit, le poids des clapets du piston étant de 40 kilog. environ.

La course moyenne de la pompe étant de 2 mètres 85 et son diamètre de 1 mètre, nous avons, pour le volume engendré par son piston, 2.23 mètres cubes environ. L'espace libre rempli d'air à la pression atmosphérique de la chapelle est, d'autre part, égale à 0.9000 environ, en considérant celle-ci comme un tronc de cône à base parallèle et toute déduction faite. La pression de cet air dans la chapelle et dans le corps de pompe à la fin de la course sera donc  $\frac{0.09 \times 1.03}{3.13} = 0.30$  kilog. par centimètre carré environ.

D'un autre côté, la surface de la soupape sur laquelle cette pression agit peut être représentée par une zone annulaire ayant les diamètres (0.94—0.56) = surface 0.4476 centimètres carrés, ce qui donne une pression de  $4.476 \times 0.30 = 1342$  opposée à la levée de la soupape, à laquelle il faut ajouter 230 kilog., poids de celle-ci, ou, en tout, 1572 kilog. La pression atmosphérique agissant en sens contraire pour produire la levée s'exerce sur une surface dont les diamètres sont 0.864 et 0.66, ce qui donne pour section 0.2444 et pour pres-

sion  $2441 \times 1.03 = 2514$  kilog. L'excès de pression résultant de cet état de choses procurera donc une levée relativement prompte de la soupape dormante, et, ce qui est plus important, permettra au besoin de donner à la colonne aspirante une assez bonne hauteur au-dessus du puisard, puisque la pression sous l'influence de laquelle se produit l'aspiration est au moins égale à 0.70 kilog. par centimètre carré. La hauteur de cette colonne étant ici de 1 mètre 80 environ, nous avons donc un poids de 1413 kilog. ou  $\frac{1413}{7854} = 0.17$  kilog. environ par centimètre carré. Ainsi il reste en définitive un excédent de charge égal à 0.50 kilog. environ par centimètre carré.

La colonne ascensionnelle de cette pompe a environ dix-huit mètres de hauteur; elle est divisée en six tuyaux de trois mètres chacun. Un septième tuyau ouvert au sommet s'élève au-dessus de l'orifice par lequel l'eau soulevée s'introduit dans la première pompe foulante, et constitue ce qu'on nomme le redoublement de la colonne. Comme le plongeur de la pompe foulante s'élève et aspire alors même que l'eau est soulevée par le piston de la pompe inférieure, ce redoublement a surtout pour effet de hâter la levée de la soupape d'aspiration, sur laquelle agit alors une charge proportionnelle à la hauteur d'eau contenue dans le tuyau qui le constitue. Ce que l'on a eu occasion de dire précédemment quant aux difficultés que présentait la nature du terrain, trouve ici sa preuve dans la charpente compliquée et coûteuse ou pont qu'on a dû édifier pour asseoir la pompe foulante et la chapelle. Cette instabilité du terrain a nécessité aussi l'établissement de joints compensateurs, tels que celui indiqué planche 16 ter. Il est évident qu'on ne peut asseoir la pompe soulevante d'une manière aussi stable, aussi inébranlable que celles des étages supérieurs, sa position dans le fond des travaux au-dessus ou dans le voisinage du puisard, étant un obstacle insurmontable à cet égard. Ses attributions d'ailleurs ne comportent pas un établissement pareil, certaines circonstances, telles que l'approfondissement des travaux, exigeant son déplacement. Elle est donc bien plus soumise aux tassements et aux mouvements de terrain qui peuvent s'opérer que les autres appareils, et si sa réunion avec la colonne ascensionnelle était invariable, il est évident qu'il en résulterait des tensions de nature à casser les joints, et peut-être même les brides des tuyaux.

Ces ruptures sont en partie prévenues au moyen du joint dont il vient d'être parlé. Le tuyau A de la colonne ascensionnelle est soigneusement

tourné dans sa partie inférieure, qui ne porte par conséquent pas de brides. Le tuyau C, évasé par le haut de manière à constituer une boîte à étoupe, est muni d'un collet à quatre oreilles et d'un presse-étoupe, et reçoit le premier. Une garniture en chanvre l'entoure, et, serrée au moyen des quatre boulons que porte le presse-étoupe forme un joint bien étanche, mais permettant aux allongements de se produire librement, toute la partie inférieure pouvant ainsi descendre sans qu'il y ait ni tension anormale ni perte d'eau.

La pompe foulante est assise sur un soubassement cylindrique E qui lui sert en même temps de fond. De cette façon, la pompe et la chapelle avec sa colonne ascensionnelle ne sont pas installées à deux niveaux différents, ce qui eût rendu plus difficiles encore à établir les assemblages de la charpente qui la supporte.

Le corps de pompe lui-même est en deux pièces. La partie supérieure A (planche 16 ter) est entièrement cylindrique et porte la boîte à étoupe; le dessous B est coulé avec la chapelle de la soupape d'aspiration, et constitue ce qu'on nomme la pièce en H. Au-dessus de cette chapelle, de forme tronconique comme celle de la pompe soulevante, s'élève celle de la soupape de refoulement C, unie immédiatement à la colonne ascensionnelle. La bride inférieure *a* de la pièce B est réunie à la colonne de la pompe soulevante au moyen d'un tuyau en T renversé qui, boulonné à la grande plaque d'assise F, sert lui-même de base à toute la colonne montante. Les brides de toutes ces parties sont fortement consolidées au moyen d'une série de nervures *e* régnant sur tout leur pourtour, car elles ont souvent à résister à des vibrations très-intenses. Le piston ou cylindre plongeur bien tourné sur toute sa surface est aussi pourvu d'une forte bride ou plateau G relié au corps au moyen des nervures *ff*.

Cette bride s'assemble avec une entretoise en fonte F réunissant les deux mattresses-tiges *x*, et sur laquelle on aura occasion de revenir. L'ouverture laissée dans le bas, et fermée au moyen du couvercle *h* assemblé au mastic de fonte, a seulement pour but de rendre plus faciles les opérations du moulage, etc., etc. Un jeu considérable existe entre la limite extrême de l'excursion du piston et le fond de la pompe. Ce jeu a une double destination. L'amplitude de la course du piston à vapeur n'étant bornée matériellement par aucun organe mécanique, il est nécessaire de laisser un espace libre considérable dans le cylindre pour empêcher une rupture du fond ou du couvercle quand l'excursion se prolonge trop.



Un espace libre correspondant doit donc exister dans les pompes, soumises à des variations de course proportionnelles et dont la limite extrême est le boisage d'arrêt. D'un autre côté l'eau, en s'élevant, entraîne souvent avec elle de la vase, du gravier, etc., qui viennent se déposer dans le fond de la pompe, et s'y amoncellent au bout de quelque temps. Il faut donc ménager une espèce de poche de capacité assez grande pour recevoir ces matières et les enlever de temps en temps. Les deux chapelles B et C sont semblables pour la forme à celle de la pompe soulevante et pourvues des mêmes regards et d'ajustements semblables. Les deux soupapes et leur siège sont aussi parfaitement identiques quant à la forme, la matière et la construction, à celle qui a été déjà décrite. Nous avons parlé du redoublement dont est pourvue la colonne ascensionnelle de la pompe soulevante. L'eau peut s'y élever à un niveau supérieur d'environ 2.50 mètres à celui du fond de la pompe foulante; quand le plongeur commence à s'élever, la levée de la soupape d'aspiration s'opère évidemment sous l'influence d'une charge égale à la différence existant entre cette hauteur d'eau agissant de bas en haut plus la pression atmosphérique, et la pression existant dans l'intérieur de la chapelle agissant en sens contraire.

Si l'on suppose la machine en train de battre les premiers coups de piston, et qu'on tienne compte du grand espace libre rempli d'air existant entre les deux soupapes et le piston, il est évident que la levée du plongeur produira bien une raréfaction de l'air, mais que la pression existant encore sur la soupape, plus le poids de celle-ci, ne permettront pas à l'aspiration de produire immédiatement; il faut un effort supplémentaire pour que cet effet puisse s'accomplir aussitôt que le piston s'élève.

En effet, la surface de la soupape sur laquelle s'exerce la pression existant dans l'intérieur, supposant tout l'espace libre rempli d'air à la pression atmosphérique, est égale à

$$3.1416 \left(\frac{1.02}{2}\right)^2 - 3.1416 \times \left(\frac{0.636}{2}\right)^2 = 0.4995 \text{ centimètres carrés.}$$

Opérant de même, on trouvera que la section de la soupape sur laquelle agit pour produire le soulèvement, soit la pression atmosphérique, soit tout autre effort, est égale seulement à 0.3063. Les volumes de l'espace libre compris entre les deux soupapes et entre le fond du plongeur et celui de la pompe, plus celui du tuyau de réunion, peuvent s'évaluer à 2.70 mètres cubes environ, capacité occupée par de l'air à 1 kilog. 0.3 de pression. D'un autre côté, le volume engendré par la levée du plongeur est d'environ 2.23 mètres

cubes pour la course moyenne de 2.85. La pression existant à la fin de la course dans le corps de pompe et dans les chapelles sera donc  $4.93 : 2.70 = 1.03 : \varphi = 0.56$  kilog. environ.

On aura  $4995 \times 0.56 = 2797$  kilog. + 230 poids de la soupape = 3027 kilog. pour pression opposée à la levée de la soupape d'aspiration.

D'un autre côté, supposant la levée déterminée par l'influence de la pression atmosphérique seule, il vient pour effort soulevant  $3063 \times 1.03 = 3154$  kilog.

Si l'on y ajoute les frottements contre les guides, etc., ce n'est donc qu'à la fin de l'excursion du plongeur que la soupape fournirait seulement passage au liquide, si l'influence de la hauteur d'eau existant dans le redoublement de la colonne ne l'y contraignait dès le commencement de sa levée. Il est certain, du reste, que cet effet n'a lieu qu'à la mise en train, et que la pompe étant purgée d'air autant que possible, l'eau s'y introduit alors avec plus de facilité; mais il n'est pas moins vrai de dire, et c'est là ce qu'on a cherché à établir par les relations précédentes, que ces pompes foulantes sont peu propres à être employées pour l'aspiration, et que cette cause seule devrait leur faire préférer la pompe soulevante pour la partie inférieure des travaux. Du reste, il faut tenir compte aussi de la différence de surface que présentent les soupapes aux pressions contraires agissant sur chacune d'elles, la résistance de l'air enfermé dans le corps de pompe ou la contrepression, s'exerçant sur une superficie sensiblement plus grande que celle sur laquelle agit la force soulevante. Si l'on supposait le joint que présente la garniture en bois peu efficace pour s'opposer au passage de l'air, les circonstances ne seraient pas meilleures, car alors il n'y aurait plus d'aspiration.

Quant à l'espace libre dont il vient d'être parlé, il faut remarquer qu'il est réduit à sa stricte limite, et qu'il ne saurait en être autrement. En effet, si quelque dérangement arrivé à la soupape d'aspiration nécessite une visite du siège, il faut bien qu'on puisse soit visiter la cuve sans démonter la chapelle, soit rétablir en bon état quelque partie de la garniture en bois des sièges; etc., et, pour y procéder, il faut disposer d'un espace libre rendant cette opération praticable. D'un autre côté, si par suite de quelque rupture ou pour tout autre motif, il devenait nécessaire d'enlever et de retirer la soupape, il est nécessaire d'avoir une anse à forte dimension et solidement fixée dans laquelle on puisse introduire le crochet destiné à soulever l'appareil. Enfin, et c'est le principal et le plus impérieux motif, il faut fournir à l'eau refoulée de larges conduits d'évacuation que les soupapes ne viennent pas

obstruer, et en même temps les soustraire à l'action pernicieuse que la direction d'abord horizontale du courant pourrait diriger contre elles. Il est évident que si la soupape de refoulement était logée plus bas, et celle d'aspiration exhaussée, elles diminueraient la section d'écoulement de l'eau, gêneraient sa libre direction, et auraient sans doute elles-mêmes à souffrir à chaque changement du piston.

On remarquera que les sièges des soupapes sont rendus solidaires au moyen du tirant bifurqué *pp*, assemblé à boulon et écrou aux nervures *zz* de la soupape de refoulement et par le boulon forgé avec l'anse *y* au siège de la soupape d'aspiration.

Lorsque le piston changeant de direction tend à fouler l'eau dans la colonne ascensionnelle, il faut que la pression agissant de bas en haut sur la cuve soit supérieure au poids de la colonne d'eau pesant au-dessus, dont la hauteur est d'environ 38 mètres, et le diamètre est égal à 1 mètre 20 centimètres (ce supplément de diamètre est donné pour qu'on puisse retirer par le haut les soupapes, leur siège, etc., sans rien démonter de la chapelle, ni de la colonne, chose impossible, du reste, quand on est submergé à une grande hauteur dans le puits). On a donc un poids de 29,845 kilog. à soulever à chaque retombée de la maîtresse-tige, soit une pression de 3 kilog. 7 par centimètre carré de la surface de la soupape y exposé.

Cette surface étant de 6538 centimètres carrés, il s'ensuit que la pression qui s'oppose à sa levée est de 24190 kilog., et que l'effet tendant à la soulever doit être tout au moins égal.

Or, l'intérieur de la soupape présente à l'effort déployé à la descente des plongeurs, une surface de 3633 centimètres carré, sur laquelle s'exerce une pression de  $\frac{24190}{3633} = 6$  kilog. 6 à peu près par centimètre carré.

La surface du plateau ou table en cloche du siège étant de 0,6221, il se produira par conséquent contre celui-ci un effort de soulèvement de 40090 kil. environ au moment où la soupape se lèvera, car il est évident que cette pression de 6 kilog. 6 nécessaire au soulèvement de la cuve s'exercera sur toutes les faces de la chapelle, tandis que la pression qui tend à maintenir ce siège en place ne sera que de 17000 kil. Il y aurait donc une différence d'effort égale à 23000 kilog. environ tendant à le soulever, si le tirant dont nous venons de parler ne rendait ce siège solidaire de celui de la soupape dormante, auquel il est uni intimement. L'effort agissant de bas en haut pour

soulever le premier, s'exerçant au contraire de haut en bas sur celui-ci tend à le presser contre l'assise de la chapelle.

Ainsi c'est en vain qu'un effort supérieur au poids de la colonne d'eau reposant sur lui cherche à soulever le siège de la soupape de refoulement. Cet effort, transmis par le tirant P à la partie inférieure, est détruit par la pression contraire tendant à écraser celle-ci. Du reste, à la mise en train, ces différences d'efforts sont encore bien plus sensibles, et c'est alors surtout que cette armature établissant la solidarité devient indispensable.

Ordinairement les pompes sont assises sur une sorte de pont en charpente composé de poutres d'un fort équarrissage, encastrées de part et d'autre, soit dans la maçonnerie du cuvelage, soit dans la roche composant les parois.

Du moment où la nature du terrain présente les garanties de stabilité nécessaires, il est inutile de recourir à d'autres moyens et l'on n'a pas besoin pour obtenir des garanties de solidité et de durée, d'établir des constructions coûteuses et difficiles comme celles qu'il fallu édifier ici.

Le terrain dans lequel le puits est foncé n'étant pas de nature à résister aux efforts considérables auxquels cette assise des pompes est soumise, il devenait impossible de lui faire supporter le poids des colonnes d'eau, des tuyaux des pompes, etc., par encastrement des charpentes dans les parois, les efforts brusques et les chocs violents et contraires auxquels doivent résister les pompes et les chapelles suffisant d'ailleurs à fausser en peu de temps tous les assemblages et à amener des dénivellations et des ruptures continuelles.

On a donc évité autant que possible de faire porter directement la charge à la maçonnerie et au terrain des parois, qui n'auraient pas tardé à céder et l'on s'est efforcé en arc-boutant le pont en charpente contre ces parois, de reporter contre elles toute la pression, à la façon dont les voussoirs d'un pont agissent contre les culées.

En vain ces parois tendent-elles à se refouler, à s'écarter sous la pression qu'elles subissent. Toute la construction, en forme de coin et assemblée de telle façon qu'elle forme un tout inébranlable, descend perpendiculairement à l'axe du puits et de la maîtresse-tige sans dénivellation ou tassements inégaux. Pour éviter les tensions et les tiraillements pouvant résulter d'un tel mouvement, chaque colonne foulante est pourvue d'un joint à dilatation, permettant les allongements, et prévenant ainsi toute rupture de tuyau et de joint.

Il nous reste maintenant à parler de la matresse-tige YY (planches 15 et 15 bis), du mode d'assemblage des plongeurs et du piston de la pompe soulevante avec les pièces de bois dont elle est formée, ainsi que de la disposition par laquelle elle est reliée au balancier à contre-poids. Scindée en deux parties constituant à vrai dire deux matresses-tiges se prolongeant jusqu'au fond du puits (voir planche 15 et 15 bis), chacune d'elle est formée de pièces de bois présentant un équarrissage de 0.68 centimètres sur 0.30, assemblée comme d'habitude en trait de Jupiter, et armées d'un bout à l'autre, sur les quatre faces, de fortes bandes en fer ayant 0.15 centimètres de largeur et une épaisseur de 0.025 environ.

Ces bandes ne sont pas seulement assemblées bout à bout et réunies au moyen de boulons aux pièces de bois, mais elles sont rendues solidaires l'une de l'autre et sont pour ainsi dire d'un seul morceau sur toute la hauteur du puits au moyen de l'assemblage suivant : Terminées aux deux bouts par un appendice ou saillie semi-circulaire de 0.15 de diamètre venu de forge, on obtient, en rapprochant les extrémités inférieure et supérieure de deux bandes contiguës, un cercle entier ou cylindre faisant saillie sur l'assemblage. Une frette de 0.05 environ d'épaisseur posée à chaud réunit alors les deux bandes de manière à n'en faire qu'un tout.

Aux endroits où doit s'opérer la réunion des plongeurs, ces bandes sont pourvues de deux talons ou épaulements aussi forgés avec elles et espacés à deux mètres 30 environ.

Entre ces épaulements vient se placer l'entretoise en fonte  $xx$ , réunissant les deux matresses-tiges qui descendent latéralement de chaque côté de la pompe et du plongeur, ce qui permet de supprimer tout port à faux et toute disposition qui, en les tourmentant dans leur forme, aurait pour effet de leur enlever une partie de la force que doivent leur assurer leurs dimensions.

Cette entretoise, calée d'abord entre les talons, est réunie ensuite aux matresses-tiges par une série de boulons ayant 0.08 de diamètre. Par le bas (voir planche 16 bis, fig. 2) elle prend la forme circulaire, et l'extrémité supérieure du plongeur se terminant par une bride de même forme pourvue de nervures la reliant au corps, l'assemblage des deux plateaux s'opère au moyen de huit forts boulons distribués par tout le pourtour, supportant un simple effet de traction égal au poids du plongeur quand il s'élève. Quant à l'effort de compression développé et égal au poids de la colonne d'eau refoulée, il est surtout supporté par les deux talons ou épaulements supé-

rieurs, les boulons d'assemblage de l'entretoise à la maîtresse-tige y étant ainsi soustraits autant que possible et l'effort étant réparti sur toute la surface de deux bandes. Nous avons vu que la maîtresse-tige était d'un égal équarrissage sur toute sa hauteur, quoique l'effort soit loin d'être le même partout, et diminue naturellement avec les hauteurs d'eau refoulée. Le travail à grande expansion réclamant l'emploi de fortes masses en mouvement a conduit naturellement à donner ces dimensions; il est bon d'observer aussi que les travaux n'étant encore qu'à une profondeur relativement faible, la grandeur des résistances qu'elle aura à surmonter sera plus considérable par la suite, et qu'il est aussi nécessaire de lui donner ces fortes dimensions par suite de la masse de contre-poids en fonte LL disposés sur une grande partie de sa hauteur et tendant à la rompre à la suite de l'effort de traction qu'ils exercent sur elles.

Les deux maîtresses-tiges sont réunies vers l'orifice du puits au moyen de fortes pièces de bois et de boulons traversant tout l'assemblage de part en part. Deux plaques en fonte de grande dimension sont boulonnées par toute leur surface sur cette partie; avec chacune de ces plaques est coulé un pivot d'assemblage au balancier à contre-poids GG, assemblage ayant lieu par l'intermédiaire de grandes bielles en bois ZZ fortement armées de bandes en fer forgé. A la partie supérieure du puits est disposée une charpente à grandes dimensions (*a* et *b*) destinée à prévenir les accidents qu'amèneraient, soit la rupture d'un organe, soit une amplitude de course trop grande causée par un dérangement de la machine. Cette charpente sert en même temps de guidonnage, c'est-à-dire maintient dans la verticale la maîtresse-tige que les déplacements angulaires des balanciers et des bielles tendent à en écarter.

Deux sortes de massifs (*b*) formés par la réunion de 12 pièces de bois de 0.305 d'équarrissage, chacune fortement encastrée dans les parois du puits et réunies par des boulons et des armatures, supportent une espèce de double pont *aa* formé par l'étagement de cinq poutres de même équarrissage, comprenant entre ses deux parties l'espace nécessaire au passage des deux fractions de la maîtresse-tige. Ce double pont reçoit une série de poutres transversales disposées de telle façon qu'il reste toujours pour chaque excursion ayant une amplitude moyenne de 2.85, une distance de 10 centimètres au moins, entre le dessus de cet assemblage et le pivot en fer ou arbre de réunion. Comme on le voit, cet arbre traverse la tête des

armatures supérieures des maîtresses-tiges ainsi que celle de la grande bielle C, et faisant de plus saillie de part et d'autre de l'assemblage, limitée à 2 mètres 85 l'amplitude maximum de chaque excursion, puisqu'il vient dès lors butter contre ces boisages d'arrêt. La rupture d'un des organes de la machine transmettant la force motrice aux pistons des pompes amenant à sa suite la chute de la maîtresse-tige, il est inutile d'insister autrement sur l'importance d'une disposition de nature à prévenir les désastres qui en résulteraient. Assez souvent des charpentes de cette nature sont disposées à différents étages du puits, de manière à répartir simultanément le choc sur un plus grand nombre de points. La disposition générale des lieux, la nature des terrains formant les parois et d'autres circonstances locales, ont conduit à ne placer ici qu'un seul boisage d'arrêt presque à la surface du sol, en lui donnant des dimensions de nature à assurer une sécurité complète quant à sa résistance.

Tel est la disposition sommaire des appareils placés dans le puits; on aura du reste occasion de donner quelques autres éclaircissements sur leur manière de fonctionner, et de revenir sur ces questions.

Il reste maintenant à passer à l'examen des appareils moteurs, examen qu'il paraît convenable de commencer en jetant un coup d'œil rapide sur les chaudières, dont les dispositions ont sans doute beaucoup contribué à l'obtention des résultats économiques constatés.

#### CHAUDIÈRES.

En général, les chaudières destinées à fournir la vapeur aux machines d'exhaure des comtés de Cornouailles, etc., sont à foyers intérieurs. Cette disposition annule autant que possible les pertes de chaleur, le combustible embrasé étant presque de toutes parts entouré d'une couche d'eau plus ou moins épaisse; mais elle est loin d'être exempte d'inconvénients, de dangers même, sur lesquels on a eu du reste occasion de s'expliquer plusieurs fois, et qui ont été signalés dans tous les ouvrages traitant de ces questions.

Le foyer, étant logé entièrement dans la chaudière, force à assigner à celle-ci un diamètre relativement plus considérable, impliquant la nécessité de donner une épaisseur très-forte aux tôles, de fortifier même au moyen d'armatures certaines parties, si l'on ne veut se résigner à ne produire la vapeur que sous une faible pression et à perdre une partie des avantages

économiques résultant de l'obtention d'une bonne pression initiale combinée avec une grande détente.

Le foyer, qui supporte une pression dirigée du dehors en dedans et ne peut conserver la même ténacité que les autres parties, par suite de la haute température à laquelle il est soumis, ne présente qu'une résistance affaiblie et que l'usage diminue bien plus rapidement que celle du corps même de la chaudière, ce qui peut nécessiter des mises hors de service, des suspensions de travail et des réparations proportionnellement plus fréquentes et plus onéreuses, et même une diminution de l'effet utile pendant tout le temps où il n'inspire pas aux chauffeurs une confiance entière.

De plus, il ne faut pas perdre de vue que le ciel ou plafond n'est couvert que d'une couche d'eau peu épaisse, la chambre de vapeur devant conserver de bonnes dimensions, et que les dépôts vaseux et les incrustations s'y attachent en raison de l'intensité de la chaleur rayonnée; qu'on suppose maintenant un relâchement dans la surveillance, une interruption fortuite de l'alimentation, un abaissement anormal du niveau, en très-peu de temps cette partie sera brûlée, et il y aura danger d'explosion.

D'un autre côté, la dilatation des parties constitutives de ces chaudières est plus inégale, leur nettoyage plus difficile, et laissant même à part la difficulté d'exécution qui les rend plus coûteuses à force égale que les chaudières simplement cylindriques, il est presque établi qu'il y aurait encore avantage matériel à employer celles-ci, alors que leur production de vapeur par unité de charbon brûlé serait un peu moins considérable.

Du reste, si ces dernières sont exposées à perdre de la chaleur par le rayonnement extérieur, il est peut-être possible de les disposer de façon à dépouiller à un plus haut degré la fumée du calorique qu'elle emporte dans la cheminée, et cela en opposant aux produits de la combustion qui vont en se dirigeant vers celle-ci des surfaces de plus en plus froides, en les scindant en plusieurs parties de diamètres convenables, et faisant parcourir à l'eau d'alimentation un chemin inverse à celui que suit la fumée.

Dans tous les cas, si les massifs de maçonnerie sont bien disposés, si des précautions convenables sont prises contre le rayonnement, les pertes de chaleur sous ce rapport sont peu considérables, et il est même vrai de dire que les chaudières à foyers intérieurs y sont aussi soumises et exigent des garanties à cet égard.

On a donc adopté ici des chaudières simplement cylindriques placées



au-dessus du foyer, une longue expérience acquise ayant permis de constater leurs qualités économiques, leur durée et la sécurité parfaite que présente leur emploi.

Elles sont au nombre de sept; six d'entre elles produisent journellement la vapeur nécessaire à la marche de la machine; la dernière, placée comme rechange, permet d'opérer des réparations sans suspendre la marche de l'appareil, ou en réduire trop considérablement l'effet.

Placées dans un bâtiment fermé de toutes parts, garanties latéralement par de forts massifs de maçonnerie, et dans le dessus par une épaisse couche de cendres recouverte de dalles en fonte, elles sont formées chacune d'un corps BB (planche 17) ayant une longueur totale de 11.25 et un diamètre de 1 mètre 80, et de deux tubes DD placés en contre-bas, ayant environ 10 mètres de longueur totale et un diamètre de 0.70 centimètres.

La grille, placée sous le corps cylindrique, a deux mètres 10 de longueur et une largeur de deux mètres. La fumée, après avoir léché toute la surface convexe inférieure du corps cylindrique et des tubes, débouche dans un large conduit HH percé transversalement sous le groupe entier et se prolongeant jusqu'à la cheminée. Les valves d'alimentation, les poignées des tringles commandant les registres, etc., sont placées immédiatement près des chauffeurs, de manière à pouvoir surveiller et régler sans déplacement, soit la conduite du feu, soit la puissance de l'alimentation.

Le foyer est divisé en deux sections ayant chacune leur porte de chargement; elles sont séparées par une cloison en briques réfractaires. La grande largeur donnée à ce foyer et à la grille (largeur en fonction du diamètre de la chaudière) a motivé cette disposition. Il est évident que pour répandre également le combustible sur toute la surface de celle-ci et conduire convenablement le feu, il faudrait, sans cette division, donner à la porte de chargement des dimensions exagérées en largeur, circonstance provoquant l'introduction d'un courant d'air froid très-violent sous la chaudière, chaque fois qu'il serait nécessaire de l'ouvrir, et peu en rapport aussi avec la conservation de cette porte et de son châssis. En scindant le foyer en deux fractions, on se met sans doute dans l'obligation d'avoir deux portes, mais dont la somme des aires reste bien inférieure à la section qu'il faudrait donner dans le premier cas.

D'un autre côté, les deux courants parallèles allant aboutir à un carneau commun débouchant au-dessus des tubes, il est facile d'utiliser cette disposition sous le rapport de la combustion d'une partie de la fumée. Si le

chauffeur conduit son feu avec intelligence, il lui sera toujours possible d'avoir le combustible en pleine incandescence sur une des grilles, lorsqu'il doit en introduire de frais dans l'autre section. La fumée se dégageant de celle-ci pourra donc, à la rencontre du courant ayant une haute température qui lui est parallèle et à la faveur de l'air non brûlé au passage de la grille, être en partie brûlée.

Ainsi qu'il est indiqué sur la planche 17, les chaudières sont du système dit à flamme renversée, qui permet de refroidir autant que possible les produits de la combustion, et sur les avantages duquel on a, du reste, donné quelques éclaircissements dans la précédente description concernant les machines à deux cylindres. Quant à leur production de vapeur, nous allons l'établir aussi exactement que le permettent les diagrammes relevés au moyen de l'indicateur de Watt pendant les expériences contradictoires faites sur ces machines, et dont il sera parlé plus loin.

La surface du cylindre est de 5.5990 centimètres carrés.

L'admission de la vapeur a lieu pendant les 0.73 premiers centimètres parcourus par le piston.

La tension à la fin de la période d'admission, ainsi qu'il sera établi ci-après, est égale à environ 2.15 kilog. par centimètre carré.

Le volume de vapeur fourni par course simple est donc égal à  $5.5990 \times 0.73 = 4.087$  mètres cubes.

De plus, nous devons ajouter le volume de vapeur contenu dans l'espace libre au-dessus du piston, et dans la chapelle, ainsi que dans la lumière d'arrivée, égal sensiblement à 1.165.

Il vient donc en tout 5.25 mètres cubes environ par course simple. La machine donnant par 24 heures 9,435 levées en moyenne, on a donc  $\frac{9,435}{24} = 394$  levées environ par heure.

Donc le volume de vapeur fourni par heure sera de 2068.5 mètres cubes. A la tension de 2.15, le volume occupé par un kilogramme de vapeur est de 869 litres environ.

On aura dès lors  $\frac{2068.5}{0.869} = 2382$  litres d'eau vaporisée par heure.

La consommation de combustible pendant 127 heures ayant été de 43,118 kilogrammes, on a donc par heure 339 kilog. environ. Ainsi, chaque kilog. de combustible aura vaporisé  $\frac{2382}{339} = 7$  kilog. 03 d'eau.

Il y aurait lieu, du reste, de déduire du volume d'eau théorique indiqué ci-contre un poids correspondant à celui de la vapeur refoulée dans l'espace libre pendant la compression; cette vapeur remplit, en effet, le haut du cylindre quand la soupape d'admission s'ouvre et pèse environ 0.9 kilog. Il y aurait donc à déduire par heure  $0.9 \times 394$  levées = 354.6 kilog d'eau. Mais il faut observer que nous n'avons tenu aucun compte de la vapeur fournie par les chaudières à l'enveloppe, et que, de plus, le diagramme constate la présence d'une certaine quantité d'eau enlevée et unie mécaniquement avec la vapeur, et se vaporisant vers la fin de la course. Sous ce double rapport, il y a ample compensation.

Les chaudières du Cornouailles à foyer intérieur vaporisent environ 8.25 k° d'eau par kilog. de charbon brûlé, quand on prend l'eau d'alimentation à la température de 15 à 20°; de fait, il n'y a ici aucune infériorité relative quant au système, car la différence de 1.22 k° environ d'eau vaporisée en plus par les chaudières du Cornouailles provient bien plutôt de l'emploi d'un combustible d'une puissance calorifique sans égale que d'une meilleure utilisation de la chaleur produite. Des expériences faites sur une même chaudière ont prouvé que certaines houilles du pays de Galles vaporisaient, en effet, jusqu'à 9 kilog. d'eau par kilog. de combustible brûlé, l'eau d'alimentation étant toujours prise à 20°, et que le charbon de Newcastle vaporisait au moins 8 kilog. 5 d'eau.

La pression effective dans ces chaudières s'élève ordinairement à deux atmosphères. Lors des essais, on a pu constater que la pression indiquée par les manomètres étant de 1.9 atmosphère environ, on n'obtenait pour pression initiale au cylindre que 1.42 atmosphère à peu près. A ce sujet, on attirera l'attention sur les dimensions qu'il convient de donner à ces chaudières quant au volume de leur chambre de vapeur et à leur contenance en eau, dimensions qui ont la plus grande influence sur l'importance de cette dépression, et qui, si elles n'étaient calculées largement, ne permettraient pas même d'atteindre à beaucoup près les résultats que l'on a obtenus ici.

C'est ainsi que M. Combes a constaté, dans ses observations sur les machines du Cornouailles, des différences de huit à dix livres par pouce carré entre la pression dans les chaudières et celle existant dans le cylindre au départ du piston.

On fera remarquer d'abord que, dans les machines à simple effet, l'admission de la vapeur n'a lieu que pendant une faible partie d'une course simple,

et que la production doit naturellement se ressentir de cette intermittence dans la dépense.

Dans le cas présent, par exemple, la soupape d'admission n'est ouverte que pendant le cinquième du temps employé par le piston à parcourir sa course entière. De plus, pendant la course ascendante, il n'y a aucune dépense de vapeur; cette excursion s'opère en  $5 \frac{1}{2}$  secondes environ, et est suivie d'un arrêt ayant une durée de deux secondes. Quant à la course descendante, elle a lieu en  $2 \frac{1}{2}$  à  $2 \frac{3}{4}$  secondes environ, temps dont  $\frac{1}{5}$  au plus est consacré à l'admission de la vapeur au cylindre, la vitesse du piston étant sensiblement accélérée au départ. Ainsi, sur une durée totale de dix secondes, il en est huit pendant lesquelles il n'y a aucune émission de vapeur de la chaudière et où toute la chaleur produite au foyer est absorbée par l'eau contenue dans celle-ci, absorption qui ne peut naturellement avoir d'autre résultat que celui d'une augmentation momentanée de la pression. C'est alors que l'ouverture subite de la soupape d'admission permet à la vapeur de se précipiter tout-à-coup dans l'espace libre, dont le volume est ici égal à 4.165 mètre cube, et que le piston, par sa marche accélérée, produit à son tour comme une aspiration de 4.087 mètre cube. Il est évident qu'il s'opère, sous l'influence de cette sorte de raréfaction, une ébullition plus ou moins tumultueuse dans les chaudières, la pression qui y existe alors n'étant plus en rapport avec la quantité de chaleur contenue proportionnellement dans l'eau. L'abondante vaporisation qui se manifeste subitement a donc sa source dans une diminution de pression, et ne peut être régularisée seulement par les dimensions plus ou moins larges données à la chambre de vapeur, mais aussi par la masse d'eau contenue dans la chaudière. Il est évident que là est aussi un régulateur : plus il y a d'eau, à égale dépense de vapeur, moins la température accusée tendra s'élever et moins grand sera le volume de vapeur produit spontanément sous l'influence de la dépression existant au départ du piston.

Le rapport entre le cube du réservoir de vapeur et celui de volume enlevé pendant l'admission est souvent, dans le Cornouailles, comme 8 : 1.

Par les dimensions suivantes on verra que cette limite est ici dépassée de beaucoup. La longueur moyenne de chaque chaudière est d'environ 10.75, et le diamètre étant de 1 mètre 80, il vient pour la section transversale 2<sup>m</sup>54.

Le volume sera donc  $2.54 \times 10.75 = 27.30$  mètres cubes.

La ligne d'eau s'élevant à environ 0.20 au-dessus de l'axe du cylindre

que présente cette chaudière, il s'ensuit que l'eau occupe la moitié de sa capacité, plus un volume sensiblement égal à sa longueur totale multipliée par ces vingt centimètres.

On aura donc pour la quantité d'eau  $13.65 + 11.25 \times 0.2 = 15.90$ .

Il restera par conséquent pour la vapeur  $27.30 - 15.90 = 11.40$  mètres cubes, ou, pour les six chaudières, 69 mètres cubes environ, c'est-à-dire un volume total treize fois plus considérable que la quantité de vapeur dépensée pendant l'admission. Et l'on remarquera à cet égard que les chaudières cylindriques présentent un avantage sur celles à foyers intérieurs, car avec ces dernières, à surface de chauffe égale et grille de même section, on n'aurait certainement pu obtenir ce résultat sans leur donner des diamètres exagérés et des épaisseurs contraires aux règlements.

En outre, elles sont aussi plus favorables à la transmission de la chaleur au travers de la masse d'eau, en ce sens qu'elles n'exigent pas les nettoyages fréquents qu'il faut faire subir aux chaudières tubulaires, dont les carneaux intérieurs se revêtent, au bout d'un temps parfois très-court, d'une épaisse couche de suie qu'il faut enlever, si l'on ne veut entraver considérablement cette transmission. Quoi qu'il en soit, ces proportions n'ont pu empêcher entièrement toute dépression entre la chaudière et le cylindre, comme on le verra plus loin. Quant à la quantité d'eau vaporisée par kilogramme de charbon brûlé, on répétera que si l'on a obtenu des résultats supérieurs avec les chaudières à foyers intérieurs, il faut surtout l'attribuer à la supériorité calorifique du combustible employé. On a en effet procédé à des essais comparatifs sur le charbon brûlé au Bleyberg au moyen d'une chaudière à foyer et tubes bouilleurs intérieurs, disposée comme celle des locomotives et d'une force de 18 à 20 chevaux. Les résultats constatés ont très-peu différencié de ceux qu'on a obtenus dans une chaudière ordinaire, simplement cylindrique et de force équivalente, car la grandeur des chaudières doit être aussi tenue en compte, et est certainement favorable à l'économie.

Partant de ces données, il sera maintenant plus facile d'estimer à sa juste valeur l'effet utile de l'appareil, ainsi que sa consommation par force de cheval. Ce qu'il importe surtout de ne pas perdre de vue, c'est que la constatation de cet effet utile a été faite, non quelques jours après la mise en train, mais à une année de distance, et que les essais n'ont pas été de quelques heures seulement, mais continués rigoureusement pendant près d'une semaine. On a donc toutes les garanties d'exactitude désirables.

Si l'on passe maintenant à l'examen de l'appareil, il semble rationnel de commencer d'abord par le cylindre, car de son mode de construction, des précautions prises pour empêcher le refroidissement de la vapeur pendant la détente, des diverses circonstances de son admission et de son émission, dépend surtout l'effet économique.

Le mode de distribution est aussi entièrement différent de celui des machines à rotation que l'on a déjà décrites. Là, en effet, le tiroir ordinaire et l'excentrique sont les organes le plus souvent employés. Il faut déjà des machines d'une force considérable pour exiger l'emploi des soupapes. Du reste, dans le jeu de ces appareils, tout alors est régulier comme la rotation même de la machine et les mêmes phénomènes se reproduisent par périodes d'égale durée.

Il est loin d'en être de même dans les machines d'épuisement. Leurs organes de distribution présentent à l'œil une apparente complication, une irrégularité de mouvement qui ne permet pas d'en saisir tout d'abord le jeu. Il faut une observation de quelques instants pour reconnaître les véritables fonctions de chaque partie et le rôle lui assigné; c'est alors seulement qu'on peut apprécier à sa juste valeur cet ingénieux mécanisme qui accélère, ralentit ou suspend tout-à-fait, sur un simple effort du machiniste, le mouvement de ces énormes masses.

### CYLINDRE.

Les cylindres de ces machines sont en deux pièces (voir planche 19 bis). Leurs dimensions cependant n'ont pas exigé cette disposition, les moyens d'exécution dont on dispose permettant de couler des pièces beaucoup plus lourdes et plus volumineuses d'un seul morceau. La difficulté du transport par des chemins très-mauvais est la seule cause à laquelle on doit l'attribuer. L'ajustement exact de ces deux tronçons et leur réunion sont d'ailleurs des opérations difficiles et coûteuses, et dont on se serait volontiers affranchi, si la chose eût été possible. Naturellement l'alésage s'opère sur les deux parties réunies; mais on conçoit qu'il faille un ajustement autre qu'un assemblage bout à bout pour que la réunion s'opère ensuite d'une manière rigoureusement exacte, et qu'on ait des garanties contre toute déviation possible de l'axe commun aux deux parties. Chacune d'elles est donc pourvue à ses extrémités de brides bien dressées A, et reçoit en outre,

sur tout son pourtour, l'une une languette un peu conique  $a$ , l'autre une rainure de même forme, dans laquelle s'engage la première. Cet assemblage constitue un emboîtement d'autant plus exact que non-seulement les surfaces en contact ont été bien tournées et alésées, mais, en quelque sorte, rodées. Une série de boulons distribués également sur tout le pourtour des brides A assure d'ailleurs une pénétration parfaite des deux parties l'une dans l'autre, le joint Z restant aussi étanche que possible, lors même que celui qui existe à l'endroit de ces collets deviendrait mauvais. Le cylindre ayant été alésé seulement lorsque ses deux sections ont été réunies de cette manière, on conçoit que leur assemblage lors du montage ne présente aucune difficulté, qu'il est même impossible qu'il ne s'opère pas avec une précision toute mathématique.

Le couvercle est assemblé aussi à boulons et écrous avec le collet supérieur B; il est à double épaisseur, c'est-à-dire qu'entre ses faces externes C et internes D il existe un espace libre  $dd$  recevant au centre la boîte à étoupes XX de la tige du piston C et dans lequel on introduit la vapeur destinée à réchauffer la paroi D au moyen du petit tuyau courbé et en cuivre  $e$ . En débouchant dans le cylindre la vapeur est donc préservée de tout refroidissement de ce côté, la face interne du couvercle ne pouvant lui emprunter de sa chaleur constitutive, au contraire, elle en rayonne vers l'intérieur pendant son travail par expansion.

La surface du couvercle étant de 55990 centimètres carrés, est soumise à une pression de 1.42 atmosphère, ou à un effort de 81745 kilog., agissant par traction sur les brides et sur toute la circonférence du cylindre au moyen des boulons de réunion. Cet effort du reste est loin d'être un maximum; quand les travaux seront approfondis, la pression initiale sera peut-être portée à 2 1/2 atmosphères (les chaudières étant construites pour produire la vapeur à cette pression), il viendra alors pour effort au départ 144000 kilog. environ. Or, le cylindre a une épaisseur de 0.038 millimètres. La surface annulaire supportant cet effort de traction sera donc égale à

$$\left(\frac{2.746}{2}\right)^2 \times 3.1416 - \left(\frac{2.67}{2}\right)^2 \times 3.1416 = 3229 \text{ centimètres carrés, ce qui donne}$$

$$\text{pour effort par kilogramme supporté par centimètre carré } \frac{144000}{3229} = 45 \text{ kilog.}$$

seulement.

Si maintenant on applique la formule des tuyaux de conduite à la déter-

mination de l'épaisseur qu'il convient de donner à la surface convexe du cylindre, toujours dans l'hypothèse d'une pression de 2 1/2 atmosphères, on aura, nommant  $x$  l'épaisseur,  $R$  le rayon,  $p$  la pression en k° par mètre carré, et prenant le coefficient  $Z$  de résistance à la traction égal à 2170000 k°,

$$x = \frac{R p}{Z} \text{ ou } 0.016 = \frac{1.335 \times 25800}{2170000}$$

Aux épaisseurs obtenues au moyen de cette formule, on ajoute une épaisseur additionnelle variant naturellement avec le diamètre des tuyaux, etc., etc., et subordonnée aussi à la nature des efforts auxquels ils doivent résister. Elle serait donc égale ici à 0.022.

Pour les chaudières à vapeur, la formule revient à faire supporter à leurs parois la moitié environ de la charge pratique à laquelle les tôles peuvent être soumises. La diminution de leur ténacité par suite de la haute température des foyers sur lesquels elles sont placées, l'altération de leur épaisseur au bout d'un certain service, etc., sont des considérations qui, sans doute, motivent suffisamment la fixation de cette limite. La même prudence doit présider à la détermination des dimensions des pièces de fonderie, surtout quand elles ont d'aussi grandes dimensions. Le retrait plus ou moins inégal, les soufflures cachées, les déplacements ou tassements des noyaux pouvant influencer sur l'épaisseur, etc., peuvent diminuer considérablement la résistance d'une pièce coulée, d'ailleurs, avec d'excellente fonte et bien saine à l'œil. Les cylindres sont de plus soumis à une usure qui diminue aussi quelque peu leur épaisseur. En faisant (dans la formule) la même réduction que pour les chaudières à vapeur, on obtiendrait du reste l'épaisseur donnée en y ajoutant aussi une constante de 4 millimètres.

D'un autre côté, il est bon de remarquer que le cylindre de ces machines est aussi soumis à des pressions du dehors en dedans. Ainsi, quand la communication est établie avec le condenseur, la tension intérieure est tout au plus d'un dixième d'atmosphère, tandis que dans l'enveloppe elle reste sensiblement égale à celle de la chaudière avec laquelle sa communication est constante, tension qui s'élève donc jusqu'à 3 atmosphères 5.

La partie supérieure seule n'est soumise qu'à un effort d'extension égal à la tension inférieure diminuée de la pression atmosphérique.

Cette enveloppe est en trois parties assemblées entre elles et avec le cylindre au moyen de collets A', B', C'; elle est fortement consolidée au moyen de nombreuses et fortes nervures *gg* (voir planche 19 ter). Par le bas,



elle descend jusqu'à la partie inférieure du cylindre, mais elle ne s'élève qu'à la hauteur du conduit ou lumière par ou débouche la vapeur.

La bride D du cylindre forme joint non-seulement avec le soubassement qui constitue en même temps le fond, mais encore avec l'enveloppe. Le même joint est obtenu par le haut au moyen de la saillie à retour d'équerre *hh* venue de fonte avec la moitié supérieure. Les deux surfaces tournées et alésées de manière à être bien jointives sur tout leur pourtour *ii*, laissent plus haut exister entre elles une sorte de rainure circulaire, destinée à être mastiquée de manière à empêcher toute fuite de vapeur. Un plateau dressé s'applique ensuite sur la face tournée des deux brides *hh* et *zz* de l'enveloppe et du cylindre, et maintenue par des boulons taraudés, constitue comme un joint supplémentaire dans le cas où des fissures se produiraient dans la partie mastiquée.

La boîte à étoupes XX est divisée en deux compartiments. Un double grain *jj* est disposé vers le milieu de sa hauteur pour recevoir l'huile destinée au graissage de la tige du piston. On a dit que le couvercle était double et recevait de la vapeur affluant de l'enveloppe au moyen du petit tuyau en cuivre *e*; il est fortifié par six nervures reliant le plateau supérieur à la paroi circulaire constituant son entrée dans le cylindre. La vapeur agissant seulement sur le dessus du piston, et le dessous n'étant jamais en communication avec la chaudière, il était inutile de donner aussi une double paroi au fond et d'y faire circuler la vapeur, puisqu'il ne peut être pour elle une source de refroidissement. Il forme, du reste, le soubassement ou l'assise du cylindre, auquel il est fortement boulonné, et par sa base bien dressée repose sur le massif de fondation dont le sommet est en granit. De grandes nervures fortifient et relient sa paroi plane ou fond F à la circonférence, car elle doit résister à la pression atmosphérique agissant du dehors en dedans quand la vapeur se rend au condenseur. Sur tout son pourtour sont disposées d'autres nervures unissant plus intimement à la paroi convexe et aux brides les bossages sur lesquelles sont serrés les boulons de fondation, qui doivent être serrés de manière à résister à l'effort de soulèvement auquel la pression de la vapeur contre le couvercle donne naissance.

Le conduit ou lumière G est coulé avec le fond, et boulonné par la bride rectangulaire H à la cuvette de la soupape d'émission.

Quant à la lumière d'admission I, elle est venue de fonte avec le cylindre

lui-même, et est disposée de manière à permettre le passage et l'emmanchement facile des trois tronçons de l'enveloppe.

Le piston est formé d'un disque en fonte ayant 6 centimètres environ d'épaisseur, replié d'équerre vers la circonférence recevant la garniture, et offrant au milieu un moyen percé d'un trou conique bien alésé et rodé, recevant la tige du piston. Ces deux parties sont d'ailleurs reliées entre elles et au disque au moyen de nervures. La garniture se compose d'un simple anneau en fonte, coulé suivant un diamètre plus grand que le cylindre. On le scie à tenon et mortaises, absolument comme il est indiqué page 57 pour les pistons des machines du bateau l'*Ariane*, et l'on dispose sur tout le pourtour une série de forts ressorts le maintenant bien en application contre la paroi du cylindre.

L'emmanchement est du reste disposé de telle façon que tout l'effet de la vapeur sur le piston agisse seulement sur la partie conique de la tige, et ne fatigue pas la clavette *yy*. Quand la chute de la maîtresse-tige l'entraîne en sens contraire, cette clavette doit alors supporter le poids du premier, plus l'effort résistant développé par le frottement de la garniture contre les parois.

Le diamètre de la tige étant de 240 millimètres, on a pour surface 0.045239. La tension initiale maximum est à peu près de 2 kil. 40, d'où il faut déduire la contre-pression du condenseur, égale en cet instant à 0.085 kil. par centimètre carré. L'effort total auquel cette tige est soumise est donc de 135000 kilog., soit par millimètre carré de section  $\frac{135000}{45239} = 3$  kilog. à peu près.

L'approfondissement des travaux exigeant par la suite un déploiement d'effort plus considérable, si l'on veut continuer à jouir au même degré des avantages de la détente, il faudra nécessairement adopter des pressions initiales plus élevées. L'effort par unité de section de la tige, établi dans cette hypothèse, pourra peut-être s'élever alors à 4 kilog. environ.

#### SOUPAPES, CHAPELLES ET APPAREILS DE DISTRIBUTION.

Le balancier changeant la direction du mouvement, il faut donc pour relever la maîtresse-tige que la vapeur agisse sur la face supérieure du piston. La fermeture de la soupape d'admission arrêtant l'introduction lorsqu'il a parcouru le cinquième de sa course totale, le reste de l'excursion

s'opère sous l'influence de la détente de cette vapeur aidée par l'action des contre-poids, la soupape d'émission tenant alors constamment démasqué l'orifice qui met en communication le bas du cylindre avec le condenseur. Arrivé à peu près à la limite de son excursion, cette communication est subitement fermée, et la soupape dite d'équilibre s'ouvrant à son tour, permet à la vapeur remplissant tout le dessus du cylindre, c'est-à-dire son volume presque entier, de s'écouler vers le bas, et de venir agir sous la face inférieure du piston. L'égalité de pression s'établit alors sur ses deux faces, si les conduits de vapeur présentent des orifices d'écoulement en rapport avec la hauteur génératrice sous l'influence de laquelle celui-ci a lieu, et plus tard avec la vitesse qu'il prendra pendant son ascension, vitesse subordonnée à l'excès de poids des attirails et de la maîtresse-tige sur celui des contre-poids et des colonnes d'eau foulées, résistances passives comprises; plus cet excès est considérable, plus la descente est accélérée, plus donc sa vitesse pendant sa course ascendante sera grande. La force vive conservée par les appareils étant naturellement en rapport avec la faible vitesse dont ils sont doués à la fin de la détente, le piston, qui ne subit plus l'impulsion d'aucune force motrice se ralentit insensiblement, et demeure comme immobile pendant un instant, puis la prépondérance de la maîtresse-tige sur les colonnes foulées l'entraîne en sens contraire, pendant toute la course suivante.

Les soupapes d'admission et d'émission sont alors appliquées sur leur siège; il n'y a aucune communication ni avec le condenseur, ni avec les chaudières, et, vers la fin même de l'excursion, la soupape d'équilibre ferme la communication existant entre le dessus et le dessous du cylindre. La maîtresse-tige, dans sa retombée, prenant nécessairement un mouvement accéléré, acquiert vers la fin de sa course une force vive qu'il faut détruire pour apporter une limite à la marche ascendante du piston, qu'aucun organe n'arrête. La vapeur occupant la partie supérieure du cylindre et l'espace libre n'ayant plus en ce moment aucune issue pour s'échapper, se comprime donc, et développe un travail résistant qui va en grandissant et finit par arrêter et détruire totalement cette impulsion. En résumé, on voit que le dessus du piston n'est jamais en communication directe avec le condenseur; que sa face inférieure, au contraire, n'a aucune relation avec la vapeur arrivant directement de la chaudière, et que la soupape d'équilibre, en établissant momentanément une communication entre les deux faces, permet

de resserrer entre des bornes assez restreinte l'excursion descendante par son ouverture, l'excursion ascendante en se fermant.

L'appareil entier de distribution se compose donc de trois soupapes : l'une d'admission A, une d'équilibre B et une d'émission C (voir pl. 19 ter); plus d'une quatrième A' servant de régulateur et manœuvrée à la main par le machiniste. La chapelle contenant les deux premières et la dernière est coulée d'une pièce et forme trois compartiments bien distincts CC, BB, AA (pl. 16 et 19 ter), de forme cylindrique autant que possible. La cuvette ou boîte CC, et dans laquelle est logée la soupape régulatrice, porte à sa partie inférieure une bride *a* à laquelle se boulonne le tuyau P amenant la vapeur des chaudières. Ce tuyau est pourvu d'un joint mobile ou boîte à dilatation (pl. 14). La communication entre CC et la cuvette de la soupape d'admission est établie par l'ouverture rectangulaire *bb*, dont la largeur est égale au diamètre de cette cuvette, car il faut fournir à la vapeur un dégagement au moins aussi grand que la section du tuyau P. La soupape A' étant donc soulevée, la vapeur qui affluait sous sa face inférieure s'écoule par les deux orifices annulaires qu'elle démasque et, pénétrant dans la boîte BB, vient presser sur la soupape A. Le compartiment de celle-ci est scindé en deux fractions par la cloison *cc* sur laquelle s'applique son siège. La partie inférieure O est, d'une part, en communication directe avec le conduit rectangulaire X faisant corps avec elle, de même dimension que la lumière (planche 19 ter) du cylindre, et fortement boulonné aux brides dont celle-ci est munie, qui supportent par conséquent tout le poids de la partie supérieure de la chapelle. D'un autre côté, elle débouche par le passage X' dans la cuvette de la soupape d'équilibre, sa cloison circulaire offrant une ouverture de 0.93 centimètres de longueur sur 0.30 de hauteur. A la bride Z de cette cuvette se boulonne le tuyau dit d'équilibre DD, conduisant la vapeur sous le piston.

Le modérateur étant ouvert, la vapeur s'introduit donc dans le compartiment CC, puis dans la boîte BB. La levée de la soupape A lui permet d'affluer dans l'espace O d'où, prenant la direction offerte par le conduit ou lumière I, elle va agir sur le piston. Pendant cette période, toute la partie supérieure de la chapelle est remplie de vapeur sensiblement à la tension de la chaudière. La suppression de l'introduction ne change rien à cet état de choses, la vapeur y perdant seulement de cette tension en raison des espaces successifs parcourus par le piston. Vers la fin de la course seulement, ces dispositions sont changées. La soupape d'admission est fermée, et celle

d'équilibre donnant issue à la vapeur vers le dessous du cylindre lui permet d'agir sous le piston. Elle repasse donc par la lumière I, afflue dans la cuvette de la soupape d'équilibre, et, en vertu de la force élastique qu'elle conserve encore, pénètre dans le tuyau DD, et de là dans le cylindre.

Les trois soupapes sont à double siège, et analogues, pour leur construction, à celles que l'on a décrites en parlant des pompes. Elles se trouvent dans un état d'équilibre presque exact, l'effort nécessaire à leur levée étant proportionnel seulement à la pression de la vapeur sur les zones annulaires par lesquelles elles sont en contact avec ce double siège. C'est une considération qui n'est pas sans importance, car le travail consommé par la mise en mouvement de soupapes d'une telle dimension non équilibrée, serait assez considérable, comme on peut en donner une idée.

La soupape d'admission a 0.50 centimètres de diamètre; l'amplitude de sa levée est d'environ 0.06 centimètres. Elle démasque deux orifices circulaires ayant respectivement 1.57 et 1.41 de circonférence. L'aire d'écoulement offerte à la vapeur est donc égale à  $(1.57 + 1.41) 0.06$ , soit en tout 0.1788, le tuyau d'arrivée de vapeur ayant de son côté un diamètre de 0.45, donnant une section de 0.1590. Supposant que l'on veuille employer une soupape non équilibrée, ayant aussi une levée de 0.06, et démasquant un orifice de section égale aux deux précédents, on trouve que sa surface sera de 0.7088 environ. Prenant la pression de la vapeur égale à 2 kilog. seulement par centimètre carré, l'effort à déployer pour soulever cette soupape sera donc  $7088 \times 2 = 14176$  kilog.

Avec la soupape à double siège, on a seulement pour les deux zones annulaires sur lesquelles s'exerce la pression de la vapeur et qui constituent le joint, qui sont en contact avec le siège, des sections respectives égales à 0.0373 et 0,0334, soit ensemble 0.0707. L'effort à exercer pour provoquer la levée sera encore de  $0.0707 \times 2 \text{ kilog.} = 1414 \text{ kilog.}$ , soit  $\frac{14176}{1414}$  la 10<sup>e</sup> partie seulement du précédent.

Quant au travail, comme l'ouverture de ces soupapes est provoquée par la chute d'un contrepoids décroché par les poutrelles du mouvement, il consistera donc dans l'élévation de ce contrepoids à une certaine hauteur, proportionnelle au bras de levier sur lequel il agit. Si l'on suppose le poids égal dans les deux cas aux pressions existant de part et d'autre sur les deux soupapes, il y aurait donc à lever d'une part 1414 k<sup>os</sup>, de l'autre

14176 à une hauteur de 0.06 centimètres ; ce fait se reproduisant 6.55 fois par minute, il viendrait donc pour le travail en chevaux pendant ce temps, d'une part  $\frac{1414 \times 0.06 \times 6.55}{75 \times 60}$  de l'autre  $\frac{14176 \times 0.66 \times 6.55}{75 \times 60}$  ou 0.12 et 1.23 cheval vapeur. Ceci n'est du reste qu'une comparaison où l'on ne tient pas compte des frottements etc.

Si la construction de ces soupapes est plus coûteuse et plus difficile, ce désavantage est donc largement compensé d'un autre côté. Aussi ce genre d'obturateur est-il exclusivement employé à la distribution de la vapeur, du moment où les machines sont d'une force un peu considérable, et que leur piston n'est pas animé d'une trop grande vitesse. Quant au régulateur, la pression agissant dans le sens même du soulèvement, il faut recourir à d'autres considérations pour en expliquer l'emploi.

On remarquera, en effet, que l'emploi du double siège offre cet avantage qu'à levée égale on obtient une section d'écoulement double. Ainsi le machiniste, qui doit mouvoir la soupape au moyen d'une vis et d'un petit volant ou d'une manivelle, a donc une action bien plus rapide et plus efficace sur ce régulateur, ce qui n'est pas sans importance quand des circonstances exigent qu'on arrête tout-à-coup la machine.

Le siège de ces soupapes est en fonte, bien tourné et dressé dans toutes ses parties s'emboîtant dans les cuvelles ou formant joint, et maintenu par des boulons taraudés dans la fonte. L'enveloppe ou manchon mobile est aussi en fonte; seulement les parties frappantes ou recevant le choc, c'est-à-dire celles qui doivent constituer un joint bien étanche, sont en bronze et rapportées sur les parois en fonte (voir planche 19 ter). La douille centrale dans laquelle s'emmanche la tige motrice est reliée au manchon mobile par quatre nervures. Il en est de même du plateau circulaire du siège constituant le joint supérieur. Les nervures sont tournées dans leur partie convexe, de manière à offrir comme un guide à quatre branches dans lequel s'emboîte la cloche, la partie en bronze rapportée *oo* constituant seule, du reste, la surface frottante de celle-ci. Le couvercle des cuvelles est muni de boîtes à étoupes à grains et fourreaux en bronze, l'inspection des planches 19 bis et 19 ter suffisant à l'intelligence complète de la chose.

Quant aux cuvelles en elles-mêmes, on fera remarquer qu'on s'est attaché à réduire autant que possible leurs dimensions, à n'en faire en quelque sorte qu'une enveloppe des soupapes. Elles constituent, en effet, un espace

nuisible qui se remplit de vapeur à la pression de la chaudière pendant l'admission. Sans doute, cette vapeur produit un travail par sa détente, mais il est constant que le piston arrivé à la fin de sa course, elle conserve encore une tension d'une demi-atmosphère; le travail de ce volume à cette tension est donc entièrement perdu.

La lumière d'admission du cylindre a 0.90 de largeur et 0.30 de hauteur, soit 0.2700 de section. Son rapport avec l'aire du piston est donc  $\frac{55990}{2700} = \frac{1}{21}$  à peu près. Le tuyau d'équilibre ayant 0.61 de diamètre, on a pour le même rapport  $\frac{55990}{2922} = \frac{1}{19}$ . Quant à l'aire de la lumière d'échappement, elle est égale à  $0.38 \times 1.20 = 0.4560$ , soit encore  $\frac{55990}{4560} = \frac{1}{12}$  à peu près de l'aire du piston. La soupape d'émission C et sa cuvette EE sont placées en contre-bas et boulonnées aux brides de la lumière inférieure du cylindre. Le tuyau L, conduisant la vapeur au condenseur, y est réuni d'une manière invariable, tandis que le tuyau d'équilibre y débouche au moyen du joint mobile ZZ.

A cet effet, un appendice cylindrique XX constituant son entrée est venu de fonte avec cette cuvette, et son diamètre permet non-seulement au tuyau de s'y emboîter, mais encore de recevoir une garniture en chanvre qu'on peut serrer au moyen du presse-étoupe YY.

Ce tuyau, ayant une longueur de 3 mètres 80 environ, est soumis à des variations de température qui peuvent s'élever de 70° à 80°; il faut donc tenir compte des effets de la dilatation pour cette longueur. Supposant le coefficient de dilatation égal à 0.00001220 par degré centigrade, il vient pour la variation totale  $0.00001220 \times 3.8 \times 70 = 0.0032$ .

Ce qui indique assez que l'assemblage ne peut être rigide à ses deux extrémités.

La soupape d'émission présente à l'échappement de la vapeur deux orifices ayant 0.84 et 0.78 de diamètre. Sa levée est d'environ 10 centimètres. Elle est du reste entièrement semblable aux précédentes quant aux détails de construction. Le tuyau conduisant la vapeur au condenseur a une section de 0.5026, soit  $\frac{5.5990}{0.5026}$  égale à  $\frac{1}{11}$  environ de l'aire du piston et naturellement à la section d'écoulement fournie par la soupape d'émission, dont les dimensions sont en fonction du diamètre de ce tuyau.

Il est du reste plusieurs cas où le diamètre des soupapes n'est pas immédiatement subordonné à celui des conduites y aboutissant. Quand le nombre de révolutions est très-grand, par exemple, il est important de rendre la levée aussi petite que possible. Dans tous les cas, à égale section d'écoulement, le travail est moins considérable pour une forte levée que pour une grande surface.

Pour la soupape d'émission équilibrée, il vient, par exemple, la pression dans le condenseur étant de 0.05 kilog. seulement et dans le cylindre de 0.5 k", et la surface effective de la soupape sur laquelle s'exerce cette pression étant égale à 1233 centimètres carrés,  $1233 \times (0.5 - 0.05) = 554$  kilog. environ, pour le travail, supposant la hauteur de chute du contre-poids toujours égale à la levée de la soupape  $\frac{554 \times 0.1 \times 6.55}{75 \times 60} = 0.08$  cheval-vapeur seulement.

Dans la supposition où cette soupape ne serait pas équilibrée, on peut l'établir soit en lui donnant un diamètre plus grand, soit en augmentant la hauteur de sa levée. Dans ce dernier cas, on agrandit en général la grandeur de l'espace nuisible.

En augmentant le diamètre et conservant la levée de 0.1, ce diamètre deviendrait surface  $\frac{0.5008}{0.1} =$  circonf. 5.008 donnant 1.595 environ pour diamètre, et le travail  $\frac{19945 \times 0.45 \times 0.1 \times 6.55}{75 \times 60} = 1.30$  chev.-vap.

Si, au contraire, on voulait augmenter la levée et conserver le diamètre maximum 0.84, elle deviendrait  $\frac{0.5008}{2.63} = 0.19$  à peu près et le travail  $\frac{5541 \times 0.45 \times 0.19 \times 6.55}{75 \times 60} = \frac{3102}{4500} = 0.67$  chev.-vap.

Ce qui indique qu'il y a toujours avantage à faire le diamètre aussi petit et la levée aussi grande que possible. Seulement, quand le piston est animé d'une grande vitesse correspondant à un nombre proportionnel de pulsations ou de révolutions de la machine, on doit laisser cette considération, et généralement réduire la hauteur de chute ou la levée pour amoindrir les chocs autant que possible.

#### BALANCIER, ARBRES ET PALIER.

Le balancier de ces machines est en fonte et à deux flasques. Les perfectionnements apportés dans la chaudronnerie et l'expérience acquise ont conduit maintenant à construire cet organe, d'une importance capitale, entièrement en



tôle. On obtient par là une sécurité que ne présente jamais l'emploi de la fonte, quelles que soient pour ainsi dire les dimensions données, lorsqu'il s'agit d'organes destinés, non-seulement à transmettre des efforts aussi considérables, mais encore à supporter des chocs souvent répétés, et à vaincre d'une manière soudaine l'inertie de masses très-lourdes.

Le balancier est formé de quatre longerons (deux par flasques), réunis par des entretoises et comprenant entre eux le moyeu recevant l'arbre central, celui de l'axe de la pompe à air, etc., etc. Ici encore la difficulté d'exécution n'a pas motivé ce système de réunion : c'est aux embarras de transport d'une pièce ayant d'aussi grandes dimensions et un poids aussi lourd qu'il faut l'attribuer.

Chaque flasque est donc en deux pièces. Avec le longeron supérieur sont coulés les manchons d'assemblage avec l'arbre de la maîtresse-tige d'une part, avec les organes W du parallélogramme recevant la tige du piston, de l'autre. C'est comme une sorte d'arc dont la hauteur au moyeu central C' serait la flèche. La partie inférieure Z', par ses extrémités d'assemblage, est taillée en biseau ou en coin; elle ne porte du reste aucun manchon destiné à recevoir d'axe. Toute la matière est donc reportée aux extrémités, et éloignée autant que possible de l'axe des fibres neutres, de manière à diminuer le poids mort. En A' et en  $\alpha$  sont ménagées deux douilles perpendiculaires à l'axe horizontal du balancier, douilles communes, du reste, à ses deux subdivisions. Une grande clavette, ou plutôt une barre de fer à forte dimension, est emmanchée dans cette douille, et, maintenue par le haut au moyen d'une contre-clavette, constitue la réunion vers les extrémités. En outre, deux saillies sémi-circulaires, venues à la fonte avec chacun des deux longerons juste au trait perpendiculaire de leur assemblage, sont réunies d'une manière inébranlable par une forte frette en fer forgé placée à chaud.

La clavette X porte à son extrémité supérieure un arbre transversal creux emmanché aussi dans celle de la seconde flasque. Quand la course prend trop d'amplitude, cet arbre va butter contre un fort boisage d'arrêt placé au-dessus, et prévient ainsi la rupture du couvercle du cylindre, etc. Le manchon central  $c' c'$ , recevant le grand axe du balancier, est comme emboîté entre les deux longerons constituant chaque flasque. Garanti contre tout déplacement latéral par la forme en coin de ses extrémités supérieure et inférieure, calé entre des épaulements venus de fonte avec les longerons auxquels il est encore réuni par deux saillies circulaires frettées, il forme réellement corps avec eux, et présente peut-être plus de garanties de

solidité que si le tout était coulé d'une pièce. Deux entretoises à manchons B' et Y, disposées à une distance du centre en rapport avec la course qu'il convient de donner à la pompe à air et aux poutrelles du mouvement des soupapes, sont fortement calées entre des épaulements ménagés à cet effet, et boulonnées, de plus, au T ou saillie inférieure des longerons Z et Z'. Ces entretoises reçoivent l'axe de la pompe à air, celui des poutrelles de la distribution, les tiges des pompes alimentaires O, etc. En outre, et pour obtenir aussi une grande rigidité latérale, d'autres entretoises cylindriques en fonte sont disposées transversalement entre les deux flasques et, traversées chacune par un fort boulon, maintiennent l'écartement et le parallélisme partout où il y aurait tendance au gauchissement.

L'épaisseur de la partie plane du double T présenté par les flasques est de 0.70 mill.; la largeur du T de 0.25; son épaisseur moyenne 0.035.

Ce balancier a parfaitement fonctionné pendant trois années environ, sans qu'aucun doute quant à sa solidité pût être conçu. Pendant les essais contradictoires, il transmet même une force bien supérieure à 250 chevaux, car la colonne des pompes avait alors été exhaussée de 15 mètres au-dessus de la galerie d'écoulement; au bout de ce temps, une fissure se manifesta vers la clavette de jonction A', du côté de la maîtresse-tige. On pourvut alors ce balancier d'une forte armature en fer forgé destinée à supporter l'effort d'extension auquel la partie supérieure est soumise, et surtout à résister aux chocs fréquemment répétés qu'il subit.

L'intensité du frottement développé par le mouvement de ces lourdes masses dans leurs paliers absorbe une portion de l'effet utile d'une certaine importance. Dans les machines à traction directe, à faible expansion et sans condensation, on paraît avoir obtenu des coefficients approchant sensiblement de 0.78 à 0.80. Il n'est donc pas sans intérêt de donner une idée approximative du travail absorbé ici par le frottement pour le mettre en rapport postérieurement avec l'effet utile de la machine constaté par les expériences et les diagrammes.

Le poids du grand balancier de la machine et des organes y reliés, tels que pistons, tiges, parallélogramme, etc., est de 65000 kilog. environ; celui de la maîtresse-tige non équilibré sur le balancier à contre-poids, de 85000 kilog. Quant à la pression de la vapeur, on peut admettre que la tension moyenne pendant toute la course est de 1 kilog. environ, déduction faite de la pression du condenseur. Ce chiffre est un peu faible, mais on est certain du moins de

ne pas dépasser la vérité. L'effort moyen pendant toute la course serait donc de 55990 kilog. La pression sur les coussinets s'élèverait ainsi à 65000 + 85000 + 55990, chiffre auquel on pourrait encore ajouter l'effort approximatif nécessaire à l'ascension du piston de la pompe à air. La surface de celle-ci est de 18145 centimètres carrés. Supposant moyennement la différence des pressions qui existent sur et sous son piston égale à 0.5 kilog. par centimètre carré, il faut donc développer un effort de 9072 kilog. pour produire la levée de ce piston. Ainsi on a en tout 215062 kilogrammes environ. Prenant le coefficient de frottement égal à 0.12 (ce qui est peut-être trop faible, si l'on a égard à la pression extrêmement considérable exercée par unité de surface), l'intensité du frottement devient égale à  $215000 \times 0.12 = 25800$ . Quant au travail, on observera que la circonférence des tourillons de l'axe est de 1.57 centimètres, et que l'angle décrit est d'environ 33 degrés, ce qui donnera, pour le chemin parcouru par la résistance, 0.142 par pulsation. On aura  $25800 \times 0.142 = 3663 \text{ k}^\circ \times m$ , ou, à raison de 6.55 levées par minute,  $\frac{3663 \times 6.55}{60 \times 75} = \frac{23992}{4500} = 5.3$  chevaux-vapeur par minute pour le travail consommé par ce frottement pendant l'action de la vapeur.

Quant au même travail pendant l'ascension, il faut observer qu'alors la vapeur ne produit plus de pression sur ces tourillons, que la colonne d'eau soulevée équilibre en grande partie la maîtresse-tige, une certaine partie du poids de celle-ci seulement étant employée à vaincre les frottements de la machine, piston, etc.; et que, de plus, la descente du piston de la pompe à air ne donne lieu qu'à une faible résistance due à son frottement, etc. Le frottement sera donc ici en fonction seulement du poids du balancier; plus, la fraction de celui de la maîtresse-tige destinée à équilibrer l'excédant de charge du côté du cylindre, et à vaincre les frottements. Soit en tout 103000 environ. Le travail sera donc  $103000 \times 0.12 \times 0.142 = 1755$  kilogrammètres ou, par minute,  $\frac{1755 \times 6.55}{4500} =$  de 2.5 chevaux environ pendant l'ascension du piston.

Procédant de la même manière pour le balancier à contre-poids, nous observerons que le frottement développé sur son axe est proportionnel à son poids, qui est de 40000 kilog., à ceux des contre-poids placés à une de ses extrémités, et de la partie équilibrée de la maîtresse-tige agissant sur l'autre. Les contre-poids pèsent 73000 kilog. correspondant à 94000 sur la maîtresse-tige.

On a donc en tout  $40000 + 73000 + 94000 = 207000$  kilog.

Le diamètre de l'axe de ce balancier étant aussi de 50 centimètres, il vient, pour le travail absorbé par le frottement par course simple,  $207000 \times 0.12 \times 0.142 = 3527 k \times m$ , et par minute  $\frac{3527 \times 6.55}{60 \times 75} \times 2 = 10.2$  chevaux.

Il est évident qu'ici l'intensité du frottement est la même pendant l'ascension et pendant la descente. Ainsi le travail total destiné à vaincre le frottement des deux balanciers sera par minute de  $5.3 + 2.5 + 10.2 = 18$  chevaux-vapeur, soit  $1/19$  environ de la force brute totale de la machine. Naturellement on n'a établi ici qu'une approximation destinée à donner une idée du travail absorbé par le frottement de ces masses, car il y a trop d'incertitude quant à l'évaluation du coefficient de frottement qu'il convient d'adopter. Il est probable seulement qu'on est resté plutôt au dessous qu'au dessus de la vérité, car, avec des pressions aussi fortes par unité de surface, le graissage est bien difficile à exécuter parfaitement.

Il n'est donc pas sans intérêt de connaître la charge par unité de surface sur les paliers de ces balanciers, puisque de cette valeur dépend peut-être l'estimation du coefficient de frottement. Du reste, en augmentant le diamètre des tourillons, on augmente aussi le chemin parcouru par le frottement. En leur donnant plus de longueur, au contraire, on écarte davantage les points d'appui, et l'on diminue la résistance. Ceci explique en partie le mode de construction de l'axe central, qui est creux. A égalité de matière employée, il y a, avec une augmentation de surface frottante, augmentation de résistance.

Les deux tourillons ont une circonférence de 1 mètre 57; leur longueur est de 0.46. La surface effective sur laquelle agit la pression ne peut guère être prise égale qu'à  $\frac{1.57 \times 0.46}{3} = 2407$  centimètres carrés, soit, pour les deux tourillons, 4814 centimètres carrés. Reprenant les chiffres précédents, et observant qu'il convient peut-être de calculer cette pression sur l'effort moyen pendant la détente, qui est de 1 kilog. environ, il vient  $65000 + 85000 + 9072 + (55,990 \times 1 \text{ kilog.}) = 215062$  kilog., et pour pression par centimètre carré  $\frac{215062}{4814} = 44$  kilog. environ.

Cette pression est du reste bien plus considérable pendant l'admission.

Au départ du piston, elle peut s'élever jusqu'à près de 60 kilog.

Il est à remarquer que le balancier à contre-poids supporte un effort presque aussi considérable que celui qui sollicite le balancier moteur. Chargé,

à une extrémité, de plaques en fonte pesant 73000 kilog. et équilibrant une partie de la maitresse-tige, s'élevant à 94000 kilog., ses paliers ont de plus à supporter encore son propre poids. On a donc en tout  $73000 + 94000 + 40000 = 207000$  kilog. Quant aux paliers du balancier moteur, ils supportent, comme on a vu précédemment, d'abord 85000 de la masse totale de la maitresse-tige, puis son poids propre de 65000; plus, la pression de la vapeur, qui, au départ, étant de 131096 kilog., élève ce total à 281100 kilog., mais pendant une faible partie de la course seulement, car, si l'on établit ce rapport d'après la pression moyenne de 1 kilog., la charge n'est plus alors que de 205990 seulement.

Cependant le balancier à contre-poids est resté parfaitement intact, quoique ses dimensions soient exactement les mêmes que celles du premier, puisqu'il a été coulé sur le même modèle, et que l'assemblage de ses diverses parties est identique. Si le balancier moteur n'a pas résisté plus longtemps, ce n'est donc pas à cette différence de charge qu'il faut l'attribuer. Il est une cause plus puissante qu'il faut reconnaître, cause résidant dans l'inertie même de la matière, et qui se manifeste chaque fois que les masses à mouvoir sont considérables et que la force qui tend à les ébranler agit avec une grande instantanéité. L'ouverture brusque de la soupape d'admission permet l'établissement presque subit d'un effort de 136000 environ sur le piston, effort qui devient égal à 174000 kilog. pour l'autre extrémité du balancier, qui doit supporter cet effort soudain, cette tension brusque résultant de la mise en mouvement subit d'une masse de 300000 kilog. de contre-poids, maitresse-tige, etc. Dans une machine à traction directe, le même effet se produirait sur le balancier à contre-poids, et une cause semblable tendrait à le rompre. Ce n'est donc pas dans le système de transmission de la force motrice qu'il faut chercher des garanties contre cet état de choses, mais bien dans la matière employée. La fonte n'est nullement propre à résister à ces tensions subites. Elle se comporte pendant quelque temps de manière à inspirer une confiance complète dans le résultat, puis sa nature s'altère, sa ténacité diminue, et, à un moment donné, sous l'influence d'une de ces brusques secousses comme ont à en supporter les machines d'épuisement, elle rompt brusquement. Les progrès de la chaudronnerie ont fait réaliser à cet égard une grande amélioration par la construction des balanciers en tôle forte, progrès enfanté du reste par la nécessité. Dans ces derniers temps, la

construction de nombreux appareils d'exhaure déployant une force considérable et pourvus de balanciers à contre-poids qui, presque tous, se sont brisés quand ils ont été construits en fonte, a amené ce perfectionnement. Dans tous les cas, il est vrai de dire qu'il n'est peut-être pas de machine sur le continent où la détente soit poussée aussi loin qu'au Bleiberg, où les masses à mouvoir soient aussi considérables, et où, par conséquent, l'inertie joue un pareil rôle.

#### POMPE A AIR, CONDENSEUR ET POMPE ALIMENTAIRE.

Le tuyau recourbé L, s'enfonçant sous le sol du machiniste, conduit au condenseur K la vapeur à laquelle la levée de la soupape d'émission a fourni une issue.

Celui-ci est logé sous une voûte pratiquée dans la forte muraille servant d'assise aux paliers du grand balancier. Il est entièrement cylindrique, sauf par son assise, qui est de forme rectangulaire, ainsi que le conduit y aboutissant et par où les produits de la condensation s'écoulent vers la chambre de la pompe à air. Il est toujours convenable de réduire autant que possible l'espace libre existant entre la limite inférieure de l'excursion du piston de cette pompe et les clapets qu'on peut nommer d'aspiration. En diminuant donc la hauteur du passage par où y affluent l'eau et les gaz provenant du condenseur, et augmentant proportionnellement l'autre dimension, on arrive assez directement à ce résultat. Il est évident que le diamètre d'un conduit cylindrique de même section que cet orifice serait bien plus grand que la hauteur lui donnée ici, et que dès lors le piston ne pouvant plus descendre aussi bas sans que sa garniture cesse d'être partout en contact avec les parois, le cube de l'espace libre dont il vient d'être parlé serait considérablement augmenté.

La pompe à air est assise sur un soubassement en fonte : rectangulaire dans la partie assemblée avec la base du condenseur et recevant les clapets inférieurs, sémi-cylindrique d'autre part. Ce soubassement porte une sorte de cloison cylindrique intérieure pourvue d'un talon ou épaulement en retour d'équerre sur tout son pourtour. Le corps de pompe est assis sur ce talon, et comme emboîté dans le pourtour de cette cloison, la rainure circulaire existant entre les deux parois étant bien mastiquée au mastic de fonte. Non-seulement la base du corps de pompe porte un renflement cylin-

drique destiné à bien établir le contact avec le retour d'équerre du talon, mais elle est aussi pourvue d'une série d'oreilles correspondant à des saillies de même forme venues de fonte avec le soubassement, et qui, serrées par des boutons à écrous, rendent l'assemblage parfaitement rigide. Les clapets inférieurs sont placés aussi près que possible du corps de pompe, l'espace libre croissant en raison de leur éloignement. A cet effet, le soubassement est partagé en deux sections au moyen d'une cloison intérieure destinée à recevoir le siège ou porte-clapets. Ce siège, de forme rectangulaire, est en bronze, et s'applique parfaitement contre la cloison ont il vient d'être parlé par ses surfaces bien dressées. Le contact est obtenu au moyen de deux fortes clavettes épaulées d'une part contre deux saillies ou talons coulés avec les parois du conduit et agissant de l'autre, par leur face perpendiculaire, contre les brides du porte-clapets. Les clapets sont divisés en deux parties, disposition qui permet de diminuer l'amplitude de la levée, chacune étant pourvue de deux tourillons faisant corps avec elle et s'engageant dans les œillets ou douilles dont le siège est muni. La section nette de l'orifice d'écoulement fourni par leur levée est de  $0.192 \times 1.52 = 0.29184$ , soit 0.583 environ pour les deux sections. Le soubassement est percé à sa partie supérieure, à l'endroit recevant les clapets, d'une ouverture ayant les dimensions nécessaires à leur mise en place facile et prompte. Une porte en fonte est appliquée sur cette ouverture, son simple enlèvement permettant de les visiter ou de les remettre à l'instant en bon ordre quand un obstacle quelconque les empêche de fonctionner convenablement. Si une rupture se déclare, il est aussi très-facile de les enlever, et de les remplacer promptement par d'autres, une garniture de rechange bien exacte étant d'ordinaire à disposition. On fera ici remarquer quelle singulière facilité présente l'ajustement du siège au moyen de clavettes disposées de façon à pouvoir être desserrées promptement. Dans une pompe à air il est très-difficile, très-lent, quelquefois même impossible, de desserrer les boulons qui rendent un joint étanche ou établissent la liaison de deux parties. En vain munit-on les écrous de chapeaux en bronze coulés avec eux. La rouille et les incrustations envahissent tout, et souvent c'est au burin seul qu'on peut alors avoir recours. Du reste, comme on le verra tantôt, il est très-important non-seulement de rendre ces clapets d'un facile accès, mais encore de les établir aussi indépendants que possible des autres parties de la pompe. On évite ainsi les démontages et l'on prévient les dérangements.

Le piston est en fonte, et muni de clapets annulaires semblables à ceux que l'on a eu l'occasion de décrire en parlant des machines à deux cylindres données précédemment. On ne reviendra donc pas sur leurs avantages. Ils sont d'ailleurs d'autant plus sensibles que le diamètre de la pompe est plus grand, et la quantité d'eau à extraire du condenseur plus considérable.

A ce point de vue, on pourrait trouver peu rationnelle la substitution des clapets à rotation autour d'un axe aux clapets annulaires dans la partie inférieure du corps de pompe. On s'en référera encore à ce qui a été dit à cet égard dans la description des machines du bateau l'*Ariane*, page 63. Sous l'influence de la hauteur d'eau existant dans le condenseur, ces clapets tendent sans cesse à s'ouvrir. Aussi, quand le changement de direction du piston les précipite sur leur siège, ils retombent avec bien moins de violence que s'ils fonctionnaient dans le mélange d'air et de vapeur à une très-faible tension existant dans la chambre de la pompe à air. Leurs battements répétés ne donnent point naissance à ces chocs, à ces ébranlements abrégant singulièrement la durée des organes qui les subissent. Du reste, il est un autre ordre de considérations que l'on n'a pas encore présenté, indépendantes non-seulement des circonstances précédentes, mais aussi des nécessités imposées soit par le peu d'espace disponible, soit par d'autres causes matérielles, etc. On fera d'abord observer que les dérangements dans le jeu des clapets d'une pompe à air proviennent souvent de l'interposition de matières étrangères amenées par l'eau de condensation. Les clapets inférieurs, sous ce rapport, sont donc plus sujets aux dérangements que les autres.

Si l'on suppose ces clapets placés à la partie inférieure du corps de pompe immédiatement sous le piston, il est évident que pour les visiter il faut démonter tout l'appareil, soulever le couvercle, enlever le cadre et l'obturateur supérieurs, retirer le piston, démonter la grande bielle, briser tous les joints, etc., et, par contre, arrêter la machine peut-être pendant plus d'une journée, ces pièces étant très-lourdes et difficiles à manier; mais, dans une mine telle que le Bleiberg, on ne suspend pas ainsi l'épuisement des eaux. L'inondation des travaux serait amenée infailliblement par une pareille interruption de travail. Il faudrait mettre immédiatement l'autre machine en train, et l'on concevra qu'on ne vienne à ces extrémités que dans des cas extrêmement graves, comme celui de la rupture d'un organe essentiel, par exemple. C'est une réserve qu'on ne fait donner que quand un besoin impérieux l'exige, et il est de toute nécessité qu'un dérangement de clapet de pompe à air n'amène pas une telle nécessité.



La section présentée à l'écoulement de l'eau par les clapets du piston peut être représentée par surf.  $(0.5229 + 1.3892) - (0.9852 + 0.3019) = 0.6250$ , soit le tiers à peu près de la surface du piston. La levée maximum est de 48 millimètres. La chambre supérieure est munie des mêmes obturateurs annulaires dont le siège recoit la boîte à étoupe de la tige du piston. Cette tige a un diamètre de 0.110 millimètres, soit une section de 0.009503. La résistance maxima qu'elle a à supporter est égale à la pression atmosphérique diminuée de la contre-pression du condenseur, plus au poids de l'eau soulevée, à celui du piston, et aux frottements de la garniture.

Le condenseur est placé sur un châssis en fortes poutres, et plongé ainsi que son assise dans une citerne en tôle solidement fixée à la fondation. Cette citerne est remplie et alimentée d'eau à la température du puits, baignant de toutes parts les parois du condenseur. La soupape d'injection est placée entièrement sous son niveau.

On remarquera que cette dernière a reçu quelques modifications exigeant les explications suivantes. Dans une machine à double effet et à mouvement non interrompu, le courant d'eau froide nécessaire à la condensation de la vapeur doit être continu ; ici il n'en est pas de même. Non-seulement la vapeur ne pénètre dans ce condenseur qu'avec intermittence, puisqu'elle ne fournit qu'une pulsation par course entière, mais encore chaque excursion du piston étant séparée de la suivante par un temps d'arrêt plus ou moins marqué, il s'ensuit que l'admission du courant d'eau froide doit être réglée de la même façon, qu'il doit pénétrer dans le condenseur en même temps que la vapeur, et que, pendant la pulsation suivante, l'orifice du robinet ou de la soupape d'injection doit être fermé.

Pour arriver à ce résultat, il fallait donc appliquer à cet appareil les modifications indiquées planche 14. La première condition à satisfaire, c'est de régler toujours le volume d'eau sur le poids de vapeur dépensé, sa température, celle de cette eau, etc.; la seconde, d'assujettir son introduction à la marche même de la machine, de la laisser pénétrer dans le condenseur à des intervalles de temps déterminés par le jeu de son mécanisme. Le condenseur est donc muni d'une double soupape; celle qui est représentée par la lettre D' peut être manœuvrée par le machiniste au moyen d'un renvoi de levier; elle proportionne la quantité d'eau à introduire aux diverses circonstances que nous venons de mentionner. L'autre E' est mue par une des poutrelles de la distribution, son ouverture correspondant avec la levée de la soupape d'émission.

On fera observer qu'il existe entre le piston de la pompe à air parvenu aux extrémités de sa course, le couvercle et le soubassement, un espace libre proportionnel à celui qu'on a ménagé dans le cylindre, l'amplitude de son excursion étant solidaire de celle du piston à vapeur.

La surface de ce dernier étant de 5.5990 centimètres carrés, et l'admission ayant lieu sur une longueur de 0.73 centimètres, le volume de vapeur dépensé par coup de piston est donc de 4 mètres cubes 087, auquel il faut ajouter celui qui existe dans l'espace libre, sur lequel nous reviendrons plus tard, et qui est de 1.165 mètre cube, soit, en tout, 5.25 mètres cubes environ. La tension de cette vapeur à la fin de l'admission est de 2 k<sup>os</sup> 15 par centimètre carré. A cette tension, le volume occupé par un kilogramme de vapeur est d'environ 869 litres. On aura donc à condenser  $\frac{5250}{869} = 6$  k<sup>os</sup> 04 de vapeur à 122° environ.

Cependant, comme toute cette vapeur ne passe pas au condenseur, et qu'une partie est comprimée à chaque course et refoulée dans l'espace libre par suite de la force vive conservée par les appareils, il y aurait lieu d'opérer la déduction de ce volume, qui conserve une tension d'environ 1.4 k°. Mais comme, d'un autre côté, la vapeur entraîne avec elle une certaine quantité d'eau, ou que cette compression même détermine la condensation d'une partie de la vapeur de l'espace libre, cette eau se vaporise vers la fin de la course, produit un travail et passe ensuite au condenseur; on peut donc considérer le poids théorique de vapeur introduit pendant l'admission comme le volume réellement dépensé.

La quantité d'eau nécessaire à la condensation de ces 6 k<sup>os</sup> 04 de vapeur sera donnée par la formule

$$6.04 (550 + 122) + x \times 12^\circ = (6.06 + x) 36^\circ.$$

La température du mélange égale à 36° correspondant du reste à la tension observée au baromètre du condenseur, et qui était de 0.045 mill. de mercure environ.

On aura donc, pour volume d'eau théorique à introduire par coup de piston, 160 litres environ.

La quantité d'air tenue en dissolution par cette eau est souvent estimée égale au douzième de son volume. Il viendra  $\frac{160}{12} = 13.3$  litres.

La dilatation par suite de son passage de la température 12° à celle de 36° porte naturellement ce volume à 13.3 [1 + 0.00368 × 24] = 14 litres 47.

De plus, ce volume varie encore en raison inverse des pressions, celle du condenseur étant de 0.045 de mercure seulement, ce qui donne  $\frac{14.47 \times 1.032}{0.061} = 244$  litres.

Ordinairement on estime que la quantité de vapeur mélangée à cet air lui est égale, comme naturellement aussi sa pression et sa température.

Le volume à extraire du condenseur par coup de piston devient donc  $160 + 244 + 244 = 648$  litres.

Le diamètre de la pompe à air est de 1 mètre 52, sa course de 1 mètre 40.

Le volume engendré par coup de piston est donc de  $1.8145 \times 1.4 = 2.54$  mètres cubes, soit  $\frac{2.540}{648}$  ou quatre fois aussi considérable que le volume théorique à extraire dans les conditions déterminées précédemment.

Mais il est vrai de dire que pratiquement, pour la condensation de ces 6.06 kilogr. de vapeur, on a observé qu'il fallait au moins 240 litres d'eau par coup de piston, ce qui rend le volume à extraire sensiblement égal alors à 980 litres d'après les données précédentes.

D'un autre côté, il ne faut pas perdre de vue que l'approfondissement des travaux exigera plus tard une période d'admission plus longue au cylindre, peut-être égale à la moitié de la course, et peut-être aussi l'emploi d'une pression initiale plus forte. Les dimensions données à la pompe à air ressortent donc de ces considérations. Naturellement il y a maintenant une certaine quantité de travail absorbée en perte pour la mouvoir et diminuant quelque peu l'effet utile; on devra donc en tenir compte dans la comparaison du travail total de la machine avec l'effet utile réellement obtenu.

Dans tous les cas, en estimant le volume à extraire du condenseur à 980 litres seulement par coup de piston, on voit qu'on est resté au-dessous de la vérité; en effet, ce volume doit remplir toute la chambre de la pompe à air quand son piston est au haut de sa course, et la tension du mélange gazeux ne saurait alors être inférieure à celle de 0.045 de mercure observée, car, lorsque les clapets d'aspiration sont ouverts, il faut bien que la même tension existe et dans la chambre de la pompe à air et dans le condenseur. Sans doute, il se dégagait plus d'air de cette eau de condensation; peut-être aussi la vapeur en amenait une certaine quantité. La boîte à étoupes de la tige du piston, par exemple, pouvait aussi en laisser entrer quelque peu vers la dernière portion de la course, quand la pression dans le cylindre était très-faible.

Quoi qu'il en soit, et en nous servant de ces données, il sera possible

d'établir d'une manière approximative le travail absorbé par cette pompe pendant une course entière, pour en tenir compte dans le total des résistances passives.

La surface du piston étant de 1.8145, la hauteur que ces 240 litres d'eau occupent au-dessus sera donc  $\frac{0.240}{1.8145} = 0.13$  environ.

Le volume restant occupé par l'air et la vapeur sera 1.8145 (1.40 - 0.13) = 2304 litres à la tension de 0.061 cent. carré. La course ascendante du piston déterminera la levée des clapets de retenue seulement lorsque le mélange aura acquis une pression égale à celle de l'atmosphère, augmentée par unité de surface du poids de ces clapets, et de celui de la colonne d'eau remplissant la bêche à eau chaude. Négligeant ces deux quantités, dont l'influence est assez faible, il est évident que lorsque le mélange gazeux sera assez comprimé pour atteindre cette tension de 1.032, on aura alors pour son volume

$$1.032 : 0.061 = 2304 : x = 136 \text{ litres.}$$

Le travail dépensé pour produire cette compression est évidemment égal à celui que donnerait le mélange gazeux en se détendant depuis la pression de 1.032 kilog. par centimètre carré jusqu'à celle de 0.061. Le rapport du volume après la compression au volume primitif sera  $\frac{2.304}{0.136} = 17$ , et son logarithme hyperbolique = 2.8332. Il viendra donc pour le travail

$$10000 \times 1.032 \times 0.136 \times 2.8332 = 3974 \text{ kilog.} \times \text{M.}$$

Pendant le même temps, le piston aura élevé 240 kilog. d'eau à une hauteur de 1.066. Le travail sera  $240 \times 1.066 = 255.84 \text{ kilog.} \times \text{M.}$

Pendant le restant de la course, on aura à vaincre la pression constante de l'atmosphère, égale à 1.032 sur chaque centimètre carré de piston, ou, en totalité, à  $1.8145 \times 1.032 = 18725 \text{ kilog.}$  Le chemin à parcourir restant sera aussi égal à  $\frac{0.240 + 0.136}{1.8145} = 0.207$  environ. Le travail sera encore égal

à  $18725 \times 0.207 = 3876 \text{ k} \times \text{m.}$  Il faut encore y ajouter celui qui résulte de l'élévation des 240 kil. d'eau à cette hauteur de 0.207, ou  $240 \times 0.207 = 49.6$ . De plus, il reste à tenir compte du frottement du piston. En supposant la pression de la garniture contre les parois égale seulement à 1 kilog. 0.32, on aurait théoriquement pour ce travail, la hauteur de cette garniture étant 0.1

$$3.1416 \times 1.52 \times 0.1 \times 1.032 \times 0.2 \times 1.4 = \text{T vap.,}$$

ou environ 1377  $k \times m$  pour une pulsation.

Récapitulant, il vient  $3974 + 255.8 + 3876 + 49.6 + 1377 = 9532 \text{ K} \times m$  pendant la course ascendante.

Par seconde, on aurait donc  $\frac{9532 \times 6.55}{60 \times 75} = 13.8$  chevaux environ.

Il faut maintenant déduire la pression derrière le piston, qui peut être prise moyennement égale à 0.07 pendant toute la course; il vient encore  $1.8145 \times 0.07 \times 1.4 = 1778 \text{ k}^\circ \times m$ . ou en chevaux  $\frac{1778 \times 6.55}{60 \times 75} = 2.5$  à peu près.

Déduisant du résultat précédent, il vient  $13.8 - 2.5 = 11.3$  chevaux.

Pendant la course descendante, on n'a guère à vaincre que les frottements et la résistance de l'eau passant au travers du piston de la pompe; cette dernière résistance est fort peu considérable. Cependant, comme, par suite de l'espace libre, il existe sur le piston une hauteur d'eau assez considérable, il faut, pour que ses clapets puissent se soulever, comprimer aussi le mélange gazeux à la descente; il y aurait donc un travail résistant si la pression qui tient ceux-ci appliqués sur leur siège, leur propre poids compris, était plus considérable que la tension sous le piston qui est égale à 0.061. Or, comme elle n'est guère que de 0.04, il n'y a pas lieu de s'en occuper. Négligeant les frottements autres que ceux de la garniture du piston, on a pour ceux-ci par seconde  $\frac{1377 \times 6.55}{60 \times 75} = 2$  chevaux-vapeur, ce qui, ajouté aux résistances pendant l'ascension, donne  $11.3 \times 2 = 13.3$  chev.-v.

Cet aperçu ne donne naturellement qu'une approximation destinée à faire comprendre l'importance des résistances passives dans ces machines. C'est ainsi que, dans l'évaluation du travail produisant la compression du mélange gazeux, on n'a tenu compte que de la résistance de l'air. Il y a cependant une certaine quantité de vapeur se condensant du reste suivant l'intensité de la compression. Du reste, dans l'établissement de ce calcul, on est demeuré sans doute au-dessus de la vérité; on a négligé, par exemple, de faire entrer en ligne de compte plusieurs causes de résistance qui auraient augmenté ce résultat, comme le frottement dans les boîtes à étoupe, la résistance de l'eau au passage des clapets, etc., etc. Le frottement du piston seulement peut être considéré comme un maximum.

L'alimentation des chaudières s'opère au moyen des deux pompes foulantes à piston plongeur M. (Voir planches 14 et 16.) Une d'entre elles est destinée à fonctionner seulement quand la première est mise hors de service par

une cause quelconque. Le piston plongeur N est en fonte, et mû par la bielle O, articulée au balancier moteur. Leur prise d'eau dans la bêche à eau chaude n'est guère située qu'à un mètre en dessous de l'assise de la pompe, et le sol des chaudières étant à un niveau à peu près égal à celui de leur orifice de refoulement, la charge du piston en descendant n'est guère par conséquent solidaire que de la pression existant dans ces chaudières. Le diamètre de ce piston est égal à 202 millimètres; sa course est de 1.40 moyennement.

L'orifice d'aspiration est placé en H' vers l'assise de la pompe; celui de refoulement immédiatement en dessous de la boîte à étoupes. L'air qui se dégage de l'eau aspirée ne peut donc guère séjourner ni s'accumuler dans le corps de pompe. Le piston en descendant le comprime, le force à soulever le clapet, et l'expulse de la chambre de la pompe à chaque pulsation.

Cette disposition contraint seulement à donner un diamètre plus fort au corps de pompe, puisque l'eau pressée par le piston doit s'élever dans l'espace annulaire compris entre sa surface convexe et la paroi du corps de pompe. Si cet espace était trop restreint, elle y prendrait une vitesse peu compatible avec le bon fonctionnement de l'appareil. Le diamètre extérieur de la pompe étant de 243 millimètres, il vient donc pour la section de ce passage annulaire  $\left(\frac{0.243}{2}\right)^2 \times 3.1416 - \left(\frac{0.202}{2}\right)^2 \times 3.1416 = 0.0143$  égale à celle du tuyau de refoulement.

Ces pompes sont munies d'une soupape de sûreté à contre-poids analogue pour ses fonctions à celle qui a été décrite pour les machines du bateau l'*Ariane*.

En général, on donne aux pompes alimentaires des proportions beaucoup plus fortes que ne l'exige l'alimentation théorique. On sait assez combien de circonstances tendent à diminuer leur rendement; il faut donc multiplier le cube engendré par révolution par un coefficient de réduction pour rester dans le vrai. En outre, on doit encore se réserver les moyens d'introduire rapidement une grande masse d'eau dans les chaudières si, par une négligence quelconque, le niveau était prêt de s'abaisser en dessous des carneaux. Ici on a, de plus, dû prévoir le cas où les machines travailleraient avec une expansion plus faible, c'est-à-dire dépenseraient un poids de vapeur plus considérable.

La section du piston étant de 0.0320 et la course de un mètre 40, le volume engendré par course simple sera donc de 44 litres environ. Suppo-

sant l'effet utile égal aux 0.8 du volume engendré par course simple, il viendrait  $44 \times 0.8 = 35.2$  litres par pulsation; le poids théorique de vapeur dépensé pendant ce temps, tout compris, est d'environ 7 kilog. Il est donc nécessaire d'interrompre l'alimentation fréquemment; l'eau refoulée, au lieu d'être introduite dans les chaudières, soulève alors la soupape de sûreté et s'échappe par le tuyau dit de trop-plein de la pompe à air. Du reste, ces pompes sont analogues, pour l'ajustement et la matière, à celles des machines à deux cylindres décrites précédemment.

La pression dans les chaudières est d'environ 2 kilog. par centimètre carré; du moment où le clapet de retenue sera soulevé, elle s'exercera contre le piston en sens contraire du mouvement. On aura ainsi  $0.0320 \times 2 K^{\circ} = 640$  kilog. de résistance. Supposant cette résistance constante pendant la demi course entière, le travail sera  $640 \times 1.40 = 896 k \times m$  et par seconde  $\frac{896 \times 6.55}{60 \times 75} = 1.3$  cheval. Il est vrai que le clapet de retenue ne s'ouvre pas immédiatement, et que dès lors la pression de la chaudière ne réagit pas pendant toute la course; mais on a négligé, d'un autre côté, les frottements du piston, de l'eau, le travail nécessaire à la levée de la soupape de retenue, etc. Quant au travail pendant l'aspiration, il est très-faible. La pression opposée à la levée du piston est celle de l'atmosphère. La pression sous sa face inférieure lui est égale moins la hauteur de la colonne d'eau aspirée, qui est de un mètre environ. On a donc  $320 \times 1.032 - \left( 320 \times \frac{1.032 \times 9}{10} \text{ env.} \right) = 33$  kilog., et pour le travail  $33 \times 1.4 = 46.2$ , soit par seconde  $\frac{46.2 \times 6.55}{60 \times 75} = 0.07$  de cheval à peu près, frottements, etc., non compris.

Cette évaluation n'est du reste encore qu'une approximation destinée à être mise en regard de l'effet utile. Par exemple, on aurait dû tenir compte, dans le travail de la pompe à air, de l'influence de l'espace libre existant forcément entre le piston au haut de sa course et les clapets de retenue, et de la quantité d'eau contenue dans la bache à eau chaude.

Ainsi, il eût été plus exact de poser, pour la hauteur moyenne de l'élévation de l'eau de condensation, au lieu de  $1.066 + 0.207 = 1.273$ , les chiffres  $1.196 + 0.074 + 0.065 = 1.335$ . Cette rectification, du reste, modifie peu le résultat final.

D'un autre côté, on a supposé la température de l'eau de condensation égale à 12 degrés. C'est un cas très-favorable. Il est probable qu'elle pouvait

s'élever jusqu'à 15 et 18 degrés. On conçoit combien cette circonstance seule modifierait la résistance, et combien, sous ce seul rapport, sa détermination présente d'incertitude.

C'est aussi pourquoi l'on n'a pas tenu compte de l'existence de la vapeur dans la chambre de la pompe à air, que l'on a considérée comme remplie d'air seulement; le résultat final eût aussi été modifié par cette circonstance. Il est donc bien difficile d'avoir des observations assez complètes pour la détermination exacte de ce travail, qui n'est présenté ici que sous forme d'aperçu.

Cette description des principaux organes de la machine pourra se terminer ici. On n'est entré dans aucun détail quant au mécanisme de distribution ou jeu de fer, aux cataractes, etc. Ces organes présentent aussi sans doute quelques particularités, quelques détails d'ajustement intéressants à connaître. On pourra amplement revenir sur ce sujet dans la description d'autres machines d'épuisement, car ce système de distribution se reproduit invariablement partout, et la plus importante modification y apportée dans ces derniers temps consiste dans la substitution du tiroir aux soupapes, pour les machines de faible force, travaillant généralement avec peu d'expansion et sans condensation. Du reste, le mode d'action, le jeu de ces organes sont parfaitement décrits dans divers ouvrages. Ce qu'on en dirait ici servirait, il est vrai, à l'intelligence plus complète des diverses planches d'ensemble, mais il est peut-être préférable de donner plus tard le dessin de l'appareil entier à une plus grande échelle, et d'entrer alors dans des détails qui allongeraient encore cette description.

Comme il n'est pas sans intérêt de connaître exactement le coefficient d'effet utile de ces grandes machines, et qu'on a les données nécessaires et suffisamment exactes pour le calculer, on pourra, à l'aide des diagrammes relevés avec l'indicateur de Watt, et en se servant, d'autre part, du travail rigoureusement exact des experts, parvenir à ce résultat.

La première recherche à faire est naturellement celle de la pression moyenne pendant toute la course du piston, qui donnera le travail total réellement accompli par course simple. La quadrature de la courbe, reproduite planche 16<sup>1</sup>, en donne aisément les moyens. On rappellera seulement que le diamètre du cylindre est de 2 mètres 67 centimètres, donnant une surface de 5.5990 mètres carrés. Quant à la course moyenne, son amplitude est de 3 mètres 65, et le rapport des deux bras du balancier étant comme



6.4 : 5, il s'ensuit que celle des pompes n'est que de 2 mètres 85, comme on l'a dit précédemment.

L'admission de la vapeur cessant quand le piston a parcouru une longueur de 73 centimètres dans le cylindre, ce cube de vapeur occupe, à la fin de la course, un espace cinq fois aussi grand que son volume primitif. Quant à sa pression, on avait, lors des expériences, 29 livres anglaises aux chaudières. La tension initiale dans le cylindre devait donc s'élever à 2.9 atmosphères environ. Examinant le diagramme reproduit planche 16<sup>a</sup>, on voit qu'on n'a obtenu cependant qu'une tension de 2.42 atmosphères au départ du piston, circonstance sur laquelle on reviendra dans la suite de cette description.

Appliquant maintenant la formule de Simpson à la quadrature de la surface fermée d'un côté par la courbe des tensions successives, de l'autre par la ligne du vide absolu, on scindera l'opération en deux parties. Ainsi, après avoir divisé en 20 parties égales la ligne qui représente la course du piston, et est donc égale à 3 m. 65, on élèvera par les points de division des ordonnées perpendiculaires à cette ligne, espacées par conséquent à 0.1825 l'une de l'autre. Le fragment de surface enfermé entre les ordonnées numérotées 1 à 5, la courbe des tensions et la ligne 0, représentera le travail pendant l'admission. Le reste sera celui qui est dû à la détente. La quadrature de cette première surface donnant la pression moyenne pendant l'admission, il viendra

$$[2.44 + 2.15 + 4(2.47 + 2.24) + 2 \times 2.36] \frac{0.1825}{3} = \text{surface}$$

Effectuant l'opération, il vient  $28.15 \times 0.0608\dots = 1.711$  pour aire.

La pression moyenne serait donc  $\frac{1.711}{0.73} = 2 \text{ k}^{\text{os}} 343\dots$

Et le travail total pendant l'admission

$$55990 \times 1.711, \text{ ou } 55990 \times 2.343 \times 0.73 = 95799 \text{ K} \times m.$$

Quant au travail absolu pendant la détente, on posera encore

$$\begin{aligned} & [(2.15 + 0.54 + 4(1.80 + 1.34 + 1.06 + 0.87 + 0.78 + 0.73 + 0.72 + 0.68) + 2 \\ & [1.53 + 1.17 + 0.96 + 0.82 + 0.76 + 0.75 + 0.73])] \times \frac{0.1825}{3} = \\ & S = 0.0608\dots \times 48.05 = 2.921440, \end{aligned}$$

et pour pression moyenne  $\frac{2.921440}{2.92} = 1.00049$ , soit sensiblement 1 kilog.

Le travail sera encore

$$55990 \times 2.9214\dots \text{ ou } 55990 \times 1.0004\dots \times 2.92 = 163572 \text{ K} \times M.$$

Ainsi le travail total par pulsation sera  $95799 + 163572 k \times m = 259371 k \times m$ .

Le rapport des experts constatant que la machine a donné, pendant 127 heures 15 minutes, cinquante mille quarante-trois pulsations, on aura par minute  $\frac{50043}{7635} = 6.55$  pulsations.

Ce qui fournit pour le travail brut par seconde  $\frac{259371 \times 6.55}{60 \times 75} = 377$  chevaux.

Si on passe maintenant à la détermination de l'effet utile, on trouve encore dans le travail des experts les données suivantes.

Le rendement des pompes a été constaté au moyen d'une bêche cylindrique en tôle dans laquelle se déversaient les eaux élevées, et dont le volume rigoureusement déterminé était de 25 mètres 14.

Le volume d'eau *moyen* produit de 11 coups de piston était de 24669 litres, dépassant le volume théorique des pompes de  $24669 - 24622 = 47$  litres.

Nous rappellerons ici que la surface de leur piston est de 1 mètre, la course moyenne de 2 mètres 85, donnant, pour le volume engendré par ce piston et pour 11 levées,  $0.7854 \times 2.85 \times 11 = 24622$  litres.

Quant à la hauteur effective de la colonne d'eau, elle était de 71 mètres 50 centimètres seulement lors des expériences.

Le travail utile par pulsation était donc  $\frac{24669}{11} \times 71.50$ , et par seconde  $\frac{\frac{24669}{11} \times 71.50 \times 6.55}{60 \times 75} = 234$  chevaux environ.

Ainsi le rapport de la force brute déployée au travail réellement utilisé sera  $\frac{234}{377} = 0.621$  environ.

Il est bon de faire observer ici que, dans ces grandes machines travaillant à une forte détente, on ne peut obtenir un coefficient d'effet utile aussi élevé qu'on pourrait le croire de prime abord. Les masses extrêmement considérables qu'il faut mettre en mouvement pour obtenir cette détente en sont une des principales causes. Pour vaincre l'intensité du frottement qu'elles développent, il faut un déploiement de force supplémentaire donnant lieu à une perte sèche d'effet utile. Pendant l'ascension du piston, les tourillons de l'arbre du grand balancier ne supportent pas, il est vrai, l'action de la vapeur; mais ils restent toujours chargés du poids propre de ce balancier et en partie de celui de la maîtresse-tige. Quant à ceux du balancier à contre-poids, ils sont constamment chargés des mêmes masses. Pour vaincre ces frottements, il faut donner un

excès de poids à la maîtresse-tige, qui doit entraîner la machine en descendant. Dans la course suivante, c'est le travail de la vapeur qui relève cet excès de poids et surmonte les mêmes frottements.

Il n'est pas sans intérêt de comparer le travail brut tel que nous venons de le déterminer par la quadrature du diagramme, avec celui que donnerait la formule théorique, ayant ici un poids de vapeur donné à une pression connue, et se détendant jusqu'à occuper un espace cinq fois plus grand que son volume primitif.

On a vu que la tension à la fin de la période d'admission est de 2 k<sup>os</sup> 15. Le volume de vapeur à cette tension remplissant le cylindre était  $5.5990 \times 0.73 = 4.08727$  mètres cubes; on aura donc pour le travail  $10000 \times 2.15 \times 4.087 \times \log. \text{hy.} \frac{20436}{4087} = 87870 \times \log. \text{hy.} 1.609437 = 141421 k \times m.$

Mais l'on a trouvé par la quadrature du diagramme que le travail pendant la détente étant égal à 163572  $k \times m$ , d'où une différence de  $163572 - 141421 = 22151 k \times m$ , qui, en chevaux-vapeur par seconde, donnent  $\frac{22151 \times 6.55}{60 \times 75} = 32$  chevaux environ.

Ce résultat montre assez quel rôle important joue la vapeur remplissant l'espace libre et combien le travail accompli par sa détente contribue à l'augmentation de l'effet utile. On commettrait donc une erreur notable, dans l'établissement d'une machine ayant des dimensions telles que celles du Bleiberg, en négligeant d'en tenir compte dans le calcul préalable à établir. Il sera du reste facile de voir si ce résultat est conforme à la loi de Mariotte, et s'accorde bien avec la théorie, en reconstruisant la courbe des pressions d'après les données suivantes: il existe, entre le piston à l'extrémité de sa course et le couvercle, un espace libre ayant 1 décimètre de hauteur, rempli à la fin de l'admission de vapeur à 2.083 atmosphères de tension.

Le cube est donc $5.5990 \times 0.1$ . . . . .	0.559
Le volume du conduit ou lumière d'admission (dimensions développées) est de . . . . .	0.148
Le cube de la cuvette contenant la soupape d'équilibre, etc. .	0.458
	1.165

Soit en tout, pour l'espace libre supérieur, 1.165 mètre cube, car il est bon de faire remarquer que la cuvette de la soupape d'équilibre est en communication directe avec le cylindre et remplie de vapeur à la même tension.

Ainsi, à la fin de la période d'admission, le travail dû à la détente proviendra donc non de 4.087 mètres cubes de vapeur, mais bien de  $4.087 + 1.165 = 5.252$ .

Calculant maintenant, d'après ce volume, les pressions correspondant à la série d'ordonnées établie précédemment, on trouve que, vers la fin de la course, la courbe théorique s'infléchit dans celle qu'a donnée l'indicateur, et que la pression finale devrait être sensiblement inférieure à celle qui existe réellement. Du reste, on peut encore calculer ici le travail au moyen de la formule de Simpson.

L'on a donc

$$(2.15 + 0.52 + 4[1.79 + 1.35 + 1.08 + 0.89 + 0.77 + 0.69 + 0.60 + 0.54] + 2[1.54 + 1.20 + 0.99 + 0.84 + 0.73 + 0.64 + 0.57]) \frac{0.1825}{3} = S.$$

$$\text{D'où l'on tire } S = 46.53 \times 0.06083 = 2.8304.$$

Il vient donc pour pression moyenne  $\frac{2.8304}{0.1825 \times 16} = 0.969$ , et le travail produit par la détente de ce volume est  $\frac{5.5990 \times 0.966 \times 2.92 \times 6.55}{75 \times 60} = 230.6$  chevaux-vapeur.

Mais l'on a trouvé le travail pendant l'admission égal à  $95799 \times m$  par pulsation, soit par seconde et en chevaux  $\frac{97599 \times 6.55}{60 \times 75} = 139.4$  chev. environ.

On aurait donc  $139.4 + 230.6 = 370$  chevaux pour travail pendant l'admission et la détente théorique, tandis que la quadrature du diagramme a donné 377 chevaux, soit une différence de 7 chevaux en plus correspondant à très-peu de chose près à la différence de surface entre le diagramme tracé suivant la loi de Mariotte et celui donné directement par l'observation.

Le résultat 230.6 peut, du reste, être porté à 232 chevaux, parce que l'on a négligé le troisième chiffre décimal dans l'évaluation des pressions successives indiquées plus haut.

Ce fait s'est du reste présenté fréquemment, et paraît être dû soit à l'eau liquide amenée directement de la chaudière, et se vaporisant à la fin de la course par suite de l'abaissement de la pression, et à la faveur de la chaleur rayonnée par l'enveloppe, soit à la vapeur condensée pendant la période de compression, et se vaporisant ensuite par les mêmes causes. L'examen du diagramme prouve, en effet, que, pendant la période de compression, la courbe est loin de varier suivant la loi de Mariotte, mais, par

sa configuration, ferait plutôt croire à une liquéfaction d'une partie de cette vapeur refoulée dans l'espace libre.

On a trouvé précédemment que l'effet utile de la machine était égal à 0.621. Il est évident que les résistances passives sont loin d'être les mêmes pendant l'ascension et pendant la descente. Lorsque la vapeur agit sur le piston pour relever la maîtresse-tige, les frottements sont naturellement augmentés proportionnellement à la pression supportée alors par les divers organes de transmission du mouvement. De plus, c'est pendant cette pulsation que la manœuvre de la pompe à air exige une dépense de travail réellement importante, ainsi que l'on en a donné un aperçu, et que le piston de la pompe alimentaire, en refoulant l'eau dans les chaudières, éprouve une résistance dont il convient aussi de tenir compte. Ces résistances diverses absorbent donc, pendant la course descendante du piston, une quantité de travail bien plus considérable que celle qui est consommée aux mêmes fins pendant la descente de la maîtresse-tige.

Dans tous les cas, il est facile de se rendre compte de l'effet utile pendant l'action de la vapeur. La pompe soulevante élève d'abord à une hauteur de 2 mètres 85 un volume d'eau pouvant être représenté par sa surface multipliée par la hauteur totale de sa colonne, ensuite la machine soulève à la même hauteur la maîtresse-tige, la partie du poids de celle-ci pouvant s'estimer en effet utile, étant évidemment égale à celui de la colonne refoulée, dont la hauteur est de 59.75<sup>m</sup>. Ainsi le poids total soulevé utilement à 2 mètres 85 est évidemment égal à celui de toute la colonne d'eau, depuis le niveau du puisard jusqu'à la galerie d'écoulement.

Les principales résistances passives pendant l'action de la vapeur pourront donc se grouper de la manière suivante, ceci n'étant encore qu'un aperçu destiné seulement à être mis en regard de l'excédant du poids de la maîtresse-tige sur celui la colonne d'eau foulée.

- 1° Contre-pression du condenseur.
- 2° Frottement du piston.
- 3° Frottement des tourillons du balancier moteur.
- 3° Id. des tourillons du balancier à contre-poids.
- 4° Travail absorbé par la levée du piston de la pompe à air et frottement de son piston.
- 5° Travail absorbé par la pompe alimentaire pour fouler l'eau dans les chaudières.

6° Travail nécessaire pour soulever l'excédant de poids de la maitresse-tige sur les colonnes d'eau foulées.

7° Travail absorbé par l'aspiration des deux plongeurs.

8° Frottement de la garniture d'étoupes contre leur circonférence, etc.

9° Frottement du piston de la pompe soulevante.

On passera sous silence les divers frottements dans les boîtes à étoupes, aux articulations du parallélogramme, le travail nécessaire à mouvoir les soupapes de distribution, etc., etc.

La pression dans le condenseur étant moyennement pour la course entière de 0.074 k° par centimètre carré, le travail résistant sera donc

$$5.5990 \times 0.074 \times 3.65 = 15121 \text{ K} \times \text{M.}$$

On a trouvé le travail total de la vapeur par coup de piston égal à 259371  $k \times m$ . Sur ce total, 161069 correspondent à l'effet utile, 98302 sont absorbés par les résistances passives. De cette dernière somme on commencera donc par déduire le travail ci-dessus, dû à la contre-pression du condenseur, d'où il vient  $98302 - 15121 = 83181 \text{ k} \times \text{m}$ , employés exclusivement à vaincre toutes les résistances passives pendant la double course de la machine.

Il conviendrait maintenant d'établir séparément ces résistances pendant la course ascendante et pendant la course descendante. Le frottement du balancier moteur est plus considérable pendant la seconde quand il supporte, d'une part, la pression de la vapeur, de l'autre le poids de la maitresse-tige, que pendant l'ascension, où l'une de ces causes n'existe pas. Le travail de la pompe à air est aussi très-faible pendant la descente de son piston. D'un autre côté, le travail absorbé par l'aspiration des plongeurs disparaît pendant la retombée.

Naturellement donc l'excédant de poids de la maitresse-tige surmontant toutes les résistances passives pendant la descente, ne produit pas un travail égal précisément à la moitié de ces 83180 kilog.  $\times$  M.

La partie équilibrée de la maitresse-tige sur le balancier à contre-poids, s'élevant à 94000 kilog., laisse un excédant disponible, pour produire le refoulement, égal à 85000 kilog. environ. Le poids de la colonne d'eau refoulée étant de  $0.7854 \times 59.75 = 46927$  kilog., il reste donc une différence de  $85000 - 46927 = 38073$ , dont il faut se rendre compte.

On fera remarquer d'abord que les deux bras du balancier moteur étant inégaux, il faut un excédant de poids du côté de la maitresse-tige pour équilibrer la force qui tend, sous ce rapport, à la soulever. De plus, le poids

du piston, ceux de sa tige, des organes du parallélogramme, des poutrelles de distribution, etc., agissant dans le même sens et sur des bras de levier divers, concourent au même résultat. Une certaine partie du poids de la maitresse-tige doit donc être distraite de la masse totale, puisque ses fonctions consistent à équilibrer les divers organes qui viennent d'être mentionnés; le reste donne alors la partie réellement utilisable et contrebalançant la colonne d'eau. Pour se rendre compte de l'importance de cette fraction, on pourra poser l'égalité suivante, classant les organes dont les poids suivent suivant leur position quant à l'axe du balancier moteur :

**PIÈCES TENDANT A RELEVER LA MAITRESSE-TIGE.**

Poids du piston, de la tige et des organes d'assemblage au balancier.	11800 k°
Idem des clavettes et de l'arbre de butée. . . . .	2293 »
Idem des poutrelles et des organes d'assemblage . . . . .	2300 »
Idem des tiges et des pistons des pompes alimentaires . . . . .	1100 »
Idem des barres du parallélogramme et accessoires . . . . .	2000 »
Idem des deux flasques du balancier, etc. (non compris le moyeu central). . . . .	15000 »
	<hr/>
	34493 k°

**PIÈCES TENDANT A SOULEVER LE PISTON DU CYLINDRE.**

Poids de la grande bielle de réunion à la maitresse-tige. . . . .	7200 k°
Idem de son arbre, etc. . . . .	1400 »
Idem du piston, de la bielle et de la tige de la pompe à air . . . . .	4300 »
Idem des deux flasques du balancier (non compris le moyeu central). . . . .	9800 »
	<hr/>
	22700 k°

Rapportant les poids de chacun de ces organes à leurs centres de gravité respectifs, on aura les bras de levier sur lesquels ils agissent, et l'on pourra poser l'égalité suivante, l'inconnue représentant naturellement la fraction du poids de la maitresse-tige nécessaire à l'établissement de l'équilibre du système:  $11800 \times 6.4 + 2293 \times 5.3 + 2300 \times 3.2 + 2000 \times 5 + 1100 \times 2.4 + 15000 \times 3.6 = 7200 \times 5 + 1400 \times 5 + 4300 \times 2.6 + 9800 \times 2.8 + 5x = 16010 k°$ .

Ainsi la maitresse-tige doit être chargée de ce chef seul d'un poids supplémentaire de 16000 k° pour que l'équilibre statique existe entre toutes les forces qui tendent à faire tourner le balancier dans des sens différents.

D'un autre côté, la disposition du balancier à contrepoids étant la même, cet organe concourt au même résultat, avec moins d'intensité seulement, parce que l'inégalité de poids et de dimension de ses flasques de chaque côté de l'axe de rotation y contribue seule. Ces poids sont, du reste, de part et d'autre égaux à 14500 et 9400 k° (axe et moyeu central non compris).

On a donc  $14500 \times 3.6 = 9400 \times 2.8 + 5x = 5176$  k°.

Il faudra donc déduire du poids total de la maîtresse-tige, ou plutôt de son excédant sur la colonne d'eau trouvé précédemment, un poids de  $16000 + 5176 = 21176$  k° nécessaire à l'équilibre du système. Dans tous les cas cette masse qui, pendant le mouvement, produit sans doute un frottement sur l'axe et partant une consommation de travail, est un des réservoirs de force vive dont l'existence est ici indispensable au travail à grande expansion.

L'excédant de poids de la maîtresse-tige se réduit par là à  $38073 - 21176 = 16897$ , soit 16900 k°. On a trouvé précédemment le poids de la colonne d'eau refoulée égal à 46927 k°. Cependant à la naissance de la course descendante il n'en est pas tout-à-fait ainsi, et la charge statique est sensiblement inférieure à ce chiffre, car les pistons sont alors complètement émergés et les corps de pompe remplis d'eau. La hauteur totale de la colonne doit donc être diminuée d'une quantité égale à la double course d'une pompe, soit  $2.85 \times 2 = 5$  mètres 70, ce qui réduit le poids à soulever, au moment où la course descendante commence, à  $46927 - 4476 = 42451$  k°. L'excédant dont il vient d'être parlé s'élève donc alors  $85000 - (21176 + 42451) = 21373$  k°. Les plongeurs étant arrivés au bas de leur course, non-seulement cette différence a disparu, mais la hauteur totale de la colonne s'est accrue de celle des redoublements qui surmontent chacune de ses fractions, et remplacent les anciennes bâches ou réservoirs en madriers dans lesquels se déversaient les eaux soulevées. Ici le plongeur de la première pompe foulante porte l'eau immédiatement jusqu'au déversoir ou canal d'écoulement; celui de la seconde l'élève jusque dans le redoublement accolé à cette première pompe, dont les clapets d'aspiration sont alors fermés; quant à la pompe soulevante, la hauteur d'eau pesant sur son piston restant la même pendant ce temps, il n'y a pas lieu de s'en occuper. La hauteur maximum totale de la colonne foulée est alors d'environ 61 mètres 75, le premier redoublement ayant 1 mètre 19 de diamètre, et le volume d'eau fourni par la pompe s'y élevant par conséquent à environ 2 mètres seulement de hauteur. Ainsi, quand les plongeurs commencent leur course descendante, la charge



peut être représentée par une hauteur d'eau d'environ 54 mètres 05, et lorsqu'ils sont au bas de leur course par 61.75. La résistance va donc en croissant et tend à diminuer le mouvement accéléré que prennent les appareils à la retombée. On conçoit même que si pendant un instant, au début de la course, une résistance extraordinaire et instantanée devait être vaincue, on dispose dans ce moment d'une charge ou poids d'environ 6000 k° pour la surmonter. Dans tous les cas, la colonne d'eau maximum est égale à  $0.7854 \times 61.75 = 48500$ .

La colonne minimum à  $0.7854 \times 54.05 = 42451$ .

La charge moyenne peut donc être considérée égale à

$$\frac{48500 + 42451}{2} = 45475 \text{ k}^\circ,$$

ce qui donne aussi pour excédant moyen de la matresse-tige 85000 —  $(45475 + 21176) = 18349$ , poids qui devra vaincre toutes les résistances passives, surmonter tous les frottements, et fournir la vitesse nécessaire à l'élévation de l'eau pendant la course ascendante du piston.

On a déjà donné une idée de la valeur de ces résistances, quant à la pompe à air et aux balanciers. On peut établir avec assez d'approximation des relations semblables pour les autres organes. Cependant la détermination du frottement des plongeurs des pompes, du piston du cylindre, etc., présente plus d'incertitude, et son appréciation ne doit pas être regardée ici comme bien rigoureuse, les données de l'expérience manquant presque complètement. On essaiera donc d'y parvenir par les considérations suivantes.

La garniture d'étoupes des pompes foulantes réagit naturellement contre la face convexe du plongeur absolument de la même manière que celle du piston relativement à la circonférence du cylindre; la pression de cette garniture contre la surface du plongeur doit être assez grande pour empêcher l'eau de fuir (autant que possible du moins) à travers la boîte à étoupes. Partant de là, on conçoit que cette pression est proportionnelle au poids ou à la hauteur de la colonne d'eau refoulée; seulement les coefficients ou rapports du frottement à la pression, doivent différer considérablement dans l'un et l'autre cas.

En effet, on peut tout au plus supposer le chanvre qui garnit le piston légèrement mouillé d'eau, les graisses qu'on introduit dans le cylindre étant expulsées à chaque coup piston et disparaissant complètement en peu de temps.

Les choses se passent autrement dans les pompes. Le suif versé s'infiltré, et pénètre entièrement la garniture, qui ne tarde pas à prendre à la surface comme une sorte de glacié, ce qui réduit l'intensité du frottement, dans ce cas, peut-être à son minimum. Il semble donc qu'on peut prendre sans erreur, en ce cas, le coefficient de frottement égal à 0.06 seulement.

La hauteur de la garniture étant de 0.26 environ, et la circonférence des plongeurs égale à 3,1416, si l'on suppose la pression exercée sur chaque unité de surface de cette garniture exactement proportionnelle à la hauteur de la colonne d'eau (soit 59 mètres 75 cent.), il vient pour le frottement total des deux plongeurs

$$3.1416 \times 0.26 \times 5.8 \text{ k}^\circ \text{ environ} \times 0.06 = 2842 \text{ k}^\circ \text{ environ.}$$

Comme point de comparaison, si l'on se reporte à quelques expériences exécutées sur des pompes à piston creux des mines de Poullaouen, pompes, du reste, d'un diamètre bien moins considérable, mais soumises à une plus forte charge d'eau, on trouve que la résistance totale apportée au mouvement, soit par le frottement du piston, celui de l'eau dans les conduites, l'excédant de vitesse qu'il faut lui donner au passage des soupapes, etc., s'élevait à 0.08 environ du poids de la colonne d'eau soulevée. Établissant la même relation, il viendrait ici  $45475 \text{ k}^\circ \times 0.08 = 3638 \text{ k}^\circ$  pour résistance totale.

Il est du reste évident qu'ayant égard au grand diamètre des conduites, égal et même supérieur à celui des pistons, et à la vitesse moyenne qui est assez faible, l'importance des frottements de l'eau contre les parois est peu considérable, et qu'il doit en être à peu près ainsi quant aux autres résistances mises en regard du frottement du plongeur.

Quant à la pompe soulevante, on a dit précédemment que le poids de son piston et de sa tige suffisait pour vaincre la résistance pendant la course descendante, et que la matresse-tige n'avait guère à agir par son poids ou par compression pour produire celle-ci. On a aussi évalué le frottement de son piston à  $1424 \text{ k}^\circ$ , dans la supposition d'une colonne d'eau de  $17000 \text{ k}^\circ$ . Reprenant le rapport précédent, il viendrait  $17000 \times 0.08 = 1360 \text{ k}^\circ$  pour la somme de toutes les résistances pendant l'ascension. On fera remarquer que le coefficient de frottement de son piston doit et a été en effet pris bien supérieur à 0.06, et que dès lors celui de la résistance totale doit croître proportionnellement. Du reste, ici encore on ne peut être conduit que par des suppositions présentant beaucoup d'in-

certitude. Il est évident que, dans la course contraire, la pression étant la même sur les deux faces du piston, le frottement de sa ceinture en cuir devient pour ainsi dire nul. La levée des clapets provoque seulement un déploiement d'effort extraordinaire d'une durée égale au court instant pendant lequel elle s'effectue. La section totale que présente ces clapets est d'environ 3500 centimètres carrés, et celle des orifices qu'ils recouvrent de 3200 seulement. Cette différence de surface constitue leur recouvrement sur la table du piston, et est indispensable, soit pour leur donner assez de stabilité et de résistance pour résister à la pression de l'eau, soit pour maintenir le joint bien étanche. Lors des expériences, la hauteur de la colonne soulevante était seulement de 11.75, celle d'aspiration atteignait au plus 4 mètres.

Ainsi, la charge d'eau à laquelle ils étaient soumis pendant l'ascension était de  $0.3500 \times 11.75 \times 1000 = 4112$  k° environ. Il est évident que l'effort à déployer sous leur face inférieure pour provoquer la levée devait être au moins égal (poids du clapet négligé) à ce chiffre. La surface contre laquelle ce dernier s'exerce étant de 3200 centimètres, il vient, pour effort par centimètre carré,  $\frac{4112}{3200} = 1.28$  k°, ce qui donne pour la pression totale exercée par le piston et supportée par la surface entière du liquide,  $7854 \times 1.28 = 10053$  k° environ. Or, la force qui tend à faire descendre le piston est évidemment égale à son poids, etc., plus celui de la colonne d'eau qui pèse au-dessus, soit donc  $3227$  k° +  $9228 = 12455$  k°. Quant au frottement de ce piston, la hauteur de la ceinture en cuir étant de 0.06 environ, il devient égal à  $3.1416 \times 1 \times 0.06 \times 11.75 \times 1000 \times 0.36 = 797$  k° environ ; la résistance opposée à la descente pendant le très-court instant où les clapets sont fermés est donc  $10053 + 797 = 10850$ . Ainsi, dans le temps très-petit pendant lequel on peut considérer cette levée comme s'opérant, il y a même une partie de la charge sur le piston qui reste disponible. On voit cependant combien ce recouvrement exerce une grande influence sur la résistance dans le premier instant, et par contre pendant la course entière, puisque, passé certaine limite, la force destinée à la vaincre devrait être empruntée aux poids des tiges et appareils, poids croissant nécessairement dans la même proportion. Supposant pour un instant ce recouvrement double de celui que l'on a indiqué, S étant la surface totale des clapets, H la hauteur de la colonne d'eau qu'ils supportent, S' la surface

des orifices recouverts,  $x$  la pression par unité de surface destinée à vaincre la résistance,  $n$  la distance du centre de gravité du clapet à l'axe de rotation,  $n'$  la distance du centre de l'ouverture au même axe, il viendra  $S \times H \times X n = S' \times n' \times X$ ; et comme le clapet et l'orifice sont de forme exactement symétrique ou  $n = n'$ , il s'ensuit que le centre d'action de la puissance et de la résistance a le même bras de levier, d'où l'on a :  $\frac{H \times S}{S'} = x$ , ou  $1000 H \frac{S}{S'} = x$ , ce qui donnerait alors pour l'effort qui doit soulever le clapet (par unité de surface) :

$$\frac{0.3800 \times 11.75}{0.3200} \times 1000 = x \text{ ou } 1.39 \text{ k}^\circ \text{ par centimètre carré,}$$

et pour l'effort total qui doit être développé par le piston  $0.7854 \times 1.39 = 10917$ . On voit donc avec quelle rapidité la résistance croît, et cet effet est bien plus sensible encore quand la section de l'orifice étant faible, le recouvrement devient alors égal au tiers ou à la moitié de celui-ci. La charge d'eau totale de la pompe soulevante est de  $11.75 + 4$ , soit  $0.7854 \times 15.75 \times 1000 = 12370 \text{ k}^\circ$ . Augmentant le rapport des résistances à la charge d'eau totale de 0.02 en observant, comme précédemment, que l'intensité du frottement de la garniture de son piston doit être bien plus considérable que celle de l'étaupe bien glacée de suif contre la fonte polie, il viendrait, pour toutes les résistances,  $12370 \times 0.10 = 1237 \text{ k}^\circ$ . Le frottement du piston ayant été trouvé égal à  $797 \text{ k}^\circ$ , il reste pour toutes les autres résistances pendant son ascension  $1237 - 797 = 440 \text{ k}^\circ$ . L'effort correspondant au frottement de l'eau contre les parois est nécessairement peu considérable, si l'on a égard au grand diamètre des conduites et à la vitesse assez faible de l'eau dans ces conduites.

Une résistance plus importante est celle qui résulte de l'étranglement qui a toujours lieu au passage des soupapes, qui ne peuvent démasquer des orifices d'une section égale à celle des conduites, l'amplitude de la levée étant assez limitée pour éviter les chocs développés par leurs battements et qui sont en fonction de cette hauteur. Le changement brusque de direction qui a lieu aussi au passage de cette soupape doit encore donner lieu à une perte de force assez considérable, le courant s'élevant verticalement dans la conduite s'infléchissant tout-à-coup à angle droit. On pourra du reste évaluer approximativement quelques-unes de ces résistances de la manière suivante. La durée de la pulsation descendante du piston du cylindre, par

conséquent le temps employé pour relever la maîtresse-tige, est de 2 secondes  $\frac{7}{10}$ . La vitesse moyenne sera par conséquent  $\frac{2.85}{2.70} = 1.05$  mètre par seconde. La hauteur totale de la conduite, d'un diamètre uniforme, est au plus de  $11.75 + 4 = 15$  mètres, et la vitesse doit être estimée égale dans toutes ses parties. Le frottement étant proportionnel au périmètre mouillé, à la vitesse, à la longueur de la conduite, et en raison inverse de la section, et de plus la vitesse de toutes les molécules étant supposée la même, on a donc  $0.00137 \frac{L}{D} [(v + 0.17 \sqrt{v})^2 + 0.055 (v + 0.17 \sqrt{v})]$  pour la hauteur d'eau ou charge faisant équilibre au frottement, L représentant la longueur de la conduite et D son diamètre. Numériquement, on a  $0.00137 \times \frac{15.75}{1} [(1.06 + 0.17 \sqrt{1.06})^2 + 0.055 (1.06 + 0.17 \sqrt{1.06})] = H = 0.033^{\text{mm}}$ .

Cette hauteur multipliée par la section et le poids du mètre cube donne pour l'effort équilibrant le frottement  $1000 \times 0.7854 \times 0.033 = 26 \text{ k}^\circ$ . seulement. Si l'on essaie de déterminer d'une manière analogue la résistance développée par la vitesse avec laquelle l'eau passe à travers l'étranglement de la soupape, on peut poser l'équation suivante: l'aire du piston étant  $\pi D^2$ , la section ou orifice découvert par la cloche étant S; et la vitesse dans la pompe et dans la colonne aspirante  $v$ , la vitesse théorique au passage de la soupape serait  $\frac{\pi D^2}{S} \times v$ . Mais il y a évidemment une contraction très-forte au passage de cette soupape, produisant encore perte de charge; il vient donc  $\frac{\pi D^2}{S \times K} \times v$  pour la vitesse. La charge à laquelle sera due cette vitesse est évidemment  $H = \left(\frac{\pi D^2}{SK}\right)^2 \times \frac{v^2}{2g}$ . La charge à laquelle était due la vitesse dans le tuyau aspirant était  $H = \frac{v^2}{2g}$ . Ainsi le supplément de charge ou effort nécessaire pour faire passer l'eau à travers l'étranglement de la soupape sera  $\left[\left(\frac{\pi D^2}{SK}\right)^2 \times \frac{v^2}{2g}\right] - \frac{v^2}{2g} = x$ . Ce qui donne numériquement  $\left(\frac{0.7854}{0.4700 \times 0.6}\right)^2 \times \frac{1.06^2}{19.61} - \frac{1.06^2}{19.61} = 0$  mètre 385 environ, ce qui donne encore  $0.7854 \times 1000 \times 0.385 = 302 \text{ k}^\circ$ , chiffre dans lequel n'est pas comprise la résistance due au changement brusque de direction.

D'autre part, il faut bien employer aussi une force pour tenir soulevée la

cloche de la soupape lorsque l'écoulement de l'eau s'effectue. Le poids de cette partie étant d'environ 230 k°, nous devons estimer que le moteur doit déployer au maximum un effort à peu près équivalant à ce poids pendant la durée entière de son soulèvement. Ainsi l'on aurait pour la somme de ces diverses résistances  $26 + 302 + 230 = 558$ . Ajoutée à l'effort représentant le frottement du piston, il vient  $558 + 797 = 1355$ . On voit combien peu sont absolus les coefficients 0.08 ou 0.1 pris précédemment, et entre quelles limites assez larges ils peuvent varier. On ne peut donc établir avec une rigueur mathématique le chiffre exact de ces résistances, et les données précédentes doivent être prises seulement comme des points de comparaison indiquant les différentes circonstances qui développent la résistance et les lois suivant lesquelles elle se modifie, elle augmente ou diminue d'intensité. Les évaluations sont indirectement sous ce rapport des données de construction.

C'est ainsi qu'il existe beaucoup d'incertitude quant au coefficient de contraction à adopter pour le passage de l'eau à travers la soupape. On l'a pris égal à 0.6; mais on conçoit combien les formes des pièces peuvent le modifier. Du reste, la perte de charge due au changement de direction n'ayant pas été estimée, on peut le considérer comme embrassant les deux résistances. Du reste, on fera observer que le diamètre relativement plus grand des soupapes des pompes foulantes rend cet étranglement bien moins sensible et la résistance moins considérable. Seulement, comme la vitesse dans ces tuyaux est encore moins grande, puisqu'ils ont 1.19 de diamètre, il y aura toujours perte de force vive, l'eau passant à travers les soupapes rencontrant à la sortie une masse liquide animée d'une vitesse plus faible.

On peut évaluer d'une manière approximative le frottement du piston dans le cylindre comme on a estimé celui des plongeurs des pompes. La garniture métallique dont il est muni n'existait pas encore lors des expériences; il était alors ceint de chanvre qu'on resserrait au moyen d'un presse-étoupe, la température de la vapeur permettant l'emploi de cette substance. La circonférence de cette garniture étant de  $2^m67 \times 3.14 = 8.38$ , et sa hauteur de 0.2 environ, il vient pour surface en contact ou partie frottante  $8.38 \times 0.2 = 1.6760$ . Estimant la pression contre les parois égale à 1 k° seulement par centimètre carré, c'est-à-dire à la pression moyenne, la pression totale serait donc de 16760 k°.

Ordinairement on prend le rapport du frottement à la pression égal au  $\frac{1}{6}$  de cette dernière pour le cas du chanvre glissant sur de la fonte polie, surfaces non graissées, ce qui donnerait  $\frac{16670}{6} = 2778$  k°. Quant au travail, il serait  $2778 \times 3.65 = 10139$  k° par course simple. On sait que le travail total de la vapeur par course simple est de 259371 k°.

Ainsi la partie de la force de la machine absorbée par le seul frottement du piston serait donc  $\frac{10139}{259371} = 0.04$ , soit 4 % environ. Tredgold estime le travail consommé par le frottement dans des cas analogues égal à 5 % de la force brute, et l'expérience semble à cet égard prouver que le chiffre que l'on vient d'établir doit être considéré comme un minimum. Quant à la résistance développée par l'aspiration des deux plongeurs, on fera observer que la pression opposée à leur levée est évidemment proportionnelle à la hauteur de leur aspiration, c'est-à-dire à la colonne d'eau soulevée. D'un autre côté, la colonne d'eau contenue dans le redoublement, qui s'élève en tout à deux mètres environ au-dessus de la face inférieure du plongeur parvenu au bas de sa course, tend de son côté à soulever la soupape d'aspiration, et, dès qu'elle est ouverte, en s'écoulant dans le corps de pompe, favorise l'ascension du piston avec cette charge d'eau ayant au maximum 2 mètres de hauteur. On remarquera maintenant que la pression d'équilibre par centimètre carré de surface du piston, ou équivalant exactement à la totalité des résistances, peut être représentée moyennement par l'expression  $\frac{259371 \text{ k} \times m}{55990 \times 3.65} = 1.269$  k° et qu'elle est établie quand le piston est arrivé à environ 1 mètre 36 de l'origine de sa course descendante ou les plongeurs à 1.06 de la leur en remontant. Le poids de la colonne d'eau aspirée par le plongeur est alors de  $0.7854 \times 1.06 \times 1000 = 832$  k°. Quant à la hauteur de l'eau dans le redoublement, elle sera encore, déduction faite de la partie du fluide déjà écoulée dans le corps de pompe, de 1.30 environ. Ainsi, dans cet instant, il n'y a pas encore d'effort à exercer pour produire l'aspiration. En définitive, le travail dépensé pour élever l'eau dans le redoublement est compensé à la course suivante en ce sens qu'il vient en déduction de l'aspiration, et que celle-ci n'existe que quand le niveau s'est établi entre le redoublement et le corps de pompe.

Il est bon de faire remarquer que les plongeurs, étant immergés chacun de 1.79 en cet instant, perdent une partie de leur poids égale au volume

d'eau déplacé, et que l'excédant de poids de la matresse-tige sur celui des colonnes d'eau doit être diminué d'une quantité correspondant au cube de cette partie des pistons. On a donc  $0.7854 \times 1.79 \times 2 \times 1000 = 2810 \text{ k}^\circ$  à déduire de l'excédant de  $16900 \text{ k}^\circ$ , ou, si l'on veut prendre une moyenne,  $2238 \text{ k}^\circ$ , ce qui réduit l'excédant moyen à  $14662$ .

Récapitulant maintenant les causes principales de résistance que l'on a essayé de déterminer approximativement, et rapportant chacune d'elles à son bras de levier ou plutôt au chemin parcouru, on pourra établir la comparaison suivante (pendant la descente du piston) :

Frottements du balancier moteur . . . . .	25800 k° ; travail,	$25800 \times 0.142 = 3663 \text{ k} \times m$
Frottements du balancier à contrepoids . . . . .	24840 » id.,	$24840 \times 0.142 = 3527 \text{ k} \times m$
Résistance opposée par la pompe à air pendant la levée de son piston. . . . .	5538 » id.,	$5538 \times 1.4 = 7754 \text{ k} \times m$
Résistance totale opposée par le frottement des plongeurs, ceux de l'eau, etc., approximativement.	3638 » id.,	$3638 \times 2.85 = 10368 \text{ k} \times m$
Résistance opposée par le frottement du piston de la pompe soulevante, etc., au minimum . . . . .	1237 » id.,	$1237 \times 2.85 = 3525 \text{ k} \times m$
Résistance opposée au mouvement du piston de la pompe alimentaire . . . . .	640 » id.,	$640 \times 1.4 = 896 \text{ k} \times m$
Résistance produite par le frottement du piston du cylindre . . . . .	2778 » id.,	$2778 \times 3.65 = 10139 \text{ k} \times m$
Contrepression moyenne du condenseur . . . . .	4143 » id.,	$4143 \times 3.65 = 15121 \text{ k} \times m$
Résistance correspondant à l'excédant de poids de la matresse-tige sur les colonnes d'eau soulevées.	14662 » id.,	$14662 \times 2.85 = 41786 \text{ k} \times m$
		$\text{K} \times \text{M} = 96779$



Or la quadrature du diagramme a donné pour le travail total 259371 k<sup>o</sup> (on n'a pas tenu compte de l'influence de la tige). L'effet utile produit en eau élevée étant de 161069 K × M, il restait donc un chiffre de 98302 k × m absorbé par les résistances passives. Comme on le voit, il y a assez de concordance entre cette évaluation des résistances et leur valeur globale donnée par l'expérience.

Seulement, on fera remarquer que ce total de 96779 est peut-être un peu élevé, car on n'a tenu compte ni des frottements des organes du parallélogramme, ni de ceux des axes des pompes, ni de la force dépensée pour mouvoir les soupapes, etc.

Il y a probablement à déduire quant à l'intensité du frottement des pistons (pompe à air, plongeurs, etc.), dont la pression des garnitures a été évaluée à un maximum qu'elle n'atteint que quand elles sont entièrement neuves.

D'un autre côté, la résistance de l'eau, au passage des soupapes, doit sans doute être majorée, si l'on examine les différentes causes de résistance opposée à son mouvement dont on n'a pu tenir compte avec quelques garanties d'approximation suffisante.

Quoi qu'il en soit, on le répète, on ne doit considérer ce travail que comme une méthode au moyen de laquelle il est possible de se rendre compte de la valeur plus ou moins grande du coefficient d'effet utile, mais non de l'établir rigoureusement. La détermination de tous les frottements, etc., est soumise à trop de chances d'erreurs pour qu'on puisse regarder un tel travail comme suffisamment exact. Il suffit de quelques boulons trop serrés, d'une garniture de piston trop exacte par exemple, pour accroître considérablement leur valeur absolue. Seulement, dans le cas des expériences qui nous occupe, il était trop important que toutes les articulations fussent soigneusement graissées, toutes les garnitures en excellent état, pour qu'on ne fût pas en droit de croire qu'on était près du minimum. C'est ce qui a permis d'asseoir sur quelque fondement les calculs qui s'y rapportent, sans qu'on doive cependant y attacher une importance absolue. On a pu du reste se convaincre du peu de certitude que cette recherche présente quant aux résistances des pompes, le frottement des plongeurs, les résistances dues aux étranglements au passage des soupapes, aux changements de directions qui en résultent, etc., ne pouvant être déterminés exactement que par l'expérience directe.

Une relation plus utile à connaître, et pour l'établissement de laquelle on a maintenant des données exactes, est le rapport qu'il convient d'établir entre la vitesse maximum des masses en mouvement et leur poids total. On a vu combien il importe de réduire autant que possible le poids de ces dernières, en rendant la vitesse qu'elles acquièrent pendant le temps où la puissance est en excès aussi grande que le permettent la sécurité de la marche, le bon fonctionnement, la conservation et la durée des appareils. On diminue par là le travail résistant dû aux frottements. La recherche des rapports existant entre le travail dû à la détente de la vapeur et celui qui est absorbé ou restitué par les masses en mouvement, a du reste occupé des ingénieurs aussi compétents que possible en pareille matière. Le Mémoire de M. Trasenster, professeur d'exploitation des mines à l'École des mines annexée à l'Université de Liège, est trop connu pour reproduire ici les considérations et les formules aussi simples qu'élégantes au moyen desquelles il établit ces relations. On se bornera donc à faire l'application de ces formules à la détermination de la vitesse maxima des masses en mouvement, quantité importante et qu'il faut pouvoir introduire *à priori* parmi les données connues dans le calcul d'une machine d'épuisement à établir. On conçoit qu'il convient de prendre cette vitesse pratiquement aussi grande que possible pour diminuer le poids des masses, et, d'un autre côté, que les machines travaillant dans de bonnes conditions peuvent seules servir de point de départ et de comparaison à cet égard. L'examen du diagramme accusant les circonstances du travail de la vapeur dans le cylindre donnera la possibilité de poser l'égalité déduite de la règle suivante :

« La moitié de la force vive maximum des masses en mouvement pendant l'ascension de la maitresse-tige est égale au travail de la détente de toute la vapeur contenue dans le cylindre, depuis la pression initiale jusqu'à la pression d'équilibre, moins le travail que produirait la vapeur de l'espace nuisible agissant avec une pression constante égale à la différence de la pression initiale à la pression d'équilibre, travail dont le chemin parcouru serait la longueur de l'espace libre. »

La formule de Simpson appliquée au diagramme relevé fournira encore un moyen facile et pratiquement exact de calculer le travail dû à la détente depuis la pression initiale jusqu'à la pression d'équilibre.

Le travail total de la vapeur a été trouvé égal à  $259371 \text{ k}^\circ \times M$ . La

course du piston est de 3 mètres 65. Une pression totale et constante sur le piston de  $\frac{259371}{3.65}$  k° ferait donc équilibre pendant la course entière à toutes les résistances; on aurait donc, la surface de ce piston étant de 5.5990, une pression moyenne ou d'équilibre de  $\frac{259371}{3.65 \times 5.5990} = 1 \text{ k}^\circ 27$  par cent. carré pendant toute la course. Divisant maintenant l'espace compris entre la dernière ordonnée représentant la pression à la fin de l'admission, que l'on prendra pour pression initiale, et celle qui représente cette pression d'équilibre de 1.27 en quatorze parties égales, on posera :

$$T = \frac{0.6387}{14 \times 3} [ 2.15 + 1.27 + 4 [ 2 + 1.92 + 1.74 + 1.59 + 1.49 + 1.39 + 1.32 ] + 2 [ 1.98 + 1.79 + 1.66 + 1.55 + 1.43 + 1.34 ] ]$$

Ce qui donnera  $T = 1.04454$ .

Le travail pendant cette période du mouvement sera dès lors  $55990 \times 1.0445 = 58453 \text{ k}^\circ \times M$ . La pression initiale est de 2 k° 15. Soustrayant celle d'équilibre, il vient  $2.15 - 1.27 = 0.88 \text{ k}^\circ$ . On aurait donc à déduire  $5.5990 \times 0.88 \times 0.1$  pour le travail de la vapeur remplissant l'espace nuisible (celui qui se trouve compris seulement entre le couvercle et le piston à l'extrémité de sa course). Il viendra ainsi  $58453 - 4927 = 53526 \text{ k}^\circ \times M$ , travail égal à la moitié de la force vive maxima de toutes les masses en mouvement.

Ces masses sont la maîtresse-tige et tous ses attirails, les contrepoids, les deux balanciers, la colonne d'eau de la pompe soulevante. On négligera les colonnes d'eau aspirées.

Pour plus de simplicité on pourra rapporter la vitesse de tous ces organes à celle de la maîtresse-tige, en se servant des distances respectives de chacun d'eux à l'axe du balancier. Récapitulant, il viendra :

$$\frac{179000 \times V^2}{2g}, \text{ force vive maxima de la maîtresse-tige.}$$

$$\frac{73000 \times \frac{6.40}{5} V^2}{2g}, \text{ id. id. id. du contrepoids.}$$

$$\frac{11800 \times \frac{6.40}{5} V^2}{2g}, \text{ id. id. id. du piston, de la tige, etc., etc}$$

$$\frac{2293 \times \frac{5.30}{5} V^2}{2g}, \text{ force vive maxima de l'arbre de butée ou d'arrêt des clavettes, etc.}$$

$\frac{2300 \times \frac{3.20}{5} V^2}{2g}$	id. id. id.	des organes et des poutrelles de distribution.
$\frac{1100 \times \frac{2.4}{5} V^2}{2g}$	id. id. id.	des pistons et tiges des pompes alimentaires.
$\frac{2000 \times V^2}{2g}$ ,	id. id. id.	des organes du parallélogramme.
$\frac{8600 \times V^2}{2g}$ ,	id. id. id.	de la grande bielle et pièces de réunion à la maîtresse-tige.
$\frac{9228 V^2}{2g}$ ,	id. id. id.	de la colonne d'eau de la pompe soulevante.

Quant aux balanciers, les règles de la mécanique donnent les moyens d'estimer la force vive d'un corps tournant autour d'un axe, égale au carré du produit de la vitesse angulaire multipliée par le moment d'inertie du corps. La forme des balanciers et la manière inégale dont la matière est répartie, à l'égard de l'axe, ne permettent guère de calculer ce moment d'inertie avec l'exactitude mathématique qu'on pourrait apporter à la détermination de ceux des solides de révolutions ou à formes bien symétriques. Du reste, une approximation est ici très-suffisante, et l'on peut y arriver de la manière suivante: Prenant l'axe horizontal du balancier pour celui des  $x$  et l'axe vertical pour celui des  $y$ , on supposera le corps partagé en tranches très-minces, perpendiculaires à l'axe des  $x$ , chacune de ces tranches ayant tous ses points, ou plutôt ceux du plan passant par son centre de gravité à une égale distance de l'axe des  $y$ . On répétera la même opération en divisant le corps en tranches horizontales, ayant aussi tous les points du plan de leur centre de gravité à une égale distance de l'axe des  $y$ . Supposant l'épaisseur des flasques et entretoise constante, c'est-à-dire répartissant la matière des nervures et moulures également sur toute la surface, on pourra, connaissant cette épaisseur uniforme, calculer séparément l'aire transversale de chacune des tranches. Par la formule de Simpson, il sera donc encore possible de poser:  $A, A_1, A_2$  étant ces sections variables,  $L$  la longueur de l'axe des  $y$ ,  $N$  le nombre de divisions:

$$A = \frac{L}{3N} \left[ A_0 \times L^2 + 4 \left[ A_1 \times \frac{2L^2}{N} + A_2 \times \frac{4L^2}{N} + \right. \right. \\ \left. \left. A \times \frac{6L^2}{N} \dots \dots \right] + 2 \left[ A_1 \times \frac{3L^2}{n} \dots \right] \right] \text{ etc.}$$

On répétera cette opération pour les parties évidées du balancier, et l'on déduira le résultat du précédent. Procédant de la même manière pour les tranches horizontales, il est certain que chacun des deux résultats pourra représenter d'une manière approximative  $\int A x^2 dx$  et  $\int B y^2 dy$ , A et B étant, du reste, les aires variables dont il vient d'être parlé. Ajoutant ces deux résultats et divisant ensuite par le volume du corps, on trouvera le carré du rayon de gyration, c'est-à-dire la distance à l'axe de rotation qui, multipliée par la masse entière, donne un résultat égal à la somme du produit de chaque masse élémentaire par le carré de sa distance particulière à l'axe. Quant à la vitesse angulaire, on a la relation suivante, V étant la vitesse de la maitresse-tige et 5 mètres sa distance de l'axe de rotation:  $V : v = 5 : 1$  ou  $v = \frac{V}{5}$  ou  $\frac{V \times 6.4}{5} : V = 6.4 : 5$  ou  $\frac{1.28 V}{6.4} = v$ .

Cette opération, naturellement d'autant plus exacte que le nombre des tranches sera plus grand, donne pour le carré du rayon de gyration de la partie du balancier prise à gauche de l'axe 9.24, et pour celui des flasques de droite 15.81.

Leurs poids respectifs étant de 18600 et 13400 k° environ (tout compris), il vient pour ces moments d'inertie 123816 et 294066. La moitié de la force vive de chacune de ces parties sera donc  $123816 \times \frac{V^2}{25 \times 2}$  et  $294066 \times \frac{V^2}{25 \times 2}$ .

Récapitulant, on pourra poser l'égalité:

$$\begin{aligned} & \frac{179000 \times V^2}{2g} + \frac{73000 \times \frac{6.40}{5} V^2}{2g} + \frac{11800 \times \frac{6.40}{5} V^2}{2g} + \frac{2293 \times \frac{5.30}{5} V^2}{2g} + \\ & \frac{2300 \times \frac{3.20}{5} V^2}{2g} + \frac{1100 \times \frac{2.4}{5} V^2}{2g} + \frac{2000 \times V^2}{2g} + \frac{8600 \times V^2}{2g} + \frac{9228 V^2}{2g} + \\ & \frac{123816 \times V^2}{25 \times 2} + \frac{294066 \times V^2}{25 \times 2} = 53526 \text{ k}^\circ \times M \text{ ou } 24246 = 53526 \end{aligned}$$

ou  $V^2 = \frac{53526}{24246} = 2.2076$ , ce qui donne, pour la vitesse V de la maitresse-tige, un mètre quarante-neuf centimètres environ, et pour celle des contre-poids  $5 : 6.4 = 1.49 : V'$  ou  $V' = 1.90$ .

L'expérience acquise a permis de constater qu'il eût été difficile et dangereux peut-être d'augmenter cette vitesse maximum en diminuant d'autre part les masses en mouvement. Il ressort donc de ces diverses

considérations que la grandeur même des machines de cette nature limite en quelque sorte le degré de détente qu'il est possible d'employer. En augmentant la pression on aurait pu sans doute réduire l'admission peut-être au dixième de la course totale. Mais de quelles masses n'aurait-on pas dû charger alors la matresse-tige et les balanciers, et quelles dimensions auraient dû recevoir ces derniers ainsi que toutes les pièces du mouvement? Combien l'inertie de ces masses, mises instantanément en mouvement par une force bien supérieure à la résistance, ne réagirait-elle pas sur tous les organes qui y sont reliés? Certes, dans de telles circonstances, le moindre dérangement pourrait donner naissance à des accidents de la plus haute gravité. Il semble donc plus facile de porter plus loin la détente avec des machines de moindre force que dans le cas présent. Avec ces puissants appareils, bien que le coefficient d'effet utile semble devoir augmenter en raison même de la force qu'ils développent, il est évident qu'en tendant vers un résultat économique plus grand encore, on eût augmenté en même temps le chiffre des résistances passives d'une manière assez sensible; il y a donc une limite de détente correspondant au plus grand effet utile, limite paraissant plus rapprochée que dans la machine à rotation. On ne reviendra pas du reste sur les considérations développées dans le commencement de cette description, relatives au système adopté, à la pression, au degré de détente, etc. Maintenant que l'exposition de l'arrangement général de cette machine est terminée, que son mode d'agir est expliqué et ses résultats connus, il sera facile de voir si ces considérations sont exactes et si le but qu'on se proposait d'atteindre a été rempli.

On aura du reste occasion de mettre plus tard en regard des machines du Bleiberg quelques appareils à traction directe d'une force au moins aussi considérable, et dont les conditions locales permettraient l'établissement solide et convenable. Une comparaison attentive permettra alors de mieux faire apprécier encore les avantages et les inconvénients que présente chacun des deux systèmes; peut-être trouvera-t-on qu'il n'y a rien d'absolu dans l'adoption de l'un ou de l'autre, et que le système à traction directe est loin de devoir exclure celui du Cornouaille. On n'en prendra pour exemple que certaines circonstances relatives au foncement des puits avec les appareils à traction directe. Dans les terrains aquifères, l'établissement de l'avaleresse exige quelquefois qu'on exhausse la machine sur un massif ou charpente encombrant de difficile accès, malaisé à établir solidement et fort couteux.

Une machine à balancier n'eût pas présenté cet inconvénient. Du reste, les avantages et les inconvénients que présentent les deux systèmes sont tellement bien appréciés qu'ils ont engagé un célèbre ingénieur anglais à combiner une nouvelle disposition, solidaire de l'un et de l'autre. L'expérience apprendra si le but a été atteint. On aura peut-être occasion de donner plus tard un aperçu du système de M. Fairbairn (reproduit déjà du reste dans diverses publications), en donnant la description d'une machine à traction directe, car le cadre de cette description ne le permet guère, et les considérations relatives à l'effet utile ont déjà contraint à l'allonger trop considérablement peut-être.



# MACHINES

A

**HAUTE PRESSION ET DÉTENTE SANS CONDENSATION**

**ACTIVANT LES LAMINOIRS DE LA MONNAIE, A BRUXELLES.**

---

**FORCE : 16 CHEVAUX.**

---

Le célèbre constructeur Mandslay paraît le premier avoir établi des machines de ce genre ; l'application de ce système comme moteur aux usines et aux fabriques remonte à une époque déjà fort éloignée. Le premier il prend place à côté de la machine à balancier, qu'il remplace souvent quand la force à produire n'est pas trop grande. A cet égard il constitue peut-être la première atteinte portée à un système qui pendant de longues années a dominé exclusivement, domination due du reste à l'excellence de dispositions, le rendant encore égal sous plusieurs rapports aux appareils que les besoins actuels, les nécessités de l'industrie, et sans doute aussi les progrès de la mécanique, ont transformé de tant de manières diverses. A ce point de vue, le système suivant lequel ont été établies les machines de la Monnaie présente une partie des avantages appartenant aux appareils à deux cylindres précédemment décrits.



Ainsi, l'indépendance complète dans laquelle il se trouve des constructions environnantes, le faible espace occupé, la simplicité économique des fondations, sont des avantages qu'il possède au même titre que ces derniers, et qui le rendent son égal à ce point de vue. Mais sa construction plus compliquée et plus coûteuse, l'obligation d'employer un arbre à deux manivelles coudées, la difficulté qu'il présente d'y appliquer d'une manière simple et solide la condensation, sont d'autres considérations qui semblent constituer une infériorité notoire sous un autre point de vue. La poussée des bielles sur la partie supérieure du bâti est aussi un inconvénient assez grave, et la difficulté qu'il y a de guider ces organes d'une manière solide et efficace à cette hauteur, et de relier des guides isolés, ayant assez peu d'assise et de stabilité aux flasques de ce bâti sans le rendre lourd et maussade par des proportions peu en rapport avec l'élégance de la forme pyramidale qu'il doit présenter, oppose un obstacle sérieux à sa construction quand les forces à développer sont considérables. La poussée latérale est alors trop grande et agit à une trop forte hauteur.

Comme on le voit, ces machines semblent être une espèce de transition entre le système pyramidal proprement dit, ayant le cylindre placé au-dessus du bâti et activant l'arbre logé immédiatement au-dessus du sol, et les machines à balancier, transmettant l'action au moyen de cet organe à la manivelle et à l'arbre moteur ayant la même position relative. Ici le cylindre occupe une position intermédiaire, et le mouvement est renvoyé en retour au moyen de deux bielles latérales, ce qui exige une plus grande complication d'organes que dans les premières. Cependant on fera remarquer qu'on peut donner à ces bielles une longueur bien plus grande qu'à celles des autres systèmes en restant proportionnellement dans les mêmes limites quant à la hauteur totale. Cet avantage compense donc en partie l'inconvénient que présente la position des guides de la tige du piston, puisque l'action latérale exercée par ces bielles devient naturellement assez faible, quand leur longueur est égale à sept ou huit fois le rayon de la manivelle. On pourrait objecter, en examinant les planches 25 et 26, qu'en asseyant le cylindre presque immédiatement au-dessus de l'arbre du volant, on obtiendrait un minimum de hauteur, et qu'alors les bielles resteraient presque dans les conditions ordinaires, c'est-à-dire auraient une longueur égale à quatre fois  $1/2$  ou cinq fois la manivelle, la hauteur totale demeurant proportionnellement, mais cette position du cylindre n'est nullement facultative,

comme on pourrait le croire de prime abord. Il faut qu'il soit assez élevé au-dessus du sol, non-seulement pour permettre le passage des manivelles, mais pour qu'elles soient encore de facile accès dans toutes les positions.

Ainsi, les bielles longues ne sont pas seulement une nécessité du système, elles en sont la conséquence forcée; il y a une liaison intime entre cette dimension et les proportions générales et inévitables de l'ensemble.

D'un autre côté, si l'emploi obligatoire d'un arbre à manivelles coudées présente des inconvénients, si ses dimensions doivent être beaucoup plus fortes pour résister aux divers efforts auxquels il est soumis et surtout à la torsion, il n'en est pas moins bon de faire observer que cette disposition contribue singulièrement à assurer la parfaite stabilité de la machine et la douceur du mouvement. La distribution de la force se fait ainsi d'une manière plus égale, et, s'il y a encore effort de soulèvement, il est distribué sur toute la surface de l'assise et non concentré en un point. Mais, on doit le dire, ces avantages sont compensés par une plus grande multiplicité d'organes, entraînant une usure plus rapide, une main-d'œuvre plus grande et un prix d'achat plus coûteux. Aussi ces machines ne sont-elles guère employées maintenant que dans quelques cas tout-à-fait spéciaux, alors que la disposition des localités l'exige impérieusement, et que non seulement on ne peut disposer d'une grande surface, mais aussi d'une bonne hauteur, etc. Du reste, gracieuses dans leur forme générale et dans leur marche, elles paraissent convenir particulièrement quand le genre de travail qu'elles sont destinées à produire réclame une grande douceur de marche, beaucoup de précision et de régularité.

Le choix de ce type de moteur étant donc subordonné à la force à développer et aussi en quelque sorte à la nature du travail à produire, son emploi se trouve naturellement resserré entre des bornes assez restreintes. Par exemple, il se trouve fort à sa place dans les papeteries pour activer les machines à papier continu, dans les ateliers où sont travaillés les métaux précieux, pour certaines opérations du tissage et de la filature, etc. On en décrira donc rapidement les principales parties, l'ajustement et la combinaison des organes présentant, du reste, toujours quelques détails nouveaux, qui, indépendamment de la distribution générale, peuvent développer et étendre les idées.

Le bâti présentant deux flasques réunies par des entretoises est composé de trois divisions distinctes étagées les unes au-dessus des autres; ces parties

sont : le soubassement F, la partie intermédiaire G et les guides de la tige du piston II, complétant la forme pyramidale de l'ensemble. Le soubassement et la partie G, de forme ogivale, à colonnes creuses, à moulures multiples, sont assemblés entre eux et à la plaque de fondation au moyen de forts boulons en fer ayant 38 millimètres de diamètre et traversant les colonnes de part en part. Quant aux guides, ils sont coulés avec l'entablement, présentant dans toute leur hauteur un profil en double T; de plus ils ont reçu à peu près la forme d'un solide d'égale résistance, puisqu'on doit les considérer comme un corps encasté par son extrémité inférieure, et soumis à un effort de flexion égal à la poussée de la bielle. Un fort bouion ou entretoise les réunit transversalement par le sommet. La réunion des deux flasques ainsi constituée a lieu de la manière suivante au moyen d'entretoises en fonte aussi de forme ogivale. Avec chacune des colonnes est venue de fonte une portion d'ogive coupée suivant un trait oblique à l'axe de la machine, et présentant intérieurement des brides en retour d'équerre. La partie centrale de l'ogive forme donc une sorte de clef de voûte présentant naturellement la forme d'un coin qui, en se logeant avec la plus grande exactitude dans l'espace vide, vient fermer le cintre et réunir solidement entre elles les flasques, auxquelles elle se boulonne d'ailleurs au moyen de brides correspondant à celles portées par celles-ci.

Le soubassement F est assis sur une forte plaque de fondation GG, recevant en même temps les deux paliers EE de l'arbre à manivelle et la crapaudine du régulateur. Ainsi la machine entière repose sur une base qui la rend indépendante des tassements des maçonneries de fondation; en facilitant le montage au point de vue de l'exactitude et de la rapidité, elle donne donc toute garantie contre les défauts de la maçonnerie ou le peu de stabilité du terrain. Cette plaque a 32 millimètres d'épaisseur; elle présente une poche de forme rectangulaire permettant le passage aisé des manivelles et est assemblée solidement à la fondation par six grands boulons ayant 0.03 de diamètre. Elle présente à l'endroit recevant les deux paliers de forts épaulements, entre lesquels ceux-ci sont calés. Les boulons servant à maintenir leur chapeau ne sont pas épaulés en dessous de leur assise, mais, traversant le massif de fondation dans toute sa hauteur, viennent se serrer seulement au fond de celle-ci. Ainsi l'effort de soulèvement transmis des manivelles aux paliers ne s'exerce pas immédiatement sur la plaque de fondation, mais est détruit par le massif de maçonnerie placé

en dessous. On remarquera que pendant la descente du piston la vapeur exerce sur le couvercle du cylindre un autre effort de soulèvement transmis par le châssis d'assemblage aux colonnes angulaires et de là à la plaque d'assise. Les six boulons de fondation dont elle est munie flanquant ces colonnes à droite et à gauche, ont encore pour effet de reporter cet effort immédiatement sur la fondation.

Une seconde plaque *t* servant en même temps de lunette et ayant 25 millimètres d'épaisseur est placée au dessus du soubassement F, et sert à son tour d'assise à la partie G et au cylindre. Elle est maintenue au moyen des grands boulons traversant les colonnes angulaires inférieures de part en part, et porte deux ouvertures oblongues en lunettes permettant le passage des bielles BB dont l'écartement est ainsi diminué autant que possible, comme aussi les dimensions transversales de la traverse de réunion H. Les deux lunettes ont naturellement une largeur proportionnelle au déplacement maximum de la bielle à cette hauteur. La partie centrale de cette plaque reçoit le fond du cylindre A, qui y est fortement boulonné. Celui-ci s'emboîte immédiatement dans la partie en saillie sur ce fond qui constitue l'entrée, et est fortement boulonné par ses brides au fond et à la plaque à lunettes constituant l'assise. Il a un diamètre de 16 pouces; la course du piston est de trois pieds. La boîte à vapeur B est assemblée avec lui au moyen de brides en cadre *d* communes à chacune de deux parties. Avec cette boîte sont venus de fonte deux compartiments ou cuvelles, recevant l'un la soupape d'expansion, l'autre le modérateur O.

Cette soupape est du même type que celle que l'on a eu occasion de décrire en parlant des machines à deux cylindres, c'est-à-dire à double siège et à pression équilibrée. Elle est mue aussi au moyen du régulateur, seulement l'arrangement des organes qui lui transmettent le mouvement est ici fort différent. On remarquera que la plaque à lunettes porte un prolongement *l* servant d'une part de support au régulateur au moyen d'un petit palier à coussinets en bronze, et de l'autre à la roue conique O et à l'arbre P des cames, supporté à chacune de ses extrémités par un petit support à paliers *l* boulonné en contre bas sous ce prolongement. Un mouvement de rotation est imprimé à cet arbre au moyen de deux roues d'angle d'égal diamètre. Une, de ces roues étant calée sur le régulateur lui-même, l'arbre P fait donc le même nombre de révolutions que ce dernier. Une came en hélice en acier est calée sur cet arbre de manière à être entraînée dans

son mouvement de rotation, et à pouvoir en même temps se déplacer latéralement de droite à gauche et réciproquement. Un galet circulaire en bronze assemblé à charnière et boulon avec la tige de la soupape d'expansion est maintenu en contact exact contre cette came, d'abord par le propre poids des tringles, et ensuite par l'action d'un ressort à boudin.

Le galet, la tringle bifurquée du tiroir et par suite la tige de la soupape, sont donc animés d'un mouvement vertical rectiligne, égal à l'excentricité de la came, et par conséquent à la levée de la soupape. Plus cette excentricité embrasse un grand nombre de degrés de la circonférence entière de la came, plus longtemps naturellement la soupape demeure ouverte, et plus la durée de l'admission est longue. Pour rendre la détente variable, il suffit, (conservant toujours la même excentricité), de faire varier son développement suivant la longueur de la came et d'imprimer un mouvement de translation à celle-ci; on pourra alors tenir le galet soulevé pendant une portion de la course proportionnelle au chemin décrit par l'excentricité ou à son développement. La durée de la période d'admission de la vapeur devant, en définitive, toujours être proportionnelle au travail que la machine doit accomplir, il est évident que si la résistance est essentiellement variable de sa nature, la grandeur de la détente ou le poids de vapeur dépensé doit l'être aussi. Ainsi, dans le laminage des métaux, la résistance est extrêmement variable, non-seulement entre deux révolutions successives, mais même pendant l'accomplissement d'une seule. Suivant que la machine cherche à prendre une marche accélérée ou retardée, les boulets du régulateur s'élèvent en décrivant une circonférence plus grande, ou retombent le long de la tige. Or, le mouvement rectiligne vertical des manchons du régulateur dû aux irrégularités de la marche est utilisé de telle façon que l'admission de vapeur reste en toute circonstance proportionnelle au travail à produire, et varie directement comme la résistance.

Pour arriver à ce résultat, l'arbre du régulateur est forgé creux et reçoit à l'intérieur une tringle en fer reliée à clavette avec le manchon supérieur. Cette tringle s'assemble de la même manière avec le manchon inférieur. Deux mortaises verticales d'une hauteur égale à l'amplitude de la levée maximum des boulets sont pratiquées dans l'arbre, et permettent aux deux manchons et à la clavette de suivre ceux-ci dans tous leurs mouvements. Un levier coudé presque d'équerre embrasse par les deux branches de la fourchette de son bras K le manchon inférieur qui repose dessus.

Par son autre bras, qui a la même forme, il emboîte la came dont le prolongement est muni de deux épaulements. Un contrepoids appliqué en sens contraire de la branche K tient en équilibre exact toutes les parties dont la gravité tend à retenir les boulets appliqués contre l'arbre. Si l'on imprime par la pensée un mouvement vertical aux manchons du régulateur, il est évident qu'il se transforme par l'intermédiaire du levier coudé en un mouvement horizontal pour la came. Ainsi, si la résistance décroît, la vitesse de rotation de la machine s'accélérant, les boulets du régulateur s'élèvent, entraînent avec ce mouvement les organes qui y sont reliés, et à leur suite la came horizontale. Celle-ci présentant alors un plus faible développement de son excentricité supprime l'admission de la vapeur plus rapidement, et met dès lors en rapport le travail à produire avec la résistance à vaincre. Si au contraire celle-ci s'accroît, l'effet contraire se produit, et la machine reprend encore rapidement sa marche normale. Le tiroir de distribution est en bronze, muni d'un recouvrement correspondant à un angle d'avance d'environ 20 degrés à l'excentrique, ce qui permet de hâter l'émission proportionnellement, et de diminuer la contrepression derrière le piston. Le tiroir est guidé dans deux presse-étoupes dont est munie la boîte à vapeur, et mu au moyen des organes de renvoi *m* et *n* par la poulie excentrique J.

Cette poulie ne pouvant être placée immédiatement dans le prolongement de la tige du tiroir, on a dû recourir à la disposition reproduite planche 26, ce qui est sans doute une légère complication, mais présente cependant peu d'inconvénients quant à la régularité de la distribution lorsque les articulations des organes de renvoi et leurs surfaces de contact en général sont établies assez largement pour que l'usure ne puisse se produire que très-lentement.

Deux petits paliers *tt'* à coussinets en bronze et chapeau en fer sont boulonnés à la plaque intermédiaire ou assise du cylindre; ils maintiennent l'arbre en fer *nn*. La barre d'excentrique *uu* se termine par une tête de bielle *f*, articulée avec le bouton de la petite manivelle *o*, calée extérieurement au palier *n*. Le mouvement vertical alternatif de la barre résultant de l'excentricité de la poulie est donc transmis avec une égale amplitude à cette manivelle. Une autre manivelle *aa* d'égal rayon est calée à l'extrémité opposée de l'arbre *n*, juste au droit de la tige du tiroir, terminée par un cadre rectangulaire creux recevant un petit coulisseau dans lequel s'emboîte le bouton de cette manivelle. Le mouvement de rotation alternatif de l'arbre

se transforme donc par cet intermédiaire en mouvement rectiligne de la tige du tiroir. Le modérateur, au moyen duquel on arrête ou l'on met la machine en train, est placé en avant de la cuvette de la soupape d'expansion, avec laquelle sa boîte est aussi venue de fonte. C'est une simple plaque en fonte bien dressée et rodée, percée de deux lumières et mue au moyen de leviers. La transmission du mouvement de rotation à l'arbre du régulateur présente une certaine complication d'ajustement, résultant de la position qu'on a été contraint de donner à ce dernier. Elle a lieu au moyen d'une couronne dentée J boulonnée sur les bras mêmes du volant Y et de la roue  $\alpha$  calée à l'extrémité du petit arbre M. Deux roues d'angles transforment à l'autre extrémité de cet arbre le mouvement de rotation vertical en mouvement horizontal. Il est bon de faire observer que l'espace dont on pouvait disposer était tellement restreint qu'il a été impossible de faire autrement, et que, pour obtenir quelque peu d'espace permettant une circulation indispensable autour des machines, il a fallu loger les paliers de l'extrémité de l'arbre du volant dans les maçonneries des vieilles murailles existantes.

Quant aux pompes placées dans la fondation et boulonnées fortement sur une pierre bien fixée et encastrée dans la maçonnerie, elles sont au nombre de trois, deux pompes à eau froide et une à eau chaude. Le mode de construction de la pompe à eau chaude et de ses clapets diffère peu des ajustements employés dans les machines à deux cylindres qui ont été précédemment décrites.

Quant à celui des pompes à eau froide, on aura l'occasion d'y revenir plus tard. On dira seulement que la pièce en fer forgé BB a pour objet de réunir et de guider en même temps les trois tiges CC, BB et CC. Terminée par un prolongement cylindrique s'engageant dans le guide à coussinets en bronze EE boulonné à une pièce de bois transversale, cette pièce s'articule directement au plongeur de la pompe à eau chaude. Ainsi la poussée oblique, assez légère du reste, de la longue bielle AA est annulée d'une part au moyen du guide supérieur, de l'autre par le presse-étoupe de la pompe à eau chaude, maintenant bien dans la rectiligne et la pièce de réunion et les trois pistons. On remarquera que si l'on est obligé d'arrêter pendant quelque temps soit l'alimentation d'eau froide, soit celle d'eau chaude, le non-fonctionnement partiel de l'une ou l'autre de ces pompes n'engendre pas une tendance au gauchissement. Si, en effet, on arrête les deux pompes DD, l'effort se transmet directement au piston de la pompe à eau chaude. Si, au contraire, cette dernière ne fonctionne pas, il est

distribué d'une manière égale de chaque côté de l'axe aux deux tiges C.C. Cet arrangement empêche donc l'usure inégale, les tiraillements et les dislocations qui se font remarquer, quand l'effort ne se distribue pas continuellement d'une manière égale de chaque côté de la bielle ou de la tringle motrice. Ces pompes sont du reste pourvues d'une petite poignée de désembrayage destinée à en suspendre l'action lorsque le niveau de l'eau est assez élevé dans les chaudières. Quant à la grande bielle AA, articulée par le bas au bouton forgé avec la pièce EE, elle se termine par une tête munie de coussinets en bronze et d'un étrier qui s'assemble avec la partie excentrée ou contre manivelle centrale de l'arbre des machines. L'arbre du volant JJ est en fonte et, comme on l'a vu, doublement coudé dans ses parties OO, OO, dont les tourillons reçoivent les grandes bielles latérales ou de retour B.B. Cet arbre a un diamètre de 0.15 dans les tourillons des paliers ainsi que dans ceux des bielles. Il est maintenu dans trois paliers en fonte à doubles coussinets en bronze E, E' et LL. Ce dernier est logé dans la muraille même de la chambre des machines, dans une sorte de cage rectangulaire en fonte fortement calée sur tout son pourtour au moyen de coins en bois bien sec fortement chassés. Cet arbre reçoit à son extrémité, outre le volant, une grande roue à dents en bois T transmettant le mouvement aux laminoirs, et une poulie MN dont la courroie va activer d'autres appareils.

Les flancs des manivelles ont une épaisseur de 0.12. C'est une des parties délicates des appareils à bielles en retour. Celui-ci fonctionne convenablement depuis neuf ans, et l'arbre se trouve toujours dans un excellent état. La tige du piston s'engage par le haut dans la douille que porte à son centre la traverse en fer forgé II réunissant les deux bielles. Un cône et une clavette constituent cet assemblage. La traverse est de section rectangulaire, ayant une hauteur de 0,116 au milieu, et seulement de 0,08 aux extrémités. L'épaisseur est uniforme et égale à 0,042. Elle se termine par deux boutons traversant les têtes de bielle  $a' a'$ , et s'embottant dans les galets en fonte II engagés entre les guides H. Ces bielles sont à têtes fermées par le haut, et analogues, pour la forme et la matière de la tête inférieure, au type employé ordinairement dans les machines de bateau, et sur lequel on ne reviendra pas maintenant. Cet arrangement procure du reste, soit un emmanchement, soit un démontage très-facile.

Telle est sommairement la description de l'arrangement général des organes



de ces machines, auxquelles on n'a pu appliquer la condensation, parce que d'abord on était de toutes parts arrêté par le manque de place et surtout qu'on n'était pas certain de pouvoir se procurer une quantité d'eau froide suffisante en tout temps. Dans quelques-unes de leurs parties, elles doivent recevoir beaucoup de force pour résister convenablement aux efforts auxquels elles sont soumises. C'est ainsi que les bielles ont une section de 0,004656 au milieu du corps et 0,2642 aux extrémités.

Le cylindre ayant un diamètre de 0,405 et la pression initiale de la vapeur s'élevant jusqu'à quatre atmosphères, on a pour l'effort maximum sur le piston  $0,1288 \times 4,12 = 5306 \text{ k}^\circ$ , ce qui donne pour effort de traction  $\frac{5306}{2642 \times 2} = 1 \text{ k}^\circ$  seulement par millimètre carré.

Quant à leur longueur, elle est égale à environ 45 fois le diamètre. Cette circonstance, si l'on a égard à l'effort de compression, a donc conduit à donner la section mentionnée plus haut; l'on a du reste expliqué que cette longueur résultait du système même de la machine, et que de courtes bielles exposeraient à des mouvements vibratoires très-prononcés qui ébranleraient tout le système.

Le cylindre a une épaisseur de 0,025 millimètres. Les lumières d'admission ont 0,032 de largeur et 0,19 de longueur. Le diamètre du tuyau à vapeur étant de 0,07, son rapport avec l'aire du piston sera donc  $\frac{0,1288}{0,0038}$  ou 1/33 environ. La section du conduit d'émission est double de celle de la lumière d'admission. Quant au diamètre et à la course des pompes et aux autres dimensions générales, on aura plus tard l'occasion de les mettre en rapport avec les règles déduites de la théorie, en traitant plus longuement des machines à haute pression sans condensation, dont les planches sont déjà publiées.



# MACHINE

A

DEUX COLONNES, HAUTE PRESSION ET DÉTENTE SANS CONDENSATION,  
AVEC VOLANT AU-DESSUS DU CYLINDRE,  
DE LA FORCE DE 16 CHEVAUX.

---

Il n'est pas sans intérêt de comparer les appareils qui viennent d'être décrits à la machine de même force reproduite planches 27 et 28, celle-ci étant un des types qui se reproduisent le plus souvent, et dont l'application comme moteur aux fabriques de drap, de produits céramiques, aux moulins de différentes espèces, etc., etc., a lieu le plus fréquemment. Lorsqu'en effet les arbres de couche commandant les différents métiers ou outils d'une fabrique doivent être placés à une certaine hauteur au-dessus du sol de l'usine, il est évident qu'un appareil de cette nature se trouve précisément dans les conditions les plus favorables quant à la transmission du mouvement, et que les engrenages qui en sont les organes peuvent alors recevoir des dimensions minimum, compatibles naturellement avec la force à transmettre et la pression exercée sur les dents. Si l'on suppose pour un instant les arbres de couche placés à cinq mètres au-dessus du sol de l'usine, et l'arbre de la machine, comme dans les appareils précédemment décrits, à 25 centimètres environ de la ligne de terre, il est évident que la transmission du mouvement aux premiers nécessitera l'emploi de deux roues dentées, ayant des diamètres qu'on peut appeler excessifs et peu en rapport peut-être avec la force développée et les dimensions qu'il convient de donner à la roue pour résister aux efforts qu'elle a à supporter. Qu'on reporte au contraire, comme dans le cas présent, l'arbre du volant à 3 mètres 40 seulement au-dessus du sol, et tout rentre dans les conditions normales comme dimension, comme simplicité et comme économie.

Les diamètres des engrenages s'harmonisent alors avec leurs autres dimensions, et avec celles des arbres, des paliers, des supports, etc., subordonnées toutes à la force à transmettre. Quelquefois même, quand la vitesse à donner aux appareils qu'ils commandent le permet, les arbres de couche peuvent être disposés immédiatement à la suite de celui de la machine. Il en résulte non-seulement une économie de frais d'établissement et d'entretien, mais c'est encore une garantie contre des chômages accidentels qui proviennent le plus souvent de la rupture de quelques dents de la transmission. Mais par cela même que la transmission de toute la force développée sur le piston s'opère à une certaine hauteur au-dessus du sol, on ne peut guère étendre l'emploi de ce système à tous les cas et pour toutes les forces. On conçoit en effet que pour des forces de 60 à 80 chevaux on n'obtiendrait plus assez de stabilité, ni une assise assez résistante, leur action agissant à une trop grande hauteur au-dessus de la base.

La course du piston et la longueur de la bielle croissant généralement en proportion de la force des machines, on se trouverait conduit à donner de telles dimensions en hauteur que, pour empêcher les vibrations intenses qui en seraient la conséquence immédiate, il faudrait transformer le bâti de manière à lui ôter toute la simplicité qui est un des grands mérites de ce système. Il deviendrait alors tellement coûteux et d'une telle masse, que les avantages présentés par ce système seraient peut-être primés par les inconvénients. Cependant, il faut le dire, lorsque les dispositions des lieux et le travail à exécuter exigeaient impérieusement l'adoption de ce système, on est parvenu à l'appliquer pour des forces de 50 à 60 chevaux, mais en tournant la difficulté. On a alors accouplé deux appareils semblables, d'une force chacun de 25 à 30 chevaux, les deux cylindres attaquant le même arbre dont les manivelles étaient calées à angle droit. De cette façon, on a pu, aux autres avantages prémentionnés, réunir ceux du travail à grande expansion, la régularité de la marche étant, en ce cas, singulièrement favorisée par la position d'équerre des deux manivelles. Il va de soi qu'une machine double de cette nature ne s'élève pas à une hauteur plus grande qu'un appareil unique, et qu'elle présente une rigidité, une liaison dans toutes ses parties qui laisse peu à désirer. On aura du reste occasion de donner plus tard les dessins d'un semblable appareil, sur lequel on reviendra alors plus longuement. On fera remarquer, d'un autre côté, qu'on est parvenu à diminuer encore la hauteur de

l'arbre du volant en surbaissant le cylindre dont la partie inférieure est tout entière logée dans la fondation, la boîte à vapeur seule qui doit rester de facile accès, empêchant d'étendre plus loin cette disposition. On comprendra qu'on ne peut ici, comme cela a lieu pour les appareils précédemment décrits, donner aux bielles une longueur égale à sept fois la manivelle. On a dû même se tenir dans des bornes assez restreintes en lui assignant une longueur égale seulement à quatre fois et demie cette dernière.

Il en résulte que le frottement contre les guides de la tige du piston devient assez intense; aussi, l'on voit parfois encore cette dernière pourvue de galets circulaires ou roulettes; de cette manière on substitue au frottement de glissement celui de roulement. Malheureusement l'usure assez rapide de ces galets circulaires exige un entretien et des soins continuels, et entraîne à sa suite un ajustement plus compliqué et plus coûteux.

Pour augmenter la rigidité du bâti, et pour prévenir les vibrations développées dans le mouvement, on a réuni au moyen de boulons l'entablement aux murs du bâtiment. Cette disposition peut entraîner sans doute quelques inconvénients à sa suite, dans le cas où des murs nouvellement élevés viendraient à tasser inégalement ou se mettraient hors plomb. Cependant une bonne surveillance pendant les premiers temps de la mise en marche suffit pour prévenir les tiraillements et les gauchissements qui pourraient en résulter. D'un autre côté, la longueur nécessairement bornée de cet entablement entraîne à sa suite la conséquence de pouvoir disposer de deux fortes murailles assez voisines pour l'y réunir. Sans doute, au moyen de colonnes, de supports, d'étais quelconques enfin, on pourrait arriver au même but sans élever des constructions en maçonnerie. Mais l'économie, la simplicité du bâti tel qu'il est maintenant seraient sacrifiées, et sans doute même l'aspect général de la machine y perdrait. Dans tous les cas, lorsque le bâtiment destiné à loger la machine doit être construit, cet argument tombe de lui-même, et même quand les maçonneries qui doivent épauler l'entablement sont vieilles ou peu résistantes, il est encore possible de les utiliser au moyen de jumelles ou poutres boulonnées fortement sur une grande longueur et un peu encastrées, si possible. Il reste donc le seul cas où les dispositions de la localité ne permettent pas absolument de disposer de maçonneries ou trop éloignées, ou trop mal situées pour pouvoir disposer de l'appui qu'elles pourraient offrir. On a alors souvent eu recours à un bâti double, c'est-à-dire formé par la

réunion de quatre colonnes assises sur la même plaque de fondation. C'est naturellement une disposition assez coûteuse et qui présente de l'analogie avec l'établissement des appareils doubles. Enfin, quand la machine ne dépasse pas la force de 20 chevaux, il est encore possible, en donnant une grande masse à ces colonnes, masse répartie surtout vers leur base ou assise, qui en même temps prend des dimensions plus larges, de se passer de l'appui prêté par les murailles, sans craindre le développement de vibrations fatales à la régularité de la marche et au bon état d'entretien. A plus forte raison, pour deux appareils accouplés de même force, on pourrait employer une telle disposition, puisqu'on peut alors disposer d'un ensemble de quatre colonnes réunies par des entretoises, ensemble présentant de lui-même une raideur suffisante. Dans tous les cas, les lignes et l'aspect architectural des bâtis de ce genre cadrent bien avec la sévérité et la simplicité de forme qu'il convient de donner aux organes de toute machine, et cette sobriété d'ornementation ne correspond pas seulement à un moindre prix d'achat, mais encore à des frais d'entretien moins considérables. Les moulures, les colonnettes, les consoles ne doivent pas être des applications purement de la fantaisie, mais bien des parties indispensables destinées à recevoir, à détruire, à distribuer les efforts de toute nature qui tendent à disjoindre et à gauchir les différents assemblages d'une machine.

Comme la machine à deux cylindres décrite précédemment, cet appareil repose tout entier sur une forte plaque de fondation, assise elle-même sur un lit de pierres bien dressées par leur face d'application avec celle-ci. Ainsi, les efforts de soulèvement exercés directement sur cette plaque par la pression de la vapeur sur le couvercle du cylindre, ou ceux qui sont transmis par les deux colonnes, sont détruits et par la masse même de la machine et par l'assemblage immédiat de la plaque avec la fondation, lequel s'opère au moyen de cinq forts boulons. (Voir planches 28 et 29.)

Quant aux colonnes, elles sont assemblées avec celle-ci au moyen de cinq vis ou boulons profondément taraudés dans son épaisseur, qui est de 0,05.

Par le haut, elles s'emboîtent dans l'entablement par un prolongement tourné, et s'assemblent avec lui au moyen d'une grande clavette. Ces colonnes sont naturellement creuses, et munies vers le milieu de leur hauteur d'un petit support ou cul-de-lampe venu de fonte avec elles et

destiné à recevoir la lunette E ou support d'assemblage avec les guides de la tige du piston LL.

L'entablement présente une sorte de profil en double T, et le palier recevant l'arbre du volant est venu de fonte avec lui.

A ses deux extrémités il porte deux pattes d'équerre destinées à recevoir les boulons d'assemblage avec les murailles environnantes.

Dans la partie d'assemblage avec les colonnes, il prend la forme circulaire, et le trou dans lequel s'emboîtent ces dernières est exactement alésé par ses extrémités.

Les guides de la tige du piston sont en fonte; ils ont la forme en T, et sont parfaitement dressés par la joue contre laquelle glisse la partie frot-tante de la coquille K.

On remarquera qu'ils sont disposés comme un solide d'égale résistance reposant sur deux appuis et chargé à égale distance de chacun d'eux ou à peu près, car c'est vers ce point que la poussée exercée latéralement par la bielle est le plus considérable. Ils sont fortement boulonnés par le bas à deux brides venues de fonte avec le couvercle et la boîte à étoupes du cylindre, et même un peu encastrés. Par le haut ils s'assemblent de la même façon avec la lunette E, boulonnée aussi aux deux appendices FF, venus de fonte avec les colonnes.

La coquille ou tête de tige est en fonte. La tige du piston s'emboîte dans la douille qu'elle présente par le bas. Cette tige est un peu conique, et une forte clavette achève l'assemblage. La réunion de la bielle J avec la coquille a lieu à boulon et charnière, la petite tête de bielle s'emboîtant dans le creux ou évidement qu'elle présente intérieurement. Repliée d'équerre par ses faces externes, qui sont bien dressées et munies de petits rebords rectangulaires emboîtant extérieurement les joues des guides L, elle est donc obligée de se mouvoir parfaitement suivant la verticale, et la tige du piston est préservée de toute action tendant à la gauchir. La bielle est en fer forgé, à corps cylindrique tourné sur toute son étendue. Les deux têtes sont fermées, c'est-à-dire ne présentent ni chappe ni contre-clavette, etc. Les joues des coussinets sont munies de rebords ou recouvrements seulement sur la face extérieure. Deux mortaises pratiquées dans la tête emboîtent exactement deux saillies ou tenons bien dressés qu'on a fait venir avec chaque demi coussinet. Ces mortaises ont en longueur la largeur même de la tête, et détruisent toute tendance du coussinet à tourner et à se déplacer.

Le cylindre porte une bride ou patte circulaire venue de fonte avec le corps même, et lui servant d'assise. Une saillie de même forme bien dressée a été ménagée sur la plaque de fondation B ; elle reçoit cette bride du cylindre, qui y est fortement réunie au moyen de huit boulons taraudés distribués sur tout son pourtour. Le fonds est venu d'une pièce avec le cylindre, une ouverture destinée au passage de la barre d'alésage ayant seulement été ménagée. Cette ouverture est ensuite fermée au moyen d'un plateau en fonte faisant joint autoclave, maintenu du reste au mastic de fonte. Un assemblage au moyen de boulons est ici inutile, puisque la pression de la vapeur rend le joint d'autant meilleur. La boîte à vapeur GG ou chapelle, la cuvette de la soupape d'expansion et celle de la valve régulatrice ou modérateur, sont venues d'une pièce. La boîte à vapeur proprement dite est encadrée de brides rectangulaires, s'appliquant immédiatement contre celles de même forme que porte le cylindre et auxquelles elle est boulonnée. Son couvercle et celui de la cuvette de la soupape sont d'une pièce. Naturellement toutes ces parties se reliant au cylindre s'élèvent au-dessus de la ligne du sol, car il est indispensable qu'elles restent toujours bien en vue, et que leur accès soit facile et commode en tout temps. A cet égard, elles déterminent en quelque sorte la limite du surbaissement de la machine et du cylindre. Par cette disposition seulement une des lumières ou conduites de vapeur coulées avec le cylindre devient très-courte, l'autre s'enfonçant dans la fondation. Les lumières ont une largeur de 32 millimètres et une longueur de 21 centimètres. Le piston ayant une surface égale à  $0.184^2 \times 3.1416 = 0.1063$  centimètres carrés, leur rapport avec cette dernière est donc  $\frac{1063}{0.032 \times 0.21} = \frac{1}{15}$  environ. Le tiroir est en fonte. Le recouvrement donné à ses bandes est d'environ 25 millimètres correspondant à une admission maximum égale aux  $\frac{8}{10}$  de la course totale environ. L'efficacité de ce recouvrement consiste du reste presque entièrement dans l'avance à l'émission que l'on se procure par ce moyen, avance diminuant d'une manière sensible la contre-pression pendant les premiers dixièmes de la course parcourus par le piston. Quant à la détente, c'est surtout au moyen du jeu de la soupape à double siège qu'elle est produite. Le tiroir est bien dressé par ses quatre faces, et sa tige est contournée de manière à présenter la forme d'une bride ou étrier à section rectangulaire dans lequel il s'emboîte parfaitement. Cette tige est guidée par le haut dans une boîte à étoupes,

à chapeau et grain en bronze ; par le bas elle s'engage dans un guide cylindrique en fonte rapporté sur la boîte à vapeur ou chapelle. En enlevant le couvercle de la chapelle et celui de la soupape d'expansion, qui sont, comme on l'a dit, coulés d'une pièce, on introduit ce dernier, la tige et l'étrier dans la chapelle. On laisse alors descendre le double couvercle et on fait la garniture autour des tiges, après avoir calé la poulie excentrique à demeure, et s'être assuré d'abord que les lumières sont découvertes d'une quantité rigoureusement exacte de chaque côté du centre, et que la réglementation est bonne.

Cette tige du tiroir est en deux pièces, la partie supérieure étant munie d'une douille et l'assemblage ayant lieu au moyen d'une clavette. L'enlèvement facile du couvercle nécessite cette disposition, puisque sans cela il faudrait le soulever à une grande hauteur quand on doit retirer le tiroir. Par le haut, cette tige est filetée et munie de deux écrous ; elle s'engage dans un trou cylindrique traversant de part en part un galet ayant les faces latérales ou de frottement en forme de coin, galet parfaitement ajusté, du reste, entre les joues d'un double coussinet de même forme et de même matière formant guide, solidement réuni à la partie interne de la lunette E support des guides de la tige du piston. L'ajustement est disposé de telle façon que les faces de contact ou de frottement de ce double guide peuvent se rapprocher dès qu'il y a usure, le galet ne pouvant dès lors jamais prendre de jeu. Maintenu dans la rectiligne d'abord par la boîte à étoupes de la chapelle, ensuite par ce guide, la tige est soustraite de cette façon à l'influence de la barre d'excentrique, qui tend à la faire dévier de la verticale. Le galet dont il vient d'être parlé est du reste muni d'un pivot ou bouton venu de fonte avec lui, et dans lequel s'emmanche la tête de bielle qui termine par le bas la barre d'excentrique II. Cette tête est fermée, munie de coussinets en bronze à resserrer au moyen d'une clavette. Le bouton s'y engage et y est épaulé par un plateau en fer rapporté par-dessus et maintenu par un petit boulon taraudé jusqu'aux deux tiers de sa portée. La poulie excentrique et son collier sont en fonte, et sa portée de calage est d'environ huit centimètres. La barre ou tringle d'excentrique est en fer forgé et cylindrique d'un bout à l'autre ; elle s'engage dans une douille dont est muni inférieurement ce collier et s'assemble avec lui par une clavette. Le collier est muni d'un godet graisseur, et, outre la cale qui la maintient, la poulie est aussi serrée sur l'arbre par deux vis de pression.

Dans le but de diminuer autant que possible l'espace libre et la surface



de refroidissement, on a disposé le couvercle de la cuvette de la soupape d'expansion de manière à ce qu'il s'engageât dans l'intérieur même, ainsi que la boîte à étoupes, qui y est plongée entièrement. L'espace restant libre au-dessus de la soupape est donc réduit à celui qui est absolument nécessaire à sa levée, égale à 25 millimètres environ. La cuvette est de forme cylindrique et présente dans sa partie inférieure un conduit rectangulaire débouchant dans la chapelle, par lequel s'écoule la vapeur distribuée par la soupape. Un retour d'équerre venu de fonte avec ses parois reçoit son double siège en bronze. Ce siège est maintenu au moyen de petites vis noyées dans la fonte. Passant maintenant à l'examen des organes qui commandent cette soupape, on partira de l'arbre du régulateur R, réglant et sa levée et la durée de celle-ci. Une roue conique BB ayant 46 centimètres de diamètre environ est calée sur l'extrémité supérieure de cet arbre; elle engrène avec une seconde roue d'égal diamètre AA, calée sur l'arbre de la machine, muni en cet endroit d'un bourrelet destiné à la recevoir. L'arbre du régulateur fait donc exactement le même nombre de révolutions que celui de la machine. Un support à deux branches CC à sections d'égale résistance en tous sens, terminé par une douille à fourreau en bronze, le saisit par le haut immédiatement en dessous de la roue conique. Le support est fortement boulonné à l'entablement au moyen de brides dont il est muni. On remarquera que la barre d'excentrique passe dans l'espace resté libre entre ses deux branches. Revenant à l'arbre R, il est bon de dire que depuis la plaque d'assise jusqu'au second gland ou manchon porteur des bras du pendule, il est forgé creux. C'est un canon ayant un diamètre extérieur de sept centimètres et intérieur de 38 millimètres. Une tringle en fer terminée par deux renflements est logée dans la partie creuse, et est réunie au gland mobile au moyen d'une clavette s'engageant dans le renflement correspondant et traversant le gland, l'arbre étant pourvu du reste d'une mortaise de dimension suffisante au passage de la clavette, et d'une hauteur égale à la levée maximum des boulets.

Par cette disposition, on voit que la tringle doit suivre le gland et les boulets dans tous leurs mouvements ascensionnels. Du moment où la rotation s'accélère, les boulets s'élèvent, entraînant verticalement la tringle avec eux, ainsi que tous les organes qui peuvent y être reliés.

Une came en fer aciéré DD est disposée sur la partie inférieure de l'arbre du régulateur. Fixée par la clavette inférieure de la tringle, elle est en-

traînée dans son mouvement de rotation, sans que cependant rien l'empêche de se déplacer verticalement, lorsqu'elle est sollicitée suivant cette direction. Or, la tringle intérieure est unie à cette came de la même façon qu'au gland mobile, c'est-à-dire par la clavette prémentionnée traversant et l'arbre et la base de la came, la même mortaise que dans le haut étant ménagée.

La came est donc aussi entièrement solidaire de tous les mouvements des boulets, et obligée de s'élever suivant la composante verticale de leurs déplacements, en fonction de la vitesse de la machine.

La levée de la soupape se détermine à priori, d'après la section d'écoulement qu'il faut laisser à la vapeur dans le cylindre pour que la pression initiale puisse s'établir sensiblement égale à celle de la chaudière; l'excentricité de la came devient dès lors égale à cette levée, les bras du levier de renvoi FF étant égaux, et cette excentricité est la même pour toute la hauteur. Son développement diffère seulement suivant chaque position différente occupée. Ainsi, si l'on suppose qu'en marche normale ce développement de l'excentricité donne lieu à une détente commençant à la moitié de la course seulement, du moment où la vitesse s'accélère il ne doit plus en être ainsi, puisque l'équilibre entre la puissance et la résistance n'existe plus; la came s'élève alors verticalement, et le développement présenté aux organes qui conduisent la soupape étant moins grand, l'admission est plutôt supprimée, et l'équilibre se rétablit. La soupape est du reste rendue solidaire de ces divers mouvements de la manière suivante : Un galet ou roulette en bronze, logé dans une sorte de charnière et tournant librement autour du pivot ou boulon de cette charnière, est maintenu en contact constant contre la circonférence de la came au moyen du ressort à d'ins enroulé autour de la tige centrale avec laquelle la charnière est venue de fonte. Le ressort agit contre une saillie circulaire que présente la charnière, et est épaulé au moyen d'un étrier à deux branches fortement boulonné à la colonne E. Chaque fois que l'excentricité de la came se présente et agit contre la roulette, celle-ci, tout en tournant sur son axe, est fortement repoussée ainsi que le guide porte-galet. Le ressort, qui ne peut reculer, se comprime et cède, et le levier coudé d'équerre FF, engagé à jeu libre dans l'extrémité du porte-galet, tourne autour de son axe, et soulève la soupape d'une quantité égale à celle dont la roulette a été repoussée. La branche horizontale de ce levier coudé présente aussi une charnière épaulée entre deux écrous à rondelles dont est munie la tige de la

soupape. Cet ajustement détruit la tendance à dévier de la verticale qui est imprimée à la tige à la suite du faible mouvement de rotation du levier autour de son centre. Quant au porte-galet, on conçoit qu'il doit être fortement guidé, l'action de la came étant plutôt transversale que parallèle à son axe. Deux guides en fonte sont donc fortement boulonnés sur la colonne, et la charnière recevant le galet est elle-même disposée de façon à être exactement maintenue entre ces guides, la poussée oblique de la came étant ainsi détruite aussi près que possible du point où elle s'exerce d'abord. Le porte-galet est de plus guidé encore dans la douille à fourreau en bronze que présente l'étrier épaulant le ressort à boudin. Quant au levier coudé, il est calé sur un axe bien maintenu dans les deux petits paliers à coussinets venu de fonte avec la colonne.

L'arbre du régulateur repose sur une crapaudine en bronze ZZ boulonnée sur sa plaque d'assise et formant en même temps réservoir d'huile ou godet graisseur. Une disposition très-importante quant à la sensibilité et à la bonne marche du régulateur réside dans l'appareil équilibrant le poids des boulets, de la tringle intérieure et des autres organes s'y rattachant. On fera remarquer que cette tringle, animée du même mouvement de rotation que l'arbre, repose par sa partie inférieure sur une sorte de petite crapaudine en bronze logée à l'intérieur et qui peut cependant se mouvoir verticalement sollicitée par une force agissant suivant cette direction. Cette petite crapaudine ou grain est supportée par la tringle en fer MM, munie du galet circulaire en bronze. Cette tringle se bifurque par le bas de manière à présenter une sorte d'anneau évidé ou d'œil dans lequel est logé le galet, tournant librement autour d'un petit axe calé sur ses deux branches. Elle est du reste disposée de manière à ne pouvoir être entraînée dans le mouvement de rotation général, mais elle peut aussi se déplacer verticalement, étant bien guidée d'ailleurs d'une part dans l'arbre même, de l'autre dans la douille venue de fonte avec le grand support LL boulonné en contre-bas à la plaque d'assise du régulateur. Le poids des boulets, de la tige intérieure, etc., tend donc à faire descendre continuellement cette tringle, qui n'est supportée que par le bras du double levier se mouvant autour d'un axe fixé au support dont il vient d'être question. Quant à l'autre bras, il est muni d'un contrepoids formé d'une série de rondelles en fonte enfilées dans une tringle en fer filetée par le bas et munie d'un écrou et terminée supérieurement par une charnière d'assemblage avec la tête du levier. Quelque position que prenne celui-ci, le contrepoids reste

donc toujours vertical. Les deux bras du levier et le contrepoids sont, du reste, combinés de manière à faire équilibre au poids des organes dont il est question, chose facile, puisqu'il suffit d'ajouter ou d'enlever une rondelle pour y arriver et rendre l'appareil aussi sensible qu'il est nécessaire. L'extrémité du bras servant de support se termine du reste en développante de cercle, disposition nécessaire pour détruire l'action oblique qui tendrait à faire dévier la tringle quand cette branche quitte l'horizontale. Ces deux branches font en outre un angle tel que la variation de longueur des bras de levier résultant de la rotation autour du centre, quand les boules s'élèvent ou s'abaissent, permet d'obtenir toujours l'équilibre nécessaire à la prompte régularisation de la marche.

L'appareil d'alimentation se compose de deux pompes : une de puits, déversant l'eau froide dans l'appareil réchauffeur M dit bûche à eau chaude, et une pompe foulante à piston plongeur N. Elles sont toutes deux fortement boulonnées sur cette bûche, qui est en fonte et coulée en deux pièces, le fond étant rapporté et les joints bien mastiqués au mastic de fonte.

Dans l'intérieur même de la bûche en fonte, qui forme comme une sorte d'enveloppe, est logée une seconde bûche en tôle, aussi de forme rectangulaire, recevant une série de vingt et un tubes en laiton ayant soixante quatre millimètres de diamètre et 0.34 de longueur la traversant de part en part. Le joint de ces tubes avec les plaques tubulaires est rendu bien étanche, de sorte que l'eau déversée par la pompe de puits circule librement dans les tubes, mais ne peut pénétrer dans l'intérieur de la partie en tôle. Le tuyau d'émission de la vapeur partant du cylindre débouche dans cette partie, munie à son extrémité opposée d'une sorte de cheminée formée de tuyaux en tôle mince. La vapeur affluant dans cette sorte de réservoir central chauffe donc les parois des tubes, et, par contre, l'eau qui les remplit et y circule; un courant continu ne tarde pas à s'établir, l'eau chauffée tendant toujours à s'élever vers la surface, et la vapeur refroidie s'échappe ensuite dans l'atmosphère par la cheminée ménagée à cet effet. Un conduit d'échappement muni d'un robinet conduit la partie condensée de celle-ci dans la bûche extérieure. La pompe alimentaire, assise immédiatement sur celle-ci, n'a donc qu'un très-court tuyau de prise d'eau. Elle est munie de soupapes d'aspiration et de refoulement à siège plat, et est disposée de manière à laisser le moins possible de capacité libre entre ces soupapes où l'air puisse se loger. Comme, de plus, elles sont disposées

vers la partie supérieure du corps de pompe, l'expulsion du faible volume qui y reste est facile et prompte. Cette pompe est munie d'un obturateur JJ permettant d'en suspendre complètement les fonctions, ou d'en diminuer le rendement. Le piston plongeur, le corps de pompe et les chapelles des soupapes sont en fonte; les soupapes et leur siège en bronze. La bêche en fonte est posée bien de niveau sur la fondation avec laquelle elle est réunie par des boulons plombés. Une poulie excentrique en fonte S, entièrement semblable à celle qui conduit le tiroir, commande directement les deux pompes. L'arbre du volant I est supporté à ses extrémités par un palier HH à coussinets en bronze boulonné solidement sur une pierre à larges dimensions, bien scellée et maintenue dans la forte muraille séparant la chambre de la machine des ateliers. Le volant S n'est pas accolé exactement contre cette muraille, un espace de 30 centimètres environ restant libre entre deux. De même, il ne se termine pas immédiatement à la crapaudine, mais dépasse de 25 centimètres le nu du mur. Par cet arrangement, on peut disposer la transmission de mouvement soit dans la chambre même de la machine, soit en port-à-faux, et caler les engrenages ou les poulies de commande sur le bout de l'arbre du volant, ou entre celui-ci et le mur de support, les circonstances locales étant à cet égard le seul guide qu'il soit souvent possible de suivre.

Le diamètre du volant est d'environ quatre mètres quarante centimètres, l'épaisseur de l'anneau est de dix centimètres, sa hauteur de dix-huit centimètres. Il est coulé en deux morceaux, et maintenu sur l'arbre au moyen de deux fortes frettes posées au rouge sombre. Les jantes s'assemblent bout à bout; une mortaise pratiquée à l'intérieur de chacune d'elles reçoit un tenon commun aux deux parties. Ce tenon est lui-même maintenu par deux clavettes traversant chaque moitié de part en part. Le poids et le diamètre donnés à ce volant permettent de travailler avec une très-forte détente sans que l'allure de la machine cesse d'être parfaitement régulière. Quant aux chaudières, elles sont du système dit à flamme renversée, qu'on a eu occasion de décrire avec les machines à deux cylindres. Leurs dimensions, leur surface des grilles et de chauffe sont proportionnelles à celles de ces dernières et à la force de la machine actuelle. On ne reviendra donc pas sur ce sujet.

Les machines de ce système sont très-simples, très-solides, ont une marche douce et régulière, et, expérimentées au moyen du frein et de l'indicateur de Watt, ont permis de constater un effet utile considérable joint à une

consommation fort économique. Une de leurs principales qualités, c'est d'être parfaitement accessibles dans toutes leurs parties essentielles, qui restent bien en vue, et autour desquelles existe assez d'espace pour que la circulation nécessaire à la surveillance et à l'entretien puisse se faire sans peine ni danger ; c'est là un point capital quant à la durée de l'appareil et à son effet utile. Assez souvent les pompes sont logées sous le sol dans des excavations pratiquées à cet effet, et, par ce fait, sont exposées à des dérangements fréquents et à des réparations entraînant la suspension de la marche de l'appareil. On s'est attaché ici à les disposer bien en vue, et à rendre leur accès de la plus grande facilité. Leur position sur la bêche à eau chaude même permet de supprimer aussi des conduites de tuyaux qu'il est souvent difficile de disposer d'une manière commode, et qui sont d'ailleurs presque toujours d'un effet disgracieux, quand elles ne donnent pas lieu à encombrement. On a eu parfois l'occasion d'adjoindre à ces machines les appareils de condensation, quand on avait facilement à sa disposition la quantité d'eau froide nécessaire à cet effet. Elles se sont alors trouvées dans de meilleures conditions encore, tant sous le rapport du combustible brûlé que de la régularité de la marche. Des appareils de cette nature ont été construits pour des forces de 40 à 50 chevaux, et on est arrivé même jusqu'à 80 chevaux en disposant deux machines semblables à l'extrémité du même arbre de volant. On aura occasion de donner plus tard les planches d'une semblable disposition ; on pourra alors revenir plus amplement sur l'agencement et le jeu de leurs organes, et donner quelques calculs relativement aux dimensions données et à l'effet utile obtenu.



# MACHINE SOUFFLANTE

DE LA FORCE DE 80 CHEVAUX

A HAUTE PRESSION ET DÉTENTE, SANS CONDENSATION.

---

Quoiqu'il existe un assez grand nombre de dispositions assez distinctes d'appareils moteurs pour soufflerie, il est cependant possible d'en former deux catégories seulement. Dans l'une, le piston du cylindre soufflant est mû directement par une machine à vapeur du système horizontal placée ordinairement dans le prolongement de son axe. Tout l'appareil ne s'élevant qu'à une faible hauteur au-dessus du sol, et n'empruntant aucun point d'appui aux constructions en maçonnerie qui le renferment, l'érection de celles-ci est dès lors aussi facile et aussi peu coûteuse que possible, et leur établissement présentant peu de difficultés s'opère rapidement, ce qui est toujours un avantage. Seulement, si ces constructions ont peu de hauteur, il n'en est pas de même de leur longueur, qui presque toujours est considérable. A ce point de vue, c'est un inconvénient sérieux lorsqu'on n'a à sa disposition qu'une étendue de terrain bornée, et qu'on pourrait souvent mieux utiliser d'une autre manière. Dans la seconde catégorie, on peut comprendre les dispositions diverses où le cylindre soufflant est placé au-dessus de l'appareil moteur, quel que soit du reste le mode de transmission de mouvement employé. On ne parle pas ici de l'ancienne machine à balancier, aux deux extrémités duquel étaient établis d'une part le cylindre à vapeur, de l'autre la soufflerie, car on n'en construit plus que bien peu de ce système. On conçoit que, de la configuration des localités et des circonstances particulières d'arrangement et d'installation dans lesquelles on se trouve placé, dépend en grande partie l'adoption de l'un ou de l'autre de ces deux systèmes, passant d'ailleurs sous silence soit les avantages mécaniques particuliers,

soit les inconvénients de même nature inhérents à chacun d'eux. Dans ces derniers temps on s'est efforcé, en diminuant autant que possible les dimensions des appareils du système horizontal, de réduire leur poids et leur prix d'achat, et de rendre encore moins coûteuses les constructions destinées à les loger. Pour parvenir à ce résultat, on a augmenté dans des proportions très-considérables la vitesse du piston, et aussi le nombre de révolutions de la machine, et comme les clapets d'aspiration et de refoulement de l'air employés ordinairement ne pouvaient fonctionner dans de bonnes conditions avec ce grand nombre de pulsations, on est arrivé à y substituer un ou des tiroirs à grandes dimensions, et à munir le cylindre soufflant de conduits ou lumières semblables à celles d'arrivée et de sortie de la vapeur. Une manivelle, ou un excentrique spécialement disposé à cet effet conduit alors ce tiroir.

Il semble que l'expérience acquise n'a pas encore permis d'apprécier d'une manière définitive la valeur réelle de ce nouveau système qu'on s'efforce du reste de perfectionner chaque jour, ce qui tendrait à établir qu'il est encore inférieur, comme effet utile, aux souffleries à grandes dimensions et marchant à une vitesse modérée, qui, bien établies, donnent un travail qu'on peut regarder comme un maximum. Du reste, pour se prononcer en connaissance de cause et avec preuves à l'appui, il faudrait que des expériences contradictoires bien positives eussent été faites avec des appareils de forces identiques, dans l'un et l'autre cas. Alors on pourrait juger si l'avantage d'un prix d'achat moins élevé est de nature à compenser les inconvénients que paraît amener à sa suite la grande vitesse du piston dans les appareils de cette nature, tels que, paraît-il, une plus grande dépense de combustible, des frais d'entretien et de réparation plus considérables. A cet égard on a souvent objecté que le tiroir, ne découvrant que successivement les orifices, présente pour la distribution de l'air absolument les mêmes désavantages que pour celle de la vapeur, quel que soit peut-être l'organe de conduite employé. Les clapets fournissent instantanément par leur ouverture subite une section d'écoulement très-grande au vent. Le tiroir, au contraire, conduit par une manivelle, une poulie excentrique, ou même une came, procède bien plus par étranglements, soit à l'aspiration, soit au refoulement. De plus, le courant est plus tourmenté dans sa marche, et il y a sans doute plus de perte de force vive dans ces conduits contournés qu'avec l'ancienne disposition. Il serait intéressant à cet égard d'appliquer un



indicateur de Watt sur un cylindre soufflant à tiroir. La forme de la courbe permettrait de juger alors si l'effet utile est égal dans les deux cas, ou si cette disposition, jusqu'à perfectionnement ultérieur, ne doit pas être un peu rangée parmi les expédients. Une autre objection a été faite relativement au volume ou cube considérable de ces conduits, proportionnellement plus grand que celui de l'espace libre des cylindres munis de boîtes à clapets ; en effet, pour diminuer autant que possible les effets des étranglements dont il vient d'être parlé, il faut nécessairement donner aux lumières des dimensions assez larges. L'air se dilate et se comprime tour à tour dans ces conduits, ce qui rend la marche de l'appareil bien moins régulière, et surtout a pour effet le plus nuisible de produire une sorte de diminution de la course et du volume d'air refoulé, surtout quand on marche à une forte pression de vent.

En effet, cet air comprimé dans les lumières à la pression du réservoir ou régulateur à vent, se détend pendant que le piston aspire, et c'est alors seulement que sa tension est devenue égale ou un peu inférieure à celle de l'atmosphère que l'air extérieur peut pénétrer dans le cylindre à vent. Pendant ce temps, le piston a déjà parcouru une certaine longueur de course et développé un volume à déduire par conséquent du volume théorique ou cube du cylindre, puisque cet air qui le remplit est de nouveau comprimé dans les lumières pendant la course suivante. Il s'ensuit que non-seulement cet air comprimé dans les lumières retarde probablement l'entrée de l'air extérieur, mais que peut-être il le repousse partiellement, car lorsque la bande du tiroir découvre l'orifice, il tend aussitôt, en vertu de son excès de pression, à s'échapper au-dehors, ce qui amène alors perte de travail, à moins qu'on ne donne du retard à l'admission par la réglementation.

Dans tous les cas, les dimensions relativement considérables qu'on doit donner à ce tiroir en font un distributeur d'un poids assez considérable ; les organes qui le conduisent doivent dès lors être construits à leur tour suivant des dimensions assez fortes pour assurer un fonctionnement régulier et exempt des vibrations qu'amène l'établissement plus ou moins subit de résistances considérables. Sous ce rapport il y a plutôt complication que simplification quant à la distribution de l'air, et quelque largement établies que soient les articulations des bielles, tringles, manivelles ou excentriques conduisant le tiroir, il y a là un ensemble plus sujet à dislocation et plus difficile à maintenir en bon état ou à réparer en peu de temps que les simples boîtes à clapets des anciennes souffleries.

Du reste, il y a, semble-t-il, une limite à la vitesse qu'on peut donner à ces machines au-delà de laquelle l'effet utile serait trop profondément altéré pour qu'elles rendissent réellement des services. Si généralement on s'efforce de modifier le tiroir dans les locomotives à grande vitesse, de manière à lui permettre de découvrir plus rapidement et plus complètement les lumières, c'est qu'évidemment l'expérience a prouvé qu'avec des vitesses de piston de 2 à 2.5 mètres, il existe une différence considérable entre la pression dans la chaudière et celle qui s'établit dans les cylindres, différence provenant surtout de l'étranglement au passage des lumières; cependant la pression génératrice de l'écoulement vers le cylindre doit être bien plus considérable en ce cas que dans un cylindre soufflant.

En résumé, plus la vitesse du piston est grande, plus son diamètre devient petit, ce qui entraîne la réduction des dimensions et du poids de tous les organes de la machine, et une diminution du prix d'achat proportionnelle; mais aussi plus les étranglements au passage de l'air deviennent sensibles, plus il y a perte de force par les contractions et les changements de direction, par l'espace libre, etc., plus l'usure des organes est prompte, et leur mise hors de service rapide. Quelle que soit la façon dont ils sont allégés par suite de la réduction de diamètre provenant de l'augmentation de vitesse, le poids des deux pistons, de la tige commune, de la bielle, de la coquille, etc., reste encore bien considérable. Sous l'influence de cette vitesse, l'inertie de ces masses réagit avec beaucoup d'énergie à chaque changement de direction, et contribue encore à hâter la rapide détérioration de tout l'appareil. Aussi, on le répète, quand ces machines auront travaillé pendant quelques années dans leurs conditions actuelles de construction et de vitesse, on pourra seulement asseoir un jugement définitif et tirer des conclusions qui, si l'on a égard aux objections qui viennent d'être reproduites, seraient quant à présent peu favorables. On pourra alors établir des comparaisons quant à la consommation de combustible, aux frais d'entretien et de réparation, aux jours de chômage, etc., et l'expérience dira si l'on doit les admettre sans réserve, ou revenir complètement aux souffleries à grandes dimensions et à vitesse modérée.

C'est un de ces derniers appareils qui fait l'objet de la présente description, et dont les planches 31, 32 et 33 reproduisent les différentes projections.

Cette machine a dû être établie en fort peu de temps, dans un espace extrêmement resserré, et où il était impossible d'élever des constructions fournissant à son bâti des points d'appui stables autres que par la base. On n'avait à disposition que la superficie de terrain peu considérable située entre deux hauts fourneaux et le local d'une fonderie, terrain constituant une sorte de couloir ou passage par où se faisait le service de cette dernière et en partie celui des hauts-fourneaux, à feu tous les deux pendant qu'on procédait à l'érection des fondations et au montage de la machine.

Cette disposition des lieux contraignait donc au choix d'un système occupant aussi peu de place que possible en longueur et en largeur, et dans lequel le cylindre soufflant, nécessairement à une grande hauteur au-dessus du sol, ne pouvait guère être supporté que par un bâti ou pyramide assemblée aussi fortement que possible à la fondation : il était impossible, pendant que les hauts-fourneaux étaient à feu, d'opérer à la maçonnerie des tours des travaux de nature à lui fournir des points d'appui ou d'attache convenables de ce côté. Tout ce qu'on pouvait faire était de l'arc-bouter au moyen de poutrelles en fonte destinées à prévenir les vibrations.

Le bâti devait donc être construit dans des conditions toutes particulières de solidité et de raideur, et présenter une base ou assise à larges dimensions faisant bien corps avec la fondation, non-seulement pour procurer au système la stabilité nécessaire, mais aussi pour empêcher les mouvements vibratoires auxquels aurait pu donner naissance la grande hauteur de cet ensemble. En outre, ce bâti devait être d'une forme aussi simple que possible et permettant une exécution et une mise en place rapides, car la question de temps était ici d'une haute importance. Ses formes et ses dimensions devaient aussi être déterminées de manière à favoriser l'établissement de deux planchers à des hauteurs différentes, permettant de visiter et de maintenir en bon état les différents organes du mouvement de la machine ; de plus, il ne devait gêner en rien, par la suite, l'édification d'une construction légère entourant complètement celle-ci et destinée à la préserver des intempéries de l'air, de la poussière, du refroidissement, à la préserver de la chute des corps lourds tombant du pont et de la plate-forme des hauts-fourneaux qui la dominant, et à l'isoler enfin du personnel de service. En se reportant aux planches 31, 32 et 33, on verra que l'on a satisfait complètement à ces conditions, l'ajustement et l'assemblage des diverses parties composant ce bâti ayant été combinés comme

il suit : Après avoir fait établir un solide massif de maçonnerie en briques ayant 5 mètres de profondeur, 2<sup>m</sup>30 de largeur et 5.5 environ de longueur traversé seulement par une galerie ayant un mètre de hauteur et donnant la possibilité de resserrer de temps à autre les boulons de fondation, on a fait arraser et mettre soigneusement de niveau ce massif, qui présente cependant dans sa partie centrale une poche ou canal dont la destination sera expliquée plus loin. Il a reçu alors une plaque de fondation en deux pièces recouvrant sa surface presque entière, et indiquée sous les lettres TT, planches 31, 32 et 33. Cette plaque a sept centimètres d'épaisseur, ses deux moitiés sont fortement réunies au moyen de brides longitudinales faisant corps avec chacune d'elles et assemblées par une série de boulons régissant sur toute la longueur, ayant chacun 35 millimètres de diamètre. De plus, on a laissé venir de fonte sur chaque moitié trois demi-bossages cylindriques  $a'$  s'appliquant exactement l'un contre l'autre lors de l'assemblage des deux parties. Une forte frette ou cercle en fer forgé est alors posée à chaud, et rend aussi intime et aussi durable que possible la réunion des deux fractions.

Des épaulements ou talons  $a^2$  ont été ménagés aux quatre angles de la plaque, qui a aussi reçu en cet endroit un supplément d'épaisseur permettant le dressage parfait des surfaces qui doivent recevoir chacune l'assise des quatre piliers ou poutrelles dont se compose le bâti. Une poche ayant au maximum 1<sup>m</sup>10 de largeur et 0<sup>m</sup>60 de profondeur a été ménagée dans chaque fraction; elle s'engage dans la cavité correspondante de la fondation dont il a été parlé, et est destinée à loger non-seulement l'arbre des volants, mais encore les deux grands paliers qui le supportent. Le cylindre à vapeur est à cheval au-dessus de cette poche, solidement boulonné à la plaque, et réuni aussi à la fondation par les quatre grands boulons  $a'$  serrés sur son assise de forme quadrangulaire. Le cylindre est donc placé dans le centre ou axe du système entier formant ainsi un ensemble parfaitement symétrique. Suivant le même axe, et à une hauteur de 7<sup>m</sup>50 au-dessus du sol, s'élève le cylindre soufflant A, dont le fond forme le couronnement du bâti et constitue comme une sorte de plafond au moyen duquel la réunion et l'assemblage des quatre poutrelles s'opèrent par le haut. Ces quatre piliers sont de véritables poutres verticales en fonte présentant le profil en double T, munies de pattes ou brides à leurs deux extrémités, unies chacune à la fondation par deux grands boulons, et fortement calées entre les épau-

ments ménagés à la plaque. L'assise du cylindre soufflant présente une forme quadrangulaire, chacun de ses angles étant disposé pour recevoir la patte supérieure du pilier qui lui correspond et y est boulonnée. Le fond a une épaisseur de 0.035, excepté aux angles, qui en ont 0.05, de manière à permettre le dressage et la mise de niveau de la soufflerie.

On remarquera que, par cet arrangement, les quatre piliers s'arc-boutent mutuellement dans tous les sens et constituent une sorte de pyramide à faces égales deux à deux, forme la plus convenable pour résister aux efforts considérables auxquels tout l'ensemble doit résister, présentant une base à larges dimensions, et un couronnement en rapport, par sa surface, avec le diamètre du cylindre soufflant et les dimensions et formes qu'il était possible de donner à son fond en changeant peu de chose à des modèles existants. Les brides inférieures du cylindre, de même forme que celles du fond dont il a été parlé, s'appliquent immédiatement au-dessus. Quatre grandes nervures angulaires venues de fonte avec le cylindre les renforcent, car toute la pression développée sur le piston se distribue et se reporte aux quatre angles, et tend à les rompre par un effort de flexion.

Quant aux piliers DD du bâti, ils ont à résister à un effort alternativement de traction et de compression. Le diamètre du cylindre soufflant est de un mètre 83 cent., et la pression du vent fait équilibre à une colonne d'environ 25 centimètres de mercure. La pression supportée tour à tour par le couvercle et le fond est donc égale à 26302 cent. carrés  $\times$  par 0.33 kil. = 8679 kil. Cet effort se répartit sur chacun des piliers dont il vient d'être parlé. Leur section est égale à 0.034300 environ. Ainsi chaque millimètre carré supporte un effort de  $\frac{8679}{4 \times 34300} = 0.07$  environ, mais auquel il faut ajouter celui qui est dû aux résistances passives.

Des entretoises en fonte, ou petites poutrelles en double T, désignées sous les lettres NN, OO (planches 31 et 32) unissent et rendent solidaires entre eux autrement que par le sommet et la base les quatre piliers. Ces entretoises sont calées solidement entre de petits épaulements ou talons venus de fonte avec ceux-ci; les faces d'assemblage sont bien dressées, de manière à obtenir un contact très-exact, et de forts boulons achèvent de rendre le tout comme d'une pièce. Cet ensemble consiste en un bâti d'une grande roideur et d'une solidité parfaite, et reposant sur une base qu'on peut appeler parfaitement homogène. La plaque d'assise sur laquelle tout l'appareil est

assis présente, en effet, ce grand avantage d'établir une solidarité entière entre tous les organes, toutes les pièces composant l'ensemble. Aucune tension anormale ne peut se produire, aucun tiraillement ne peut solliciter isolément quelque partie, altérer ses relations avec les autres, ou fausser sa position, alors même que la fondation tasserait inégalement, ou que des points d'attache isolés tendraient à céder sous les efforts auxquels ils sont soumis. Quelle que soit la cause partielle qui tende à désunir, à fausser, à rompre même quelqu'assemblage, l'ensemble entier s'oppose à cet effort, y résiste et l'annule. Du reste, la plaque d'assise, en reportant sur la surface entière du massif de fondation la totalité des efforts de soulèvement ou de compression développés pendant le travail, rend, sous cet autre rapport, presque impossibles la naissance et le développement de pareilles causes de dérangement dans l'harmonie de l'ensemble. Chaque point symétrique de la fondation étant chargé également, aucun n'a à supporter de pression excessive tendant à l'écraser ou à le disjoindre, aucun ne peut céder si l'ensemble ne se dérange tout entier. Ainsi l'effort supporté par chaque pilier est transmis d'une manière parfaitement exacte aux quatre angles de la plaque d'assise, serrée sur la fondation en ces quatre points par huit boulons. Le cylindre à vapeur ayant un diamètre de 1 mètre 03, et la pression initiale de la vapeur étant de 3 atmosphères, la plaque doit résister encore par sa partie centrale à un effort maximum égal à  $8332$  centimètres carré  $\times 3.09 = 25745$  kil. environ, supposant la pression égale à celle de la chaudière. Cet effort se reporte sur toute la partie centrale de la plaque, à laquelle le cylindre est uni par des boulons taraudés, outre ses quatre grands boulons de fondation et les huit boulons semblables des paliers, et il est à remarquer que, quand la pression de la vapeur sur le couvercle du cylindre tend à soulever cette plaque, la pression du vent sur le fond du soufflet, transmise par les quatre piliers, agit en sens contraire sur la fondation. On est entré dans quelques détails sur l'agencement des différentes parties du bâti, car c'est là un des points capitaux de la machine; s'il ne présentait pas une assise solide et en rapport avec sa hauteur, s'il n'était bien relié de toutes parts, les efforts qui agissent avec intensité au faite comme à la base l'auraient bientôt disjoint, et sa roideur et sa masse seules peuvent l'empêcher d'être soumis à des vibrations qui se transmettraient à tous les organes du mouvement. On a dit que les deux cylindres se trouvaient placés dans le même axe

vertical. La force développée par la vapeur sur le piston est donc transmise sans intermédiaire au cylindre soufflant, la puissance est opposée directement à la résistance. On évite de cette manière l'emploi de balanciers ou d'autres organes de transmission ayant à supporter l'effort déployé tout entier ; quoique présentant des dimensions assez fortes pour résister à cet effort, ces organes peuvent cependant se briser ou se fausser à la suite de dérangements quelconques ou de défauts intérieurs des matériaux avec lesquels il est toujours prudent de compter ; d'ailleurs des simplifications de cette nature augmentent toujours l'effet utile. La machine soufflante horizontale présente, du reste, le même avantage.

Le mouvement rectiligne de va-et-vient imprimé par le piston du cylindre moteur doit cependant être transformé en mouvement de rotation, car le volant peut seul communiquer à la marche de la machine et à la distribution du vent, la régularité qu'il importe au plus haut point d'obtenir. D'ailleurs le mode d'action de la résistance sur le piston de la soufflerie appelle à lui seul l'emploi d'un volant énergique. Au moment où ce piston commence à fouler, il n'y a guère d'autre résistance opposée à sa marche que celle que développe le frottement. Quand les clapets de refoulement ouvrent la communication avec le réservoir à vent, la résistance alors est maximum, et son effort égal à la pression du vent qui est ici représentée par une hauteur de 30 centimètres de mercure.

D'un autre côté, l'emploi d'une forte détente, dans une machine aussi puissante, présente des avantages économiques trop grands pour ne pas en faire largement usage ; dès lors, la régularité de la marche exige plus impérieusement encore l'adjonction de puissants réservoirs de force vive. Il s'agissait donc de trouver une combinaison par laquelle le mouvement rectiligne de la tige des pistons pût être transformé en mouvement circulaire, permettant l'application d'un volant énergique à la machine. Évidemment l'arbre du volant devait être placé aussi près que possible du sol. Tout autre position eût contraint à compliquer singulièrement la forme du bâti, s'il est même possible d'en assigner une qui ne présente pas en ce cas quelque chose de hasardé ni de forcé. On ne peut guère admettre, en effet, qu'un organe ayant des dimensions et un poids semblables à celui du volant nécessaire à cette machine pût fonctionner dans de bonnes conditions, ayant son arbre élevé au-dessus du sol et ses paliers reliés seulement au bâti. D'un autre côté, cet arbre devait être placé suivant l'axe transversal du système, c'est-à-dire

disposé sous le cylindre à vapeur, si l'on voulait rendre la transmission de mouvement aussi simple que possible. Sans cela il fallait de toute nécessité adjoindre à la machine un balancier et toutes les pièces qui en dépendent. On entraînait alors dans une complication singulière de supports, de paliers, d'organes divers de mouvement, etc., peu compatible avec l'espace restreint dont on disposait et détruisant la simplicité et la symétrie de l'ensemble, symétrie entraînant avec elle l'égalité de distribution des efforts et la solidarité de résistance opposée par l'appareil entier. La position de cet arbre ainsi déterminée, le volant pouvait dès lors être placé à droite ou à gauche de l'appareil. Une grande bielle articulée à la hauteur de la coquille d'assemblage des deux tiges de piston, et attaquant en retour une manivelle disposée sur le moyeu, aurait alors permis d'obtenir directement le mouvement de rotation nécessaire. Avec la coquille on aurait pu faire venir de fonte ou de forge une sorte de bras terminé par un bouton se trouvant dans le plan vertical de rotation de la manivelle, et disposer des guides maintenant ce bras bien dans la verticale. Il est à remarquer seulement qu'il y aurait eu toujours une forte tendance au gauchissement des tiges dans cette disposition, et que l'arbre du volant, étant sollicité à ses deux extrémités par des forces égales et de même direction, acquiert une stabilité bien plus grande qu'entraîné dans son mouvement de rotation par une force double agissant d'un côté seulement par l'intermédiaire d'une bielle. On aurait pu aussi caler une manivelle sur l'arbre, et placer le volant à l'extrémité opposée. L'aspect général de cette façon eût été peut-être plus satisfaisant ; mais alors, en gagnant sans doute quelque peu sous le rapport de la stabilité et de la distribution des efforts, qui ne demeuraient plus concentrés sur une surface restreinte ainsi que les poids, on soumettait cet arbre à un effort de torsion considérable, effort auquel sont soumis, du reste, presque tous les arbres de volant, mais auquel il est certainement bien de les soustraire lorsqu'on le peut sans complication. Il est à remarquer qu'en plaçant le volant à une extrémité de l'arbre, et calant une manivelle à l'autre, on n'aurait pu du reste obtenir une usure toujours égale des coussinets des paliers. Le plus chargé n'eût pas tardé par une usure plus profonde et plus rapide à amener une dénivellation de l'arbre. Une surveillance et des soins continuels eussent pu seuls prévenir alors les tiraillements et l'échauffement des pièces du mouvement, peut-être même eût-il été nécessaire de supprimer le port-à-faux et de placer un troisième palier, ce qui faisait alors perdre la



garantie précieuse qu'offre une machine concentrée entièrement sur la même plaque d'assise.

Au moyen du système de division des forces reproduit principalement planche 32, on est parvenu à éviter ces divers inconvénients, et à obtenir même des conditions particulièrement favorables de stabilité, d'usure égale, de répartition convenable et symétrique des efforts et des poids, de douceur et de régularité de mouvement. Au lieu de concentrer tout l'effort à l'extrémité d'un bras partant de la coquille, on l'a réparti également de part et d'autre d'une traverse double en fer forgé articulée à cette coquille, et qui, sous le rapport des efforts supportés, peut être considérée comme un solide posé sur deux appuis et chargé en son milieu. Chacune des flasques en fer de cette traverse, qui a la forme d'un balancier, a une épaisseur de trois centimètres; la distance du centre d'un bouton de bielle à l'autre est de 3 mètres 10; ces boutons ont eux-mêmes un diamètre de 0.228. Les deux flasques sont séparées entre elles par un espace vide ayant 0.22 de largeur, et sont réunies et soudées à leurs extrémités à une partie cylindrique formant le bouton dont il vient d'être parlé. Dans la partie centrale ou d'assemblage avec la coquille on a ménagé un supplément de force formant un moyeu qui a environ 55 millimètres d'épaisseur. Le double moyeu est percé d'un trou cylindrique recevant un boulon ou pivot ayant 0.158 de diamètre, naturellement en fer forgé aussi. Ce boulon est fortement calé sur chaque flasque. La coquille en fer forgé peut être considérée comme double, en ce sens qu'elle présente deux douilles, une inférieure, l'autre supérieure dans lesquelles s'emmanchent les tiges des pistons à vapeur et soufflant, l'assemblage ayant lieu au moyen de fortes clavettes.

Renflée cylindriquement dans sa partie centrale, c'est-à-dire entre les deux douilles, elle reçoit le boulon de réunion avec les deux flasques de la traverse, et constitue comme une sorte de tête de bielle munie de coussinets en bronze et d'une clavette de serrage. Cet ajustement donne toute garantie contre les chances d'usure éventuelle qui pourrait se déclarer en cet endroit, en fournissant des moyens de serrage exact, le demi coussinet de dessous ayant à supporter en plus le poids des organes du mouvement. On conçoit que l'ajustement en ce point doit toujours être rigoureusement exact pour prévenir des chocs à chaque changement de direction du piston. Les deux boutons terminant cette traverse s'assem-

blent avec les têtes des grandes bielles I, H, dont il sera parlé ci-après. La longueur extrême de ces bielles est naturellement en fonction de la distance séparant les deux cylindres (distance qui doit être un minima pour réduire autant que possible la hauteur du bâti) et de la position de l'arbre du volant, qu'on ne peut enterrer à volonté sous le sol, si l'on veut que ses paliers restent d'un accès facile, chose importante quant au graissage et à la surveillance. Cette longueur est ici égale à 4 1/2 fois la manivelle environ. Naturellement il s'exerce donc une poussée oblique assez intense de part et d'autre de la traverse, poussée qui se transmettrait aux tiges de piston et tendrait à les fléchir et à user inégalement les boîtes à étoupe dans lesquelles elles se meuvent, si elle n'était annulée par quelque organe placé entre les tiges de piston et les bielles, organe assez résistant pour supporter l'effort latéral auquel donne naissance l'action oblique de ces dernières. On a disposé à cet effet, de part et d'autre de l'axe de la machine, deux guides en fonte NN à profil en double T et présentant la forme d'un solide d'égale résistance. Ces guides sont fortement boulonnés aux entretoises ou poutrelles transversales OO et NN, qui sont munies de saillies venues de fonte avec elles et destinées à les recevoir. Il est inutile de dire que cette disposition se reproduit exactement semblable sur chaque face; la petite entretoise arc-boutant les guides juste au centre, c'est-à-dire là où l'effort latéral est le plus grand, est réunie de la même manière au bâti.

Sur la traverse E ont été ménagées deux portées bien dressées recevant chacune un galet en fonte muni d'un rebord extérieur aux guides, entre lesquels ils s'appliquent et joignent parfaitement. Ces galets sont, du reste, réunis à la traverse au moyen de boulons, et un jeu de 2 à 3 millimètres a été ménagé entre le rebord et la face extérieure de contact de ces guides. Si une usure légèrement inégale des coussinets des paliers ou des bielles amenait un petit dérangement dans les centres, il n'y aurait donc pas de tiraillement ni de roideur dans le mouvement, la traverse pouvant se déplacer librement autour de son centre de figure. La rectitude parfaite du mouvement étant ainsi assurée, il reste à parler des organes spéciaux par lesquels le mouvement rectiligne alternatif est transformé en rotation continue. Ils se composent des deux bielles HI et des deux boutons de manivelle SS, le moyeu des volants JJ' étant disposé de manière à recevoir ceux-ci et à servir lui-même de manivelle. Les deux bielles HI sont à section rectangulaire, légèrement arrondies cependant suivant leur épaisseur. Leur

section au centre est de 0.115 sur 0.168, aux extrémités de 0.074 sur 0.124 seulement. Les deux têtes *c* et *d* sont fermées, c'est-à-dire ne présentent ni chappe ni étrier, s'engageant simplement dans le bouton correspondant. Elles sont munies de coussinets en bronze à resserrer au moyen de clavettes. Les boîtes à graisse sont venues de forge avec elles. Il est à remarquer que ces bielles ne supportent point, comme cela a lieu ordinairement, l'effort entier faisant équilibre à la résistance. Cet effort est transmis directement par les tiges de piston. Elles n'ont à résister ici qu'à l'effort résultant de la variation maximum de force vive des volants, auquel donnent naissance l'emploi d'une forte détente et l'irrégularité des résistances. Les deux volants, ainsi qu'il a été dit précédemment, sont calés aux extrémités du même arbre et placés en port-à-faux. Ils ont 7 mètres 32 de diamètre et sont formés de plusieurs pièces distinctes, vu leur grand diamètre. Le moyeu qui sert de réunion et d'assemblage aux huit bras a 1 mètre 83 de diamètre extérieur et une épaisseur de 33 centimètres; il est fortement calé sur l'arbre et maintenu de plus par deux fortes frettes en fer forgé, l'une intérieure, l'autre extérieure, ayant chacune 43 millimètres d'équarrissage. Ce moyeu présente intérieurement à la machine des entailles découpées en queue d'aronde, munies de côtes ou portées bien dressées recevant la naissance des bras, qui s'y engagent exactement. De forts boulons, ayant chacun 0.04 de diamètre, complètent cet ensemble de telle manière que la force centrifuge, qui tend à arracher les bras hors de leur base d'assemblage, agit seulement sur les saillies, entailles, ou découpures dont on a parlé, et non sur les boulons. Ce moyeu s'allonge vers SS en forme de manivelle et reçoit dans la douille dont il est muni le pivot en fer de celle-ci, ayant 0.14 centimètres de diamètre. La douille est reliée au corps central au moyen de fortes nervures, et une grande frette, enveloppant complètement le moyeu et la manivelle, achève de donner à l'assemblage une rigidité et une résistance supérieures aux efforts à supporter. La jante est formée de huit segments, l'assemblage des bras avec ceux-ci se fait d'une manière analogue à celle du moyeu. Cette jante présente une section de 0.262 sur 0.095. Trois segments sont évidés intérieurement de manière à équilibrer ainsi l'action des masses pesant sur la manivelle et égales au poids des tiges, des pistons, de la traverse, des bielles, etc. De cette façon l'admission de la vapeur peut être exactement la même au-dessus et au-dessous du piston sans qu'il puisse naître d'irrégularité dans la marche à la suite de la

retombée des organes du mouvement. L'arbre de la machine est en fer forgé. La longueur des tourillons est de 30 centimètres; leur portée de 28. On sait assez quelles conséquences désastreuses amènent les ruptures dans les machines soufflantes. Si l'on ne répare avec une extrême promptitude la pièce brisée ou endommagée, la perte du haut-fourneau peut être la suite de cette rupture, et, dans tous les cas, le temps de chômage de la machine amené par la réparation amène toujours une allure irrégulière et une marche pleine de dangers et perdue pour la production. A cet égard, l'emploi d'un arbre en fonte présente bien moins de sécurité que celui d'un organe semblable en fer forgé; si ce dernier augmente quelque peu le prix de revient de la machine, il offre au moins des garanties et des assurances d'une longue marche qu'on n'a jamais dans l'autre cas.

Les deux paliers de l'arbre sont en fonte. Leur patte d'assise a 6 centimètres d'épaisseur et est réunie à la fondation au moyen de quatre grands boulons plongeant jusqu'au-dessous du massif, qui doit résister aux divers efforts de soulèvement qui se produisent suivant les différentes positions des bielles. Ces paliers sont munis de coussinets en bronze dans lesquels l'arbre a été rodé. Le chapeau est maintenu par quatre boulons; il a 0.085 millimètres d'épaisseur. La poche dans laquelle ces paliers sont logés est recouverte d'une feuille de tôle qu'on enlève chaque fois qu'il faut graisser, et qui les garantit de la poussière et du sable tendant à s'introduire entre les surfaces de roulement.

Jusqu'à présent il n'a été question que de la transmission du mouvement et de la force de l'appareil moteur à la soufflerie, et de la description des organes par lesquels on y parvient et l'on assure au mouvement la régularité réclamée par une marche régulière et une bonne distribution du vent. On a dit seulement que l'emploi d'une forte détente avait nécessité l'emploi de volants énergiques. On passera donc à la description des appareils distributeurs au moyen desquels s'opère cette détente. On a reproduit succinctement dans les pages précédentes les objections qu'avait soulevées l'application du tiroir comme distributeur du vent. Ces objections se représentent ici avec la même force. Le tiroir, mù par un excentrique ou une manivelle, ne peut plus, du moment où l'introduction est supprimée longtemps avant la fin de la course, découvrir entièrement les lumières. Quant à l'admission, il procède alors par réduction de l'espace nécessaire au libre écoulement de la vapeur, il gêne son introduction, et l'espèce d'étirage de la vapeur qui en

est la suite amène une telle réduction de la pression, quand on veut se servir d'une forte détente, que la plupart des avantages économiques qu'elle présente sont alors presque annulés. Si, pour empêcher ce résultat, on augmente la section des lumières en raison de la détente dont on prévoit pouvoir se servir, les dimensions de ce tiroir deviennent alors tellement considérables et la pression qu'il supporte si grande, qu'une partie notable de la force de la machine est employée à le mouvoir, passant sous silence les autres inconvénients auxquels donne naissance l'emploi d'un tiroir de dimensions excessives. S'il gêne considérablement l'introduction, il n'offre aussi à l'émission qu'un orifice de sortie trop resserré à l'origine du changement de direction du piston, l'avance donnée à l'excentrique de commande étant nécessairement limitée, et permet parfois l'établissement d'une contre-pression notable dans le cylindre, surtout si la vitesse est grande. Un distributeur offrant instantanément une large section d'écoulement, soit à la vapeur arrivant de la chaudière, soit à celle qui a travaillé, est naturellement préférable sous tous les rapports, et, à cet égard, les soupapes à double siège ou du Cornouailles semblent convenir particulièrement. Du moment où la vitesse est modérée, leurs battements répétés ne peuvent donner naissance à des chocs entraînant une prompte détérioration, surtout si l'on a égard à leur faible levée. Comme, en outre, une soupape est affectée spécialement à l'admission et une à l'émission de la vapeur, soit 4 soupapes par cylindre, on peut obtenir une indépendance complète entre ces deux fonctions, et, quel que soit le degré de détente employé, disposer toujours la réglementation de manière qu'elle corresponde à un maximum d'effet utile. Il n'en est pas de même quand on n'emploie qu'un tiroir. L'admission et la sortie de la vapeur étant liées intimement l'une à l'autre par l'effet des bandes de recouvrement, de l'avance de l'excentrique, etc., il arrive fréquemment que, si l'on est dans de bonnes conditions quant à l'introduction, on a, d'un autre côté, un échappement trop hâté ou une compression rendant irrégulière la marche de la machine, donnant même lieu à une perte de travail, s'il y a condensation de la vapeur comprimée et expulsion d'eau par les orifices.

Le tiroir, ayant une marche rectiligne continue, présente donc seulement l'avantage de fonctionner quand même avec une très-grande vitesse de piston sans donner naissance à des chocs amenant une rapide destruction de l'appareil. L'usure des organes qui le conduisent est seulement propor-

tionnelle à cette vitesse, et l'on doit alors employer des ajustements et donner des dimensions de nature à en prévenir les effets, si, au bout d'un court temps de marche, on ne veut voir l'allure de la machine devenir mauvaise et la consommation croître avec rapidité. En outre, ce mode de distribution coûte moins comme établissement. Cependant, du moment où ses dimensions deviennent un peu grandes, la résistance qu'il oppose en raison de la forte pression qu'il supporte, les longs conduits ou lumières qu'il faut disposer aux cylindres, et divers autres inconvénients, ne permettent guère son application, surtout quand la force à déployer est, comme ici, de 80 à 100 chevaux.

Les soupapes à double siège offrent l'avantage d'une distribution parfaite rendant l'échappement indépendant de l'admission, et cela pour tous les degrés de détente que l'on peut employer. Elles réduisent, bien disposées, le volume de l'espace libre, permettent l'établissement instantané d'une pression initiale très-élevée, ne prennent que très-peu de force pour leur manœuvre, étant presque entièrement équilibrées tandis que, on le répète, le tiroir est toujours soumis à une très-forte pression, n'ont qu'une usure très-lente, ainsi que leurs organes de commande, et présentent enfin tous les avantages économiques désirables; seulement leur application est plus coûteuse.

Passant donc à l'examen de cette disposition, on se reportera à la planche 32, présentant l'ensemble de la distribution ou chapelle renfermant les quatre soupapes. Avec le cylindre L sont venus de fonte deux conduits *mm* et *nn* (planche 31) à section rectangulaire ayant quarante-six centimètres de largeur sur neuf de hauteur. Les conduits sont munis de fortes brides de même forme ayant trente-cinq millimètres d'épaisseur reliées au corps du cylindre même par huit nervures. Ces brides portent la chapelle tout entière, qui y est boulonnée supérieurement et, par le bas, deux fractions de conduit de même forme et ayant les mêmes brides étant coulées avec elle. Cette chapelle est composée du reste de quatre fractions distinctes. La partie supérieure offre les deux cuvelles S, T, ou boîtes des soupapes réglant la distribution au-dessus du piston, et deux fractions des tuyaux d'admission et d'émission O et P. La partie inférieure, de forme identique, présente la même reproduction quant au dessous du piston; leur réunion s'opère au moyen d'un joint mobile, ces tuyaux d'admission et d'échappement étant pourvus d'une boîte à dilatation avec garniture en chanvre et presse-étoupes, car les quelques millimètres d'allongement qu'ils subissent quand la machine fonc-

tionne empêchent l'emploi d'un joint fixe, qui serait bientôt brisé. Naturellement les soupapes d'émission sont logées dans les cuvelles de gauche de la chapelle et les soupapes d'admission dans les compartiments de droite. Une autre soupape régulatrice manœuvrable à la main au moyen d'un renvoi de mouvement composé de la tige filetée D, du levier R et du volant F, est boulonnée sur le tuyau d'admission; c'est au moyen de cet obturateur qu'on arrête la machine ou qu'on la met en marche. Quant au jeu des soupapes dont il vient d'être parlé, il est très-facile à saisir. Le modérateur étant ouvert et le piston supposé au haut de sa course, la soupape d'admission se lève, et permet à la vapeur d'affluer dans la partie supérieure du cylindre. Les soupapes d'émission supérieure et d'admission inférieure sont alors appliquées sur leur siège, tandis que celle d'échappement inférieure est ouverte depuis quelque temps, ce qui constitue la légère avance qui prévient l'établissement d'une contre-pression derrière le piston, lorsqu'il commence sa course en sens inverse. Le piston étant parvenu dans le cylindre jusqu'au point où doit commencer la détente, la soupape d'admission retombe instantanément sur son siège, l'excentricité de la came cessant de soulever la tringle qui la commande, et la course s'achève sous l'influence de cette détente jusqu'au moment où le piston, n'étant plus qu'à 3 ou 4 centimètres de son extrémité, la soupape d'émission en s'ouvrant brusquement permet à la vapeur de s'échapper dans l'atmosphère. Quant au mécanisme réglant les périodes de distribution et d'échappement de la vapeur comme on vient de le décrire, il est tout entier représenté planche 32.

Il se compose du reste d'un arbre en fer V ayant 0.12 de diamètre. Cet arbre est maintenu dans deux paliers pourvus de coussinets en bronze fortement boulonnés sur la plaque d'assise. Sur cet arbre est calée une roue d'engrenage W ayant un diamètre de 1.40. Le moyen du volant reçoit une roue semblable et engrenant avec la précédente. De cette façon le mouvement de rotation de l'arbre de la machine est transmis à l'arbre V qui fait le même nombre de révolutions. Cet arbre reçoit quatre cames en fer aciéré J,J,J,J, deux d'entre elles correspondant aux soupapes d'admission, deux aux soupapes d'émission. Elles sont fixées au moyen de vis de pression, permettant de régler leur position à volonté, et facilitant ainsi la réglementation. Quatre tringles cylindriques S,T,X,Y, verticales, maintenues dans les guides en fonte Z,Z', boulonnés sur la chapelle et munis de fourreaux en bronze, reposent sur ces cames, leurs poids assez considérables

suffisant pour les maintenir parfaitement adhérentes contre le développement du contour de ces dernières. Deux de ces tringles sont réunies au moyen d'un bras aux soupapes supérieures, les deux autres sont destinées à mettre en mouvement, d'une manière analogue, les mêmes distributeurs placés en contre-bas. Quant aux tiges des soupapes à double siège, elles sont guidées dans les boîtes à étoupes dont sont munies les cuvelles et réunies au bras dont il vient d'être parlé au moyen d'une douille dans laquelle elles s'engagent; comme elles sont filetées à cette extrémité, et munie de deux écrous, rien n'est plus simple que de régler exactement leur longueur. Il est évident que, du moment où l'excentricité de chaque came agit contre le bourrelet terminant inférieurement les tringles, chacune d'elle se soulève avec la soupape à laquelle elle est unie, et détermine, soit une nouvelle introduction de vapeur, soit l'échappement de celle qui a travaillé. Quant aux soupapes, elles sont en bronze ainsi que leur siège; comme on a eu plusieurs fois déjà occasion d'en décrire de semblables, il est inutile d'entrer ici dans de plus amples détails. Lorsqu'on peut disposer d'un volume d'eau froide suffisamment abondant en toute saison, il est toujours bien d'adjoindre des appareils de condensation qui donnent lieu à une économie notable de charbon. Le peu de temps disponible pour construire cette machine a en grande partie empêché d'y adapter la condensation. Il est vrai de dire aussi que la vapeur était surtout produite par la flamme perdue de fours à coke sur lesquels les chaudières étaient placées en partie. Cette machine n'est pas munie de pompe à eau froide ni de pompe alimentaire, parce que ces chaudières sont aussi alimentées par une machine spécialement destinée à cet usage.

On dira maintenant quelques mots des deux cylindres. Le cylindre soufflant a un diamètre de un mètre quatre-vingt-trois centimètres, et une course de deux mètres quarante-quatre centimètres, égale, du reste, à celle du cylindre à vapeur. La tige de piston a un diamètre de 0.121. Quant au piston, il est formé d'un plateau en fonte présentant au centre un moyeu ayant 0.07 d'épaisseur et 0.18 de hauteur. Ce moyeu est percé d'un trou conique bien alésé et rodé dans lequel s'engage le cône de la tige. Le plateau ou table est surtout réuni à celui-ci par huit fortes nervures prenant naissance à une couronne venue en retour d'équerre avec les parties précédentes. Cette couronne est tournée bien cylindrique, et la partie extérieure de la table y atteignant est aussi dressée. Deux anneaux en cuir embouti repliés d'équerre



s'appliquent sur cette partie dressée, de manière à joindre du reste parfaitement contre toute la circonférence du cylindre soufflant. Un anneau en fonte ayant 0.07 d'équarrissage, dressé et tourné sur trois faces, se pose ensuite sur la partie de la garniture en cuir en contact avec la table du piston. Au moyen d'une série de boulons distribués sur toute la circonférence, cet anneau est réuni au corps et maintient la garniture. Un couvercle en tôle ou en bois est aussi fixé au moyen de vis sur le piston, de manière à le rendre comme massif; le volume resté libre entre les nervures augmenterait sans cette précaution le cube de l'espace libre, l'air s'y dilaterait et s'y comprimerait tour à tour, ce qui aurait pour effet de diminuer l'effet utile de la machine. Les boîtes ou compartiments *a, a*, planche 32, dans lesquels sont logés les clapets d'aspiration, sont au nombre de six, trois sur le couvercle et trois sur le fond du cylindre. Ces deux parties sont percées d'ouvertures rectangulaires correspondant à la section des boîtes à clapets, et munies tout autour de côtes ou portées bien dressées ayant 0.02 d'épaisseur. Les brides de ces boîtes s'y appliquent immédiatement, l'assemblage ayant lieu au moyen de boulons taraudés. Comme les ouvertures dont il vient d'être parlé, pratiquées dans le fond et le couvercle, leur enlèvent beaucoup de force, on a eu soin de faire venir de fonte avec eux de grandes nervures qui assurent la raideur et la résistance nécessaires à de grandes surfaces soumises à une pression totale assez forte. Les boîtes à clapets ont la forme de pyramides tronquées à quatre faces reposant sur leur petite base; ce sont de véritables encadrements ou châssis constituant en même temps le siège sur lequel reposent les clapets. Ils offrent chacun deux ouvertures rectangulaires occupant la surface presque entière de deux de leurs côtés opposés, et garnies d'un clapet disposé suivant leur angle d'inclinaison. Les deux autres faces sont pleines. On conçoit que, pour diminuer encore ici le cube de l'espace libre, on s'est attaché à rendre le volume de ces boîtes aussi petit que possible, en donnant très-peu de levée aux clapets, et en rendant très-grande la section d'arrivée de l'air. D'un autre côté, pour rendre l'appareil très-sensible, pour qu'une légère dépression dans l'intérieur du cylindre détermine la levée des clapets, on les construit en cuir ou en caoutchouc, matières légères, et bien adhérentes sur le siège, et qui développent peu de frottement à l'articulation. Du reste, ils doivent présenter aussi une raideur suffisante, car, lorsque le piston foule l'air dans le régulateur du vent, ils ont alors à supporter

une pression maximum de 0.25 cent. de mercure, ainsi qu'on l'a dit précédemment, et qui, agissant à leur centre de figure, tend à les enfoncer s'ils ne sont pas bien disposés sur leur siège.

Quant au refoulement de l'air dans le réservoir régulateur, la communication entre le dessus et le dessous du cylindre soufflant est établie au moyen du tuyau en fonte B à section rectangulaire. Ce tuyau est boulonné, par les brides qui le terminent, aux coffres D' et C de même forme appliqués contre les collets des tuyaux porte-clapets de refoulement D', coulés l'un et l'autre avec le fonds et le couvercle du cylindre. Ils présentent une section pour l'écoulement de l'air ayant un mètre de largeur et trente-six centimètres de hauteur. Naturellement des clapets ayant une pareille dimension devraient être construits avec trop de solidité, deviendraient trop lourds, et exigeraient d'ailleurs qu'on leur donnât une levée très-considérable pour fournir un passage convenable à l'air. Le grand poids résultant de cette surface combiné avec une levée excessive provoquerait une rapide détérioration. Leur section étant d'environ 0.3600 centimètres carrés, comme ils sont soumis à une pression de 0.33 kil. environ par centimètre, ils devraient supporter un effort total de 1188 kil. tendant à les enfoncer lorsque le piston aspire. Le porte-clapet a donc été scindé en deux fractions au moyen d'une cloison horizontale venue de fonte avec lui, et recevant le siège inférieur, la partie de dessus étant disposée pour y boulonner le second. Les sièges sont en fonte, munis d'arrêts ou retients limitant la levée des clapets et serrant en même temps le cuir dont ils sont formés de manière qu'il puisse cependant articuler et se plier facilement autour de la partie de contact dont on a arrondi les arrêtes. Les clapets et la face de contact de leur siège sont inclinés suivant un angle d'environ 20 degrés. Par là ils joignent mieux et jouent plus facilement.

Les deux coffres C et D, boulonnés sur les tuyaux porte-vent, et dans lesquels agissent les clapets de ceux-ci, sont munis de portes permettant l'enlèvement facile du siège et du clapet, quand ils sont dérangés et nécessitent une réparation, sans qu'il soit nécessaire de rien démonter à la soufflerie. Un tuyau rectangulaire en tôle BB boulonné au coffre inférieur porte le vent directement au régulateur d'air. Quand le piston s'élève, l'air se dilatant dans le bas du cylindre soufflant à mesure qu'il avance, il ne tarde pas à se produire un vide tel que la pression de l'atmosphère sur la surface externe des clapets devient supérieure à la pression agissant contre la

face inférieure, plus grande que la première du reste de tout le recouvrement du cuir sur le siège. A cette résistance opposée à leur levée, il faut encore ajouter le léger effort nécessaire pour vaincre le frottement, l'inertie, et aussi la partie de leur poids (très-faible du reste) pesant sur ce siège en raison de l'angle d'inclinaison. Du moment où la pression extérieure est plus grande que la somme de ces diverses résistances, les clapets du fond du cylindre s'ouvrent instantanément, et l'air extérieur y pénètre. Pendant ce temps, une action contraire s'exerce dans la chambre supérieure. Du moment où le piston tend à refouler l'air, les clapets d'aspiration sont repoussés sur leur siège, leur adhérence et l'exactitude du joint étant directement proportionnelles à la pression intérieure et croissante qui les maintient en contact. L'air comprimé peu à peu oppose une résistance de plus en plus grande à la marche du piston, jusqu'à ce qu'il atteigne une pression un peu supérieure à celle qui existe dans le régulateur. Les clapets de refoulement se soulèvent alors, et l'écoulement a lieu vers ce dernier, l'air s'échappant par le coffre supérieur D' et le tuyau rectangulaire B, passant devant les clapets du coffre C, qui sont alors appliqués sur leur siège et de là dans le tuyau en tôle BB, qui le conduit au réservoir.

On remarquera que le cylindre soufflant est arc-bouté par quatre grandes poutrelles en fonte CC, à profil en double T, boulonnées à quatre brides venues de fonte avec le corps du cylindre, et présentant, par rapport à l'axe de la machine, l'aspect d'une croix de Saint-André. Les poutrelles vont jusqu'à la maçonnerie des tours des hauts-fourneaux, contre laquelle elles sont épaulées et maintenues. Elles sont destinées à détruire les vibrations qui pourraient se produire vers le sommet du bâti, et reçoivent en même temps la toiture extrêmement légère du bâtiment dans lequel la machine est logée. Le couvercle du cylindre soufflant, de forme analogue à celle du fond et renforcé aussi par des nervures, s'élève du reste en dehors de cette toiture, ce qui permet une visite et un enlèvement facile de ses clapets quand ils ont à subir des réparations. Quant au cylindre à vapeur, il ne présente aucune particularité que l'on n'ait déjà eu occasion de décrire pour d'autres machines. La garniture de son piston est métallique, composée de deux rangées de segments superposés, sur lesquels agissent des coins poussés par des ressorts. Cette description pourra donc s'arrêter ici et suffira sans doute amplement à l'intelligence du jeu des organes composant la machine, et à l'agencement de leurs diverses parties. Comme elle a servi

de point de départ et de type pour la construction de nombreux appareils de cette nature plus complets en ce sens que les organes de condensation et d'alimentation y sont réunis, on pourra revenir sur diverses parties des assemblages et donner quelques calculs résultant d'expériences faites lorsque les planches reproduisant ces appareils seront terminées. On a du reste obtenu avec facilité de dix-sept à dix-huit révolutions avec cette machine; en marche ordinaire, sa vitesse est de 14 environ, ce qui fournit une vitesse de piston égale à  $\frac{2.44 \times 2 \times 14}{60} = 1$  mètre 14 centimètres à peu près.

La vapeur est produite dans les chaudières sous une pression maximum de 3 atmosphères; sous une pression de 2.50 à 2.75 atmosphères environ, la machine a marché avec une admission de vapeur égale aux  $\frac{3}{10}$  de la course seulement; elle travaille donc dans des conditions aussi économiques que le permet l'emploi de la haute pression sans l'adjonction d'une pompe à air et d'un condenseur.

On a donné dans le cours de la description les dimensions des principaux organes; on n'y reviendra pas ici, et l'on se bornera à donner rapidement une approximation maximum de la force déployée comparée au travail résistant dû à l'air refoulé, au moyen de quelques observations qu'on a pu faire.

L'on a dit que le diamètre du piston était de 1 mètre 05 environ, donnant une surface représentée par  $\left(\frac{1,05}{2}\right)^2 \times 3.1416 = 0,8659$ .

La pression de la vapeur dans les chaudières variait de 2.5 à 2.75 atmosphères; avec cette pression, une admission de vapeur égale aux trois dixièmes de la course seulement était largement suffisante. Supposant la pression initiale au maximum de 2 kilogr., 83 environ par centimètre carré, si l'on prend pour le rapport de cette pression initiale à la pression moyenne, pendant toute la course, le coefficient 0.661, il vient pour effort moyen et constant pendant la course entière  $8659 \times 2.83 \times 0.661 = 16197$ .

Prenant la vitesse du piston en raison des quatorze révolutions par minute que fait habituellement la machine, on a pour cette vitesse 1 mètre 14 environ, et le travail en kilogrammètres sera par seconde  $16197 \times 1$  mèt. 14 = 18464.

Quant au travail dans le cylindre soufflant, on peut l'établir approximativement comme il suit. Pendant la première période de sa course, le piston comprime l'air en partant de la pression atmosphérique jusqu'à celle du

réservoir à vent. Le cylindre soufflant a un diamètre de un mètre 83, donnant pour surface  $\left(\frac{1.83}{2}\right)^2 \times 3.1416 = 2.6302$ ; la course étant de 2 mètres 44, le volume, non compris celui de l'espace libre, peu considérable du reste, est de  $2.6302 \times 2.44 = 6,4176$  mètres cubes. Il est évident que, lorsque l'air à la pression 0.76 centimètres de mercure occupant cette capacité, aura atteint la pression de 1.01, son volume sera réduit dans la proportion suivante:  $1.01 : 0.76 = 6.4176 : \varphi = 4.877$ , laissant toujours l'influence de l'espace libre.

Le piston aura décrit, pendant ce temps, un chemin égal à

$$2.44 - \frac{4.877}{2.630} = 0.59 \text{ cent. environ.}$$

L'effort moyen opposé à sa marche pourra se déterminer par la formule de Simpson de la manière suivante, en continuant à ne pas tenir compte de l'espace nuisible.

On pourra établir pour axe des abscisses la longueur de course de 59 centimètres parcourue pendant la période compression, et, pour dernière ordonnée, la pression correspondante à 0.29 de mercure. Divisant cette longueur en 10 parties égales ayant par conséquent chacune 0.059, il viendra pour la série des pressions successives correspondant à chacune d'elles les valeurs suivantes :

Le volume théorique de 6.417 mètres cube se transformant successivement en 6.260, 6.107, 5.9521, etc., on obtient approximativement

1.03, 1.056, 1.084, 1.11, 1.142, 1.170, 1.21, 1.24, 1.28, 1.32 et 1.36.

Appliquant la formule de Simpson à la détermination de la pression moyenne, on peut poser

$$A = \frac{1}{3} \cdot 0.059 (1.03 + 1.36 + 4 (1.056 + 1.11 + 1.17 + 1.24 + 1.32) + 2 (1.084 + 1.142 + 1.21 + 1.28)) = 0.694153 \text{ environ.}$$

On a donc pour pression moyenne  $\frac{0.694153}{0.59} = 1.17$  kilog. environ.

Le travail pendant cette période de compression deviendra par conséquent  $2.6302 \times 1.17 \times 0.59 = 18156 \text{ K} \times \text{M}$ .

La pression de l'air dans le réservoir à vent agissant constamment sur le piston en sens contraire de la marche pendant le restant de la course, il vient pour résistance pendant cette période

$$2.6302 \times 1.36 \times 1.85 = 66174 \text{ K} \times \text{M}.$$

La pression derrière le piston étant sensiblement la pression atmosphérique pendant la course entière, il faut donc déduire

$$2.6302 \times 1.033 \times 2.44 = 66.292 \text{ K} \times \text{M}.$$

Le travail utile sera donc  $(66174 + 18156) - 66292 = 18038 \text{ K} \times \text{M}$  par course simple.

Le travail utile par minute serait donc  $18038 \times 2 \times 14 \text{ révol.} = 506464$ , et par seconde  $\frac{506464}{60} = 8440 \text{ kilog.} \times \text{M}$ , ou en chevaux 112 environ.

Ainsi avec cette pression supposée le rapport du travail utile résistant à la puissance serait  $\frac{8440}{18464}$  ou 0.46 à peu près, c'est-à-dire que la moitié du travail total serait employée à vaincre les résistances passives, comprenant le frottement du piston du cylindre à vapeur et celui du cylindre soufflant, la force employée pour mouvoir les appareils de distribution, les frottements des tourillons de l'arbre des volants, etc., et la partie absorbée par la soufflerie. Mais on doit dire qu'on n'a pas constaté par l'indicateur de Watt la pression existant réellement dans le cylindre, ni la manière dont s'opérait la détente. Les conduites très-longues exposées à l'air froid allant au cylindre occasionnaient certainement une dépression notable de la vapeur, qui de plus pendant la détente, n'étant pas réchauffée par une enveloppe de même nature, ne devait pas changer de volume suivant la loi de Mariotte. On ne doit donc regarder ce chiffre que comme un minimum qui était bien dépassé, car on fera observer encore qu'on a supposé la résistance à l'échappement entièrement nulle. Des observations complètes eussent probablement donné un coefficient de 70 %.



## BANC A FORER ET A TOURNER LES CANONS.



Le banc à forer les bouches à feu reproduit suivant ses projections horizontales et verticales (planches 35 et 36) est disposé pour exécuter préalablement l'opération du tournage de la pièce d'artillerie, sans qu'il soit nécessaire de l'enlever ensuite pour passer à l'opération principale. Il est donc facile de conserver rigoureusement le même axe de rotation pendant l'une et l'autre opérations, fait duquel dépend la rigoureuse concentricité de la circonférence de l'âme à celle du pourtour extérieur, par conséquent l'égalité parfaite d'épaisseur.

Le banc proprement dit MM, ou bâti général de l'appareil, est coulé en deux pièces. Sa partie antérieure reçoit la poupée ou support fixe JJ, portant les organes (poulies et engrenages) destinés à imprimer à la bouche à feu le mouvement de rotation, dont la vitesse est nécessairement subordonnée à la nature de l'opération qu'elle subit, à l'état plus ou moins avancé d'achèvement de cette dernière, à son calibre, etc. La seconde partie est disposée surtout pour recevoir le support et le chariot ou porte-outil de forage, et sa transmission de mouvement. Les deux parties sont pourvues de saillies semi-circulaires OO, venues de fonte avec elles et bien dressées par leur face jointive. L'assemblage s'opère au moyen de fortes frettes en fer posées au rouge sur ces saillies, deux brides disposées intérieurement et dressées aussi, ayant, au préalable, été fortement boulonnées l'une contre l'autre. Le banc est placé sur une fondation dont l'assise supérieure est formée d'un lit de pierres soigneusement mises de niveau, et maintenu en place par quatorze boulons de fondation indiqués sous les lettres vv (fig. 1 et 2, planche 35); il est du reste composé de deux flasques que réunissent entre elles des nervures venues de fonte avec le tout, et sa partie supérieure est parfaitement dressée, comme il sera expliqué ci-après.

La poupée ou chaise fixe, portant l'arbre principal du tour JJJ, est

formée de deux montants ou joues de fortes dimensions, terminées par des paliers à coussinets en bronze CC recevant ses tourillons, et dont les chapeaux sont maintenus par de forts écrous. L'assise de cette poupée, exactement planée, est maintenue fortement en contact avec le banc par quatre grands boulons serrés contre deux traverses en fer engagées sous les saillies qui constituent la table; elle est, du reste, munie de deux rebords ou saillies sur toute sa longueur, rebords s'engageant exactement dans l'évidement qui scinde la table en deux parties, et garantissant ainsi l'exact et continu parallélisme de l'axe de la poupée avec celui du banc. Les deux joues sont, de plus, reliées à leur assise par quatre grandes nervures, et l'on conçoit que cette partie doit être ainsi fortifiée, car elle a non-seulement à supporter une grande partie du poids de la pièce d'artillerie, mais elle doit encore résister à la poussée et à tous les chocs naissant pendant le travail et qui peuvent quelquefois être très-violents. En outre, l'assise doit présenter aussi de larges dimensions dans les deux sens, pour assurer la stabilité complète, et soustraire la chaise aux vibrations auxquelles donnent naissance les irrégularités de la résistance pendant le travail. Cette poupée s'allonge de manière à présenter deux bras ou supports (pl. 36, fig. 1), recevant l'arbre portant les principaux organes de la transmission du mouvement, c'est-à-dire la poulie à cônes ou vitesses variables A et les roues dentées E, etc., etc. Cette poulie est en relation directe avec une seconde de même forme et de diamètres égaux, placée sur l'arbre de couche intermédiaire de transmission, mais calée en sens inverse. Son but principal est de circonscrire dans les bornes les plus resserrées les variations de vitesse que peut éprouver accidentellement le moteur, et, le cas échéant, de contribuer aussi à faire obtenir la vitesse la plus convenable pour le travail, quand la nature des matériaux, celle du travail à exécuter ou d'autres circonstances exceptionnelles le demandent. Sur le prolongement de cet arbre est calé le pignon C, qui engrène avec la roue CC, boulonnée sur la plate-forme B; il imprime donc le mouvement de rotation à cette plate-forme ou plateau, ainsi qu'aux pièces qui y sont fixées, avec une vitesse en fonction des diamètres du pignon, de la roue et du nombre de révolutions de la poulie A.

La poulie à diamètres variables ou cône A, n'étant pas calée sur son arbre, mais simplement épaulée de part et d'autre pour empêcher tout déplacement horizontal, tourne folle autour de cet arbre. Cette disposition



permet d'imprimer des vitesses de rotation très-variables à la bouche à feu, et en rapport avec la nature de l'opération qu'elle subit. A cet effet, on peut rendre solidaires le cône et la roue dentée accolée à son plus grand diamètre, au moyen d'une clef à vis taraudée dans l'épaisseur de sa face plane. La roue et l'arbre font alors le même nombre de révolutions que la poulie, et il en est de même du pignon C. Mais si l'on suppose cette clef desserrée, ces deux organes de mouvement deviennent indépendants l'un de l'autre, et le mouvement est alors transmis au plateau du tour de la manière suivante : Les joues de la chaise, en s'allongeant en forme de bras pour recevoir l'arbre du cône, sont disposées de manière à porter inférieurement un autre axe intermédiaire D, sur lequel sont calés une roue dentée et un pignon pouvant engrener exactement la première avec le pignon E, le second avec la roue accolée au cône. Le pignon E est calé sur une partie cylindrique ou buselure faisant prolongement au moyeu du cône et coulée avec lui. Quant à l'arbre D, il n'est pas épaulé dans ses supports, mais peut se déplacer librement de gauche à droite. Supposant donc le pignon E et la roue D embrayés, le cône transmettra d'abord le mouvement de rotation à cette dernière et à son arbre, d'où le pignon calé à l'autre extrémité le renverra à l'engrenage de la poulie conique, l'arbre qui porte celle-ci tournant dès lors avec une vitesse différente de celle dont elle-même est animée. Ainsi, quand le cône est embrayé avec cette dernière roue, le pignon C a exactement la même vitesse. Quand l'inverse a lieu, les rapports des deux pignons et des deux roues étant comme 1 : 2, 5, le pignon C ne fait plus, au contraire, que 0.16 révolution pour un tour entier à la poulie.

La grande roue C est intimement unie au plateau ou plate-forme B, au moyen de douze boulons, ses bras présentant des oreilles destinées à les recevoir (voir pl. 36, fig. 1). Le plateau porte un manchon cylindrique dont la bride circulaire est fortement maintenue contre sa face bien dressée par six forts boulons.

On a donné à la plate-forme un diamètre assez considérable pour recevoir des manchons de la plus grande dimension, le cas échéant. Dans la partie cylindrique creuse présentée par le manchon s'engage le carré du bouton de culasse, qu'il est possible de centrer et de maintenir invariablement dans l'axe du tour, au moyen des quatre vis de pression indiquées aussi planche 36, figure 1. L'extrémité de la bouche à feu, du côté de la

volée, est supportée par une poupée ou chaise mobile à contre-pointe non reproduite dans les deux planches 35 et 36, et qui elle-même est disposée sur un support ou chariot AAA, pouvant être animé d'un mouvement de transport longitudinal suivant l'axe du tour.

On comprend que, suivant le calibre et la longueur plus ou moins considérable des pièces qui doivent être forées, il faut pouvoir écarter le chariot de la poupée fixe ou le ramener vers la partie antérieure du tour. Cette manœuvre a lieu, du reste, à la main, de la manière suivante: Une grande crémaillère en fonte O, O, pourvue d'une bride longitudinale de même longueur reliée plus intimement à la denture par des nervures, est bien boulonnée extérieurement à l'une des flasques du banc MM, de manière à saillir sur le droit du banc de toute sa largeur. Le chariot AAA, dont la base est exactement dressée ainsi que la table du banc, non-seulement en largeur, mais aussi suivant l'épaisseur, est aussi muni d'épaulements ou saillies s'engageant exactement entre les faces verticales, de telle façon que, dans son mouvement de transport, il ne puisse s'écarter du parallélisme ni se déplacer latéralement. Il est, de plus, pourvu d'appendices rectangulaires venus de fonte avec sa base et faisant saillie de part et d'autre sur les flasques verticales M, M. Un arbre en fer, terminé à une extrémité par un carré destiné à recevoir un croisillon à poignées, est logé transversalement sous un renflement formant voûte coulé avec l'assise, et maintenu par ses extrémités dans deux petits paliers à coussinets en bronze, que portent les appendices dont il vient d'être parlé et dont le chapeau est boulonné en contre-bas. Un pignon denté BBB est calé sur cet arbre juste au droit de la crémaillère, et, comme il s'élève un peu au-dessus de l'épaisseur du renflement, on l'a garanti par un petit couvre-roue. Si, en appliquant un effort au croisillon de l'autre extrémité, qu'on pose spécialement quand on veut opérer le déplacement, on imprime un mouvement de rotation à l'arbre, ce mouvement se changera en un second de transport ou de cheminement longitudinal pour le chariot, la roue dentée BBB l'entraînant avec elle en roulant sur la crémaillère O. Il est donc très-facile de placer à la longueur nécessaire la poupée mobile, le bouton de culasse s'engageant alors dans le manchon T, et la masselotte du canon étant pressée contre la contre-pointe. Le support AA est alors fixé d'une manière inébranlable sur le banc MM par des boulons (voir pl. 36, fig. 2) qui traversent son assise et sont serrés contre une forte barre ou traverse en fer épaulée

sous la table de celui-ci, et l'opération du tournage peut être commencée. On passera donc à la description du mécanisme disposé à cet effet.

Pour donner à l'outil la vitesse de translation convenable pendant les deux opérations et la mettre toujours en rapport avec la nature du travail, on a d'abord disposé les deux poulies coniques F et G, le pignon H et l'engrenage I. On conçoit que suivant la composition du métal, c'est-à-dire l'homogénéité de sa texture et sa dureté, on doit faire avancer plus ou moins rapidement la mèche du foret. Cette vitesse doit aussi varier avec le degré d'avancement de l'opération; elle ne doit pas être aussi grande par exemple quand il commence à forer l'âme que quand il polit ses parois. Au moyen des poulies coniques F et G, on obtient ces changements de vitesse, et, pour leur imprimer le mouvement, on a disposé, à l'extrémité antérieure de l'arbre de tour et en port-à-faux du palier, le pignon H, engrenant immédiatement avec la roue dentée I. Celle-ci est calée sur un petit arbre engagé dans une buselure conique venue de fonte et dans le même plan que le palier de la joue externe de la chaise J; cet arbre porte, en outre, la poulie conique à trois vitesses G, et une courroie placée sur cette poulie communique le mouvement de rotation à la poulie F, calée à l'extrémité de l'arbre N commandant les chariots. Comme l'opération du tournage ne s'opère pas en un seul passage, mais qu'au contraire l'outil creuse des sillons toujours plus faibles à mesure que l'on approche de l'achèvement complet, les deux cônes permettent encore d'obtenir ce résultat, c'est-à-dire de diminuer alors la rapidité du mouvement de transport longitudinal du chariot porte-outil.

On remarquera maintenant que l'arbre N à section rectangulaire {dont il vient d'être parlé est scindé en deux parties, celle H qui se rapporte plus particulièrement au mécanisme du forage prenant la forme cylindrique. Il est commandé par trois pignons coniques K, K', K" disposés vers son extrémité antérieure maintenue dans une chaise L' à deux paliers à coussinets en bronze venue de fonte avec le banc du tour. Les pignons ne sont pas calés sur l'arbre, et, en les mettant en rapport avec un manchon d'accouplement à double griffe, au moyen d'un levier d'embrayage, on peut à volonté transformer le sens du mouvement de rotation, et même l'annuler complètement, ce qui est nécessaire quand on coupe la masselote.

On passera maintenant au chariot-support du porte-outil ZZ. Il est formé

d'une plaque en fonte planée entièrement, représentée pl. 36, fig. 7 et 8. Cette plaque est assise immédiatement sur le banc sur lequel elle fait saillie de part et d'autre. Elle est munie de coulisseaux en fonte taillés en biseaux ou coin, forme que présente naturellement la saillie extérieure de la table du banc; l'un fait corps avec elle, l'autre y est réuni au moyen de boulons taraudés dans son épaisseur. Lorsqu'il y a usure des surfaces, celui-ci peut être remis en contact exact au moyen des vis de pression indiquées même figure. Cet arrangement, comme on l'a déjà indiqué, empêche la table de dévier du parallélisme, et l'oblige à se mouvoir toujours suivant l'axe longitudinal du tour. Le mouvement de translation est imprimé de la manière suivante : une vis sans fin P est calée sur l'arbre N, de manière à tourner avec cet arbre; mais, comme elle n'est épaulée ni à droite ni à gauche, elle peut se déplacer ou cheminer suivant sa longueur ou l'axe du banc. Cette vis engrène avec une roue P', calée sur l'arbre en fer BB, fixé par deux paliers à la table Z du chariot. Un pignon X est placé sur le même arbre derrière la roue et commande un autre engrenage Q, calé sur l'arbre AA, fixé aussi en contre-bas de la table X. Sur le même arbre, derrière la roue Q, on trouve le grand pignon Y placé juste au droit de la crémaillère O, dont il a été parlé précédemment et avec laquelle il engrène. Le mouvement de rotation transmis par la vis sans fin, et considérablement ralenti suivant les rapports des diamètres des roues et pignons P', X et Q, est donc imprimé à cette roue Y à son tour, laquelle, en tournant et roulant sur la crémaillère Q, entraîne avec elle le chariot porte-outil, et en même temps la vis sans fin motrice P, puisque, sans cette condition, ces deux organes cesseraient bientôt d'être en relation ensemble. A cet effet, la table Z est pourvue de deux saillies représentées surtout figure 8, planche 36, et qui, s'engageant de part et d'autre en contre-bas de la vis, l'épaulent en quelque sorte et la contraignent à cheminer avec elle et avec le chariot. Ces deux saillies forment donc pour la vis comme une sorte d'embase mobile. Lorsque le chariot est parvenu à l'extrémité de sa course, il est facile de le ramener au point de départ, au moyen du pignon S, qu'on peut faire tourner à la main par le croisillon à quatre branches R, la roue P étant alors désembrayée, et n'engrenant plus avec la vis.

Le chariot Z est disposé pour recevoir le support de l'outil, représenté figures 6, 7 et 8, planche 36, support formé de deux parties distinctes, l'une fixe, et se boulonnant immédiatement sur le chariot porte-outil,

l'autre combinée de manière à pouvoir prendre un mouvement de translation transversal à l'axe du tour, sur lequel on reviendra. On fera remarquer que l'arbre général de transmission N passe de la forme rectangulaire à la section cylindrique vers la partie du banc M disposée pour recevoir le support du porte-outil destiné au forage.

La limite de la course de la table Z et de la vis sans fin P, reste dessinée par la position du manchon d'accouplement JJ, et cette limite correspond à la plus grande longueur des pièces d'artillerie qu'on peut tourner sur cet appareil. Lorsqu'on tourne le canon, on désembraye un manchon à griffes, et semblable à celui dont on a parlé précédemment, au moyen du levier CCC, tout l'appareil de forage ne devant fonctionner que postérieurement. L'arbre II est, du reste, maintenu dans deux paliers à chaises LL et XX venus de fonte avec le banc M. Ce banc reçoit un grand support EE muni de six pattes d'assises YY bien dressées. Deux larges saillies, soutenues par des nervures formant comme une console continue, se projettent extérieurement de part et d'autre au-delà des deux flasques avec lesquelles elles sont coulées. Elles sont entamées par une rainure ou longue mortaise bien parallèle à l'axe du tour. Chacune des brides d'assises YY est pourvue d'un fort boulon à marteau, disposé au droit de cette rainure, ce qui permet de fixer le support EE aussi solidement que possible. Suivant la longueur des pièces posées sur le banc, on peut donc ainsi reculer ou avancer le support EE autant qu'il est nécessaire, ce qui était indispensable, par exemple, dans le cas actuel, où l'on a dû, pour opérer le tournage du canon, faire avancer vers la droite le support AAA recevant la poupée mobile ou à contre-pointe. L'arbre II reçoit à son extrémité la roue conique NN engrenant avec une seconde de même diamètre, disposée sur l'arbre oblique PP, portant la vis sans fin RR. Tout ce mécanisme est maintenu au moyen de supports rapportés sur le banc M et solidement boulonnés. Quant au support EE, on fera remarquer qu'il est pourvu à ses deux extrémités de deux paliers à coussinets de bronze recevant les tourillons d'un arbre LLL fileté sur toute sa longueur comprise entre ces deux paliers. Une roue à denture oblique SS, pouvant engrener avec la vis RR, est disposée de manière à tourner folle autour de cet arbre, qui reçoit, en outre, à son extrémité, un manchon à doubles griffes TT, lequel, bien que fortement calé, peut cependant se déplacer de droite à gauche et réciproquement au moyen du levier d'em-

brayage à fourchette (planche 36). Le moyeu de la roue est pourvu d'entailles correspondant exactement aux griffes du manchon. Quand l'accouplement existe, le mouvement de rotation transmis par la vis sans fin à la roue SS est donc aussi communiqué au manchon TT et à l'axe fileté LLL. Lorsqu'au contraire, il a la position indiquée planche 35, la roue tourne folle autour de l'axe, et le chariot porte-outil reste immobile.

Si l'on passe maintenant à ce chariot porte-outil GG à cheval sur le support EE, on fera remarquer qu'il est aussi parfaitement guidé, dans son mouvement de transport suivant l'axe du tour, au moyen de deux coulisseaux taillés en coin ou biseau (fig. 3, pl. 36) par leurs faces de contact vertical, et solidement rapportés sur le chariot chacun par six forts boulons à tête perdue, cet ajustement détruisant, en outre, toute tendance au soulèvement ou à la déviation de l'axe de forage. Quant à la stabilité, elle est garantie sous tous les rapports par une assise à larges dimensions dans tous les sens. Ce chariot est pourvu inférieurement d'une sorte de palier (voir fig. 4) à forme circulaire, dans lequel s'engage, comme un coussinet, un écrou en bronze muni de joues d'épaulement contre les deux faces planes du palier. La vis LLL s'engage dans cet écrou, et comme elle ne peut avoir d'autre mouvement que celui de rotation, maintenue qu'elle est par ses tourillons extrêmes, il faut bien que l'écrou se déplace, entraînant avec lui, et d'une marche parfaitement rectiligne eu égard aux guides dont il a été parlé, le chariot porte-outil. Il est évident, du reste, que le mouvement de transport doit être extrêmement lent, car un avancement trop rapide du foret creusant l'âme de la pièce produirait bientôt l'échauffement ou des ruptures. L'arbre ou tige de l'outil du foret, un peu supérieur en longueur à l'âme de la pièce, est maintenu, comme entre deux mâchoires, au moyen de la pièce ou mandrin GG, dont on peut serrer fortement le couvercle par quatre vis taraudées. Lorsque l'outil est parvenu à l'extrémité de sa course, c'est-à-dire a creusé l'âme du canon jusqu'au fond, il faut ramener le chariot pour y adapter un autre foret destiné à élargir le diamètre par une seconde opération. A cet effet, on a disposé, à l'extrémité de l'arbre II, une roue dentée MM engrenant avec un petit pignon calé sur un bout d'arbre recevant en même temps une grande poulie P. Cette poulie est mise en relation par une courroie avec une autre M'M' calée à l'extrémité de l'arbre à vis LLL, mais tournant folle sur cet arbre. Son moyeu est disposé seulement pour recevoir les griffes ou saillies que porte le manchon T dont il a été parlé

précédemment; quand donc celui-ci occupe la position indiquée planche 35, la poulie M'M' tourne folle sur l'extrémité de l'arbre, qui reste immobile. Quand, au contraire, elle est accouplée, le manchon calé entraîne l'arbre dans son mouvement de rotation, et, comme le sens de ce mouvement est précisément inverse de celui imprimé par la vis sans fin et la roue SS, il s'ensuit que le chariot est ramené en arrière assez promptement.

Pendant l'opération du forage, la poupée à contre-pointe dont il a été question précédemment est enlevée et remplacée par un support ZZ, le chariot AAA étant disposé de manière à recevoir soit la poupée, soit le support dont il vient d'être question, lequel est maintenu au moyen de boulons (voir planche 35), comme cela a été décrit précédemment.

La volée du canon repose alors entre des coussinets en bois, maintenus par un étrier ou traverse en fer fixée par des boulons taraudés dans l'épaisseur du support. Comme il est indispensable de rétablir, avant de procéder au forage et avec une exactitude tout-à-fait mathématique, l'axe suivant lequel le canon a été tourné, une excentricité extrêmement faible pouvant seule être tolérée pour l'âme, on a établi transversalement une vis maintenue entre des épaulements dont est munie la chaise ou chariot AAA, et, comme le support ZZ peut se déplacer et glisser entre des coulisses que présente celui-ci, on l'a muni par le bas d'un appendice faisant écrou, dans lequel s'engage la vis dont l'extrémité porte un croisillon à poignée. Il est donc facile, même lorsqu'une lourde pièce d'artillerie est placée sur le banc, de la centrer avec toute la précision désirable, le support pouvant se déplacer transversalement et de quantités aussi faibles qu'il est nécessaire sans grand déploiement de force ni manœuvre difficile.

En décrivant le chariot du porte-outil destiné au tournage, on n'a point parlé de la disposition employée pour tourner le canon suivant l'inclinaison de la génératrice du cône qu'il présente. Il suffira de dire qu'on obtient ce résultat en excentrant en quelque sorte la pièce d'artillerie d'une quantité proportionnelle à l'inclinaison du cône que l'on veut obtenir. Au lieu donc de disposer le canon de telle manière que l'axe de l'âme se confonde avec celui du tour, on le place au contraire de telle façon que l'apothème du cône devient parallèle à cet axe. L'outil continue donc à être animé d'un simple mouvement de transport longitudinal pendant toute cette opération. Quant à la combinaison de mouvement au moyen de laquelle on parvient à tourner la partie sphérique de la culasse, on s'en rendra

facilement compte en se reportant aux figures 6, 7, 8, 11, 12 et 13, planche 36. On fera remarquer que l'axe du tour recevant la poulie conique A porte à son extrémité un petit bout d'arbre *o*, sur lequel est calé un pignon *b*, engrenant avec la roue *a*, disposée d'une façon analogue au moyen d'un axe tournant dans un long canon ou buselure, fixé à la joue intérieure de la poupée fixe. Une petite poulie est aussi calée sur ce dernier. Cette poulie, quand on veut tourner la culasse, est mise en relation, au moyen d'une petite courroie ou d'une corde, avec une seconde de même forme portée par l'axe commandant le porte-outil (figures 6 et 7.)

Sur cet axe est calée une petite vis sans fin, engrenant avec un secteur denté rapporté sur la partie inférieure du porte-outil. On a disposé d'un autre côté une pièce représentée fig. 14 et 15, sur le support Z, auquel elle est solidement attachée par quatre boulons engagés dans des rainures qui permettent de régler sa position à volonté. Entre ces rainures est ménagée une sorte d'excavation, de forme parfaitement circulaire et bien alésée, dans laquelle s'emboîte un appendice cylindrique de dimensions proportionnelles faisant saillie sous la face inférieure du porte-outil (voir fig. 11 et 12). Ce dernier peut donc tourner et décrire un cercle ayant l'axe du trou pour centre, la partie cylindrique en saillie constituant comme un pivot de rotation.

Une rainure concentrique à l'excavation prémentionnée est disposée aussi sur la pièce représentée fig. 14 et 15. Elle sert de guide à un mentonnet engagé dans le dessous du porte-outil, et contribue à assurer au mouvement de rotation une exactitude parfaite et une allure stable. On conçoit que, du moment où la vis engrène avec le secteur denté, celui-ci, ne pouvant que tourner autour de l'entaille circulaire de la pièce représentée fig. 14, entraîne dans son mouvement de rotation le porte-outil tout entier, de telle façon que, si on lui faisait décrire un quart de circonférence entier, le centre de l'outil se confondrait avec l'axe de la pièce, et le burin tracerait un point au lieu de décrire un cercle, si le carré du bouton était abattu. On a donc, pour tourner sphérique cette culasse, une combinaison de deux mouvements : 1° le mouvement de rotation ou circulaire, autour de l'axe du tour dont est animé le canon, et le mouvement de rotation du porte-outil autour du centre de la pièce de la figure 14. On fera remarquer ici que ce porte-outil est en deux parties, une inférieure qu'on peut considérer aussi comme un petit chariot, et une supérieure, qui porte le burin et un petit échappement dont on expliquera tantôt le but.



Celle-ci peut être écartée ou rapprochée à volonté du centre du tour, au moyen d'une vis de rappel indiquée fig. 7 et 11, pl. 36, suivant le calibre des pièces à tourner. Cette disposition fait comprendre comment il est possible de tourner des sphères de diamètres différents, sans changer les dimensions du secteur denté et des pièces qui y sont unies. A l'endroit de la lumière, le canon porte un appendice rectangulaire que le burin ne doit pas abattre, ce qui oblige à interrompre son action, quand cette partie se présente devant le tranchant. Au moyen d'un levier à poignée articulé et d'un coulisseau circulaire servant de guide, on fait donc basculer le porte-outil de manière à écarter un instant le burin de la surface à tourner, chaque fois que le mouvement de rotation tend à ramener cette saillie en contact.

On a disposé aussi un mécanisme au moyen duquel on peut rabotter les parties échappant à l'action de l'outil à l'endroit des tourillons. On aura l'occasion d'en joindre la description à celle de l'appareil spécial servant à tourner ces derniers, les planches 36 et 37 ne le reproduisant sous aucune projection, et leurs détails ne devant suffire qu'à l'entente complète des différentes fonctions de l'appareil et des ajustements des principales parties qui le composent.



**DESCRIPTION**  
DES  
**LOCOMOTIVES DU SYSTÈME ENGERTH**  
CONSTRUITES PAR LA SOCIÉTÉ COCKERILL  
POUR LA COMPAGNIE DU CHEMIN DE FER DU NORD.



On a donné, dans l'article concernant les locomotives du Semmering, une description complète de l'arrangement général, des formes et des attributions des divers organes dont la réunion constitue les locomotives du système Engerth. On ne redira pas quelles étaient les difficultés qu'il s'agissait alors de vaincre, car c'est à un point de vue entièrement différent qu'il faut maintenant se placer pour se rendre compte de l'application au service ordinaire de puissants remorqueurs créés alors pour un travail exceptionnel. Dans les circonstances actuelles, on n'a en effet ni rampe d'une grande raideur à franchir, ni courbe d'un rayon très-faible à aborder, et cependant la puissance des machines que l'on va décrire est plus grande encore que celle des locomotives du Semmering, quoique l'action de la gravité des trains remorqués, si considérable en ce cas, n'entre ici dans la somme totale des résistances que pour une bien faible partie.

Il faut donc, avant d'entrer dans aucun détail, faire connaître à quel ordre de considération l'on doit avoir recours pour juger du mérite de cette application et apprécier à leur valeur la nature et l'importance du travail que ces locomotives sont appelées à accomplir.

Le développement rapide de voies de communications aboutissant généralement à une grande artère centrale avait amené sur la ligne du Nord français une circulation tellement active, un mouvement si incessant, que pour être à même de satisfaire encore aux besoins toujours croissants du commerce et de l'industrie, ainsi qu'aux exigences du transport des voyageurs, il devenait nécessaire d'augmenter le nombre des trains d'une manière excessive, et qui devait prendre encore de l'extension dans l'avenir, si l'on voulait et prévenir les encombrements et conserver avantageusement pour la ligne le transport des charbons de terre, des minerais, etc., en continuant à rendre les mêmes services à tous les intérêts engagés, si pas en progressant encore à cet égard.

Mais on comprend facilement que la fréquence même du passage de ces trains pouvait, dans certaines circonstances données, devenir la source d'embarras sérieux, et donner naissance à des accidents qu'une surveillance de tous les instants ne suffit pas toujours à prévenir.

Un pareil état de choses devant, du reste, tenir le personnel entier continuellement en haleine, on n'était peut-être pas en droit d'en attendre alors une surveillance aussi sévère, une exactitude aussi rigoureuse, une même instantanéité d'action dans certains cas, une sûreté aussi grande de jugement dans d'autres, puisque les exigences, en s'étendant, ne se définissaient plus avec la même rigueur. On ne parlera que pour mémoire, en outre, de la fatigue du matériel et de la voie, de la difficulté des réparations à opérer, etc.

Cependant il restait évident que si l'on pouvait former des trains d'une importance plus considérable, double, si possible, de leur composition actuelle, on laisserait la voie bien plus libre aux convois de voyageurs, on fatiguerait moins le personnel, on réduirait les chances d'accident, de retard, d'encombrement, et qu'en même temps on obtiendrait une économie de frais de traction qui n'était pas à dédaigner.

Mais, pour arriver à ce résultat, il fallait d'abord posséder un système de locomotive d'une très-grande puissance, dépassant de beaucoup ce qui existait déjà, et ne s'écartant cependant pas des conditions qu'imposaient la conservation de la voie, la résistance des rails, les profils du chemin, etc., tant sous le rapport du poids de l'appareil moteur que sous celui de ses dimensions générales. Il est évident que la proposition de considérer comme un état de choses permanent la mise en tête des convois de deux remorqueurs semblables ne pouvait être admise; c'eût été faire passer dans le service

ordinaire tous les inconvénients d'une exception, là n'était pas un progrès. Or les machines du Semmering, si puissantes et si souples tout ensemble, et qui permettent de distribuer le poids de l'appareil d'une manière à la fois convenable à la force d'adhérence et à la conservation de la voie, semblaient particulièrement propres à remplir les conditions précédentes, alors surtout que leur succès pratique était désormais consacré par un service régulier, pénible et prolongé. En outre, elles semblaient encore devoir se prêter avec une grande facilité aux diverses modifications qu'il pouvait être utile de leur faire subir, pour les mettre parfaitement en harmonie avec leur nouvelle application, et résultant, comme on vient de le dire, soit de la forme de la voie, de ses profils, du coefficient moyen d'adhérence, de la nature du combustible, etc., etc.

La locomotive *Duc de Brabant*, reproduite planches 36, 37 et 38, type des machines du système Engerth fonctionnant sur la ligne du Nord belge, est le résultat des nouvelles études faites à la suite de ces circonstances, et le travail qu'elle accomplit journellement est tout-à-fait en rapport avec ses dimensions colossales comparativement à celles des anciennes locomotives introduites dans le principe de la création des chemins de fer.

Elle remorque facilement des trains de 500 à 600 tonnes de charbon de terre à une bonne vitesse moyenne de 25 à 30 kilomètres, et là n'est pas, paraît-il, la limite maximum du travail qu'elle peut exécuter. Circulant facilement dans les courbes de plus petit rayon que présente cette ligne, abordant franchement des rampes de 4 à 5 millimètres avec cette charge, elle a transformé en réalités les espérances que sa construction avait fait concevoir, sans que le grand nombre d'essieux moteurs ni leur écartement soient préjudiciables à la conservation de la voie, les locomotives à six roues couplées qui fonctionnent sur la même ligne n'étant peut-être même pas dans des conditions plus favorables, quant à la distribution du poids et à l'écartement extrême des axes. Bien plus, l'expérience acquise après un service prolongé, a permis de lui faire subir des modifications profondes qui, en lui donnant peut-être plus de raideur, paraissent, d'un autre côté, être tout-à-fait convenables au bon entretien général et à la durée plus prolongée de certains organes moteurs. On a dit, en décrivant les machines du Semmering, qu'elles sont scindées en deux parties ou groupes d'essieux. La partie antérieure, composée de six roues motrices assemblées dans les plaques de garde de longerons intérieurs aux roues, forme corps avec la chaudière. Le train

d'arrière comptant deux essieux seulement entre lesquels est logée la boîte à feu, est mobile autour d'une cheville ouvrière ou pivot fortement fixé sous la partie cylindrique de la chaudière, et peut se déplacer en décrivant un mouvement de rotation autour de ce centre, quand les courbes dans lesquelles s'engage la machine l'y contraignent; la force motrice est communiquée à ce train d'arrière au moyen de roues dentées en acier calées sur le dernier essieu de la partie d'avant et le premier de celle-ci. La disposition générale (reproduite planches 36, 37 et 38) du remorqueur *Duc de Brabant* est presque identique. Le train mobile seulement compte trois essieux. Quatre roues de support sont calées sur les derniers, disposés sous le tender, et celui d'avant, engagé sous le corps de la chaudière, est aussi mis en mouvement par des roues d'engrenage en acier, l'assemblage ou groupe entier articulant autour d'un pivot d'assemblage, comme il a été expliqué précédemment. Le poids de la machine presque entier est donc utilisé quant à l'adhérence, et la boîte à feu ainsi que tout l'arrière ne sont pas disposés en port-à-faux, arrangement inadmissible si l'on a égard aux dimensions et au poids de ces parties dans une locomotive aussi colossale. De plus, la machine reste parfaitement souple et peut circuler dans des courbes d'un rayon exceptionnel, cas se présentant très-peu cependant sur la partie de la ligne où elle est appelée à fonctionner.

C'est ainsi que des remorqueurs à six roues couplées, ayant un écartement maximum d'axe de 4 mètres 70 centimètres, font un service régulier et journalier sans endommager la voie, sans que leur allure soit incertaine ni saccadée, ni que l'usure des bandages sorte des conditions ordinaires. Si l'on n'a égard qu'à cette seule considération, la combinaison d'organes par laquelle la quatrième paire de roues était rendue à la fois mobile autour d'une cheville ouvrière et motrice n'était donc pas d'une nécessité absolue. On pouvait la réunir intimement aux longerons du train d'avant, et la munir aussi de bielles de connexion. C'est la disposition qui a été adoptée, du reste, par l'important établissement du Creusot, chargé de la construction d'un grand nombre de machines Engerth pour la ligne du Nord de la France. Cette transformation, dans tous les cas, a surtout été nécessitée par les conditions nouvelles de fonctionnement de l'appareil de transmission à roues dentées. Au Semmering, où aucun autre arrangement n'a été reconnu praticable, et où il rend d'excellents services, on n'a eu qu'à se louer de son adoption, parce qu'il travaille suivant des circonstances plus favorables

de durée et d'entretien, circonstances que la nature même des organes qui le composent paraît devoir resserrer entre d'étroites limites.

Non-seulement, dans le cas actuel, les efforts auxquels les roues dentées sont soumises peuvent être plus considérables, les cylindres ayant d'un côté 0.476 de diamètre et de l'autre 0.50; mais la vitesse qui leur est imprimée est surtout beaucoup plus grande, puisque la marche moyenne de ces machines est de 25 à 30 kilomètres à l'heure. Or, cette vitesse paraît incompatible avec le fonctionnement régulier et la conservation prolongée de ces organes, qui, soumis à des essais nombreux faits en service normal, n'ont pas paru devoir rendre d'une manière bien permanente tous les services qu'on en attendait. Les surfaces en contact s'altéraient assez rapidement, malgré la qualité des matériaux et la perfection du graissage. Il pouvait alors se développer des chocs amenant des ruptures fréquentes, et l'on conçoit qu'un tel état de choses devait amoindrir singulièrement la valeur du progrès que l'on croyait avoir fait par cette application. C'est alors qu'on s'est décidé à supprimer complètement les roues dentées et à transformer quelques-unes de ces machines, de manière à constituer un train de huit roues motrices couplées par des bielles, les longerons de la partie antérieure étant munis de plaques de garde destinées à recevoir le quatrième essieu, qui, dès lors, n'appartient plus au tender.

Les études faites préalablement par l'établissement du Creusot ayant été adoptées à cet égard, on n'a pas tardé à opérer ces modifications, qui paraissent avoir eu un succès complet, les machines qui les ont subies faisant désormais un service parfaitement régulier, et abordant les faibles courbes de la ligne aussi franchement que quand la quatrième paire de roues était mobile. Quant à l'usure des bandages ou des rails, rien, jusqu'à présent, n'annonce qu'elle sera plus rapide, quoique la machine soit un peu plus raide. Mais, on l'a dit, d'autres locomotives fonctionnant sur cette ligne se trouvent dans les mêmes conditions d'écartement extrême d'essieux.

Quant aux dispositions principales qui constituent les machines du système Engerth, elles sont conservées intégralement. Le changement est bien plutôt dans la forme des ajustements que dans l'idée créatrice, restée entière.

Qu'a cherché à obtenir, en effet, l'inventeur de ces locomotives? Une machine d'une puissance exceptionnelle, tant sous le rapport de l'effort de traction que sous celui de l'adhérence, et circulant aisément dans toutes

les courbes que présente la ligne. Examinant les moyens par lesquels on est parvenu à ce résultat, on doit reconnaître que le poids presque entier de la machine est utilisé pour l'adhérence, la résistance limitée de la voie ayant imposé la nécessité de le répartir, du reste, sur un grand nombre d'essieux moteurs. Pour satisfaire à la condition du passage facile des courbes, il importait de réduire à son minimum l'écartement des axes extrêmes en groupant tous ces essieux sous la chaudière. Mais alors comment empêcher l'arrière de l'appareil de tomber tout entier en port-à-faux, disposition déjà préjudiciable à la stabilité dans un grand nombre de locomotives ne sortant pas des dimensions habituelles, et qui deviendrait impraticable ici? Ajouter un essieu porteur derrière le foyer était impossible, puisqu'alors la distance des axes extrêmes devenait trop grande, et qu'une partie considérable du poids était perdue pour l'adhérence. C'est donc l'adjonction du tender, la disposition de l'appareil de support rivé contre les parois de la boîte à feu, et l'arrangement en train mobile au moyen duquel l'arrière peut décrire un mouvement de rotation autour d'un pivot central qui, en ce cas, résolvent le problème; quant au mode de transmission de mouvement employé, on conçoit qu'il est en quelque sorte subordonné au coefficient moyen d'adhérence. Au Semmering, ce coefficient est tel qu'on a dû faire usage de dix roues motrices et avoir recours au poids du tender. Ici huit roues motrices seulement sont nécessaires, et le poids de la machine suffit. La transmission par engrenage n'a donc en elle-même rien d'absolu, et, à part même ses inconvénients reconnus dans le cas présent, elle peut être adoptée ou abandonnée, suivant les circonstances particulières de fonctionnement de l'appareil; seules, les dispositions précédentes doivent rester intactes pour arriver au résultat cherché, et constituent le système. Ces considérations générales suffiront pour remettre en mémoire la description des machines du Semmering, dans laquelle la combinaison des organes et l'agencement des diverses parties constituant l'ensemble a été entièrement détaillé, ce qui permettra de s'en tenir à un exposé sommaire en ce qui concerne ces nouveaux remorqueurs.

En examinant la planche 37, qui donne la projection longitudinale de la machine, et la rapprochant du n° 1 du portefeuille, on trouvera que l'aspect général des deux locomotives est bien différent. Dans les machines du Semmering la chaudière est presque entièrement cachée, en effet, par les bâches à eau formant tender, disposées latéralement de part et d'autre. Le tender lui-même n'est qu'une grande soute ou caisson contenant le com-

bustible, d'un poids relativement peu considérable et pouvant être facilement porté sur une seule paire de roues. Il n'en est pas de même ici.

La machine est entièrement dégagée de l'appareil du tender, reporté tout entier à l'arrière, et dès lors assez lourd pour exiger deux paires de roues de support. Les grandes lignes de sa puissante chaudière sont franchement accusées, et l'examen de ses dimensions suffit assez à faire comprendre qu'il n'est pas nécessaire de recourir à des moyens supplémentaires pour obtenir sur les roues motrices le maximum de charge dont permet de disposer la résistance de la voie, et qui est, du reste, inférieure à celle du Semmering, où tout était disposé spécialement à cet effet, et où l'on a créé une exception. Du reste, on obtient par l'arrangement précédent une adhérence d'intensité permanente pendant le parcours entier, ce qui n'a pas lieu dans le premier cas, l'approvisionnement en eau et en combustible variant avec le trajet. Mais ces dimensions mêmes ont amené des modifications assez profondes dans l'ajustement de diverses parties principales. Les longerons, les plaques de garde, les boîtes à graisse, les ressorts, ont dû recevoir d'autres arrangements, car il ne faut pas perdre de vue que ces machines sont faites pour la voie étroite, et qu'on ne dispose que d'un écartement moyen de rails de 1 mètre 50. Or, le corps de la chaudière a précisément ce diamètre, et les dimensions transversales de la boîte à feu ont dû croître proportionnellement. Tout le bâti d'assemblage des roues et des organes du mouvement a donc été transformé de manière à ce qu'il pût recevoir cette chaudière en restant dans les conditions de solidité, d'agencement simple et solide qu'appelle plus impérieusement encore qu'au Semmering la grandeur des efforts développés.

D'un autre côté, d'autres organes, appartenant particulièrement au système même, ont été modifiés profondément et appropriés aux dimensions et aux formes générales de l'appareil, que l'on s'est, du reste, efforcé de faire rentrer autant que possible, pour beaucoup d'ajustements, dans le système de construction suivi au chemin de fer du Nord. Du reste, l'exécution de plusieurs parties importantes, telles que le régulateur, le soubassement à double paroi de la cheminée, les boîtes à graisse des essieux, etc., a été entièrement subordonnée aux dispositions du matériel, si bien établi, de cette grande ligne. On jettera maintenant un coup d'œil rapide sur ces modifications en indiquant le but que l'on s'est ainsi proposé d'atteindre, et l'on donnera en même temps les principales dimensions qui seules peuvent faire



apprécier complètement et la puissance extraordinaire de ces remorqueurs, et la grandeur du travail qu'ils sont à même d'exécuter.

Le corps de la chaudière a un diamètre extérieur de 1 mètre 53 centimètres et une longueur de 4 mètres 88 centimètres. Il renferme 234 tubes bouilleurs en laiton, ayant 5 mètres de longueur totale et un diamètre extérieur de 53 millimètres. L'assemblage des tôles se fait bout à bout, le joint étant recouvert par un ruban ou anneau ayant 16 centimètres de large, et double rang de rivets. La plaque tubulaire de la boîte à fumée a 18 millimètres d'épaisseur. La boîte à fumée est cylindrique comme le corps même de la chaudière, dont elle constitue un simple prolongement; immédiatement au-dessus de la rangée supérieure des tubes bouilleurs elle est fermée par une tôle rivée à ses parois qui constitue une sorte de plafond, au-dessus duquel s'élève, en forme d'entonnoir ou de tronc de cône, le soubassement ou partie inférieure de la cheminée, qui est donc en partie logée dans cette partie de la chaudière. Cette disposition permet d'obtenir une cheminée ayant encore une bonne hauteur, malgré l'élévation de la machine (on sait que cette hauteur est limitée par l'ouverture des tunnels); elle procure, en outre, l'avantage de réduire d'une quantité considérable le volume ou cube de la boîte à fumée (sans rapprocher sa porte de la plaque tubulaire), ce qui rend le tirage plus énergique.

Le tuyau d'émission s'élève du fond de cette partie de la chaudière, jusqu'à 25 centimètres en dessous de la base de la cheminée. Il est en cuivre rouge et de forme elliptique, son grand diamètre étant dirigé suivant l'axe longitudinal de la machine, disposition qui facilite le nettoyage des tubes et apporte moins d'obstacle au tirage. Il est terminé par un couronnement ou tuyau variable en fonte, s'engageant dans la cheminée et muni de deux clapets mobiles autour d'un axe, qui, manœuvrés au moyen de l'arbre *m*, permettent de rétrécir l'orifice d'échappement de manière à augmenter comme il est nécessaire l'énergie du jet de vapeur injecté dans la cheminée à chaque pulsation. La forme des clapets est telle que cet orifice, réduit à sa limite minima, présente aussi la forme complète d'une ellipse. L'évasement donné à la base de la cheminée a pour but de ne pas étrangler la section d'écoulement des gaz chauds, que l'appareil d'échappement variable tend à réduire. Elle est, de plus, munie au sommet d'une sorte de couvercle ou capuchon mobile qui permet de la fermer entièrement pour détruire tout tirage quand la machine stationne et que le feu est couvert.

Le régulateur G est composé d'un tiroir horizontal en bronze, glissant sur une table en fonte bien dressée, à deux lumières, et coulée avec la boîte ou caisse quadrangulaire G, boulonnée par ses brides sur le corps de la chaudière. Cette boîte est divisée en deux compartiments DD et CC par une cloison verticale. L'un est en communication avec la vapeur venant de la chaudière; l'autre, CC, avec le système de conduite par lequel elle se rend au cylindre. Le tiroir, bien jointif sur sa table soigneusement polie, et sur lequel agit d'ailleurs la pression de la vapeur, permet de masquer entièrement ou de réduire autant qu'il est nécessaire l'orifice d'écoulement des deux lumières par une manœuvre facile et prompte. Comme la boîte dans laquelle il est logé est munie d'un couvercle qu'il est possible d'enlever sans grand effort, on peut sans difficulté s'assurer toujours de son état d'entretien, le remettre en bon état s'il se déränge, et roder les surfaces de glissement sans aucun démontage. Les régulateurs placés dans l'intérieur de la chaudière sont loin de présenter les mêmes avantages et peut-être les mêmes garanties de sécurité. Le tiroir dont il vient d'être parlé est mù au moyen d'une longue tringle cylindrique J', maintenue par des guides boulonnés sur la chaudière et s'engageant dans un simple presse-étoupe. Un tuyau P est venu de fonte avec ce régulateur. Il est réuni par des brides à un second coulé avec le couronnement en fonte O boulonné sur la boîte à fumée, et qui forme comme une fausse base à la cheminée. Ce couronnement est à double enveloppe, il entoure cette dernière, et la vapeur, affluant par le tuyau P, circule librement dans l'espace annulaire resté libre entre les deux cloisons. Par le bas il présente deux orifices ou portions de tuyaux munies de brides et pénétrant dans la boîte à fumée. Deux tuyaux en cuivre II sont boulonnés à ces collets et conduisent la vapeur aux cylindres, en entamant de part et d'autre la paroi cylindrique de la boîte à fumée, et débouchant extérieurement en saillie sur celle-ci. Par cet arrangement, on obtient une jonction facile et sûre des diverses parties des conduites de vapeur.

En effet, tous les joints sont très-faciles à faire ou à réparer, puisque aucun n'est logé dans l'appareil de vaporisation; les effets de la dilatation ne tendent pas à les casser, et, en outre, la vapeur, en circulant dans la double enveloppe, se ressent toujours quelque peu de la température de la cheminée à laquelle elle fait ceinture.

Les soupapes de sûreté, le sifflet d'alarme, etc., sont placés au sommet d'une petite cheminée en fonte boulonnée sur la boîte à feu, et présentant une sorte de canal coulé avec elle et qui forme ainsi un guide dans lequel s'engage la tringle J<sup>2</sup>.

En cet endroit, cette dernière s'emmanche dans la douille d'une pièce mobile H, bien guidée aussi, et commandée par un grand levier horizontal muni d'une poignée à hauteur convenable pour le machiniste.

Passant à l'examen de la boîte à feu en cuivre, on voit qu'elle a une hauteur totale de 1 mètre 795 et une profondeur de 1 mètre 345. Elle est évasée par le bas, ce qui procure une plus grande section de grille et permet à l'air d'affluer d'autant mieux. Les cloisons d'eau qui l'entourent vont en augmentant de section, à partir du cadre d'assemblage, ce qui facilite le dégagement de la vapeur formée immédiatement à la hauteur de la grille. L'assemblage avec l'enveloppe en fer a lieu, comme d'habitude, au moyen d'entretoises taraudées et rivées et espacées quadrangulairement de 0.1 en 0.1 environ. La réunion de la partie cylindrique avec cette partie a lieu sans cornière. La paroi de la boîte à feu se replie en double courbure jusque vers le milieu du corps auquel elle est rivée, et la tôle formant le ciel a le même rayon de courbure que celui de la partie cylindrique, dont elle constitue le prolongement. Les trois tôles sont amincies convenablement à l'endroit où elles sont en recouvrement l'une sur l'autre. Le plafond du foyer est consolidé par de grandes traverses doubles en tôle s'arcboutant sur les parois verticales. Les deux parties de ces traverses sont écartées entre elles de 0.022. Leur épaisseur est de 12 millimètres. Dans cet espace libre s'engagent 10 forts boulons munis d'écrous à chapeaux en bronze serrés sur les deux flasques à la fois, et traversant le plafond du foyer. Une série de rivets, s'engageant dans des bagues ou canons disposés entre les flasques, en maintiennent l'écartement et les consolident en même temps; ces traverses sont au nombre de huit. Le foyer de ces machines a été muni postérieurement de la grille Chobrzinsky, qui permet de brûler du charbon de terre, et dont les heureux résultats à cet égard sont parfaitement connus. En donnant avec une autre machine les dessins de cette grille, qui ont, du reste, déjà été reproduits dans de nombreux ouvrages, on pourra revenir sur sa description. La paroi plane ou fond de la caisse à feu ainsi que la plaque tubulaire de la boîte à fumée sont fortement consolidées par de grandes cornières bien rivées, remplaçant avantag-

sement les immenses tirants qu'on y plaçait jadis, et dont l'efficacité pour une pareille longueur eût été au moins douteuse. Le plafond de la première est en outre assemblé avec le ciel de la boîte à feu par des cornières et des armatures établissant une sorte d'équilibre et de solidarité entre les efforts exercés en sens inverse, ce qui contribue naturellement à augmenter la sécurité quant à la résistance de ces parties.

Passant à l'appareil d'articulation du train mobile, on voit qu'il présente beaucoup d'analogie dans sa disposition avec celui des machines du Semmering. Il se compose d'un pivot cylindrique H muni d'une boule ou rotule en acier rapportée par-dessus. Deux larges traverses en fer forgé SS, S'S', munies d'épaulements à leurs pattes d'assemblage et portant au point d'articulation un renflement formant moyeu, saisissent ce pivot par ses extrémités. Ces traverses sont fortement boulonnées aux longerons de la machine. Deux autres longerons transversaux W, TT, présentant la forme d'une cornière, ce qui est nécessaire pour les roidir dans tous les sens, s'assemblent avec ceux du tender, extérieurs aux roues, et reçoivent la pièce d'articulation PP, dont le moyeu est disposé de manière à loger un coussinet en deux pièces en acier dans lequel s'engage la partie sphérique du pivot d'assemblage. Non-seulement tout l'effort de traction s'exerce sur cette pièce et sur les deux longerons transversaux auxquels elle est boulonnée, mais les chocs reçus par le tender, qui ne peuvent toujours être amortis suffisamment, réagissent jusque-là et quelquefois avec beaucoup d'intensité. Le serrage des freins de la machine par exemple peut avoir dans certains cas ralenti considérablement son mouvement alors que la masse du train est encore animée d'une force vive considérable. Celle-ci est alors poussée en avant, et le pivot ainsi que les longerons d'assemblage ont à supporter une réaction, qui peut quelquefois être très-violente.

Les longerons du tender B sont en fer, et les plaques de garde sont venues de forge avec eux. Il en est de même de ceux de la machine, dont l'épaisseur est de trois centimètres. Les guides des boîtes à graisse sont en fonte, et placés tout-à-fait extérieurement ou en port-à-faux de ces plaques de garde, auxquelles ils sont fortement boulonnés. Les ressorts sont disposés d'une manière analogue, et accolés aux longerons. Les deuxième et troisième paires de roues motrices sont chargées au moyen de deux très-forts ressorts NN seulement, disposés dans l'espace qui les sépare, et à qui l'on peut rendre de l'arc, quand ils s'aplatissent au bout d'un long service, au moyen

d'une tige filetée  $g$  et d'un double écrou; cette tige est réunie à charnière avec la boîte d'assemblage des lames. L'écrou est épaulé et peut être serré contre une très-forte traverse CC en fer boulonnée de chaque côté aux longerons. La charge reposant sur ces quatre roues est donc toujours bien égale sur chacune, et l'usure des bandages ne peut, sous ce rapport, être plus rapide pour les roues L que pour les roues L'.

On aurait certainement pu, en disposant des balanciers compensateurs par exemple, étendre cette disposition à la paire de roues d'avant, mais on a préféré la munir de ressorts spéciaux, pour la conserver dans une indépendance complète avec les autres. Comme c'est elle, en effet, qui doit supporter les premiers chocs résultant d'inégalités de la voie ou de toute autre cause, elle les transmettrait, dans ce cas, au reste du train, affaiblis sans doute; mais, pourvue de ressorts spéciaux, elle est plus libre, et rend les autres roues moins solidaires de ses soubresauts. Les cylindres ont 50 centimètres de diamètre, la course du piston est de 0.66 centimètres. Ils sont solidement réunis aux longerons par une forte patte bien dressée sur toute sa surface jointive et munie par le haut d'une saillie ou rebord reposant sur le longeron, et ayant même épaisseur, c'est-à-dire 30 millimètres. De cette manière, tout le poids du cylindre est supporté directement par ce dernier, et les boulons de réunion n'ont qu'à maintenir le contact que la pression contre le fond et le couvercle peut tendre à détruire. Du reste, pour qu'on puisse disposer un plus grand nombre de boulons, on a donné à cette patte une longueur plus grande que celle du cylindre même, les parties en saillie de part et d'autre sur celui-ci étant fortement consolidées et réunies, au reste, par des nervures à larges dimensions. La longueur totale de cette patte est de 1.24, sa hauteur de 0.51 et son épaisseur de 0.04. Quatre grandes nervures, formant prolongement à celles du cylindre et à ses brides, la roidissent fortement et l'y unissent plus intimement encore. En outre, le tuyau d'émission la relie à la boîte à vapeur ou chapelle, ce qui contribue à constituer un ensemble encore plus résistant. Du reste, on conçoit combien l'assemblage doit ici présenter de force et de rigidité, puisque avec une pression initiale de sept atmosphères, on obtient sur le piston un effort d'environ 13,800 kilogrammes, tendant à rompre les boulons sous un effort de cisaillement. En outre, et pour obtenir une union intime des deux cylindres, on a disposé en contre-bas de la patte d'assemblage, et à ses deux extrémités, deux appendices  $a$ ,  $a$  formant ainsi

corps avec les cylindres, et destinés à recevoir des traverses ou longerons en fer qui, bien boulonnés, maintiennent d'une manière rigoureusement invariable l'écartement des centres, et achèvent de détruire toute tendance au basculage. La boîte à vapeur est coulée à cheval sur le cylindre, et inclinée de telle façon que son axe passe exactement par le centre de l'essieu premier moteur. Les conduits ou lumières qui y débouchent ont 4 centimètres de largeur et 0.34 de longueur, quant à l'admission. Le conduit d'émission a environ 8 centimètres de largeur. Le couvercle de la boîte à vapeur est en fer forgé, muni de petits talons formant cadre sur tout le pourtour du joint d'assemblage. Il est cintré en tous sens, de manière à présenter une flèche d'environ 3 centimètres au centre de figure. Il doit, du reste, supporter un effort d'environ 14,800 kilog., sa surface étant mesurée par  $0.57 \times 0.37$  et la pression étant supposée de 7 kilog. par centimètre carré. La tige du tiroir est guidée dans deux presse-étoupe en bronze, dont l'un se termine en une sorte de fourreau ou guide dans lequel elle se meut. Le tiroir est aussi en bronze, et scindé longitudinalement en deux parties par une douille dans laquelle s'engage la tige dont il vient d'être parlé. La bride quadrangulaire en fer encadrant la coquille s'emmanche simplement sur la tige, filetée dans cette partie et munie de deux écrous en bronze qui la maintiennent et règlent sa position exacte. Le piston est en fer forgé ainsi que son plateau; la garniture ou anneau de contact est en fonte. Ces anneaux sont fendus et ouverts en une partie de leur circonférence munie d'un renflement portant l'épaisseur en ce point à 4 centimètres. Un coin en fonte est introduit dans l'ouverture présentée par l'anneau, et un ressort convenablement tendu au moyen d'une vis, en agissant sur ce coin, oblige continuellement l'anneau à s'ouvrir, ce qui le maintient en contact exact avec la circonférence du cylindre. La tige du piston, dans sa partie d'assemblage avec celui-ci, présente un renflement conique fileté, ayant 98 millimètres et 0.80 millimètres pour diamètres extrêmes. Le corps du piston forme l'écrou, et une forte clavette chassée dans le bout de la tige dépassant le piston l'empêche de se desserrer. Les grands supports reliant la chaudière aux longerons, les boîtes à graisse et les roues sont également en fer forgé et d'une pièce. Les manivelles sont venues de forge avec les moyeux de ces dernières; celles de l'axe moteur présentent une épaisseur de 65 millimètres autour du bouton, dont la portée est de 17 centimètres, et qui est placé au moyen de la presse hydraulique et ensuite rivé à froid derrière le moyeu. Il n'existe aucun

épaulement entre la partie du bouton qui reçoit la bielle motrice et celle qui porte la bielle de connexion, laquelle est disposée intérieurement, l'amplitude du mouvement de la première l'exigeant ainsi. Le bouton de la manivelle a donc un diamètre uniforme de 138 millimètres. La portée de calage des fusées des roues est de 172 et de 160 millimètres. Chacune d'elles est pourvue de deux cales ayant une section de 50 millimètres sur 25 environ.

L'axe premier moteur a un diamètre de 20 centimètres dans les tourillons et une portée de 266 millimètres. On conçoit qu'il doive non-seulement présenter une surface de tourillon assez grande pour que la pression par unité de section résultant du poids qu'il a à supporter ne soit pas trop considérable et ne tende pas à produire l'échauffement, mais encore que ses dimensions doivent être telles que, quels que soient les efforts qui le sollicitent à ses deux extrémités, la stabilité de son assise dans les boîtes à graisse ne puisse être altérée.

On a dit précédemment que le poids presque entier de la machine était distribué sur les huit roues motrices d'une manière aussi égale que possible, quoique le train mobile ne soit pas uni d'une manière rigide à la chaudière. Un support de forte dimension en fer forgé, recevant une table en acier munie de mentonnets, a donc été solidement boulonné sur les longérons d'arrière de part et d'autre de la boîte à feu. Cette table est parfaitement dressée et polie. Un autre support formant console est fixé aux parois de la chaudière par des boulons taraudés, et on a eu soin de lui donner une large surface de contact, pour disposer ainsi d'un grand nombre de boulons, rendre aussi faible que possible l'effort que chacun d'eux doit supporter, et amoindrir les effets des secousses et des chocs qui peuvent réagir jusque-là. Ce support est, du reste, muni par le bas d'une sorte de rotule en acier s'engageant dans un coussinet ou galet présentant la même forme et placé sur la table dont il vient d'être parlé. Il est évident que plus cet appareil est rapproché du quatrième axe moteur, plus grande est la partie du poids de l'arrière de la machine que celui-ci aura à supporter. Aussi est-il fixé des deux côtés vers la paroi intérieure de la boîte à feu, position correspondant à un maximum d'éloignement des roues de support du tender, qui n'ont à porter qu'une portion extrêmement faible de l'arrière de la machine. L'ajustement à rotule donne, d'un autre côté, l'assurance qu'il n'y aura pas d'enlèvement subit des surfaces en contact ni de positions forcées à la suite d'une dénivellation de la voie ou de la position sur rampe

d'une partie des roues, alors que les autres roulent encore sur une surface de niveau.

Quand donc l'axe du train mobile qui se déplace suivant les courbes de la voie cesse de se confondre avec l'axe longitudinal de la chaudière, la table en acier et son support C glissent et décrivent un mouvement dont le pivot placé sous la chaudière est le centre de rotation. Naturellement ces surfaces sont toujours bien graissées et maintenues dans un état rendant le frottement du glissement qui en résulte aussi faible que possible. Le raccordement des tuyaux aspirants des pompes avec ceux du tender s'opère dans le voisinage de ces supports. Ils sont placés sous le palier du mécanicien et tout-à-fait accolés à la cornière extérieure de la plate-forme de la machine ; leur disposition est celle qu'on adopte en général dans les locomotives. C'est une double rotule en bronze qui permet à tous les mouvements de se produire, et qui peut s'allonger et offrir un contour brisé suivant la position de l'appareil sur la voie.

Si l'on se reporte maintenant à l'avant de la machine, on voit que le grand tuyau d'émission en fonte X est doublement branché, et se raccorde de part et d'autre avec une partie venue de fonte sur chaque cylindre. Les fortes dimensions données à ce tuyau, ainsi que les nervures dont il est muni, en font encore un moyen de consolidation et de réunion intime des cylindres et des longerons qui les portent.

Comme la grande pièce de bois d'avant masque en partie les fonds de cylindre, et qu'il faudrait la démonter chaque fois qu'on doit enlever ceux-ci pour vérifier l'état des pistons ou les retirer, s'il est nécessaire, on s'est arrangé de manière à la faire basculer autour d'un fort boulon au pivot central réuni aux longerons. Il suffit pour cela d'enlever les boulons par lesquels elle est assemblée à la partie repliée d'équerre de ceux-ci, un léger effort suffisant alors pour amener son déplacement sans avoir à la soulever, ce qui serait trop lent et souvent assez pénible si l'on a égard aux moyens bornés dont on dispose quelquefois en service. Le couvercle peut alors être enlevé et le piston devient accessible. Un fort crochet de traction destiné au halage est fixé dans la partie centrale de cette traverse, au moyen d'un boulon traversant toute son épaisseur et avec lequel il fait corps. L'effort développé s'exerce contre un ressort formé de rondelles en caoutchouc amortissant les effets d'un tirage inégal. Deux tampons ou buttoirs en fonte garnis de ressorts de même forme et de



même matière y sont aussi boulonnés pour amortir les chocs qu'une fausse manœuvre ou toute autre cause peut amener à sa suite; enfin, des chasse-pierres en fer forgé *b*, munis d'arcboutants *b'* destinés à les raidir, garnissent encore cette traverse, à laquelle on a non-seulement donné les dimensions destinées à lui assurer une force considérable de résistance, mais qui est, comme on voit, garnie des appareils nécessaires pour détruire ou amortir l'intensité des chocs auxquels elle est particulièrement exposée et qui pourraient réagir jusque sur les cylindres, et fausser leur position.

Le support à lunette des guides de la tige du piston est uni aux longerons par ses extrémités supérieures et inférieures. Il se replie sur lui-même et présente deux brides en forme de T, qu'on y boulonne fortement. Comme il se projette en saillie à une distance considérable de ses points d'attache, on lui a donné une forte épaisseur pour le roidir convenablement. Ce support doit aussi résister à l'effort qu'exerce le piston de la pompe, en foulant l'eau dans la chaudière, effort agissant à l'extrémité opposée de ses points d'attache.

Comme aux machines du Semmering, le mouvement de distribution est placé extérieurement aux longerons et aux roues. On est aussi parvenu à loger les pompes de la même manière, leur position sous le corps de la chaudière les rendant peu accessibles et d'une surveillance plus difficile. Il y a même simplification par la disposition actuelle, puisqu'elle permet de supprimer deux poulies excentriques complètes. Si l'on se reporte aux planches 37 et 39, on voit que les pompes JJ sont munies chacune d'une forte bride quadrangulaire réunie par quatre boulons à la lunette ou support des guides de la tige du piston. On a fait venir de forge avec la coquille ou tête de tige une sorte de bras en fer forgé comme cette dernière, avec lequel s'assemble simplement à boulons et écrous le piston plongeur, cylindre creux aussi en fer. Il s'ensuit naturellement que la course de la pompe est égale à celle du piston.

Les boîtes à soupapes recevant les chapelles des boulets sont coulées avec le corps de pompe. Les boulets et leurs chapelles sont en bronze; ils ont un diamètre de 0.087 et une levée maximum de 0.024 environ.

Quant au mécanisme de la distribution, il se compose d'une contre-manivelle LL en acier fondu faisant corps avec le bouton de manivelle de l'essieu moteur BB dont il a été parlé, et munie d'un pivot de dimension suffisante pour recevoir les deux poulies excentriques L'L. Ce pivot n'ayant

que 0.066 de diamètre, les proportions de ces dernières deviennent bien moins considérables que si elles étaient calées sur un essieu de la machine, et l'ensemble du mouvement offre une plus grande légèreté. Les poulies sont en fonte, les colliers en bronze, les barres en fer aciéreux, et toutes les articulations sont garnies de bagues ou fourreaux en acier fondu destinées à rendre l'usure aussi lente, aussi insensible que possible. De plus, ces articulations ont été constituées largement, de manière à répartir la résistance due au frottement sur de grandes surfaces, et à réduire autant que possible son intensité par unité de section. C'est là une considération fort importante, si l'on a surtout égard aux dimensions du tiroir et à la pression de la vapeur. Mesuré en dehors des brides ou recouvrements, il a environ 0.412 de longueur sur 0.28 de largeur, soit donc 0.1453.

En admettant moyennement la pression de la vapeur égale à 7 kil. par centimètre carré, il vient pour pression  $1153 \times 7 \text{ kil.} = 8071$  et pour effort résistant dû à cette pression, si on prend le coefficient ou rapport du frottement à la pression égal à 0.15,  $8071 \times 0.15 = 1210$  kil. environ, que chaque charnière des barres d'excentrique peut être considérée comme supportant presque entièrement, suivant le sens de la marche. Le pivot de ces charnières a 0.05 de diamètre et 0.064 de portée. La surface supportant la pression précédente peut donc être considérée égale à  $\frac{3.14 \times 0.05}{2} \times \frac{2}{3} \times 0.064 = 0.0033$ , soit  $\frac{1210}{33} = 37$  kil. environ. La coulisse est en fer aciéreux, forgée d'un seul morceau et trempée, et maintenue par un double levier de suspension fixé à un support boulonné au bâti de la machine. La tringle-bielle communiquant le mouvement à la tige du tiroir a un diamètre de 0.05, et une longueur de 1 mètre 75 centimètres: elle est à tête fermée et munie de coussinets en bronze à resserrer par une clavette à son extrémité d'assemblage avec la tige de la glissière. Cette tige a un diamètre de 46 millimètres; elle est guidée non-seulement dans deux boîtes à étoupe dont est munie la chapelle, mais encore au moyen d'un coulisseau hexagonal en fonte, glissant entre les joues d'un fort support boulonné sur les guides mêmes de la tige du piston. Le galet est percé de part en part d'un trou cylindrique dans lequel s'engage la tige, filetée dans cette partie et munie de deux écrous et contre-écrous d'assemblage au galet, disposition fournissant les moyens de régler toujours facilement sa longueur. Quant au galet, il porte un bouton ayant 5 centimètres de

diamètre et 56 millimètres de portée, avec lequel s'assemble la tige-bielle dont il vient d'être parlé, le bouton sortant en saillie au-delà du guide à coussinets par sa face extérieure restée ouverte. Du reste, la partie supérieure de ce guide est rapportée sur le corps au moyen de boulons, et peut être rapprochée comme un coussinet et remise en contact exact avec le coulisseau, quand il y a usure, au moyen de deux vis de pression. Il est important, du reste, de donner à la tige-bielle allant à la coulisse de distribution le plus de longueur possible, pour diminuer son angle d'inclinaison maximum sur l'axe du système, et réduire par conséquent l'intensité du frottement contre le guide.

Les bielles motrices et de connexion sont en acier. Elles sont, par une extrémité, à tête ouverte et munie d'étrier pour permettre l'emmanchement avec le bouton de la manivelle. Les joues de leurs coussinets en bronze sont épaulées sur toute la longueur de la tête par des rebords en saillie. Le corps des bielles motrices présente une section de 0.06 environ sur 0.108.

Quant aux bielles de connexion, leur section est naturellement proportionnelle à l'effort qu'elles ont respectivement à transmettre, effort en relation immédiate avec le nombre d'essieux et l'adhérence des roues auxquelles elles transmettent le mouvement. Les guides de la tige du piston sont en acier fondu; il en est de même naturellement de celle-ci, qui a un diamètre de 66 millimètres. La coquille ou tête de tige est en fer forgé; elle est munie d'une douille pour l'emmanchement de la tige du piston, la clavette de serrage ayant 2 centimètres d'épaisseur sur une largeur moyenne de 7 centimètres. La partie d'assemblage avec la bielle motrice est disposée en forme de charnière, le boulon de réunion a 82 millimètres de diamètre et une portée de 64 millimètres. Quant à la charnière, elle présente, pour résister à l'effort de traction, une double section ayant environ 0.017200 millimètres carrés. Chaque millimètre de surface supporte donc un effort d'à peu près deux kilogrammes. Deux pivots sont venus de forge et verticalement sur les faces supérieures et inférieures de la coquille. Les galets, qui sont en fonte, sont percés d'un trou cylindrique bien alésé dans lequel s'emboîtent ces pivots, et les rebords dont ils sont munis embrassent exactement les joues internes et externes des guides.

On a dit précédemment qu'une sorte de bras venu en saillie sur la face extérieure de la coquille commandait le piston de la pompe, simplement assemblé avec lui à boulon et écrou. L'arbre de relevage des tringles-bielles

des tiroirs, par suite de la position des appareils de distribution, prend naturellement toute la largeur de la machine; aussi a-t-il reçu un fort diamètre. Il est maintenu solidement dans quatre supports. Deux sont boulonnés aux longerons de la machine, et les deux autres, tout-à-fait extérieurs, sont unis à la forte plate-bande en fer supportant la plate-forme et régissant autour de la machine, laquelle, par ses dimensions, constitue un point d'appui très-résistant. Les leviers à contrepoids destinés à équilibrer les bielles de relevage sont disposés et calés sous la chaudière. Lorsqu'on doit soulever la coulisse et les barres d'excentriques pour renverser le sens du mouvement, ces contrepoids prennent naturellement des dimensions assez considérables. Il n'en est pas de même ici, les bielles dont il vient d'être parlé étant bien moins lourdes que ces organes réunis.

Une petite machine alimentaire spéciale ou petit cheval a été disposée latéralement aux parois de la boîte à feu, auxquelles on a rivé un support en fer D destiné à la recevoir (planche 39, fig. 2). Manœuvrées avec précaution et bien soignées, ces petites machines rendent des services réels. La faculté d'alimenter une locomotive en stationnement sans la faire circuler sur la voie est toujours une ressource précieuse. Un léger dérangement dans un organe, une rupture de joint facilement réparable, peuvent, en outre, amener un stationnement forcé de quelque durée, et à sa suite un abaissement considérable du niveau de l'eau, à moins qu'on ne dispose d'une pompe à main dont la manœuvre est, dans tous les cas, assez pénible, ce qui fait qu'on n'y a recours qu'en cas de force majeure, et cette circonstance ne donne pas la garantie qu'elle se trouvera en bon état d'entretien lorsqu'elle devient d'une nécessité indispensable.

Du reste, les petites pompes à vapeur rendent aussi de bons services quant à la conservation du matériel et de la voie, car la circulation continuelle dans les stations des machines qui chauffent et qui doivent aller et venir pour faire fonctionner leurs pompes est une cause assez importante de l'usure rapide de la voie, et les manœuvres que cela nécessite sont encore une source d'embarras, et doivent exiger une surveillance qui peut devenir pénible. Cependant, comme leur bon fonctionnement demande un supplément de surveillance et d'activité de la part des mécaniciens, on a parfois renoncé à les employer, par suite des réparations fréquentes qu'elles nécessitent lorsqu'elles ne sont pas convenablement soignées.

Du reste, les convenances particulières du service, la disposition des

localités et aussi les qualités du personnel entrent pour beaucoup dans l'emploi ou l'abandon de ces petites pompes, qui sont très-bien appréciées sur certaines lignes, et délaissées sur d'autres. Cet appareil se compose ici d'une sorte de colonne *a* à section elliptique, en fonte, et avec laquelle sont coulés et le cylindre à vapeur *g* et le corps de pompe *f*. Cette colonne, qui est creuse, reçoit dans sa partie inférieure les clapets d'aspiration et de refoulement *d* et *c*, en bronze et à sièges plats. De petites portes ou regards *z* sont ménagés de part et d'autre pour s'assurer de leur état et les retirer, s'ils doivent être rodés ou réparés. Ces portes sont munies d'un prolongement coulé avec elles et servant à limiter l'amplitude de levée de ces clapets. La partie supérieure de la colonne sert de réservoir où l'air se comprime, ce qui amène un écoulement plus régulier, et donne une marche plus douce et exempte de choes. Le corps de pompe est muni d'un piston plongeur *e* en fonte, jouant dans un presse-étoupe. Ce piston est juste dans le prolongement de l'axe du cylindre à vapeur.

La tige de celui-ci et le plongeur de la pompe sont assemblés à clavette avec une sorte de coulisse rectangulaire en fer recevant un coussinet en bronze dans lequel s'engage le bouton de l'axe coudé *y*, portant à son extrémité le volant *n*. Le mouvement rectiligne vertical commun aux deux tiges se transforme, au moyen de cette coulisse, en mouvement de rotation pour l'axe, le coussinet étant animé pendant la marche d'un double mouvement rectiligne simultané, c'est-à-dire de bas en haut et de droite à gauche, et entraînant le bouton et l'arbre dans ce mouvement. Ce dernier est, du reste, maintenu d'une part dans un petit palier *k* et de l'autre dans une longue douille *y* avec coussinet en bronze engagé dans le réservoir d'air *a*. La coulisse est maintenue dans sa marche rectiligne par deux guides en fer fixées sur une lunette (fig. 5) venue de fonte avec la colonne formant réservoir dont il vient d'être question. La distribution de vapeur dans le cylindre a lieu au moyen d'un tiroir mis en mouvement par une tringle-bielle *i* assemblée avec un petit pivot excentré forgé sur le bout de l'arbre.

Quant au tender, la partie supérieure de la bache *j* est réservée spécialement pour servir de soute à combustible. Elle est fermée intérieurement par une cloison en tôle munie d'une porte à coulisse empêchant les fragments de coke de venir rouler sur la plate-forme du mécanicien, porte présentant, naturellement, des dimensions suffisantes pour qu'il soit possible d'attirer le combustible et de le charger facilement. La partie inférieure

est divisée en plusieurs compartiments (communiquant, du reste, ensemble) au moyen de tôles assemblées avec des cornières rivées au fond et à la couverture, et rendant les deux parties solidaires l'une de l'autre. On obtient ainsi un ensemble bien rigide, et supportant sans fléchir le poids assez considérable de l'eau dont il est rempli. Un tuyau plongeur *r* constitue la prise d'eau des pompes, et une soupape à siège plat manœuvrée de la plate-forme au moyen d'une tringle permet de proportionner l'ouverture de l'orifice aux besoins de l'alimentation. Derrière le tender même est placé un long coffre A renfermant des crics, des leviers, et tous les outils nécessaires au mécanicien en cas de déraillement ou d'accident. A cette partie de la machine sont aussi adaptés les freins qui agissent seulement sur les roues de support M' M', l'empâtement extrême de la partie d'avant n'ayant pas permis de les faire agir sur les roues motrices. Comme le poids qui repose sur ces roues est d'environ 20,000 kil., on peut, dans tous les cas, créer une force résistante d'une grande intensité, et parfaitement capable de ralentir avec promptitude la vitesse acquise et d'arrêter la machine sur une faible longueur. Le frein est manœuvré de la plate-forme au moyen d'une sorte de croisillon à poignées s. Il se compose d'un arbre vertical présentant à la hauteur des longerons une partie filetée engagée dans un support formant écrou solidement boulonné à ces derniers.

Un arbre W est disposé transversalement à la voie et fixé aux tirants reliant les plaques de garde entre elles, ces tirants étant convenablement renforcés en cet endroit par un support coudé de forte dimension et boulonné aux plaques de garde de la paire de roues M". Un fort levier est calé à son extrémité, et présente la forme d'une fourchette embrassant la partie inférieure de l'arbre V. Chaque branche de la fourchette a reçu, du reste, une rainure dans laquelle s'engagent deux pivots dont est munie une pièce en fer calée inférieurement sur cet arbre, laquelle entraîne dans ses mouvements le levier en question, et le contraint à décrire un mouvement de rotation ainsi que l'arbre W. Sur celui-ci sont, en outre, calés juste au droit des roues deux autres leviers assemblés chacun avec une tringle verticale T. Les sabots ou blocs des freins, suspendus aux longerons par des tringles assemblées à charnière autour du centre desquelles ils peuvent tourner, sont pourvus, en outre, de deux leviers disposés en forme de coin, s'assemblant avec ces tringles T.

On terminera cette description en mentionnant les résultats constatés relativement à la charge remorquée et à la vitesse obtenue dans un voyage d'essai fait, le 27 juin 1855, entre Paris et Pontoise. Ces résultats, du reste, ne doivent pas être considérés comme un maximum. Ils peuvent seulement donner une idée du travail normal que les machines devaient au moins accomplir à cette époque, travail dont l'importance tend de jour en jour à s'accroître.

La distance entre Paris (Gare de la Chapelle) et Pontoise est de 28 kilomètres; cette longueur a été parcourue en une heure trois minutes, ce qui donne une vitesse de vingt-six kilomètres 664 à l'heure.

Le train remorqué comptait quarante-six wagons de houille pesant en tout 669040 kilogrammes. Le poids des wagons vide étant de 187165 k°, il restait pour charge nette remorquée 481875 kilogrammes.

Le chemin présentant en outre des rampes ayant au maximum quatre millimètres par mètre, il y a lieu aussi de tenir compte de la fraction du poids de la machine entrant dans la partie des résistances développée par la gravité.

On pourra du reste mettre en regard de la somme de ces dernières le travail total développé par la machine d'une manière assez approximative en employant, pour leur détermination, la formule de Wyndham Harding. Remplaçant, dans cette formule, les quantités littérales variables par leurs valeurs numériques actuelles, on aura, pour résistance en kilogrammes par tonne du convoi remorqué

$$X = 2.72 + 0.094 \times 26.66 + 0.0242 \times \frac{26.66^2}{669 + 64}$$

la machine en charge pesant environ 64 tonnes.

Il vient donc

$$X = 2.72 + 2.50 + 0.0234$$

ce qui donne pour résistance par tonne du convoi brut remorqué 5.25 kilogrammes environ.

$$\text{On a donc} \quad (669 + 64) 5.25 = 3848$$

$$\text{Gravité sur des rampes de 4 millimètres} \quad \frac{733000 \times 4}{1000} = 2932$$

Résistance additionnelle due aux frottements du mécanisme sous la pression de la vapeur, soit 25 % de 3848 kilogrammes = 962

$$\text{Total,} \quad \underline{7742}$$

Le diamètre des cylindres étant de cinquante centimètres, et la pression

effective de la vapeur de 7 atmosphères, on a un effort total sur les 2 pistons égal à

$$1963 \times 2 \times 7.21 = 28306 \text{ kilogrammes.}$$

La course des pistons est de 0.66 et le diamètre des roues de 1.258.

Le rapport de la double course au chemin parcouru ou à la circonférence de la roue est donc

$$\frac{1.32}{1.258 \times 3.1416} = 0.334 \text{ environ.}$$

Si l'on suppose que par suite de la détente  $\left(\frac{7}{10} \text{ admission}\right)$ , de la perte de pression résultant des étranglements, de la compression, etc., etc., la pression effective de 7 atmosphères se réduise sur le piston à 6 atmosphères pendant toute la course, on a seulement un effort de

$$1963 \times 2 \times 6.20 = 24341 \text{ k}^{\text{os}}.$$

Lequel, rapporté à la circonférence des roues, se réduit encore à

$$24341 \times 0.334 = 8200 \text{ k}^{\text{os}} \text{ environ.}$$

On voit donc que dans ces suppositions et conditions de travail la limite de la puissance de traction n'était pas atteinte, et c'est du reste ce a été constaté par la suite.

Dans tous les cas, on conçoit que la formule au moyen de laquelle on a évalué approximativement les résistances peut fournir, pour des machines aussi fortes, des résultats présentant quelque incertitude quant à l'évaluation des frottements propres et du travail additionnel dû à la pression de la vapeur, les précédents existants et les évaluations admises se rapportant à des locomotives de puissance beaucoup moins considérable et ne sortant pas des conditions de constructions générales.





# DESCRIPTION DU LAMINOIR A TOLES

AVEC ÉLÉVATEUR A VAPEUR.

---

L'application remarquable de la tôle aux constructions navales et aux travaux des chemins de fer, application qui dans ces dernières années a pris de tels développements qu'elle imprime à l'époque actuelle un caractère particulier quant à la marche et aux progrès de l'industrie, a naturellement fait naître des améliorations considérables quant aux procédés de fabrication d'une spécialité dont la production est devenue d'une si haute importance pour les usines métallurgiques. Considérant la question sous le point de vue du travail purement mécanique, on conçoit que de toutes parts on a dû s'efforcer à donner aux diverses opérations que le fer doit subir avant de passer à l'état de feuilles minces des développements plus grands que par le passé, et qu'il a fallu s'attacher à reculer les limites entre lesquelles on s'était tenu, quant aux dimensions et au poids, et qui ne répondaient plus qu'imparfaitement aux besoins du moment, aux progrès du jour et aux projets de l'avenir. Les constructions navales, comme les ponts tubulaires et les ponts treillis, s'arrangent peu en effet de feuilles de tôles de faible dimension ou équarrissage, exigeant pour former une paroi de grande étendue un nombre considérable de joints, et par suite une main-d'œuvre coûteuse quant au perçage des trous, à l'assemblage et à la rivure, et n'offrant peut-être pas une cloison relativement aussi étanche d'une part, ni une sécurité aussi complète quant à la résistance de l'autre, que si le nombre de ces coutures d'assemblage était moins multiplié. Toutefois, si la nécessité de produire sous de plus grandes dimensions se faisait sentir à cet égard, une autre branche des constructions en tôles exigeait plus impérieusement encore l'amélioration des procédés et appareils employés pour cette fabrication. On comprend qu'il est ici question des grands appareils de vaporisation du système tubulaire, tant pour la marine que pour les locomotives, dont la bonne conservation en certains points est en

partie subordonnée au mode de construction, et qui exigent de plus pour résister aux efforts de pression qu'ils ont à supporter des suppléments d'épaisseur dans d'autres endroits forcément affaiblis par les dispositions du système même.

On conçoit que les plaques tubulaires des fortes locomotives ou des grandes chaudières marines qui ont de 15 à 18 millimètres d'épaisseur doivent préférablement, et quelles que soient les autres dimensions, être laminées d'un seul morceau, un joint dans cette partie empêchant d'implanter des tubes bouilleurs et ne donnant peut-être pas les mêmes garanties d'une longue durée que si la plaque était d'une pièce, et une soudure, en augmentant d'ailleurs le prix de revient, pouvant plus facilement présenter des défauts cachés. C'est ainsi encore que certaines tôles, exposées particulièrement au feu, résistent bien mieux quand aucun recouvrement, aucun joint ne vient en doubler l'épaisseur, et sont moins exposées à se brûler. Enfin, et c'est une considération qui a aussi sa valeur, il est encore important, quant aux poids des appareils, de distribuer le moins de joints possible, alors du moins qu'on peut faire cadrer cette circonstance avec l'économie de la fabrication.

Mais si les dimensions et le poids des feuilles laminées tendaient à devenir progressivement plus considérables que par le passé, on conçoit que le travail du personnel de service était aussi plus fatigant et plus pénible; dans certaines circonstances, il pouvait devenir nécessaire de le tripler. Les réchauffages plus nombreux auxquels il fallait aussi soumettre les tôles ébauchées tendant, d'un autre côté, à augmenter encore le prix de revient, on comprend qu'il devenait très-important, en simplifiant les procédés et la manœuvre, de chercher à réduire en même temps les frais de fabrication.

On sait que la tôle, après avoir passé entre les deux cylindres lamineurs, est soulevée par-dessus le cylindre supérieur et renvoyée du côté opposé, et que cette opération se répète autant de fois qu'il est nécessaire pour la faire arriver aux dimensions finales qu'elle doit prendre. Qu'on juge par là du personnel nécessaire à la fabrication de grandes tôles pesant jusqu'à 500 et 600 kilogrammes, de la difficulté de cette manœuvre, et de la lenteur relative d'une telle opération mise en regard de l'instantanéité d'action que procure le moteur mécanique. Différents moyens furent alors proposés pour remplacer tout ce personnel ou éviter cette manœuvre : les uns substituant

un moteur mécanique au travail corporel élévatoire des hommes de service, les autres éludant la difficulté résultant de l'élévation d'une lourde tôle après chaque passage entre les cylindres. C'est ainsi que l'on a établi des laminoirs dans lesquels on renverse la direction du mouvement après chaque passage des blocs, qu'on n'a plus dès lors à soulever. Dans d'autres, les cages à cylindre et la transmission de mouvement sont disposés de manière à avoir deux paires de cylindres tournant en sens différent. Les blocs sont alors reçus sur de petits chariots marchant parallèlement à l'axe du train sur des rails disposés à cet effet, de telle façon qu'on lamine simultanément aux deux cages, l'entrée du fer ayant lieu alternativement par la droite et par la gauche du train.

Dans un plus grand nombre d'usines à fer peut-être, conservant intégralement les dispositions habituelles, on a cru préférable d'adjoindre seulement au train un système de bascules mû assez souvent par un élévateur à vapeur, placé dans un coin de la halle, le machiniste de service ayant bien en vue toute la manœuvre; par ce moyen on peut soulever rapidement les plus lourds fardeaux. Ces appareils marchant avec toute la régularité désirable, on a pu dès lors supprimer le nombreux personnel employé seulement au relevage des blocs ou des feuilles ébauchées, et il en est résulté non-seulement une économie notable dans les frais de fabrication, mais encore on a rendu cette fabrication des fers à grandes dimensions et d'un lourd poids relativement facile à ce point de vue, on a fait cesser les encombrements résultant du nombreux personnel de service, encombrements pouvant donner lieu à des accidents, et l'on a sans doute activé aussi la durée de l'opération, l'instantanéité d'action de l'élévateur permettant parfois quelques passages de plus entre les cylindres avant que la feuille soit refroidie. Tous ces élévateurs, du reste, ne sont pas mis en mouvement par un moteur à vapeur; il en existe qui prennent directement leur mouvement sur les tourillons des cylindres mêmes, et qui, au moyen de pignons, de crémaillères, et de poulies sur lesquelles s'enroulent des cordes dont on peut faire varier rapidement la tension, font obtenir d'une manière assez simple le même résultat.

Lorsque l'effort à déployer est très-grand, on conçoit cependant que l'élévateur à vapeur doive préférablement être employé. Aussi a-t-il été adjoint au laminoir, représenté planches 41, 42, 43 et 44, dont on va donner la description.

Ce laminoir est composé de trois cages, une à pignon et deux à cylindres, la deuxième paire de cylindres étant disposée comme d'habitude pour servir surtout au finissage. Les efforts très-considérables auxquels ces cages doivent résister et les chocs qu'elles ont à subir ont conduit à leur donner des dimensions qui permettent de ne pas avoir à craindre les ruptures, chaque montant des cages B, B, présentant un équarrissage de 0.205 sur 0.380. Elles sont fixées par des semelles larges de 0.380 et épaisses d'environ 0.075 sur une plaque de fondation AA scindée en deux parties suivant l'axe transversal, et bien boulonnée elle-même sur deux jumelles parallèles BB, ou système de poutres en chêne reliées par des traverses CC constituant la partie supérieure d'un beffroi de fondation OO, qui lui-même couronne un massif de maçonnerie en briques auquel il est fortement relié.

Les plaques de fondation, vu leur grande longueur, sont en deux pièces et assemblées bout à bout au moyen de brides et de boulons, assemblage consolidé de plus par des parties frettées. Les deux jumelles du beffroi laissent entre elles un grand espace vide où peuvent s'amonceler les battitures. On fera remarquer que les plaques de fondation AA sont repliées d'équerre intérieurement au beffroi, ce qui, en augmentant naturellement leur rigidité, donne à tout le système une assise plus stable, faisant mieux corps avec le beffroi et assurant surtout le montage exact des cages. De plus, elles sont munies de portées bien dressées pour recevoir les semelles des cages, les boulons d'assemblage de celles-ci s'engageant d'ailleurs dans des entailles rectangulaires dont elles sont munies, ce qui permet au montage de régler l'écartement comme il convient et avec toute la précision désirable. Chaque cage (voir planche 42) est assemblée à la plaque de fondation par quatre de ces boulons, dont les têtes s'engagent dans les petites poches pratiquées en dessous. Ils ont du reste un diamètre de 0,05 environ. Les deux montants de la cage se réunissent par-dessus, de manière à présenter comme une sorte de chapeau ou renflement cylindrique sur lequel on reviendra postérieurement.

Les cages à pignon AA ont une disposition analogue. Elles sont de plus réunies et rendues solidaires transversalement par deux entretoises ou tirants *a, a*, à écrous en fer s'engageant dans des oreilles venues de fonte avec elles et indiquées surtout planche 43. Les pignons DD ont un diamètre de 0.50 à la circonférence moyenne. La denture a 0.40 de largeur et 0.07 d'épaisseur. Les dents s'engagent par leurs extrémités et jusqu'au milieu de leur hauteur

dans deux couronnes faisant corps avec elles et avec le pignon et qui constituent un encastrement augmentant notablement leur résistance. Les arbres des pignons ont la forme hexagonale dans leur portée de calage, et dans les tourillons ils présentent un diamètre de 0.22. Ils sont trefflés à leurs extrémités communiquant le mouvement aux cylindres lamineurs, le pignon inférieur étant attaqué seul par le moteur. Un appareil de désembrayage a été disposé sur l'arbre de celui-ci, car le laminoir ne marche pas constamment, et le moteur peut être commun à plusieurs trains en même temps. L'extrémité de son arbre ou d'un arbre intermédiaire spécialement disposé porte donc aussi un treffle Q réuni à celui du pignon par un manchon d'accouplement qui, assemblé à jeu un peu libre, peut recevoir un mouvement de translation de droite à gauche. Deux supports en fonte S, boulonnés sur des épaulements ou saillies *g* coulés avec la cage antérieure A, reçoivent un arbre transversal en fer *d*, sur lequel sont calés deux leviers *f* s'engageant par leur extrémité inférieure dans une sorte de gorge ou rainure circulaire dont est muni le manchon. Un grand levier de manœuvre R est calé à l'autre extrémité de l'arbre, de telle façon que tout mouvement lui imprimé se transforme en un déplacement horizontal pour le manchon entraîné en avant ou en arrière à la suite des leviers *e* et *f*. On fait donc cesser ainsi d'une manière très-simple la solidarité entre les deux arbres trefflés, et l'on interrompt la transmission du mouvement avec beaucoup de rapidité. Les tourillons des arbres des pignons se meuvent entre des coussinets en bronze, le coussinet de dessus du pignon supérieur D s'encastrant dans le couvercle ou chapeau A (planches 43), qui emboîte de toutes parts les deux montants U de manière à les bien réunir et rendre solidaires par le sommet; l'autre demi-coussinet est porté par une pièce en fonte ou sorte de chaise supportée elle-même par une bride en fer dont les deux branches s'engagent dans le chapeau qui leur fournit un point d'appui au moyen des boulons à écrous qui les terminent. Le chapeau est du reste assemblé au moyen de deux forts boulons clavetés à la cage même, et il existe du jeu entre les deux parties, pour que l'on puisse resserrer le coussinet supérieur quand il y a usure.

L'accouplement des treffles des arbres des pignons avec ceux des tourillons des cylindres a lieu au moyen de deux mouffettes O et d'un arbre en fonte N auquel on donne une certaine longueur pour rendre moins sensibles les variations de position du cylindre supérieur relativement à l'axe

du pignon. On a soin aussi de donner du jeu dans les mouffettes, et on assigne parfois aux pignons un diamètre plus considérable que n'ont les cylindres pour que la déviation qui résulte du rapprochement du cylindre supérieur de celui du dessous s'opère de part et d'autre de l'axe. Quant aux arbres N, ils reçoivent des dimensions telles qu'ils soient les premiers à se rompre quand un effort trop considérable est tout-à-coup déployé ou que les cylindres ont un choc violent à supporter. Les arbres sauvegardent ainsi les tourillons. Le cylindre inférieur C (planche 41) repose, par ses tourillons, dans un demi-coussinet en bronze encastré dans la cage même. Le cylindre supérieur, se déplaçant verticalement, ne peut être maintenu dans les cages de la même manière. Ses tourillons se meuvent entre des coussinets en bronze rapportés en queue d'hironde dans des coulisseaux assemblés entre les faces ou joues internes des cages, bien dressées, et qui sont de plus munis d'un rebord intérieur qui les maintient et les empêche de glisser latéralement. Les coulisseaux inférieurs, qui doivent supporter le poids du cylindre, sont tenus en équilibre au moyen d'un système de bascule à contre-poids représenté surtout planche 43. S'ils étaient abandonnés à eux-mêmes, après chaque passage de la tôle, il y aurait naturellement choc entre les deux cylindres, celui du dessus tombant de tout son poids sur l'autre. On conçoit de plus qu'en ce cas il serait extrêmement difficile d'engager la tôle entre eux.

On a donc disposé dans la fondation du laminoir un appareil destiné à tenir en équilibre le cylindre supérieur. Il est composé pour chaque cage de deux balanciers en fonte à bras inégaux RR, le grand bras permettant de diminuer la masse du contrepoids; chacun d'eux repose par son axe sur deux supports FF aussi en fonte, bien fixés aux pièces de bois OO. Les contrepoids se composent de rondelles en fonte EE enfilées dans une tige en fer HH dont la réunion avec le balancier a lieu de telle manière que, même quand celui-ci quitte la position horizontale, le contrepoids demeure exactement dans la verticale. Deux longues tiges de suspension en fer traversent la partie inférieure de la cage, s'engagent sous le coulisseau de dessous qu'ils supportent, et reposent par leur autre extrémité sur le petit bras du balancier.

Les coulisseaux supérieurs doivent résister à toute la pression résultant du passage du fer entre les cylindres. Ils sont maintenus au moyen de très-fortes vis en fer à filets triangulaires, s'engageant dans un long écrou en bronze

encastré dans le bourrelet L ou partie centrale du chapeau. Cet écrou présente du reste la forme d'un tronc de cône reposant sur sa grande base. La pression peut donc être aussi forte que possible, elle ne saurait l'obliger à sortir de son emboîtement. Quant aux vis de serrage EE, elles ne pressent pas directement sur les tourillons. On a disposé entre elles et le coulisseau supérieur une pièce en fonte XX nommée boîte à casser et établie de manière à offrir une résistance inférieure à celle que présentent les tourillons. Si la pression devient trop forte, la boîte de sûreté remplit donc la même mission que les arbres dont il a été parlé, et sa rupture assure la conservation des tourillons et des cages.

Après chaque passage de la tôle, la distance entre les deux cylindres devant être diminuée, il faut opérer ce rapprochement en serrant simultanément les vis des deux cages. La solidarité est établie entre elles au moyen d'un système de roues F, F et du pignon J ainsi qu'il suit : Sur la partie supérieure des vis sont calées deux roues d'engrenage ayant 1.067 de diamètre, engrenant avec un pignon central J, dont la denture a naturellement une hauteur plus considérable, puisque les roues suivent les vis dans leur mouvement vertical, et que le pignon, quoique restant fixe, ne doit pas cesser d'engrener pendant toute l'opération. Le pignon est calé sur un arbre en fer ayant 0.064 de diamètre, maintenu dans un support à nervure V, V, relié au chapeau de chaque cage; il tourne dans une douille bien alésée que ce dernier présente au centre. Sur le même arbre est calé inférieurement une sorte de croisillon K, dont la circonférence présente une série d'encoches ou parties alternativement en saillie et en creux (voir surtout la planche 42). Un grand levier plié et contourné W est assemblé librement par un joint universel ou à rotule avec l'arbre, entre le pignon T et le croisillon K. On peut donc lui imprimer non-seulement un mouvement de rotation horizontal, mais aussi un second de haut en bas. Si l'on suppose le corps du levier engagé dans une des parties en creux du croisillon, on conçoit qu'il entrainera ce dernier dans sa marche par l'obstacle qu'y apportent ce qu'il soit arrêté lui-même dans son mouvement de rotation jusqu'à dante à celle du croisillon, ce mouvement aura été communiqué aux roues et aux vis, et, comme l'écrou est immobile, elles auront descendu verticalement d'une petite quantité subordonnée à leur pas et au rapport des diamètres des engrenages. Si alors on dégage le levier W, qui est assemblé librement et

peut se mouvoir en tous sens, qu'on le reporte en arrière, et qu'on l'emboîte dans une nouvelle encoche, ce qui est possible encore sans communiquer de mouvement au système, puisqu'il n'est pas calé sur l'arbre, on pourra répéter la même manœuvre et diminuer autant qu'il sera nécessaire l'espace existant entre les deux cylindres.

Ces mouvements s'opèrent du reste avec beaucoup de promptitude et de facilité, le levier ayant assez de longueur pour qu'un faible effort appliqué à son extrémité suffise à mettre l'appareil en mouvement. On conçoit qu'il faut donner aux vis un grand diamètre et à l'écrou une hauteur considérable, car si les efforts auxquels ces parties ont à résister ne se reportaient pas sur une grande surface, elles seraient bientôt matées et détruites, il se produirait du jeu, et les chocs occasionneraient des ruptures fréquentes. C'est aussi pour cette raison que les vis sont à filet triangulaire, celui-ci présentant plus de résistance qu'un filet carré. Du reste, ces organes doivent être construits avec des matériaux particulièrement durs et résistants.

Il reste maintenant à décrire l'appareil de relevage des blocs ou des tôles ébauchées après chacun de leur passage entre les cylindres. Il se compose d'une sorte de table formée par la réunion de trois rouleaux ou cylindres YY. Ces rouleaux sont mobiles chacun autour d'un axe, que deux étriers en fer ZZ saisissent par les extrémités. Un long pivot est venu de forge en saillie sur ces derniers, que deux bielles pendantes X, X réunissent à la grande traverse rectangulaire et aussi en fer T. Au moyen de la douille qu'elle présente à son centre, une tige cylindrique est assemblée avec elle à boulons et écrous, et terminée à son autre extrémité par une charnière; elle est réunie en ce point au grand bras en fer ou balancier MM, auquel on a donné un support ou point d'appui très-résistant dans la pièce à anneau LL. Celle-ci est assise sur deux mentonnets coulés avec la cage même, et fortement boulonnée contre elle par des brides PP. La forme donnée à ce support est naturellement subordonnée au diamètre de la roue F, logée entre ses deux branches. Par le haut, il présente une douille dans laquelle s'engage le pivot d'une pièce à charnière constituant le point d'appui et d'articulation du grand levier ou bras MM. Les ajustements donnés à cet assemblage d'organes permettent, du reste, de donner à ce dernier la direction la plus commode quant à la facilité du service, et de placer l'appareil moteur dans un coin de la halle où il ne gêne en rien la manœuvre. Par son extrémité opposée, le balancier MM est réuni par une bielle à la tige du piston d'une petite machine à vapeur verticale à simple effet, dont la



course est naturellement égale à la levée maximum qu'il convient de donner à la table YY, c'est-à-dire sensiblement égale au diamètre des cylindres. Cependant si tout cet appareil était simplement suspendu, sans être guidé d'aucune manière, ni relié aux cages des cylindres, on ne pourrait obtenir un mouvement ascensionnel parfaitement rectiligne, la table devant chercher à suivre le balancier dans sa déviation circulaire; en outre, il se produirait des oscillations dangereuses chaque fois qu'elle reçoit sa charge ou que la tôle est saisie entre les tenailles et attirée par-dessus le cylindre supérieur.

On a donc disposé de part et d'autre deux fortes tiges cylindriques (planche 4) verticales, bien fixées aux cages mêmes au moyen de brides *b*, et dans lesquelles s'engagent les étriers d'assemblage de la table Y, Y, disposés à cet effet. Dès lors, le mouvement ascensionnel ne peut être qu'exactement vertical, et doit s'opérer suivant un plan parallèle à l'axe longitudinal du laminoir. Quant au jeu et à la marche de cet appareil, on conçoit que du moment où l'on admet la vapeur sur le piston du cylindre qui lui correspond, que ce mouvement de descente au bras du balancier qui lui correspond, que ce mouvement est transmis en sens contraire par le bras MM, lequel attire et soulève dès lors la traverse RR et la table Y, ainsi que le fardeau qui repose dessus. Comme la boîte à vapeur de ce cylindre est commandée au moyen d'un grand levier à main, on peut instantanément admettre ou laisser échapper la vapeur, proportionner la durée de l'admission et de la sortie à l'effort à exercer, soulever, abaisser, tenir suspendu le fardeau, enfin satisfaire à toutes les nécessités, aux exigences les plus imprévues du travail. On ne s'étendra pas du reste plus longtemps sur ce sujet, car les planches 41, 42, 43 et 44 présentent assez de détails pour qu'il soit facile de se rendre bien compte de ces dispositions du reste assez simples. Les laminoirs font de 24 à 25 révolutions par minute. Les cylindres sont coulés en coquilles et parfaitement tournés. Ils ont un diamètre de 0.50 et la largeur de table qu'ils présentent est de un mètre 15. Leurs tourillons ont un diamètre de 0.24. Du reste, toutes les parties qui forment ce laminoir, cages, pignons, plaques d'assises, vis de serrage, etc., ont reçu des dimensions telles que les ruptures doivent nécessairement être très-rares, surtout en présence des appareils qu'on peut nommer de sûreté dont il a été fait mention précédemment. Quant à l'élevateur, il fonctionne très-convenablement, et permet de laminier les plus lourdes tôles sans difficultés ni encombrement.

**MACHINES DE BATEAUX**  
**POUR LA**  
**NAVIGATION TRANSATLANTIQUE.**

FORCE NOMINALE 250 CHEVAUX.

---

Peu de questions se présentent entourées de plus de difficultés que celles qui sont relatives au choix du système et à l'établissement bien ordonné des grands appareils moteurs pour bateaux à hélice. Non-seulement l'application de la machine à vapeur à ce mode de propulsion peut être considérée comme récente encore, et à cet égard les enseignements d'une longue expérience ne peuvent pas servir de guide au même degré que pour les machines des steamers à roues; mais, de plus, les conditions d'installation et de vitesse du moteur, de distribution et d'assemblage des organes imposées par le mode d'action du propulseur présentant peu d'analogie avec les dispositions de ces derniers, il n'est guère possible de profiter des données acquises et des faits constatés, quant à ceux-ci.

Cependant pour la marine de guerre la question semble désormais tranchée, l'adoption exclusive d'appareils ayant leurs cylindres placés horizontalement étant nécessairement imposée par des circonstances toutes particulières de travail et de conservation. Ce système, que l'on ne doit cependant pas considérer comme un type de perfection, présente pour ainsi dire seul l'avantage de disposer, comme on sait, tout l'appareil en dessous de la ligne de flottaison, où il est à l'abri, autant que faire se peut, des avaries résultant d'un combat.

On conçoit cependant qu'avant de parvenir à appliquer cette disposition d'une manière convenable, on a dû faire des études qui ont eu pour résultat un remaniment complet des dispositions générales adoptées jusqu'alors quant aux appareils à cylindres horizontaux, qui, par cela même qu'ils sont pour ainsi dire couchés sur leur plaque de fondation, occupent en surface

tout l'espace qu'ils laissent disponible en hauteur. Il ne pouvait plus être question, en effet, de disposer à la suite du cylindre des guides pour la tige du piston, et d'articuler dans le prolongement de celle-ci une bielle ayant pour longueur cinq à six fois le rayon de la manivelle. On n'aurait pu trouver, suivant la section transversale des navires, assez d'espace pour loger de telles machines. Il fallait donc créer d'autres combinaisons et d'autres agencements d'organes procurant une disposition aussi concise et aussi resserrée que possible, les machines devant plus que jamais se faire d'après le bâtiment destiné à les contenir et non celui-ci d'après les machines. Les exigences impérieuses de la nécessité ont donc donné naissance aux machines horizontales à fourreau ou à coffre, et aux mêmes appareils à deux tiges de piston et à bielle attaquant en retour. Tels sont les types les plus adoptés maintenant et que l'expérience paraît avoir fait reconnaître comme les plus convenables, quant à la marine de guerre.

D'un autre côté, si l'on était dans l'obligation d'opérer les transformations dont il vient d'être question dans l'arrangement général des organes, il devenait en même temps nécessaire de modifier profondément les rapports généralement admis entre les diverses dimensions, comme diamètre des cylindres, course des pistons, etc., etc. Dans les bateaux à roues on avait pu, et il paraissait même convenable de ne dépasser guère une limite de vitesse de piston de 1 mètre à 1 mètre 20, le mode d'action des pales combiné avec les dimensions proportionnelles généralement assignées aux machines permettant, avec cette vitesse, d'obtenir un nombre de révolutions convenable. Il n'en était plus de même avec l'hélice, des machines de trois à quatre cents chevaux de force devant impérieusement fournir de cinquante à soixante révolutions, battre 120 coups de piston par minute pour faire décrire au propulseur le nombre de tours en rapport avec la vitesse de sillage exigée et la relation existant entre son pas et son diamètre. On comprendra facilement que la transformation qu'il fallait faire subir aux appareils pour arriver à ce résultat était si profonde, que les relations et les rapports existants entre les diverses dimensions devaient être tellement modifiés, qu'on a dans le principe tourné la difficulté, en communiquant le mouvement et la force à l'arbre de l'hélice non directement, mais au moyen d'une transmission de mouvement composée de plusieurs lourdes roues dentées.

Le diamètre des cylindres est, en ce cas, en fonction du rapport des vitesses

imprimées aux deux arbres, et l'on peut adopter une assez longue course de piston, puisqu'à son amplitude est surtout subordonné le rapport du diamètre des roues à celui des pignons de la transmission du mouvement. Seulement, comme les dimensions des organes croissent avec le diamètre des cylindres, l'appareil devient nécessairement plus lourd à cet égard, et il faut en outre y ajouter le poids de toutes les pièces de transmission, roues dentées, arbres, paliers, etc.

Cependant l'on reconnut bientôt qu'il était très-souvent possible de construire des appareils ayant une action directe sur l'arbre de l'hélice, plus légers et moins encombrants quant à la transmission de mouvement, et que l'emploi des roues dentées était une nécessité qu'il fallait subir parfois, mais non admettre quand, en restant dans de bonnes conditions de travail utilisable, d'installation de la machine et de proportion du propulseur et de l'appareil moteur, on pouvait combiner celui-ci de manière à faire décrire à son arbre le même nombre de tours qu'à celui de l'hélice. Dès lors, pour ne pas donner au piston une vitesse peu conciliable avec la marche convenable et la bonne conservation des organes, il devenait, ainsi qu'on l'a dit, nécessaire de changer les rapports habituellement adoptés entre la course et le diamètre; et il fallait diminuer considérablement l'amplitude de celle-ci et le rayon de la manivelle, ce qui permettait en outre de réduire aussi la longueur de la bielle.

Ainsi le principe de la transmission directe, en simplifiant si avantageusement l'appareil et en le mettant dans de meilleures conditions quant au poids, à l'entretien, aux réparations, et même au travail utilisé, les frottements des engrenages absorbant toujours une certaine partie de la force totale déployée, permettait encore, tout en accomplissant le même travail, de réduire ses dimensions et l'espace total occupé; or, toute disposition permettant de cacher, d'abriter l'appareil d'une manière plus complète, et de réduire l'espace qu'il occupe est toujours une qualité trop précieuse pour qu'il n'en soit pas tenu compte.

L'adoption de ce principe combiné avec la nécessité absolue de loger tout l'appareil moteur sous la ligne de flottaison, où il se trouve resserré dans un espace nécessairement très-limité, a surtout fait parvenir à ce système de machines horizontales compactes et simples à la fois, et la grande vitesse de révolution de l'arbre moteur correspondant à une diminution proportionnelle de la longueur de la course et de celle des principaux

organes moteurs, est une des circonstances qui ont contribué à amener ce résultat.

Cependant si ces appareils paraissent satisfaire entièrement aux conditions énoncées précédemment, abri complet, grande compacité, légèreté et même simplicité à certains égards, il ne faut pas perdre de vue qu'ils ont été créés sous l'empire seul de ces considérations, et que si on les examine au point de vue purement mécanique et en supposant les conditions d'installation plus larges, ils sont loin d'être un type de perfection excluant l'adoption de tout autre système. Sans doute, et dans tous les cas, l'espace occupé doit être sagement ménagé, les formes et les dimensions rigoureusement déterminées; mais il est d'autres types à formes compactes aussi, et présentant des qualités considérées peut-être trop souvent comme accessoires; ces qualités, en rendant tous les organes facilement accessibles, assurent à la machine une conservation bien meilleure, procurent une sécurité plus complète et donnent la presque certitude que des avaries imprévues et répétées ne viendront pas déranger l'économie et la régularité d'un service dont le succès est subordonné à ces conditions.

Or, on reconnaît que, par leur position absolue même autant que par leur combinaison générale, les appareils à cylindres horizontaux ont presque tous leurs organes d'accès peu facile, qu'ils échappent ainsi plus facilement à la surveillance et sont plus exposés à être privés de soins que ceux des machines qui, bien en vue et facilement accessibles de toutes parts, permettent une inspection minutieuse sans qu'il soit nécessaire d'en suspendre l'action. A cet égard, les machines du système vertical présentent des qualités toutes spéciales, et du moment où l'on peut disposer d'une hauteur convenable, il est possible d'édifier un appareil de ce système, qui, sans exiger une base ou assise plus large que celle du premier, ne présente plus cette structure trapue et ces formes compactes rendant inabordable tout état de choses se maintenant aux bâtis. Tout n'est pas dit, en effet, quand la machine marche convenablement, il faut encore savoir combien de temps cet état de choses se maintiendra, et l'on doit exiger d'un appareil destiné à un service pénible de longue durée au même point celui qui n'est pour ainsi dire qu'un auxiliaire. Ce dernier, n'ayant à déployer sa puissance que pendant un temps nécessairement limité, fatigue par conséquent bien moins, et, pendant ses fréquentes époques d'inactivité, peut être remis en bon état, recevoir des soins et subir des

réparations qu'on ne peut faire à celui dont la période de travail est beaucoup plus longue. Dans le cas actuel, ce qu'on doit surtout demander aux machines reproduites planches 44, 45 et suivantes, c'est qu'elles travaillent beaucoup et longtemps, c'est que des avaries ne se déclarent pas pendant une traversée qui peut durer trois semaines, et accidentellement beaucoup plus longtemps, c'est qu'à chaque relâche des réparations fâcheuses et coûteuses ne contraignent pas à demeurer au port plus de temps qu'il n'est nécessaire à l'embarquement des passagers et des marchandises, ni ne viennent détruire la régularité du service et mettre dans l'impossibilité de lutter avec avantage contre d'autres services constitués sur des principes plus convenables. A cet égard, les machines du système dit de Thomson et dont les appareils de Francfort sont le type, présentent des conditions particulièrement favorables. On en a donc adopté le principe général seulement, on y a apporté de notables perfectionnements à différents titres, et surtout à l'égard de la stabilité et de la solidarité du système.

On conçoit que pour satisfaire aux conditions énoncées il fallait combiner des appareils qui, par leur disposition et leurs proportions, fussent non-seulement très-fortement constitués et d'une conduite facile, mais aussi dont tous les organes, bien en vue, faciles à atteindre, à soigner et à réparer, pussent offrir par cela même des garanties contre les dérangements. On reconnaîtra sans doute qu'on a atteint ce but autant que possible, et que les larges proportions qu'on a pu donner à toutes les articulations (considération si importante en présence de la rapidité du mouvement et de la grandeur des efforts transmis), en répartissant l'intensité du frottement sur de grandes surfaces, rendent l'usure aussi insensible que possible et les chances d'échauffement peu à craindre.

D'un autre côté, la direction des forces, donnant naissance au frottement, contribue à rendre ici ses effets plus réguliers que dans les machines horizontales, où, quoi qu'on fasse, le poids considérable des organes moteurs contribue d'une manière puissante à le répartir inégalement, et à user et déformer plus rapidement et dans des circonstances plus fâcheuses les organes opposés à son action. Quant aux dimensions de ces mêmes organes, à la longueur des bielles, des barres d'excentrique, à la transmission du mouvement aux pompes à air, on a pu encore en assigner de telles que les diverses composantes des efforts qu'ils transmettent donnant naissance au travail passif de la machine ne le développent pas avec plus d'intensité que dans les constructions bien proportionnées, ni ne créent un mouvement dur et saccadé dont

les réactions finissent par fausser les ajustements, altèrent la régularité de la distribution et du mouvement, et ébranlent les points de jonction de la machine aux fonds du bâtiment. D'un autre côté, les conditions pour obtenir une liaison intime des diverses parties constituant l'ensemble, pour former un tout parfaitement rigide résistant par lui-même aux actions qui tendent à le disjoindre et à lui imprimer des vibrations, sans emprunter de point d'appui aux murailles du navire; celles de répartir l'effort exercé par la pression de la vapeur d'une manière égale sur les fonds; ces conditions, disons-nous, sont remplies autant que possible par la combinaison du bâti et par celle du soubassement. Toutes les parties sont rendues solidaires l'une de l'autre, l'ensemble est tellement raide et rigide qu'aucune déformation, aucun gauchissement ne peut se produire, et les rapports des positions diverses existant entre tous ces organes doivent se conserver intacts, par suite de la solidité de leur liaison et de la distribution convenable des efforts qu'ils transmettent ou auxquels ils ont à résister. De ce côté-là donc ces dérangements si redoutables en mer, ces chauffements des parties frottantes qui amènent inévitablement des ruptures quand l'altération de position devient trop profonde, ne sont pas à craindre. Sans doute, la pression de la vapeur sur le fond ou le couvercle de cylindres verticaux réagit jusque sur la base d'assemblage de la machine aux carlingues: mais quand cet effort est réparti, comme ici, sur une surface aussi considérable; quand, de plus, il l'est d'une manière sensiblement égale, et qu'en outre des masses aussi considérables que celles qu'offrent ces machines sont concentrées et agissent d'une manière permanente sur cette même base sans la faire fléchir ni la fatiguer, on reconnaîtra que cette considération perd dès lors beaucoup de son importance. Quant à l'inégalité d'action résultant de la descente des masses des pièces mouvantes, il est toujours facile d'en détruire les effets en équilibrant ces masses d'une manière quelconque, et c'est une disposition dont on aura occasion de parler dans le cours de la description.

L'aspect monumental qu'offrent ces appareils inspire naturellement cette réflexion que les conditions de poids n'entraient qu'en ligne secondaire parmi celles qui étaient imposées, et l'on doit peut-être considérer cette circonstance comme une de celles qui sont le plus favorables à la bonne marche et à la longue conservation, car ces larges dimensions, ces lourdes masses (bâti, cylindres, condenseurs, etc.), permettent d'imprimer une grande vitesse aux pistons sans qu'il naisse des vibrations, des ébran-

lements qui ruinent bientôt les ajustements les mieux combinés et les plus soignés, et certainement il faut un appareil fortement constitué et dont toutes les parties ne forment qu'un ensemble, pour qu'il soit possible de développer à une hauteur de 6 mètres 50 un effort total d'environ 94.000 k<sup>os</sup> sans qu'il y ait aucune liaison que par la base avec le navire et qu'aucun ébranlement se manifeste.

C'est du reste une qualité inhérente aux grandes masses que cette immobilité, cette assiette stable et puissante, contre laquelle viennent se détruire les réactions les plus violentes, s'amortir et disparaître les vibrations.

D'une force nominale de 250 chevaux, ces appareils sont à deux cylindres ayant un mètre 525 de diamètre et un mètre 22 de course. Ils s'élèvent au-dessus de quatre colonnes en fer forgé dont la base s'engage dans un soubassement en fonte à larges dimensions, avec lequel sont venus les paliers de l'arbre moteur. On sait assez quelle influence favorable à la bonne conservation ont les plaques d'assise rassemblant entièrement toutes les parties d'une machine. Cette considération augmente encore d'importance quand il s'agit de machines de mer de ce système et d'une telle force. Il fallait donc donner à ces appareils une base de nature à réunir intimement non-seulement les deux machines qui les composent et à établir une solidarité entière entre elles, mais encore présentant une structure et des formes de nature à obtenir des assemblages faciles à exécuter, d'une grande force de résistance, et offrant aussi des points d'appui convenables pour guider les organes moteurs et les maintenir suivant leurs axes naturels de mouvement. Peut-être encore à cet égard le système actuel présente des avantages notables que n'offrent pas au même point les appareils horizontaux, le travail suivant la verticale des pistons et de leurs tiges, des bielles, etc. etc., offrant bien moins de chance aux dénivellations et aux déviations de l'axe normal du mouvement que dans ces derniers, dont les parties formant guides fatiguent plus profondément. Partant de là, ce soubassement devait recevoir des dimensions suffisantes pour lui donner dans tous ses points une force de résistance et une raideur assez grandes pour qu'il pût supporter avec une stabilité entière non-seulement ces efforts alternatifs de poussée et de soulèvement, mais encore constamment le poids de tout l'appareil. On commencera donc par donner un aperçu de ses formes et dimensions, du mode d'assemblage avec les colonnes du bâti et les condenseurs, etc.



### SOUBASSEMENT OU ASSISE DE LA MACHINE.

On conçoit que pour résister aux efforts dont il vient d'être parlé, une simple plaque de fondation consolidée par des nervures n'eût pas offert la rigidité parfaite qu'il fallait indispensablement obtenir, et qui doit être telle que si la machine était assise sur une puissante fondation et non sur des carlingues, qui peuvent prendre du jeu et fléchir partiellement sous la charge, si cette plaque de fondation n'est pas convenablement constituée. On a donc donné à ce soubassement une sorte de disposition cellulaire ou à double cloison. C'est un châssis d'assemblage dessinant trois compartiments évidés, les deux extrêmes destinés au passage des manivelles, celui du milieu permettant d'y loger les poulies excentriques de distribution et les organes d'expansion. La double cloison séparant chacun de ces compartiments offre une largeur de 0.432, et l'épaisseur de chacune des deux parois est de 0.038. Il reste donc un espace vide d'environ 0.356. Quant à la hauteur, elle est de 0.62. Si ce châssis reposait seulement, par l'épaisseur des cloisons qui le composent, sur les cornières des carlingues, on comprend qu'il y aurait trop peu de surface jointive avec celles-ci, et que la pression par unité de section devenant alors trop grande, il pourrait en résulter des déformations des parties en contact. Aussi chacune des parois verticales est-elle venue de fonte avec une bride rectangulaire formant ainsi double cadre autour du soubassement entier et intérieurement aux compartiments, et ayant 10 centimètres de largeur et 64 millimètres d'épaisseur. Intérieurement au châssis et de part et d'autre, cette bride atteint même jusqu'à 30 centimètres de largeur. La surface en contact du soubassement avec les carlingues est dès lors mesurée par 34200 centimètres carrés environ quant à la partie sur laquelle s'exerce le plus directement l'effort résultant de la pression de la vapeur contre le fond et le couvercle des cylindres et qui peut s'élever à 94,000 kil., comme on l'a indiqué précédemment.

La longueur qu'il mesure est de 2 mètres 50 et la largeur de 5 mètres 10 environ. Une forte semelle en bois est du reste interposée entre les carlingues et sa face inférieure. Elle régularise toutes les inégalités qui peuvent exister dans le plan d'assemblage que présentent les carlingues, permet

d'obtenir des surfaces bien jointives partout, et une liaison d'autant plus parfaite qu'il y a élasticité. Il n'eût pas été difficile d'obtenir cette pièce d'un seul morceau à la fonte, mais les difficultés du transport et de la mise en place au montage ont conduit à la scinder en deux fractions, dont la réunion a lieu au moyen de parties frettées qui font de cette réunion un ensemble aussi résistant que si on eût coulé le tout d'une pièce.

Ainsi disposé, ce soubassement doit être conçu, de plus, de manière à recevoir les colonnes constituant le bâti des cylindres, et aussi, les quatre grands paliers de l'arbre moteur. L'effort de 94,000 kil. dont il vient d'être parlé se répartissant également sur les huit colonnes, chaque point d'assemblage doit donc supporter un effort alternativement de traction et de pression d'environ 11,750 kil., plus un second de compression constante résultant du poids des cylindres, colonnes, etc. Si cet assemblage doit être constitué assez fortement pour résister à de pareils efforts, il faut encore que l'union soit assez intime, l'ajustement assez parfait pour donner des gages que les pièces qui le composent se maintiendront, stables et bien rigides, suivant les positions rigoureuses établies au montage. On conçoit donc que la partie de la base des colonnes s'engageant dans le soubassement doit offrir une grande surface de contact avec ce dernier; aussi sa hauteur atteint-elle, à l'endroit des douilles d'assemblage, un mètre 08. Ces douilles sont munies de portées parfaitement alésées, et la colonne s'y engage à frottement exact.

Une grande clavette ayant  $0.15 \times 0.04$  d'équarrissage la maintient solidement; elle repose, du reste, par un épaulement, sur la table supérieure de l'assise, bien dressé en cet endroit. On conçoit quelle perfection doit présenter ici le travail du tour et l'alésage, car il faut que ces huit colonnes s'élèvent rigoureusement bien parallèles entre elles suivant des axes déterminés d'une manière invariable au moyen d'un gabarit, la plus légère déviation de l'axe se transformant en une variation qui rendrait impossible l'emmanchement supérieur avec les cylindres.

L'exhaussement donné au soubassement au point d'assemblage avec les colonnes se maintient dans toute la largeur de chaque entre-colonnement, au centre duquel passe l'arbre moteur. Il était donc rationnel de disposer cette partie de manière à présenter un palier naturel, puisqu'elle avait d'ailleurs la force de résistance et des dimensions en rapport avec celles qu'il convenait d'assigner à ces paliers; seulement, par cette disposition,

il n'existait aucun moyen de rappel. comme lorsque les paliers sont rapportés, calés et boulonnés. On conçoit donc que l'alsage des coussinets devenait une difficulté, et qu'il fallait être muni d'un outillage spécial pour qu'il pût être opéré sur tous les quatre à la fois, ajustés dans leurs paliers. On obtenait du reste par là une précision d'ajustement et une force de résistance que n'eussent pas présentées au même degré les paliers rapportés. De plus, sans faire perdre de sa force au soubassement par des formes tourmentées ou des découpures, il devenait facile de placer aussi bas que possible l'arbre moteur, condition bien favorable quant à la longueur des bielles et à la stabilité générale de l'appareil.

On fera remarquer que dans les machines à cylindre horizontal, il est assez difficile de déterminer exactement d'avance la résultante des forces suivant laquelle s'opère particulièrement l'usure des coussinets, et par conséquent la direction la plus convenable du serrage ainsi que la forme qu'il convient de donner au palier et au chapeau. Cette résultante est naturellement en fonction de la gravité des organes en mouvement, agissant suivant la verticale, et de la pression de la vapeur s'exerçant surtout horizontalement, d'où il s'ensuit que l'usure n'a lieu ni suivant cette direction horizontale, ni suivant la verticale, mais d'une manière qu'on ne peut pas toujours déterminer rigoureusement *à priori*. Comme on vient de le dire, dans des machines très-fortes et tournant avec une grande vitesse, le serrage convenable est pourtant une chose de première importance, si l'on veut éviter les chauffements et les chocs. Le même état de choses n'existe pas dans les machines du genre de celles qui nous occupent : l'usure a lieu particulièrement suivant la direction verticale, et l'on pourrait même invoquer encore en leur faveur que le poids des organes moteurs, arbre, manivelle, bielles, piston, etc., doit venir en partie en déduction du frottement, lorsque la bielle tire.

Le diamètre des tourillons des arbres dans les paliers est de 0.356 et la portée de 0.508. L'épaisseur des coussinets est de 35 millimètres dans la direction exposée surtout à l'usure, c'est-à-dire en dessus et en dessous, et de 25 millimètres latéralement. Le chapeau *g" g"* est en fer ; il a 130 millimètres d'épaisseur, et est maintenu au moyen de quatre boulons à écrous ayant 0.088 millimètres de diamètre. Pour prévenir le relâchement des écrous, on a disposé des plaques en fer découpées suivant leur section et les encastrant ; ces plaques sont maintenues au moyen de vis fortement taraudées

dans le métal du chapeau. Une boîte à graisse de grande dimension est aussi venue d'une seule pièce avec le chapeau. On a eu soin de ménager dans le soubassement une poche au moyen de laquelle on peut ou serrer ou devisser l'écrou inférieur, l'épaisseur de métal existant en dessous du coussinet et contre laquelle l'écrou est épaulé étant de 11 centimètres.

Le soubassement est réuni au condenseur et à l'assise des pompes à air non-seulement au moyen de parties frettées, mais aussi par des brides ou surfaces fortement boulonnées. A cet effet, la grande cloison longitudinale ou muraille intérieure des condenseurs offre inférieurement une partie en retraite ou sorte d'entaille C' (planche 44) ayant la même hauteur que le soubassement et existant sur toute sa largeur (voir pl. 44). Avec deux des parois latérales, on a fait venir de fonte une bride rectangulaire en retraite aussi et d'une quantité égale à l'épaisseur de la bride semblable portée par le soubassement, dont elle prolonge ainsi la paroi d'assemblage avec les condenseurs; ces brides sont réunies chacune par six forts boulons, et ce mode de réunion existe de même sur toute l'étendue des surfaces en contact des deux parties qui sont parfaitement planées (voir pl. 45). Pour rendre cet assemblage aussi parfait que possible, et rendre accessibles les boulons en toute circonstance, on a fait venir de fonte avec la partie inférieure du condenseur une poche ouverte par le bas et tout-à-fait isolée de la chambre de condensation. Cette poche permet le serrage de ces boulons sur toute l'étendue de la paroi. Sans cette disposition on eût été obligé d'opérer la réunion au moyen d'un taraudage, ce qui n'eût certainement pas offert les garanties d'une solidité inébranlable que présente l'assemblage employé.

On fera remarquer ici l'influence puissante quant à la stabilité générale résultant de l'encastrement de toute la cloison d'arrière du soubassement dans les condenseurs mêmes. Il suffit en effet d'un simple coup d'œil jeté sur leurs dimensions pour reconnaître combien la masse qu'ils présentent et leurs poids considérable doivent, reliés convenablement et rendus solidaires du reste du système, contribuer à rendre cette assise inébranlable. Une simple réunion des deux parties par des boulons n'eût pas à beaucoup près été aussi efficace que le mode d'assemblage employé, qui donne les mêmes résultats que si le tout était coulé d'une pièce, l'appareil étant conçu pour résister aux efforts de soulèvement par sa masse seule, et non en vertu de sa liaison avec les carlingues du

navire qui n'ont point cet effort de disjonction à supporter. Les boulons n'ont qu'à maintenir le contact exact et les distances relatives ou écartement des différentes parties du bâti, et il faudrait que les carlingues fléchissent sous les cylindres pour qu'ils eussent un effort de cisaillements à supporter. Non-seulement cet encastrement est favorable quant à la résistance aux efforts de soulèvement, mais aussi sous le rapport de la répartition du poids des appareils de condensation sur la surface des carlingues, qu'il ne fatigue pas comme s'il eût été concentré sur la surface ou base qui leur est propre seulement. De cette manière aussi, il ne peut se produire aucune dénivellation amenant le gauchissement des organes, les parties étant trop intimement unies pour prendre du jeu et trop résistantes pour se rompre sous l'influence d'un simple fléchissement

#### BATI.

Passant maintenant à la réunion du soubassement avec les cylindres, on voit qu'il s'opère au moyen de huit colonnes en fer forgé EE, ayant environ trois mètres 35 centimètres de hauteur entre base et chapiteau, et 205 millimètres de diamètre. Chacune de ces colonnes, ainsi qu'on l'a dit précédemment, supporte un effort d'environ 11,750 k<sup>os</sup>; quant à la traction, d'où il y a à déduire le poids des cylindres et des chapelles qu'il faut ajouter au contraire pour la compression. Ce diamètre de 0.205 donnant une surface de 33,000 millimètres environ, on voit qu'il y a sécurité des plus complètes quant à la parfaite résistance des colonnes à ces efforts, l'ajustement étant du reste tellement combiné qu'elles n'ont réellement à supporter que des efforts de traction et de compression, et que la flexion ne peut se produire et altérer leur résistance. A l'endroit même du boulon à écrou qui les réunit au cylindre et où le diamètre n'est que de 0.140 en dedans du filet, on voit que la section de 15,393 k<sup>os</sup> présentés n'a pas même 1 k<sup>o</sup> de traction à supporter par millimètre. On a dit que, par la base, ces colonnes sont simplement assemblées à clavette avec le soubassement; terminées supérieurement par un chapiteau prolongé par une partie cylindrique bien tournée, elles s'engagent par cette partie dans les fortes douilles *a'' a''*, coulées avec le cylindre, et alésées sur toute leur hauteur, qui est de trente-six centimètres environ. Le chapiteau forme naturellement épaulement contre cette douille, et c'est sur cette

surface annulaire en saillie que pèse le poids du cylindre et que s'exerce l'effort résultant de la pression contre le fond. Cet épaulement a un diamètre extérieur de 0.30 et sa surface annulaire est de 0.048177 carrés, sur laquelle agit la pression de la vapeur contre le fond, plus le poids propre des cylindres et chapelles. Terminées supérieurement par un pas de vis, les colonnes sont assemblées au cylindre au moyen d'un écrou ayant environ 15 centimètres de hauteur, serré fortement contre les douilles *a" a"*. On répétera ici l'observation faite précédemment quant à la perfection de travail qu'appelle un tel ajustement : la plus rigoureuse exactitude doit, en effet, présider au travail du tour et de l'alésoir pour que de tels emmanchements soient possibles, et offrent la force de résistance et la parfaite stabilité dont ils ont donné les garanties les plus complètes.

Les colonnes ne sont pas cylindriques d'un bout à l'autre; leur fût est partagé en trois parties inégales par des renflements sphériques, ayant trente-trois centimètres de diamètre. On fera remarquer qu'elles ne constituent pas seulement, en effet, le lien réunissant les cylindres à l'arbre moteur, et sur lequel s'exercent tous les efforts verticaux développés pendant le travail, et tendant à disjoindre les assemblages, mais qu'elles doivent accessoirement encore résister à une poussée latérale fort intense et qui les fléchirait si elles n'offraient par la force de résistance nécessaire. Les guides des tiges de piston sont en effet réunis à ces colonnes, et leur transmettent la pression latérale à laquelle donne naissance l'obliquité de bielles de longueur égale à environ quatre fois le rayon de la manivelle; les renflements sphériques dont il a été parlé sont destinés à l'emmanchement de ces guides.

#### GUIDES DES TIGES DU PISTON.

Ces organes MM sont en fonte et présentent une forme en double T. Leurs jones de contact avec les surfaces de glissement des galets ou coulisseaux dont est munie la traverse-tête des tiges a une largeur de vingt-cinq centimètres; l'épaisseur de la tige réunissant les deux saillies est de trente-trois millimètres. Ils présentent à leurs deux extrémités et par leur milieu des renflements cylindriques dont la longueur ou portée atteint 34 centimètres; ils sont du reste séparés deux à deux par un espace libre de 36 centimètres environ égal à la largeur du coulisseau et dans lequel il

se meut. Les renflements dont ils sont munis sont percés d'un trou correspondant exactement avec le centre de chaque partie sphérique des colonnes, lesquelles présentent, du reste, chacune trois méplats constituant les faces d'assemblage avec ces guides. En outre, le condenseur et les supports EE qui le surmontent et dont il sera parlé plus loin offrent de longues douilles ou buselures venues de fonte avec eux juste au droit et dans l'axe des trois parties d'assemblage des guides.

Si l'on suppose maintenant les douilles bien alésées que présentent les colonnes, les guides et le condenseur juste au droit et exactement dans l'axe l'une de l'autre, on conçoit qu'il devient facile de les réunir parfaitement et d'établir une solidarité entière entre toutes ces parties par le simple emmanchement d'un gros boulon cylindré et calibré au diamètre du trou sur toute sa longueur et serré contre la paroi ou face externe du condenseur au moyen d'un fort écrou.

L'écartement est maintenu entre les guides par deux entretoises en fonte disposées à leurs deux extrémités, entretoises enfilées dans les boulons dont il vient d'être parlé. La même disposition existe pour maintenir aussi invariable la distance entre les colonnes intérieures et le condenseur, des entretoises NN épaulant tout l'assemblage. Il est inutile de dire que toutes les faces d'assemblage des colonnes, des guides et du condenseur sont rigoureusement dressées, et que l'alésage des douilles a eu lieu après la mise en place des différentes parties du bâti et alors que la position respective de ces différentes parties a été rigoureusement établie : par ce moyen seul on pouvait obtenir la correspondance mathématique des axes.

On comprend quelle force de résistance doit présenter un tel mode d'assemblage, les efforts à supporter se répartissant sur le système tout entier, et les colonnes et le condenseur étant solidaires de la poussée dans quelque sens qu'elle s'exerce. En même temps, on relie, on unit les colonnes formant le bâti, dont les différentes parties resteraient sans cela isolées et sans autre relation que par leurs extrémités d'assemblage, on forme du tout un corps homogène et résistant dans tous les sens, et, en unissant ce bâti aux masses que présente le condenseur, on le fait participer aux qualités toutes spéciales des corps à grandes dimensions et à lourd poids, c'est-à-dire on lui communique leur stabilité et leur résistance aux vibrations.

## CYLINDRES ET BOÎTES A VAPEUR ET SOUPAPES D'EXPANSION.

Le mode d'assemblage des cylindres AA aux colonnes du bâti étant ainsi établi, il reste à faire connaître comment s'opère la liaison de ceux-ci entre eux. A cet effet ils sont venus de fonte avec une bride rectangulaire *n'n'*, ayant toute leur hauteur et formant en quelque sorte de part et d'autre le prolongement de la table des lumières. Quant à la boîte à vapeur, scindée en deux parties par une grande cloison intérieure, elle est réunie aux deux cylindres par des brides de même forme et de même dimensions que celles dont il vient d'être question, l'assemblage ayant lieu de chaque côté au moyen de dix forts boulons à écrous. Par cette disposition, on peut encore juger du degré d'exactitude que doit présenter le travail, car la moindre déviation de parallélisme dans les axes suffirait ici pour rendre impossible l'exécution des joints réunissant ensemble les deux cylindres et la chapelle.

Il est maintenant facile de se rendre compte de la solidité inébranlable que présente l'ensemble que nous venons de décrire et dont toutes les parties qui, par leur nature, doivent résister aux efforts développés ou fournir des points d'appui rigides et invariables aux organes moteurs sont unies d'une manière aussi intime. Cette union établie non-seulement entre la base et le cylindre, mais aussi entre chaque machine, cette raideur donnée au bâti, dont les colonnes sont comme un trait d'union établissant la solidarité de résistance entre la base et le sommet, constituent en effet un système de machine de constitution extrêmement puissante et offrant une solidité d'assemblage exceptionnelle, qualité précieuse si, on le répète, on a égard aux grandes vitesses de piston qu'on atteint dans les machines à action directe, et aux masses assez lourdes mises en mouvement avec cette vitesse; or ce sont là des causes de vibration, de dislocation et d'ébranlement auxquelles des assemblages extrêmement puissants peuvent seuls résister.

Passant maintenant au mode de distribution de la vapeur dans les cylindres et aux formes et dimensions données à ceux-ci, on trouvera, par l'examen des planches 46, 47 et 48, que les tuyaux d'arrivée de vapeur sont branchés de part et d'autre de la boîte à vapeur et viennent déboucher et se réunir chacun par des brides à un modérateur C, dans lequel est disposé



un papillon qu'au moyen d'un renvoi de mouvement il est facile de faire mouvoir du palier même du machiniste. Ces modérateurs sont boulonnés aux brides correspondantes que présente une cuvette ou boîte B venue de fonte avec la chapelle, et renfermant une soupape d'expansion à double siège et à pression équilibrée, de même forme que celles que l'on emploie généralement dans les machines d'épuisement.

Ainsi, au moyen du régulateur, on peut mettre en train ou arrêter les machines; quant aux soupapes d'expansion elles procurent la faculté précieuse de mettre les circonstances de la distribution toujours en rapport avec l'effet utile à produire sans étrangler l'arrivée de la vapeur, ni constituer des pertes de pression, mais en utilisant au contraire toute sa force expansive et en continuant à jouir des avantages économiques que peut procurer une pression effective maximum d'une atmosphère un tiers environ dans ces conditions.

La résistance, en effet, est loin d'être toujours constante; elle varie suivant l'état de la mer, la direction du vent, etc. Quand ce dernier est favorable, le navire s'aide des voiles qu'il porte: on conçoit alors combien le travail à expansion offre d'avantages économiques, du moment où l'on ne veut pas augmenter la vitesse du sillage. La section des tuyaux d'arrivée de vapeur est de 0.415 centimètres carrés; quant à la soupape d'expansion elle donne une levée de 0.03 et les circonférences du double siège étant de 0.196 et 0.265, il s'ensuit que l'aire d'écoulement atteint 0.0433 centimètres carrés. Elle est en bronze ainsi que son siège. En parlant de la distribution générale, quant aux organes qui la commandent, on reviendra sur son mode d'action. Les cuvettes de la soupape débouchent de part et d'autre directement dans la boîte à vapeur scindée en deux compartiments par une grande cloison double ayant 0.32 centimètres d'écartement de paroi. Les deux conduits d'admission et d'échappement des cylindres débouchent chacun dans un de ces compartiments. Ils présentent: le premier, une section de  $0.71 \times 0.126$ ; le second,  $0.710 \times 0.222$ . La grande section donnée aux lumières est particulièrement favorable à l'échappement rapide de la vapeur allant au condenseur, par conséquent à la diminution instantanée de la pression derrière le piston quand cet orifice s'ouvre, alors surtout qu'elle est combinée avec une avance convenable à l'exhausion.

Au reste, les soupapes d'expansion présentent l'avantage précieux de rendre les circonstances de l'admission indépendantes de celles de l'échappement,

ce qui permet de régler le jeu et la marche du tiroir et de la soupape, de telle façon que la vapeur travaille dans les meilleures circonstances possibles. Avec la soupape, on obtient une admission instantanée, un grand orifice présenté subitement à l'écoulement, par conséquent peu de contraction et d'étirage de la vapeur, mais au contraire l'établissement rapide de la pression, et de plus une fermeture prompte aussi, et correspondant juste au degré de détente qu'on veut employer. Le tiroir, auquel on peut alors donner une certaine avance sans marcher à contre-vapeur, permet de régler l'échappement comme il convient au plus grand effet utile, sans qu'on ait à redouter ni l'irrégularité de marche à laquelle donne naissance une période de compression, ni les pertes d'effet résultant d'un échappement anticipé. La coulisse de renversement de marche seule n'eût pas procuré les mêmes avantages quant à la distribution, alors du moins qu'on veut employer la détente plus largement qu'au moyen du seul recouvrement donné aux bandes du tiroir. Dans tous les cas, dans les machines de cette nature, les orifices d'écoulement offerts à la vapeur doivent être très-grands et rapidement ouverts, si l'on a égard à la grande vitesse du piston.

Les cylindres ont une épaisseur de 38 millimètres environ. Ils sont entourés vers le milieu de leur hauteur par un conduit annulaire *FF* formant ceinture, débouchant d'un côté dans la chapelle par la lumière de décharge avec laquelle il se réunit, et présentant, d'autre part, un orifice muni d'une bride recevant le tuyau *FF* qui conduit la vapeur de l'échappement au condenseur.

Avec la plate-forme ou table des lumières sont coulées deux brides *n'n'* ayant 96 millimètres de largeur et 50 d'épaisseur, et régissant sur toute la hauteur du cylindre, auxquels elles sont unies par la paroi plane des conduits, et par des nervures faisant prolongement aux brides et aux moulures des cylindres. Deux mentonnets ou talons en saillie sur la table établissent une séparation avec la surface des brides. Les mentonnets règnent du reste aussi sur toute la hauteur, et ils sont parfaitement dressés ainsi que toutes les surfaces d'assemblage. La chapelle vient donc se réunir exactement aux parties précédentes par ses propres brides formant cadre sur son pourtour; il en résulte une sorte d'emboîtement qui donne à l'assemblage des deux cylindres et de la chapelle la résistance d'un ensemble venu d'une pièce.

L'on a dit que la chapelle est scindée en deux parties par une double cloison ayant 30 millimètres d'épaisseur et constituant un compartiment

distinct pour chaque tiroir. L'espace demeuré libre entre ces deux cloisons offre aussi plusieurs compartiments. Deux d'entre eux correspondent avec les cuvelles des soupapes d'expansion. Ils forment une sorte de conduit rectangulaire ayant  $0.126 \times 0.370$  de section, et débouchant l'un dans la chapelle du cylindre de droite, l'autre dans celle du cylindre de gauche à une hauteur telle que le tiroir, par sa marche alternative, ne vienne jamais gêner l'écoulement de la vapeur. Quant au troisième compartiment existant entre les deux cloisons, il demeure entièrement libre, et les tringles des soupapes d'expansion y passent même et s'y meuvent sans obstacle. Ces deux cloisons sont du reste réunies par de fortes nervures, et leur face intérieure aux chapelles est parfaitement dressée, comme il sera dit ci-après.

Le fond du cylindre est coulé avec le corps même, excepté toutefois la partie centrale portant les boîtes à étoupes, et dont le diamètre est de un mètre environ. Non-seulement on diminue la surface du joint par cette disposition, mais on peut surtout rapprocher au minimum de la paroi convexe des cylindres les douilles d'assemblage A'A' avec les colonnes; de plus, on assure une rigidité plus grande, et en même temps on obtient un démontage ou une mise en place plus facile et plus rapide, puisqu'il y a moins de boulons à dévisser et un poids plus léger à soulever. Les brides d'assemblage ont 90 millimètres de largeur, et la hauteur de la saillie constituant l'entrée du couvercle est de 70 millimètres environ. Il est renforcé par des nervures se coupant d'équerre, et il en est de même de la partie du fond du cylindre qui le reçoit. Du reste, la disposition du bâti même exigeait ici ce système d'assemblage et ces dimensions données au fond.

On remarquera qu'il y a une double boîte à étoupes. Cet ajustement a été donné pour qu'on pût disposer d'un espace libre autour des tiges et y verser l'huile nécessaire au graissage. Cette petite poche existe donc intermédiairement aux deux chapeaux des boîtes à étoupes, la première garniture garantissant contre les fuites de vapeur, la seconde empêchant l'huile de suinter et de s'écouler le long de la tige. Ces boîtes à étoupes sont en fonte et munies de fourreaux en bronze.

Il est bon de dire maintenant quels sont les motifs qui ont fait donner deux tiges à chaque piston, alors que la bielle pouvait être simplement articulée à la suite d'une tige unique. Dans la disposition actuelle, lorsque le piston occupe le point le plus élevé de sa course, les écrous des têtes de bielle peuvent s'approcher assez près du fond du cylindre, tandis

qu'avec une seule tige de piston il eût fallu réduire la longueur de celle-ci d'une quantité assez forte, et l'on a vu que sa longueur actuelle ne dépassait pas quatre fois le rayon de la manivelle. On connaît assez les désavantages des bielles trop courtes, combinés surtout avec les grandes vitesses de piston. D'un autre côté, si l'on a égard à l'éloignement considérable des points d'appui ou de contact des coulisseaux contre les guides, qui est de un mètre quarante-cinq centimètres environ, on comprend que la traverse-tête des tiges est bien mieux raidie et fortifiée par cette disposition, qui donne des garanties et contre la flexion et contre les vibrations, et qu'en outre la rectitude parfaite du mouvement dans un plan parfaitement vertical est mieux assurée.

Si l'on a égard aux grandes dimensions données aux lumières, on conçoit que les tiroirs doivent présenter une surface très-considérable, et que dès lors l'action de la vapeur qui presse par-dessus rendrait leur manœuvre extrêmement pénible, lorsqu'il faut renverser le sens de la marche. Quoique cette circonstance ne se présente pas aussi fréquemment que pour les bateaux de rivière, il est cependant des occasions où la manœuvre du navire exige impérieusement que l'on puisse marcher en arrière avec promptitude. Or, la distance en longueur entre les brides est de 0.738 centimètres et en largeur de 0.814. On a donc une surface de 0.6007 centimètres carrés, qui supporterait une pression de 7800 kilogrammes environ et donnerait lieu à un frottement d'environ 780 kilog., ou, pour les deux tiroirs, de 1500 à 1600 kilog. au moins. Dans de telles conditions, leur manœuvre rapide à la main serait presque impossible, quelque fût le mécanisme. Aussi ces tiroirs ont-ils été disposés de manière à n'avoir qu'une faible partie de leur surface pressée contre la table des lumières par la vapeur, la plus grande portion étant toujours en relation avec le condenseur et n'ayant à supporter que la faible pression qui y règne. A cet effet, on se rappellera que les grandes cloisons divisant la boîte à vapeur en deux chapelles spéciales à chaque cylindre sont parfaitement dressées; or les tiroirs sont en contact par leur face de distribution avec la table des lumières, et par l'autre face parallèle avec ces cloisons.

Ils sont disposés de manière à recevoir une garniture dans le genre de celle décrite pour le bateau *l'Ariane*, formée d'un anneau ayant 54 millimètres de largeur et un diamètre moyen de 66 centimètres. Cet anneau est pressé contre la partie dressée par des ressorts à boudin distribués sur toute la

circonférence. Comme après une longue marche et quand les ressorts sont fatigués, la vapeur pourrait repasser entre les faces en contact et venir presser sur la partie du tiroir qu'on a cherché à soustraire à son action, on a ménagé dans l'épaisseur même de la cloison dressée un conduit communiquant avec le condenseur par un tuyau, et débouchant au centre derrière le tiroir, qui ne le masque donc jamais. La vapeur qui chercherait à s'introduire est immédiatement entraînée par ce conduit vers le condenseur même.

On a eu soin de disposer sur le couvercle et vers le fond du cylindre deux soupapes de sûreté *b* et *b'* analogues à celles que l'on a déjà décrites pour le bateau *l'Ariane*. Les soupapes sont chargées au moyen d'un ressort à boudin, qu'on peut resserrer par une vis de pression. Elles garantissent contre les projections d'eau, si dangereuses en mer, et qui peuvent occasionner la rupture des cylindres. Il suffit, en effet, que, par un gros temps, l'hélice soit pour quelques instants émergée. La machine, ne trouvant plus la même résistance, s'emporte avant qu'on ait fermé le régulateur, et l'eau arrive en abondance des chaudières. Le roulis, et toutes les circonstances d'une navigation pénible, en occasionnant des ébullitions irrégulières et des dénivellations dans les chaudières, amènent encore ces dangereuses projections. Le piston, en pressant contre l'eau contenue dans le cylindre, force les soupapes à s'ouvrir brusquement et la rejette au-dehors. En outre, les chapelles et les cylindres sont munis de robinets de purge, que l'on ouvre avant de mettre la machine en train et par lesquels s'écoulent les eaux de condensation qui s'y sont réunies. Pour chasser l'air qui remplit les mêmes parties lorsque la machine est demeurée longtemps au mouillage, on a de plus disposé une soupape, mettant en communication directe les chapelles et les cylindres, et au moyen de laquelle on peut introduire de la vapeur dans ces derniers, quelle que soit la position des pistons. Cette vapeur se répand dans tout l'espace libre, chasse l'air devant elle, va au condenseur et aux pompes à air par tous les orifices ouverts, et se condense ensuite quand la soupape est refermée. On obtient, en purgeant la machine de cette façon, un vide beaucoup plus parfait dès les premiers coups de piston et une plus grande facilité de mise en train. Cette disposition était d'une importance capitale dans les machines travaillant seulement à basse pression.

### TRAVERSE-TÊTE DE TIGE, COULISSEUX ET BIELLE.

Les traverses HH de réunion avec les tiges de piston sont en fer forgé. Elles présentent, dans leur partie centrale, le tourillon d'assemblage avec la bielle, qui a 0.204 de diamètre et 0.250 de portée. Ce tourillon est raccordé de part et d'autre avec une partie carrée ayant 0.250 moyennement de côté, percée d'un trou cylindrique alésé et rodé, dans lequel s'emmanche la tige, qui est terminée par un pas de vis et maintenue au moyen d'un fort écrou GG serré sous la face inférieure du carré. Entre ces douilles d'assemblage et les extrémités s'emboitant dans les coulisseaux se présentent deux embâses ayant 0.15 de diamètre et une portée de 0.10, lesquelles reçoivent les têtes des petites bielles motrices *e e* des balanciers des pompes à air. Les deux coulisseaux sont en fonte, et, comme les guides que l'on a décrits précédemment sont fixés à demeure sans pouvoir être ni écartés ni rapprochés, on a dû combiner ces coulisseaux de manière à pouvoir les remettre en contact lorsque l'usure des surfaces de glissement, en altérant ce contact avec les joues des guides, nécessiterait leur remplacement si l'on n'avait prévu ce cas. Ces coulisseaux sont donc en trois pièces : une centrale ou moyeu, recevant les extrémités de la traverse, et deux autres assemblées comme à tenon et mortaise avec la première et emboitant les guides. Quatre clavettes, terminées inférieurement par une vis et un écrou épaulé contre la pièce centrale, sont disposées entre celle-ci et les parties mobiles, qui peuvent être resserrées et remises en contact comme les coussinets d'une bielle.

Les bielles sont en fer forgé ; elles ont 178 millimètres de diamètre au centre du corps et 0.160 aux extrémités ; elles présentent la forme d'un double T, étant forgées d'équerre avec deux parties transversales qui servent de base d'assemblage aux coussinets. Ceux-ci sont en bronze et reçoivent, d'une part, les boutons de manivelles ayant un diamètre de 0.228 et une longueur de 0.280. Ils sont percés de deux trous cylindriques dans lesquels s'engagent les boulons d'assemblage avec la traverse inférieure, lesquels offrent un diamètre de 0.110. Les écrous sont en partie encastrés dans le métal même de la bielle, une vis de pression taraudée dans son épaisseur et serrée sur la partie encastrée les empêchant de se relâcher. Du reste, pour la construction et la forme, ces bielles sont semblables à celles des machines oscillantes de 150 chevaux précédemment décrites.

### DISTRIBUTION, EXCENTRIQUES, ETC., ETC.

On a adopté, pour mouvoir les tiroirs, le système à deux excentriques et la coulisse des locomotives, une poulie servant à la marche en avant, l'autre à la marche contraire. La rapidité et la facilité avec lesquelles on peut opérer ce renversement de mouvement, du moment où la résistance n'est pas trop grande, est toujours un avantage facilement appréciable, ne fût-ce que par la confiance qu'il inspire et l'aplomb qu'il donne au mécanicien.

Les poulies excentriques LL, L'L' sont en fonte, en deux pièces réunies par quatre boulons et fortement calées. Elles ont un diamètre de 0.84 et une épaisseur ou largeur de 0.105. Leurs colliers sont en fer, et forgés d'une pièce avec les barres, qui présentent un diamètre de 0.072. Ces colliers sont munis intérieurement d'une rainure dans laquelle est logée une bague en bronze tournée exactement aux dimensions de la poulie; elle est maintenue par des vis à tête perdue taraudées dans le collier en fer. Les deux parties de ce collier sont assemblées au moyen de brides serrées par des boulons à double écrou. Le collier présente une épaisseur maximum de 0.09 et une largeur de 0.105. On conçoit qu'il doit avoir une grande raideur, et que la force lui donnée est subordonnée à son grand diamètre. Quant à la bague en bronze, elle a nécessairement pour but de rendre l'usure des surfaces en contact aussi lente que possible.

Les barres d'excentrique ont environ 2 mètres 15 de longueur, à partir du centre de la poulie, dimension très-favorable quant à la réglementation du tiroir, dont les avances se dérangent dès lors très-peu suivant les différentes positions de la coulisse. La coulisse est en fer aciéré et trempé, forgée d'une pièce, et présente moyennement une épaisseur de 56 millimètres et une largeur de 76. L'écartement des charnières d'assemblage centre à centre est de 605 millimètres. Le coulisseau est en acier et en deux pièces réunies par des vis; il présente un rebord emboîtant de chaque côté la coulisse; la longueur de la surface de contact est de 138 millimètres. Il est traversé par un pivot ayant 70 millimètres de diamètre, faisant saillie de chaque côté de ses joues et saisi de part et d'autre par deux bielles pendantes NN et N'N' s'assemblant par leur partie supérieure avec la tige du tiroir. Toutes ces articulations sont fortement constituées, présentent de grandes dimensions et en outre sont munies de bagues en acier, car les

efforts auxquels elles sont soumises altéreraient rapidement l'état de surfaces trop peu étendues, ce qui apporterait dans la distribution des perturbations fâcheuses quant à la régularité et quant à l'économie. Deux pièces à pivot en fer aciéré (dites de suspension) sont rapportées de part et d'autre de la coulisse sur un appendice venu de forge avec sa partie concave, et y sont réunies par quatre boulons traversant à la fois les trois épaisseurs; ces pièces portent chacune un pivot ayant 50 millimètres de diamètre et quarante-six de portée avec lequel viennent s'articuler de part et d'autre du secteur deux bielles horizontales assemblées d'autre part aux doubles leviers *d'd'*, *d''d''*. Ces derniers sont calés sur l'arbre de changement de marche *c'c'* dont les tourillons se meuvent entre les coussinets en bronze de deux supports *c''c''* bien boulonnés par des brides de forme circulaire à deux des colonnes du bâti (voir planche 46). A l'une des extrémités de cet arbre et extérieurement à son support ou petit palier *c'e'* se trouve calé le levier *e*, ou III de la planche 46. Ce levier est forgé d'une pièce avec un secteur denté, engrenant avec une vis sans fin LL, aussi en fer, que l'on peut mouvoir par le croisillon à poignée S. Pour maintenir solidement ce croisillon, la vis et son arbre, et se ménager des points d'appui et de support pour les tringles et leviers de manœuvre des modérateurs, on a disposé deux colonnettes KK en fer se boulonnant aux planchers ménagés à deux hauteurs différentes, et nécessaires à la visite et à l'entretien des différents organes de la machine. L'arbre de la vis sans fin est maintenu dans la douille centrale que présente une traverse en fer fixée aux colonnettes, et par son extrémité aboutit à une petite crapaudine supportant la poussée et boulonnée au bâti.

Il est évident que si aucune disposition n'était prise pour contrebalancer le poids considérable de tous ces organes ainsi suspendus, les excentriques auraient en définitive à le supporter presque entièrement, ce qui donnerait de l'irrégularité au mouvement et rendrait l'usure plus rapide pour certaines parties. En outre, la manœuvre deviendrait beaucoup plus dure et plus pénible, puisqu'on aurait, chaque fois qu'il faudrait mettre ce mécanisme en mouvement, à relever le poids propre des deux tiroirs, de leurs tiges et étriers, des doubles bielles de suspension N,N, N'N', etc. On a donc mis en relation ces dernières avec un système de levier à contre-poids équilibrant les organes dont il vient d'être parlé. Non-seulement elles sont articulées avec le secteur et la tige de la glissière, mais elles présentent



intermédiairement une troisième tête. Au moyen d'un petit axe ou pivot, on les réunit deux à deux à un grand levier horizontal double, en fer forgé, présentant un moyeu de grande dimension, et pouvant articuler et tourner librement autour d'un arbre en fer supporté par des paliers, aussi en fer, boulonnés aux deux colonnes intérieures du bâti. Un des bras du levier, s'assemblant avec le pivot des têtes intermédiaires des bielles de suspension, reçoit et supporte tout le poids de l'appareil de distribution. L'autre bras, auquel on a donné autant de longueur que possible, reçoit un contre-poids en fonte enfilé dans une tringle pendante articulée à charnière, contre-poids équivalant, en raison du bras de levier sur lequel il agit, à ceux des tiroirs et organes de distribution dont il a été parlé. On concevra l'importance de cette disposition lorsqu'on dira que les deux tiroirs et leurs tiges, les bielles de réunion et leviers intermédiaires pèsent à eux seuls 900 kilogrammes. Tous les supports et bielles dont il vient d'être parlé sont munis de coussinets ou buselures en bronze, et les articulations des leviers sont garnies de bagues en acier. L'arbre des leviers à contre-poids a 0.082 de diamètre. Il est cylindrique d'un bout à l'autre, et la douille des leviers est maintenue en place au moyen d'épaulements rapportés, emmanchés dans l'arbre et maintenus par des clavettes. Cette douille est garnie d'une buselure en bronze et a 23 centimètres de longueur. Comme, par la disposition donnée, les leviers à contre-poids doivent suivre le tiroir dans sa marche et oscillent autour de l'arbre, on comprend que, vu l'intensité de la pression sur le point d'appui combinée avec l'amplitude de ce mouvement, il a fallu ici répartir encore les efforts sur une grande surface. Du reste, on répétera de nouveau qu'il faut nécessairement donner aux articulations de tous les organes composant un tel système de distribution des dimensions très-larges, assurant une grande rigidité à l'ensemble, et donnant la certitude qu'ils travailleront dans leur plan naturel de mouvement sans qu'il y ait tendance à se gauchir et à se déformer.

Au moyen de ces dispositions la manœuvre des machines est rendue très-simple, et le renversement rapide de la marche ne présente aucune difficulté, les mouvements de distribution des deux machines étant rendus solidaires l'un de l'autre, comme dans les locomotives. Il suffit de quelques tours du croisillon et de la vis sans fin pour mettre le secteur denté à l'autre extrémité de sa course et communiquer le mouvement à tout le système,

et, si la position du secteur est telle que le coulisseau soit commandé par la poulie de marche en avant, pour le ramener de manière à le faire attaquer par celle de marche en arrière.

En décrivant les cylindres et les chapelles, on a dit qu'ils étaient munis d'une soupape d'expansion à double siège. Le mécanisme communiquant le mouvement à cette soupape est combiné de la manière suivante : L'arbre des machines présente, entre les poulies excentriques, une longueur de 27 centimètres ; on a utilisé cette partie restée libre en y disposant deux cames en acier et en deux pièces. Ces cames ont chacune 84 millimètres de largeur et sont divisées en trois parties, dont les développements respectifs sont tels qu'ils correspondent à une période de détente commençant aux  $\frac{7}{10}$ ,  $\frac{5}{10}$  et  $\frac{3}{10}$  de la course totale du piston. Pour les maintenir sur l'arbre, on a disposé des colliers en fer en deux pièces, ayant cinq centimètres de largeur, qui les saisissent fortement de part et d'autre. Une grande traverse double en fer forgé est disposée juste au-dessus de ces cames. Chacune de ses flasques a 22 millimètres d'épaisseur, et l'espace vide existant entre elles est de 17 centimètres. A l'une de ses extrémités, elle présente un long canon percé d'un trou fileté formant écrou. (Voir pl. 46 et surtout pl. 45.) Ce canon a 50 centimètres de longueur environ ; quant à l'écrou qu'il constitue, son diamètre est de 66 millimètres en dehors du filet. Par l'autre extrémité, dont la longueur est de 216 millimètres seulement, le support est aussi percé d'un trou cylindrique, mais non fileté. La distance totale centre à centre des deux douilles est de 1 mètre 27 centimètres, c'est-à-dire qu'elle correspond exactement à celle qui sépare d'axe en axe les colonnes du bâti. Ce support est emmanché dans deux tringles cylindriques maintenues dans de petits paliers bien boulonnés aux colonnes. L'une de ces tringles est filetée sur une longueur de 61 centimètres correspondant à la partie formant écrou dont il a été parlé précédemment, et dans laquelle elle s'engage. La seconde tringle sert seulement de guide et de support à cet appareil, qui présente intermédiairement, et à des distances égales de chaque côté de l'axe longitudinal, deux douilles dans lesquelles s'engagent deux petits arbres ou pivots maintenus par des clavettes ; chacun d'eux supporte un double levier, dont l'une des branches est à charnière et reçoit un galet circulaire ou poulie en acier ayant 166 millimètres de diamètre et 24 d'épaisseur. Les deux galets sont chacun en contact avec une des cames dont il a été parlé, et l'adhérence constante avec la

circonférence de celle-ci est maintenue au moyen de ressorts disposés supérieurement sur les couvercles mêmes des soupapes d'expansion, le poids propre des grandes tringles et leviers suffisant déjà à les maintenir. Quant à l'autre branche du levier, elle est réunie par la grande tringle verticale *c* aux leviers commandant les soupapes. Lorsque l'excentricité de la came arrive en contact avec le galet, elle le soulève donc brusquement, fait basculer le levier à charnière qui le supporte, et dont l'autre branche en descendant tire la grande tringle verticale articulée aux soupapes et passant entre les chapelles. L'effort n'agit donc jamais que par traction.

### POMPES A AIR ET CONDENSEURS.

Les deux machines sont pourvues chacune d'un condenseur distinct, ainsi qu'il est indiqué surtout planche 45. Ils ont une forme exactement rectangulaire, et sont réunis au soubassement, avec lequel ils font corps, comme on l'a décrit précédemment. Les chambres de condensation ont chacune 2 mètres 60 de longueur, 0.805 de largeur et une hauteur de deux mètres 65. L'épaisseur des parois est de 32 millimètres. Elles sont réunies solidement l'une à l'autre au moyen d'un assemblage à frettes, les deux cloisons intérieures de chacune d'elles étant munies de portées bien dressées, ce qui rend les surfaces de contact parfaitement jointives sur toute leur étendue, et permet d'opérer le montage avec une rigoureuse exactitude.

On a dit que leur partie inférieure présentait une sorte de poche ouverte par le dessous, c'est-à-dire par la base d'assemblage avec les carlingues, permettant de resserrer et de visiter librement les boulons d'assemblage avec le soubassement. Cette poche ou cavité existe aussi pour les soubassements D'D' des pompes à air, faisant prolongement aux chambres de condensation, et coulés avec elles. Cette dernière partie, formant comme un piédestal D'D', est donc scindée en deux fractions par une cloison horizontale ayant 42 millimètres d'épaisseur, réunie à la même paroi de la poche d'assemblage. Ces cloisons présentent chacune] deux larges ouvertures ou entrées d'hommes fermées par des couvercles ou portes en fer d'un poids relativement léger, et boulonnés de manière à former un joint bien étanche. Par l'une de ces ouvertures on peut s'introduire dans le condenseur, si quelque dérangement se manifeste, et qu'une visite en

soit nécessaire. L'autre permet la visite, la réparation et le remplacement facile des clapets inférieurs de la pompe à air, qui sont toujours une des parties les plus exposées à des avaries et à des dérangements subits. Sans cette disposition, on serait obligé, pour parvenir à ces clapets, d'enlever le cadre supérieur, de retirer le piston et de refaire les joints du couvercle. Les pompes à air ont un diamètre de 0.966. Elles présentent par la base un évasement d'environ quatre centimètres muni d'une bride circulaire ayant environ huit centimètres de largeur et trois d'épaisseur, servant d'assise au corps de pompe et bien boulonnée sur le soubassement, dont la face supérieure a été dressée, ainsi que celle d'assemblage de cette bride.

Immédiatement au-dessus de la corniche ou couronnement des condenseurs s'élèvent quatre supports EE à double cloison de 3 centimètres d'épaisseur, réunis par des brides rectangulaires ayant 52 centimètres de largeur au plafond de ces derniers, et solidement fixés chacun par douze forts boulons. Non-seulement ces supports constituent les points d'appui des axes des balanciers moteurs des pompes à air, mais ils servent encore à arc-bouter les colonnes du bâti, au moyen des grands boulons d'assemblage traversant ces dernières, les entretoises NN et les guides; les condenseurs sont d'ailleurs venus de fonte chacun avec deux longues douilles munies de portées alésées pour recevoir les quatre boulons inférieurs d'assemblage des guides.

Ainsi ces condenseurs s'élèvent derrière les colonnes du bâti comme une puissante muraille contre laquelle s'amortissent et se détruisent tous les efforts, toutes les vibrations naissant dans le mouvement et tendant à disloquer les assemblages. Leur masse imposante épaulé, consolide, réunit et fait faire corps à tous ces organes, qui, indépendants les uns des autres pour les deux machines, n'eussent certainement pas offert les garanties d'une bonne marche qu'assure ici leur complète solidarité.

Les pompes à air sont coulées avec les bâches à eau chaude SS qui les surmontent. Ces dernières supportent la bride d'assemblage qui les assemble au couvercle, et présentent de plus de part et d'autre deux appendices ou saillies entre lesquelles s'engagent les pompes alimentaires W, qui y sont boulonnées par un collet venu de fonte à cet effet. Comme dans toutes les machines de mer, les corps de pompe sont munis d'un fourreau en bronze ayant ici dix millimètres d'épaisseur, et les différents sièges des clapets ainsi que les pistons sont aussi en bronze, l'eau salée introduite

par les robinets d'injection attaquant trop facilement les parties qui doivent former un joint étanche pour que l'emploi de la fonte soit possible en ce cas.

Les pistons sont munis d'une garniture en chanvre et d'un grand presse-étoupes faisant ceinture sur leur pourtour. L'assemblage de la tige a lieu au moyen d'une partie conique ayant 0.144 de diamètre et 0.215 de hauteur. La tige est en fer et a un diamètre de dix centimètres; elle est aussi doublée sur toute sa hauteur d'un fourreau en bronze ayant huit millimètres d'épaisseur. Les clapets sont en caoutchouc, comme dans toutes les machines fonctionnant avec des vitesses considérables de piston: la table du piston qui forme le siège de ces clapets présente la disposition à grille bien connue et que l'on a décrite en parlant des machines de *l'Ariane*; chaque nervure ou grille a huit millimètres d'épaisseur, et les compartiments qu'elles forment présentent un carré d'environ trois centimètres de côté. La grande surface de ces pistons n'a pas permis d'établir des clapets d'une seule pièce, qui eussent exigé trop de levée, sans présenter les mêmes garanties de bon fonctionnement, et qu'il eût fallu enlever et supprimer entièrement quand une faible partie de leur surface seulement aurait été avariée. La table entière du piston est donc subdivisée en huit compartiments, offrant à peu près des sections égales, et les cloisons qui les séparent reçoivent un retient ou arrêt double en fer forgé destiné à limiter la levée des clapets qui, au maximum, est de six centimètres. Ces retients sont eux-mêmes fixés par huit boulons à vis fortement taraudés dans le métal du piston. La hauteur des nervures de la grille est de trente-trois millimètres, et celle des nervures réunissant les couronnes, ou circonférence du piston au moyeu, est moyennement de 165 millimètres. Les clapets supérieurs et inférieurs de la pompe ainsi que leur siège ont reçu un arrangement analogue; il est donc inutile d'entrer dans de plus amples détails à cet égard.

#### ALIMENTATION ET POMPES DE CALES.

On a dit que ces appareils étaient boulonnés de part et d'autre des pompes à air, qui supportent ainsi chacune une pompe alimentaire et une pompe pour aspirer les eaux qui suintent ou tombent dans la cale du navire. Les pompes sont en fonte à piston plongeur en bronze ayant 165 millimètres de diamètre et 10 millimètres d'épaisseur. Elles ont la même course que

les pompes à air, c'est-à-dire soixante-un centimètres. Les bottes à clapet TT et tt sont fixées par une bride au soubassement des pompes à air, et mises en communication avec leurs corps de pompe respectifs au moyen d'un tuyau j". Les clapets et leurs sièges sont en bronze; ils ont dix centimètres de diamètre et sont pourvus sur leurs deux faces d'appendices coulés avec eux, et présentant trois branches constituant un guide qui, d'une part, s'engage dans le siège et de l'autre dans une douille cylindrique alésée venue de fonte avec les couvercles. Les pompes alimentaires sont pourvues spécialement de soupapes de sûreté, chargées au moyen d'un ressort à boudin et destinées à prévenir la rupture accidentelle des tuyaux de refoulement, quand, par erreur ou négligence, les robinets interceptant la communication avec la chaudière sont fermés. Les soupapes de sûreté sont mises en communication avec le conduit CC' de trop-plein de chaque pompe à air, au moyen d'un tuyau courbé, particulièrement représenté planche 45. La prise d'eau de ces pompes se fait naturellement dans la bêche à eau chaude. Les tiges des pompes ont cinq centimètres de diamètre; elles sont maintenues dans la verticale par les guides ZZ à buselures en bronze, boulonnés aux consoles A'A venues de fonte avec les grands supports EE des axes des balanciers moteurs.

#### ARBRES ET MANIVELLES.

Les arbres ont un diamètre de trente-sept centimètres dans les tourillons, et ceux-ci ont une portée de cinquante et un centimètres environ. Les manivelles sont rapportées dessus et fortement calées. La portée de calage est de 305 millimètres et l'épaisseur du corps de la manivelle de vingt-cinq centimètres environ. Le mouvement et la force sont communiqués au propulseur par une série d'arbres ayant de 6 mètres 40 à 7 mètres de longueur, supportés dans de forts paliers ayant 46 centimètres de portée; le diamètre du corps de ces arbres est de 33 centimètres. Pour les réunir et les rendre solidaires l'un de l'autre, on a disposé l'accouplement que nous allons faire connaître. Avec chacune de leurs extrémités, on a fait venir de forge un grand plateau ou couronne ayant 0.64 de diamètre et 0.13 d'épaisseur; ces plateaux sont assemblés bout à bout, et tournés de manière que l'un présente une saillie centrale cylindrique, et l'autre une embâse correspondante dans laquelle la première s'emboîte

exactement, ce qui rend impossible les déviations latérales et maintient bien les arbres dans l'axe longitudinal du navire. Une mortaise ayant 10 centimètres sur sept de côté est pratiquée dans chacune des deux couronnes ; elle reçoit une clavette de même équarrissage qui y est entièrement logée et comme encastrée. Cette clavette supporte donc l'effort de torsion développé, les boulons d'assemblage des deux couronnes n'ayant plus qu'à les maintenir en contact. Cependant lorsque l'action de l'hélice s'exerce en tirant, ces boulons ont alors à supporter l'effort résultant de l'action par le propulseur et la somme des sections réunies doit être assez grande pour fournir toute sécurité à cet égard.

Du reste, cet effort, qui d'ordinaire s'exerce suivant une impulsion ou poussée en avant, est entièrement supporté par le palier BB (planche 46) de la machine, construit à cet effet suivant la disposition généralement adoptée maintenant (planche 46).

L'arbre d'arrière de la machine est tourné de manière à présenter sur une longueur d'environ 88 centimètres une série de rainures circulaires séparées par des collets ou saillies de mêmes forme, ayant chacune 40 millimètres d'épaisseur, le diamètre du creux étant de 356 millimètres et celui de la partie saillante de 420 millimètres. L'ensemble de ces collets et parties creusées constitue le tourillon. Le palier BB reçoit un fort coussinet en bronze, ayant exactement les formes et dimensions précédentes, les parties en saillie de l'arbre s'engageant dans les rainures du coussinet et réciproquement, absolument comme une vis dans son écrou, à cette exception près qu'il n'y a pas ici de spire, mais de simples rainures ou collets cylindriques. On conçoit que cet ajustement doit présenter la plus grande précision pour que toute la surface porte et que le contact du fer avec le bronze soit parfait et complet ; aussi, malgré l'exactitude du tournage, il faut encore roder ces deux pièces l'une dans l'autre pour user toute inégalité, et donner au contact la perfection d'un joint. Quant au coussinet lui-même, il est maintenu dans le palier, non-seulement par de très-fortes joues en saillie sur les faces latérales, mais, de plus, par deux autres saillies venues à la fonte avec lui, ayant 0.1 de largeur sur 0.032 de hauteur, bien tournées, et parfaitement encastrées dans le métal du palier et du chapeau, lequel est serré par six forts boulons. Il est inutile de dire que celui-ci est surmonté d'un lubrifieur distribuant l'huile dans chacune des rainures et sur les collets saillants, par de petits conduits forés dans l'épaisseur du métal.

Tout l'effort de transport s'exerce donc sur le palier dont il s'agit, quel

que soit le sens de la marche. On conçoit que les douze collets que porte l'arbre doivent dès lors présenter une surface assez considérable pour supporter cette grande pression sans s'échauffer ni s'user rapidement. De plus, le palier lui-même doit être constitué très-fortement et surtout bien relié et uni au reste du système pour résister à la poussée et reporter et distribuer convenablement son action sur les différentes parties de la base par lesquelles l'appareil est réuni au fond du navire. Plus cet effort s'exerce près de ces points d'attache et de réunion, moins son bras de levier est considérable, et moins il tend à rompre ou à fausser les organes qui, les premiers, ont à le recevoir et à le transmettre. Plus, d'un autre côté, est intime et rigide l'assemblage de ceux-ci avec l'assise ou soubassement de la machine, moins il y a de chances d'ébranlement et de dislocation à craindre.

A cet égard, le soubassement qui a été précédemment décrit satisfait d'une manière particulièrement heureuse à ces conditions, et par la raideur qu'il présente, et par la solidarité existant entre toutes ses parties, et par sa large base d'assemblage avec les carlingues qui permet de répartir la poussée de manière à ne point fatiguer les membrures du navire.

Sur le premier arbre de l'hélice, et immédiatement accolé au palier BB, est disposé un tambour en fonte AA, ayant un diamètre de 2 mètres 80 centimètres.

Avec ce tambour est venue de fonte une couronne à denture conique disposée pour engrener avec une vis sans fin ZZ. (Voir planche 45.) Voici le but de cette disposition.

Lorsque par suite d'un dérangement quelconque ou d'une réparation, il est nécessaire d'examiner la marche des tiroirs ou de régler à nouveau la distribution, on doit mettre en mouvement tous les organes moteurs à force de bras, et déployer un effort capable de surmonter au moins la résistance qu'opposent tous les frottements de ces parties mouvantes. Avec une machine de faible force, l'effort à développer ne présente naturellement que peu d'importance, et en agissant soit sur l'arbre, soit sur quelque une des parties tournantes avec des leviers, on parvient assez aisément à mettre en mouvement les organes moteurs. Il n'en est pas ainsi quand il s'agit d'appareils aussi puissants que ceux dont on donne la description. Les poids de tous ces organes, arbres, manivelles, bielles, etc., et la pression des garnitures des pistons contre les parois des cylindres, etc., développent des frottements d'une intensité trop grande pour être aussi aisément vaincue.



Dans les bateaux à roues à pales, on peut encore, en agissant sur celles-ci et grâce à leur grand diamètre, déployer des efforts assez grands pour surmonter les frottements; mais les machines à hélice ne présentent pas les mêmes facilités. Il faut alors disposer un appareil spécial tel que celui dont il vient d'être fait mention. Le tambour ou plateau AA est fortement calé sur l'arbre, et peut être mis en mouvement par la vis sans fin ZZ, lorsque celle-ci engraine avec la denture dont il est muni. Un arbre en fer de forme conique reçoit cette vis, bien épaulée, et deux supports ou paliers, dont un supporte la poussée, maintiennent l'arbre. L'un des supports est bien boulonné au condenseur, l'autre à une colonne du bâti.

A l'une des extrémités de l'arbre est calée une double roue à rochets *ii* en fer forgé; un grand levier à fourchette en fer *S'S'* embrasse le rochet de part et d'autre, et prend du reste son point d'appui et d'articulation sur l'arbre ZZ, autour duquel il peut se mouvoir, le rochet seul étant calé dessus. Un double cliquet en fer articule sur ce levier et agit sur les dents du rochet (voir planche 47). Quand on imprime à ce levier ou balancier un mouvement ascensionnel, le cliquet glisse seulement sur les dents du rochet en s'abaissant, mais du moment où le balancier est ramené vers le bas, le cliquet engrène pour ainsi dire avec le rochet, entre la denture duquel il s'engage, et le contraint à décrire un mouvement de rotation proportionnel à son déplacement angulaire. Il en est de même de l'arbre et de la vis sans fin qu'il porte, et du tambour denté qui entraîne les organes moteurs dans son mouvement. Il est évident que dans cette transformation de mouvement, la rotation intermittente du tambour est extrêmement lente, et proportionnelle au pas de la vis et au diamètre de la couronne dentée; mais par cela même l'effort relativement assez faible agissant au bout du levier *S'S'*, se transforme en une action puissante sur l'arbre de la machine, tenant compte du reste de l'intensité des frottements de la vis avec la roue.

Pendant la marche de l'appareil, il est naturellement indispensable de faire cesser la relation existant exceptionnellement entre ces deux organes.

Le support recevant l'extrémité de l'arbre de la vis est donc à coulisse, et les coussinets en bronze entre lesquels il se meut peuvent se déplacer, du moment où l'on desserre la forte vis de pression qui les maintient. Un jeu très-faible existant dans l'autre palier dont les coussinets sont, du reste, à rotule, l'arbre peut être dès lors écarté du tambour, et la vis cesse d'engrainer. On a disposé un double rochet parce qu'il est indis-

pensable de faire tourner la machine dans les deux sens pour vérifier la marche de la distribution, etc.

L'arbre d'avant reçoit en port à faux un tambour Z ayant 1 mètre 64 centimètres de diamètre et 0.35 environ d'épaisseur. On a dit précédemment que dans les machines verticales le poids de toutes les parties mobiles tendait à produire une irrégularité dans le mouvement, puisque d'une part il faut un supplément d'effort pour relever ces organes, et que de l'autre leur retombée tend à produire une accélération de la vitesse de rotation. On aurait pu tenir compte de cette action en réglant la distribution en conséquence, et en amoindrir ainsi les effets. Cependant, pour qu'il soit possible de se rendre toujours facilement compte de la marche des tiroirs, on a préféré rendre leurs deux excursions entièrement symétriques et pendant l'ascension et pendant la descente des pistons, et obtenir l'équilibre nécessaire à la régularité du mouvement par une disposition convenable de contrepoids, puisque rien, d'ailleurs, ne limitait impérieusement le poids total des appareils. Le tambour Z n'est donc pas une couronne en fonte entièrement massive, mais il présente des évidements, et est disposé de telle sorte que ses parties pleines sont toujours à l'opposition des manivelles sur lesquelles pèsent les pistons, tiges, têtes de tiges, coulisseaux, bielles, etc. D'un autre côté, le poids des pistons des pompes à air, de leur tige, etc., etc., concourt aussi à équilibrer ces masses, puisque ces organes s'élèvent quand a lieu la retombée des premiers. Le tambour Z contribue aussi à assurer une usure uniforme et égale de toute la surface du coussinet du palier XX (pl. 45), sur lequel pèsent particulièrement la manivelle J et une partie des organes moteurs, bielles, tiges, etc. De cette manière deux poids sensiblement égaux agissent de part et d'autre du palier, et la résultante passant par le centre, on obtient une charge uniformément répartie sur toute la surface, et plus de stabilité. Quant à la couronne dentée AA, on conçoit par les dimensions lui données, qu'elle doit concourir puissamment aussi à équilibrer le poids des organes moteurs. Elle présente donc aussi des évidements, ses parties massives étant calées en opposition des manivelles.

#### APPAREILS DE VAPORISATION.

Les chaudières sont au nombre de quatre et réunies par groupes de deux vers l'avant. Elles sont chacune à trois foyers *aa* (planche 48), à ciel semi-cylindrique, prolongeant les parois planes entre lesquelles s'enfoncent les

foyers. Dans les chaudières destinées à la navigation fluviale, on est presque toujours forcé de réduire considérablement les dimensions qui contribuent à augmenter ce qu'on pourrait appeler le poids mort, et à réduire certaines parties du volume d'eau contenu, etc., etc., etc. C'est ainsi qu'on supprime souvent les cloisons d'eau *dd* s'étendant sous les cendriers, qu'on réduit autant que possible l'épaisseur de la lame d'eau existant *cc* entre les doubles parois, qu'on diminue l'intervalle entre les tubes bouilleurs, etc. La considération du tirant d'eau maximum domine alors exclusivement, et, d'un autre côté, les dépôts vaseux et calcaires, etc., parfois peu abondants, peuvent être enlevés d'ordinaire aussi fréquemment que l'exigent et la conservation de l'appareil et la nécessité d'une vaporisation économique. Il est loin d'en être de même dans les chaudières marines. Non-seulement elles ont de longues périodes de travail à fournir sans qu'il soit possible de les nettoyer d'une manière efficace, mais le sel que l'eau de mer tient en dissolution se dépose sur toutes les surfaces de chauffe, s'accumule dans les entre cloisons resserrées et expose leurs parois à rougir et à brûler si elles sont fortement exposées à l'action du foyer. C'est pourquoi l'eau doit pouvoir se renouveler facilement partout et les courants qui la renouvellent dans toutes les parties doivent avoir de libres accès. A cet égard, la cloison d'eau inférieure est particulièrement précieuse relativement à la bonne conservation, car les dépôts peuvent s'y réunir, ainsi que le sel, sans qu'il y ait aucun danger d'endommager ou de brûler les parois, l'action du combustible enflammé sur des tôles non refroidies par l'eau n'étant pas à craindre dans cette partie. Cette cloison d'eau a 16 centimètres d'épaisseur; il en est de même des deux lames d'eau d'entre-foyers. Quant aux cloisons extérieures, elles n'ont que 127 millimètres, la transmission en la chaleur n'ayant lieu qu'à travers une des parois qui les entoure, et la vaporisation étant proportionnelle à cette transmission. Les parties planes des parois des foyers sont consolidées par des entretoises en fer, taraudées dans les tôles, ayant 30 millimètres de diamètre, et placées autant que possible en carré ayant 36 à 37 centimètres de côté; les parois ont elles-mêmes 11 millimètres d'épaisseur. Les ciels des foyers ont reçu une forme elliptique, et la paroi plane inférieure ou de cendrier est raccordée avec leurs parois verticales par de larges parties circulaires qui, en agrandissant l'espace inférieur réservé aux dépôts de tartre et de sel, contribuent d'autre part à augmenter la résistance des parois à la pression qui tend à les déformer.

Les tôles de ciel ont 12 millimètres d'épaisseur, étant particulièrement exposées à l'ardeur du feu, qui en altère plus rapidement l'épaisseur. Leur forme cintrée ne donnant pas seule assez de garantie de résistance contre l'effort qui tend à les déformer, douze fortes armatures ou tirants en fer *ii*, ayant 32 millimètres de diamètre, assemblés à des charnières, œillets, ou pattes qui garnissent et la partie externe semi-cylindrique et le ciel de ces foyers, les soutiennent et les raidissent convenablement.

La largeur de chaque foyer est intérieurement de 1 mètre 10 environ. C'est aussi la largeur de la grille. Quant à sa longueur, égale à la profondeur du foyer à peu près, elle est de 3 mètres. Elle est scindée en 3 parties ou section, chaque barreau ayant 1 mètre de longueur et 45 millimètres d'épaisseur; l'espace libre existant entre eux pour le passage de l'air est d'environ 16 millimètres. Ces barreaux sont fortement inclinés vers le fond du foyer, l'espace minimum dont ils sont écartés du ciel étant à l'entrée d'environ 60 centimètres. Une table en fonte ayant 30 centimètres de profondeur les sépare de la porte, qui, sans cela, serait exposée à rougir et à se déformer. Quant à l'inclinaison donnée, outre qu'elle facilite le chargement et la conduite du feu, elle assure plus de stabilité à la grille, qui, sous l'action du roulis, pourrait se déplacer et se précipiter contre la porte avec le combustible embrasé. La surface de grille de chaque foyer est de  $1.10 \times 3.00 = 3.30$ , soit par chaudière  $3.30 \times 3 = 9.90$ ; l'appareil étant de 250 chevaux de force nominale, il vient  $\frac{9.90 \times 4}{250} = \frac{39.60}{250} = 0,158$  cent. carré par cheval nominal.

Les tubes bouilleurs sont en fer et au nombre de 230 par chaudière. Ils ont 89 millimètres de diamètre extérieur et leur longueur est de 2 mètres 27 extérieurement aux plaques tubulaires. Ils présentent donc par chaudière une surface de chauffe d'environ  $0,089 \times 3.1416 \times 2.27 \times 230 = 145.6$  environ. Quant à la surface de chauffe des foyers, caisse à fumée ou de retour de flamme, cloison d'entre-foyers, etc., elle est de 41.50 mètres carrés. On a ainsi par cheval nominal  $\left( \frac{145.6 + 41.50}{250} \right) 4 = 3$  mètres environ.

On a eu déjà occasion de dire combien grande était, dans les machines de bateau, la différence entre la force nominale et la puissance réelle que peut déployer l'appareil moteur, et l'on sait que c'est surtout dans les machines de mer que ce rapport est établi entre des limites très-étendues. Quoi qu'il en soit,

on conçoit que les chaudières destinées à cette navigation doivent être constituées sur des bases bien plus larges, offrir un plus grand développement de surface de chauffe et de grilles que celles qui accompagnent les machines destinées à la navigation fluviale. Les dépôts de sel, les incrustations, etc., après quelques jours de marche, viennent s'opposer à la libre transmission de la chaleur, et réduire la puissance évaporatoire. Augmenter l'intensité de la combustion en ce cas c'est souvent provoquer la destruction rapide des surfaces exposées au feu et imparfaitement en contact avec l'eau. Ce n'est que par une transmission lente de la chaleur, que par des feux modérés, qu'on peut assurer la bonne marche et la longue conservation, et, dans tous les cas, des chaudières très-puissantes sont une ressource bien précieuse quand on peut sortir d'un danger en faisant déployer pendant quelque temps à l'appareil toute la force qu'il peut produire.

Les plaques tubulaires *gg* sont en deux morceaux, leurs grandes dimensions permettant rarement d'obtenir d'aussi fortes tôles en une pièce, et une soudure dans le centre valant peut-être moins qu'une rivure; quatre tirants longitudinaux assemblés à boulons et écrous et remplaçant autant de tubes les raidissent d'ailleurs fortement. Des armatures analogues à celles du ciel des foyers raidissent de toutes parts les parois planes de ces chaudières et garantissent contre les déformations.

La cheminée *ee* est disposée intérieurement dans le corps de la chaudière, la forme rectangulaire de la boîte à fumée d'avant se transformant par degrés en contour cylindrique; cette cheminée intérieure est aussi solidifiée par des armatures, sa forme ne donnant pas assez de garantie contre une déformation. Cette disposition permet d'obtenir de la vapeur très-sèche, car le passage des produits de la combustion dans la chambre de vapeur donne lieu à un réchauffement énergique de la masse qui y est contenue. Les cendriers sont munis de portes destinées à interdire tout accès à l'air quand le feu est couvert. Les faces antérieures et postérieures sont percées de trous de lavage nombreux, fermés par des portes ou couvercles autoclaves *a' a'*, et des robinets extracteurs sont disposés pour rejeter au dehors les eaux trop chargées de sel. Les soupapes de sûreté *D'* sont en bronze et à charge directe, cet arrangement présentant plus de garantie d'un bon fonctionnement que dans le cas où la charge agit par intermédiaire d'un levier, dont le mode d'action peut être modifié par le roulis, etc. Un petit appareil destiné à les soulever est disposé partie à l'intérieur, partie au-dehors de la chaudière. Le levier à came de relevage *B* et le support *G'* sont figurés planche 50. Ce mouvement est in-

dispensable, quand, par une cause quelconque, on doit tirer les feux et laisser échapper la vapeur formée. La soupape régulatrice ou d'admission de vapeur *pp* est fortement boulonnée à la paroi cylindrique d'un petit dôme en tôle *E'* surhaussant les chaudières, et disposé vers l'avant. Elle est du système dit de Cornouailles, ce qui rend sa manœuvre facile en toute circonstance, le double siège permettant en outre de démasquer rapidement de larges orifices d'écoulement. Une petite pompe est de plus figurée planche 50. A chaque machine complète sont adjoints deux de ces petits appareils, qui sont mus à bras d'hommes. Ils sont destinés à remplir les chaudières après une réparation, à épuiser les eaux de la cale, si un dérangement survenu aux pompes spécialement destinées à cet usage en suspendait le jeu, etc., etc. Leurs pistons sont en bronze, le double corps de pompe recevant un fourreau en laiton. Un réservoir d'air *aa* est commun aux deux corps, les soupapes de refoulement étant disposées à sa partie inférieure. Une petite machine spéciale munie de sa chaudière est, du reste, disposée pour faire tout le service du grand appareil. C'est par son moyen qu'on alimente les chaudières quand le grand appareil ne fonctionne pas, qu'on fournit l'eau nécessaire au nettoyage du navire, qu'on épuise les eaux de cale, qu'on foule l'eau dans les chaudières en cas de dérangement aux pompes alimentaires, etc.

En donnant plus tard les dessins d'autres machines de bateau, on aura peut-être occasion de revenir sur quelques-unes des dispositions de ces appareils. Peut-être aussi pourra-t-on, par les diagrammes relevés au moyen de l'indicateur de Watt, donner une idée de la force qu'ils déploient réellement. Ce qui précède suffit, quant à présent, amplement à l'intelligence des planches, et permet de bien se rendre compte des dispositions. On a insisté particulièrement sur les avantages que présentent les machines du système vertical. C'est à ce point de vue surtout qu'il faut analyser leurs dispositions et tout l'ensemble de leurs ajustements. C'est à cet agencement soigneusement étudié de tous les organes, à la perfection du travail et sans doute aussi à la qualité des matériaux employés, que sont dues les qualités de marche, de stabilité, d'économie et de bonne conservation, qui ont rendu les machines qui viennent d'être décrites très-recommandables et leur ont mérité l'approbation des hommes spéciaux.



**DESCRIPTION**  
DU  
**PONT EN TREILLIS SUR LA MEUSE,**  
PRÈS DE MAESTRICHT,

**PAR J. A. KOOL,**

INGÉNIEUR EN CHEF DU CHEMIN DE FER D'AIX-LA-CHAPELLE A LANDEN, PAR MAESTRICHT,  
AUTEUR DU PROJET DE CE PONT.

---

**INTRODUCTION ET DONNÉES HISTORIQUES (1).**

---

Les actionnaires du chemin de fer d'Aix-la-Chapelle à Maestricht décidèrent, dans leur assemblée générale du 3 juin 1853, que ce railway, dont l'ouverture était attendue pour le mois d'octobre suivant, serait continué dans la direction de Hasselt, cette nouvelle voie établissant une communication raccourcie sans tunnels ni plans inclinés entre l'Allemagne et le réseau des chemins de fer belges.

---

(1) Les longerons, treillis, entretoises, supports du tablier, etc., du pont de Maestricht, ont été construits dans les ateliers de la Société Cockerill, d'après les dessins fournis par M. l'ingénieur en chef Kool.

La description qu'on va lire ne pouvait donc être mieux donnée que par l'auteur même du projet adopté, que par l'ingénieur qui a conduit les travaux jusqu'à leur parfait achèvement, et auquel aucun détail de construction, à partir de l'érection même des fondations des piles et culées, n'a pu échapper.

Tous les renseignements et données que renferme cette description sont dus par conséquent à M. l'ingénieur en chef Kool, auquel on en doit la rédaction toute entière.

Les travaux préparatoires furent entamés immédiatement et les projets successivement dressés; mais comme les autorisations de trois gouvernements étaient nécessaires, et qu'il devait être pris des arrangements diplomatiques, les expropriations ne purent être commencées qu'une quinzaine de mois plus tard.

Si l'on prend donc en considération les grandes difficultés de tout genre qui durent être surmontées, on doit reconnaître que ce railway, d'une longueur de 29 kilomètres et inauguré le 1<sup>er</sup> octobre 1856, a été exécuté avec une activité extraordinaire.

Parmi les ouvrages d'art exécutés sur cette nouvelle ligne, le pont sur la Meuse près de Maestricht, dont nous donnons ci-joint les dessins, occupe le premier rang.

Avant de passer à la description du pont par rapport aux maçonneries et fondations, ainsi qu'à la construction en fer, il ne sera pas superflu de faire connaître les données du projet en général et d'ajouter quelques notes historiques concernant l'exécution.

Les données principales du projet définitif étaient les suivantes :

*a.* Le coût du pont, en construisant la superstructure pour simple voie et les piles pour double voie, ne devait pas dépasser fr. 1,000,000, car cette somme avait été donnée comme limite maxima dans l'évaluation de l'avant-projet.

*b.* L'emplacement du pont devait être choisi de telle sorte que le génie militaire pût y donner son entière approbation, que son établissement n'exigeât point de nouveaux travaux de fortifications coûteux, et que les communications nécessaires restassent établies comme elles l'étaient précédemment.

*c.* Afin d'éviter des ponts tournants et de laisser la navigation dans les conditions existantes, le dessous du pont devait être placé à la même hauteur, au-dessus du niveau de l'eau, que la clef de la plus haute arche du pont en maçonnerie existant qui relie la ville de Maestricht au faubourg de Wyck.

*d.* Le raccordement de la voie à établir sur le pont avec celles des stations situées des deux côtés à proximité, ne devait pas donner lieu à de plus fortes pentes que 0<sup>m</sup>,008 par mètre.

*e.* Le rayon minimum de ces raccordements, serpentant par les fortifications, ne pouvait dépasser 375<sup>m</sup>,00.



*f.* La section verticale des travées du pont devait être telle que, lors des fortes eaux, celles-ci pussent s'écouler librement et sans occasionner de remou, vers le pont de Maestricht à Wyck, situé à 1000<sup>m</sup> en amont, et par suite, ne pas donner lieu à des inondations plus considérables ni plus fréquentes qu'avant l'établissement du pont.

*g.* Un chemin de halage devait rester établi sur la rive droite de la Meuse.

*h.* Les fondations, à mettre en rapport avec la nature du terrain, devaient pouvoir être exécutées en peu de temps et sans entraves pour la navigation, celle-ci ayant lieu une partie de l'année le long de la rive droite et l'autre partie le long de la rive gauche du fleuve.

*i.* En considération du fort courant, les piles devaient être placées dans sa direction et recevoir des dimensions proportionnées à la force de celui-ci.

Le projet, satisfaisant à ces conditions générales et ayant été approuvé par M. l'inspecteur en chef du Waterstaat Van der Kun, reçut la sanction du gouvernement néerlandais, et l'exécution en eut lieu, sous la direction de l'auteur, par l'ingénieur Van den Bergh, dans le courant des années 1855 et 1856, en déans 18 mois de temps.

La construction du pont fut adjugée à deux entrepreneurs, dont l'un eut à établir les fondations et les maçonneries d'élévation, et l'autre la partie en fer.

Les fondations et maçonneries, dont l'adjudication publique eut lieu le 23 septembre 1854, et dont l'estimation s'élevait à fr. 606,349, furent adjugées au prix de fr. 581,587, au sieur J. Bremken, d'Utrecht.

Le prix le moins élevé des six autres soumissionnaires qui se présentèrent à l'adjudication fut de fr. 634,920. Dans le montant de l'adjudication était comprise une somme de fr. 52,910 pour différents travaux à exécuter au prix du bordereau annexé au devis, tels qu'un pavillon pour bureaux, un atelier pour forgerons, la fourniture et l'établissement des ponts de service nécessaires à l'exécution de la superstructure en fer, etc.

D'après les stipulations du contrat, l'avancement des travaux de maçonneries devait être poussé toujours de telle façon, que l'exécution partielle de la superstructure pût avoir lieu sans entraves et qu'ils fussent entièrement achevés au 1<sup>er</sup> juillet 1856.

A l'exception de quelques maçonneries, dont l'achèvement était subordonné à celui du pont en fer, les dites stipulations ont été observées

strictement, et l'entrepreneur mérite les plus grands éloges pour la manière dont il s'est acquitté de sa tâche difficile.

Durant l'hiver de 1854 à 1855, les eaux furent tellement fortes qu'il était de toute impossibilité d'entamer les travaux de fondation. Ce n'est donc qu'au 10 mai 1855, jour de la pose de la première pierre de la culée de la rive droite, qu'on put commencer l'exécution de cet ouvrage, qui fut complètement achevé le 10 septembre 1856.

La construction en fer fut exécutée par la Société anonyme John Cockerill, à Seraing, qui, par contrat du 27 janvier 1855, entreprit la fourniture et l'exécution de ces travaux au prix, pour le pont en treillis, de fr. 64, et, pour les ponts latéraux dans les culées, de fr. 45 les 100 kilogrammes.

L'entier achèvement était fixé au 15 août 1856, et ce jour même l'ouvrage fut terminé. Ce prompt achèvement est dû au zèle infatigable de l'agent de la Société Cockerill, M. l'ingénieur A. Behne et du chef d'atelier, M. Poncelet.

Après la pose des traverses en bois, du tablier et des rails, l'épreuve officielle eut lieu le 1<sup>er</sup> septembre 1856, en présence de M. Badon Ghijben, ingénieur en chef du Waterstaat, assisté de M. l'ingénieur Schneitter, du même corps.

Le tableau des épreuves est donné dans l'annexe n° 1. Les beaux résultats acquis doivent être attribués tant à la bonne qualité du fer employé qu'au mode d'exécution au-dessus de tout éloge.

La peinture du pont, n'ayant pas été comprise dans l'entreprise, fut adjugée séparément et exécutée avec tous les soins désirables.

Comme nous n'avons l'intention que de donner une description fidèle du pont, tel qu'il est établi, et de son exécution, nous ne pouvons pas entrer dans une discussion des différents emplacements possibles et des considérations qui, parmi les différents avant-projets conçus quant à la communication à établir entre les deux stations près de Maestricht, ont fait pencher pour le projet admis. — De même nous passons sous silence les calculs hydrodynamiques qui donnèrent la conviction que l'ouverture adoptée pour les travées suffit au débouché lors des fortes eaux. Seulement, nous ferons connaître brièvement les résultats de ces calculs.

La largeur totale du profil d'écoulement du nouveau pont surpasse celle du pont de Wyck de 48<sup>m</sup>50.

L'aire du profil de la rivière, en amont de ce dernier pont, est, lors des plus fortes eaux connues, de 843<sup>m²</sup>, et sous le pont en aval de la

chute de 607<sup>m</sup>. Cette chute a, dans ce cas, la hauteur considérable de 0<sup>m</sup>62, et il résulte du calcul que la quantité énorme de 2593<sup>m</sup> d'eau passe alors sous le pont par seconde.

L'aire du profil du fleuve en amont du pont en treillis, par les plus fortes eaux connues, est, après l'élargissement du lit de la rivière du côté de la rive droite autant qu'il fut possible, de 1018<sup>m</sup>, et celle de tout le pont de 876<sup>m</sup>. Le calcul constate une vitesse de 2<sup>m</sup>547 dans le profil en amont et de 2<sup>m</sup>960 sous le pont, amenant l'existence d'une chute de 0<sup>m</sup>16. Le remou occasionné par cette chute au pont de Wyck peut être considéré comme nul. — Quant à la navigation, elle est déjà interceptée du moment où l'étiage de la rivière est à 2<sup>m</sup>50 au-dessous des hautes eaux; le barrage ne présente donc nul inconvénient. — En sus, nous devons encore faire observer que les hautes eaux dont il s'agit ne se présentent que trois ou quatre fois pendant un siècle et ne durent que quelques jours.

## I.

### DESCRIPTION GÉNÉRALE, SUIVIE DE CELLE DES FONDATIONS ET DES MAÇONNERIES.

Le pont est situé à environ 40<sup>m</sup> en aval de l'extrémité septentrionale de l'île St-Antoine et par conséquent dans les fortifications de Maestricht. (Voyez la carte de situation, planche 80) Les piles et culées ont été élevées pour double voie, avec sentier intermédiaire pour le service du garde-route.

Cependant la superstructure en fer n'a été établie que pour simple voie.

L'axe du pont est en ligne droite, mais les voies s'en écartent déjà au-dessus des culées.

Le pont se compose de six travées dont deux, la deuxième et la cinquième, mesurées dans l'axe, ont 30<sup>m</sup> d'ouverture, et les adjacentes des deux côtés chacune 27<sup>m</sup>50. Dans chaque culée est établi un pont de 7<sup>m</sup>60 d'ouverture, sous lequel se trouve un passage servant de communication militaire.

En donnant des numéros d'ordre aux piles, à commencer par la rive

gauche ou occidentale, celles n° 1 et n° 2 sont perpendiculaires à l'axe du pont, et les piles n° 4 et n° 5 font avec cet axe des angles d'environ 68 degrés, tandis que les faces latérales de la pile du milieu, ou pile d'appui n° 3, sont chacune parallèles à celles de la pile voisine, ce qui a également lieu pour les faces des culées du côté de la rivière.

L'épaisseur des piles mesurées dans l'axe au-dessus du soubassement, de même qu'au-dessus de la maçonnerie d'élévation, est, pour les piles n° 1 et n° 2, de 4<sup>m</sup>; pour les piles n° 4 et n° 5, de 4<sup>m</sup>37, et, pour la pile du milieu, de 6<sup>m</sup>575.

La longueur des piles au-dessus du soubassement, sans y comprendre les avant et arrière-becs est de 10<sup>m</sup>80, la mesure étant prise perpendiculairement à l'axe du pont.

Les avant-becs sont de forme ogivale et les arrière-becs de forme semi-circulaire ou elliptique biaise, selon la position droite ou oblique des piles. Pour les piles intermédiaires nos 1, 2, 4 et 5, l'épaisseur des avant et arrière-becs est déterminée par la largeur des piles, les plans cylindriques se trouvant tangentiels aux faces longitudinales des piles. La longueur des avant et arrière-becs est respectivement de 2<sup>m</sup>, et de 2<sup>m</sup>60 pour les piles droites et obliques.

Quant à l'avant-bec de la pile n° 3, ou du milieu, il a une épaisseur de 8<sup>m</sup>80 jusqu'au cordon, mesure correspondant à la plus grande largeur du côté sud de la pile, et une longueur de 3<sup>m</sup>80. Au-dessus du cordon, l'épaisseur diminue de 0<sup>m</sup>50 et la longueur de 0<sup>m</sup>60.

L'arrière-bec a un rayon de 1<sup>m</sup>925 jusqu'au cordon et de 1<sup>m</sup>675, à partir du cordon jusqu'à la surface supérieure de la pile.

La forme et les dimensions de l'ornementation de cet arrière-bec ont été adoptées pour les soubassements des tourelles établies aux entrées du pont, et nous les désignerons, dans la présente description et pour faciliter l'explication de celle-ci, par arrière-bec modèle.

Par suite des passages ménagés dans les culées, celles-ci se trouvent divisées en deux parties.

Pour la culée de l'ouest ou de la rive gauche, la partie baignée par les eaux, a, comme les piles, une longueur de 10<sup>m</sup>80 entre les arrière et avant-becs, et une épaisseur de 4<sup>m</sup>10. Ses arrière et avant-becs ont la forme et les dimensions de l'arrière-bec modèle.

La partie ouest, d'une longueur de 10<sup>m</sup>36, a deux murs en retour à angle

droit, longs en aval de 7<sup>m</sup>50 et en amont de 17<sup>m</sup>13; tous ces murs ont au-dessus des fondations une épaisseur de 1<sup>m</sup>80, diminuant en trois retraites chacune de 0<sup>m</sup>20, de telle sorte que son épaisseur à sa partie supérieure est de 1<sup>m</sup>20.

Le mur en retour en amont est orné d'un avant-bec semblable à l'arrière-bec modèle.

Le même travail existe au mur en retour d'aval auquel est appliqué en sus un petit arrière-bec semi-circulaire de 0<sup>m</sup>90 de rayon jusqu'au cordon qui sert ici de socle, et de 0<sup>m</sup>70 de rayon à partir du cordon jusqu'à la surface supérieure.

Ces deux derniers arrière-becs sont placés contre des trumeaux rectangulaires de 0<sup>m</sup>44 de saillie sur la tête du pont, et respectivement d'une largeur de 3<sup>m</sup>85 et de 1<sup>m</sup>80.

Dans la culée est ou de la rive droite, les deux parties sont, par suite de l'obliquité du passage, établies comme suit :

La partie ouest a, en plan, la forme d'un trapèze, dont les côtés parallèles mesurés au-dessus des fondations ont respectivement une longueur de 13<sup>m</sup>50 et de 4<sup>m</sup>10, tandis que leur distance verticale est comme celle des piles de 10<sup>m</sup>80. Contre la face d'aval se trouvent établis deux arrière-becs, l'un semblable à celui de la pile n° 3 et l'autre plus petit, des mêmes dimensions que celui de la culée de gauche à la tête d'aval.

Les trumeaux sont formés pour cette culée par le reculement de la face extérieure de 0<sup>m</sup>44, sur une longueur de 7<sup>m</sup>60. L'extrémité en amont est défendue par un avant-bec semblable à l'arrière-bec modèle.

Depuis la hauteur du cordon, formant socle, les faces parallèles du trapèze diminuent de 0<sup>m</sup>25 par une retraite du côté de la rivière.

Pour la partie est de la culée, c'est-à-dire celle contre les terres, la direction du mur principal, d'une longueur de 11<sup>m</sup>, est déterminée par la position du passage.

Les deux murs en retour sont parallèles à l'axe du pont; celui du côté d'aval a une longueur de 3<sup>m</sup>85 et celui du côté d'amont de 6<sup>m</sup>10. L'épaisseur de ces murs et l'emplacement des retraites sont les mêmes que pour la partie extrême de la culée de gauche. Les côtés d'aval et d'amont sont défendus par des arrière et avant-becs semblables à ceux qui ont été déjà mentionnés.

En général la surface supérieure des maçonneries des piles et culées se

trouve à la hauteur  $40^m39 + AP$ . On sait qu'en Hollande tous les nivellemens sont rapportés à la marée moyenne de la mer à Amsterdam, et que ce plan de comparaison est désigné par AP (Amsterdamsch peil); on entend par  $+ AP$  au-dessus du dit plan. Sur la pile du milieu et sur les culées s'élèvent, en suivant les contours des avant et arrière-becs, des murs de  $0^m70$  d'épaisseur, ornés de tourelles et de créneaux. Leur hauteur sans les chaperons correspond à la hauteur des longerons en treillis.

A part l'ornementation aux têtes de piles et aux culées, des garde-corps en fonte sont élevés sur les culées à la hauteur des ponts latéraux; sur ces gardes-corps sont représentées les armes des trois royaumes et des trois villes reliées par le nouveau railway. (Voyez pour les détails les planches 71 et 72.)

Malgré les différentes obliquités des piles et culées exigées par les différents courants de la Meuse, et aussi par suite de la direction du passage sous le pont latéral de la rive droite imposé par le génie militaire, on est parvenu à vaincre ces difficultés et à assurer une navigation libre et facile sous ce pont sans être entraîné dans des dépenses extraordinaires.

Après cette description générale, nous passerons à celle des fondations et des maçonneries d'élévation. Afin d'éviter des répétitions, nous ne reviendrons pas sur les formes déjà décrites ci-dessus.

#### FONDATIONS DES PILES.

Un banc de gravier très-solide se trouve dans toute la vallée de la Meuse près de Maestricht à la profondeur de 3 à 6 mètres sous le sol naturel. L'épaisseur de ce banc est généralement évaluée à 5 ou 6 mètres. Le lit de la Meuse à l'emplacement du pont est situé de  $38^m,50$  à  $40^m,00 + AP$  et un sondage effectué jusqu'à  $36^m,00 + AP$  n'a fait reconnaître que du gravier.

Un tel terrain de fondation ne laissait rien à désirer par rapport à la solidité du sol. Une grande profondeur de fondations fut donc jugée plutôt nuisible qu'avantageuse. La seule précaution prise fut de garantir les fondations contre tout danger d'affouillement par un très-fort enrochement.

Afin d'obtenir un plan de fondation et particulièrement pour donner une

bonne assise à l'enrochement, la profondeur minimum de drainage fut fixée à 0<sup>m</sup>,60 au-dessous du lit existant de la rivière.

Toutes les piles sont fondées sur béton. Le béton est versé dans des caisses formées de parois en chêne. Ces parois sont attachées par des étriers en fer à des pilotis enfoncés à cet effet en place convenable autour des piles (1).

### CONSTRUCTION DES CAISSES A BÉTON.

Les six parois dont se compose chaque caisse à béton et dont la surface supérieure se trouve à 41<sup>m</sup>,40 + AP, niveau de l'étiage des eaux, sont placées dans de petites rigoles draguées à 0<sup>m</sup>,30 en contrebas des plans de la fondation de béton, dont nous indiquerons les côtes plus loin.

Chaque paroi se compose d'une semelle, d'un chapeau, de montants et de croisillons, tous ces bois ayant un équarrissage de 0<sup>m</sup>,20 sur 0<sup>m</sup>,20, et d'un revêtement en planches d'une épaisseur de 0<sup>m</sup>,08.

Les chapeaux et semelles, dépassant en longueur les mesures ordinaires, sont composées de deux poutres, assemblées à trait de Jupiter, de 0<sup>m</sup>,60 de longueur. Cet assemblage est renforcé par des bandes en fer et des boulons.

On a eu soin de ne pas faire coïncider verticalement les points plus ou moins affaiblis.

Le nombre des montants est pour chacune des piles n° 1, n° 2, n° 4 et n° 5 de 26, et pour la pile n° 3 de 28 pièces. Les montants sont disposés pour être masqués par les pilotis.

Les plus grands compartiments des parois, comme suite de cette disposition, sont renforcés par des croisillons. Au point de croisement est appliqué un boulon de 0<sup>m</sup>,03 de diamètre, passant aussi par le revêtement en planches et ayant une longueur de 0<sup>m</sup>,28 entre la tête et l'écrou.

Le nombre de ces croisillons est pour chacune des piles n° 1, 2, 4 et 5 de 14, et pour la pile n° 3 de 13.

---

(1) Pareil mode de fondation, à quelques exceptions près, a été employé au pont du chemin de fer sur la Seine près de St-Germain.

Tous les bois sont assemblés à tenons et mortaises. Chaque montant est en outre attaché au chapeau et à la semelle au moyen d'étriers d'une longueur développée de 1<sup>m</sup>,20, d'une épaisseur de 0<sup>m</sup>,02 et d'une largeur de 0<sup>m</sup>,06.

Les planches du revêtement sont placées verticalement. Chacune d'elles est fixée au moins par trois boulons barbelés à chacune des pièces composant la paroi qu'elle rencontre.

Le nombre de pilotis correspond à celui des montants des parois.

Les pilotis ont à la tête un équarrissage d'au moins 0<sup>m</sup>,35 sur 0<sup>m</sup>,35, et à l'extrémité inférieure de 0<sup>m</sup>,25 sur 0<sup>m</sup>,25. Leur longueur est de 5<sup>m</sup>,50 à 7<sup>m</sup>,00. Ils sont enfoncés au moins jusqu'à la profondeur de 36<sup>m</sup>,60 + AP et en tout cas jusqu'au refus. Les pilots sont armés d'un sabot en fer pyramidal triangulaire d'un poids de 10<sup>k</sup>,12.

Le pilotis est assemblé à la paroi au moyen de 2 étriers en fer. Chacun de ces étriers, attaché par de forts boulons au châssis d'une paroi, a une longueur développée de 2<sup>m</sup>,00 et un équarrissage de 0<sup>m</sup>,05 sur 0<sup>m</sup>,05.

Les vides entre les pilotis et les étriers sont remplis au moyen de coins en bois de chêne, enchassés jusqu'à ce qu'ils dépassent l'étrier inférieur.

Les parois et les pilotis sont encore reliés par des ancrs transversales passant par les pilotis et les chapeaux des parois. Ces ancrs en fer rond, de 3 centimètres de diamètre, sont au nombre de 4 pour chaque pile. Elles ont une longueur de 6<sup>m</sup>,80 pour les piles n<sup>os</sup> 1, 2, 4 et 5, et une longueur moyenne de 9<sup>m</sup>,20 pour la pile n<sup>o</sup> 3.

Tous les bois employés dans les fondations sont en essence de chêne.

Les parties composant les caisses à béton furent placées de telle manière que l'intérieur de ces caisses reçut en plan la forme suivante :

a. Pour les piles n<sup>os</sup> 1 et 2, un rectangle d'une longueur de 14<sup>m</sup>,60 sur une largeur de 5<sup>m</sup>,20, et contre ce rectangle du côté d'aval un triangle ayant pour base une largeur d'égale au rectangle prémentionné et une hauteur de 1<sup>m</sup>,70; du côté amont également un triangle de même base que le premier, mais d'une hauteur de 2<sup>m</sup>,90.

b. Pour la pile n<sup>o</sup> 3, un trapèze, dont les côtés parallèles, distants l'un de l'autre de 13<sup>m</sup>,40, ont respectivement une longueur de 4<sup>m</sup>,90 et de 10<sup>m</sup>,40, et contre ces côtés en aval deux triangles réunis, reposant sur une même base de 4<sup>m</sup>,90 et ayant pour hauteur respectivement 0<sup>m</sup>,20 et 1<sup>m</sup>,70, et en amont un triangle d'une longueur de 10<sup>m</sup>,70 sur une hauteur de 4<sup>m</sup>,10.



c. Pour les piles n<sup>os</sup> 4 et 5, un trapèze, dont les côtés parallèles, distancés de 5<sup>m</sup>,20, ont respectivement une longueur de 15<sup>m</sup>,80 et de 14<sup>m</sup>,30. Contre ce trapèze, en aval, un triangle, ayant 5<sup>m</sup>,00 de base sur 1<sup>m</sup>,60 de hauteur, et au sud également un triangle qui a pour base 5<sup>m</sup>,50 et pour hauteur 4<sup>m</sup>,20.

La surface inférieure du massif en béton se trouve :

Pour la pile n<sup>o</sup> 1 à 39<sup>m</sup>,50 + AP.

»	»	2	»	39 <sup>m</sup> ,10	»
»	»	3	»	39 <sup>m</sup> ,30	»
»	»	4	»	39 <sup>m</sup> ,30	»
»	»	5	»	38 <sup>m</sup> ,90	»

La surface supérieure dudit massif s'arrase à la surface supérieure des chapeaux des caissons. Elle est donc établie au niveau de l'étiage des eaux.

Dans le béton des fondations des piles, sept ancres furent placées dans le but de diminuer la pression contre les parois. (Voyez les planches 73, 74 et 79.)

Chacune de ces ancres est composée d'une tringle en fer de 0<sup>m</sup>,05 de diamètre et de deux forts plateaux en fonte, en forme de bouclier, de 0<sup>m</sup>,60 de diamètre, qui sont attachés aux extrémités de la première au moyen d'écrous.

Le béton était composé comme suit :

10 parties de chaux éteinte de Chaudfontaine,

4 » de sable graveleux,

6 » de trass,

10 » de briques concassées, les morceaux ayant la grandeur d'un œuf de poule,

7 » de granit concassé idem.

#### ENROCHEMENTS.

Les caisses à béton sont entourées par des enrochements recouvrant la surface supérieure des fondations d'au moins 0<sup>m</sup>,30 de hauteur et descendant dans la rivière avec une inclinaison de 1 1/2 de base pour 1 de hauteur.

Ces enrochements sont construits en moellons bruts de pierre calcaire, dont les dimensions varient de 0<sup>m</sup>,40 à 0<sup>m</sup>,60; chaque pierre a donc un volume de 1/9 de mètre cube environ.

### FONDATION DES CULÉES.

Les culées sont fondées sur les rivages en terre ferme. Cependant, afin d'être entièrement sauvegardée contre les eaux, la maçonnerie de la partie de la culée de la rive gauche contre la rivière repose sur une fondation en béton de 0<sup>m</sup>,50 d'épaisseur, et celle de la même partie de la culée de la rive droite sur une même fondation de 1<sup>m</sup>,00 d'épaisseur.

La surface supérieure de ces fondations est située à 41<sup>m</sup>,94 + AP. Elle fait saillie dans tous les sens de 0<sup>m</sup>,225 sur le tracé des maçonneries d'élévation décrit plus haut.

La fondation de la culée de droite est garantie contre les forts courants par un perré établi sur cette rive.

Les moellons dont il est construit ont une queue d'au moins 0<sup>m</sup>,60 et une longueur de 0<sup>m</sup>,45, sur une hauteur régulière d'environ 0<sup>m</sup>,30.

A la hauteur des plus basses eaux, ce perré repose sur une charpente composée de pilotis surmontés d'un chapeau et de palplanches. Cette charpente est garantie par un enrochement descendant dans la rivière avec un talus de deux fois la hauteur pour base. Les fondations des parties extérieures des deux culées, ayant aussi une saillie de 0<sup>m</sup>,225 autour du périmètre des maçonneries décrites, ont une épaisseur de 0<sup>m</sup>,80 et sont construites en tuffeau du pays.

La naissance de ces fondations est située pour la culée gauche à 44<sup>m</sup>,88 + AP et pour la culée droite à 45<sup>m</sup>,28 + AP.

### MAÇONNERIE D'ÉLEVATION.

Toutes les faces de la maçonnerie sont en pierre de taille de la vallée de l'Ourte dite *petit granit*, excepté les faces des passages dans les deux culées, et les murs en retour de ces culées exécutés, comme aussi toutes les maçonneries intérieures, en briques de premier choix cuites dans les environs de Maestricht.

Les faces en pierre de taille sont élevées en parfaite liaison et par assises régulières.

Pour les piles, l'épaisseur des revêtements en petit granit est en moyenne

de 1<sup>m</sup>,10, c'est-à-dire que dans la même assise les pierres sont posées par carreaux et boutisses, ayant les premiers 0<sup>m</sup>,80 et les autres 1<sup>m</sup>,40 de queue, à l'exception de la première, qui forme le soubassement avec une saillie de 0<sup>m</sup>,15, et de l'assise formant corniche avec une saillie de 0<sup>m</sup>,45. L'épaisseur de ces deux assises est ainsi respectivement de 1<sup>m</sup>,25 et de 1<sup>m</sup>,55 en moyenne.

Les avant et arrière-becs des piles sont surmontés de chaperons sphériques, formés en quatre pièces, dont une superposée sur les trois autres. Ces chaperons ont la même forme en plan que les avant et arrière-becs. Leur hauteur est de 0<sup>m</sup>,80, mais ils sont encastrés de 0<sup>m</sup>,05 dans l'assise formant la corniche.

Pour les culées, l'épaisseur des revêtements en pierre de taille est pour les faces parallèles aux courants et aux arrière et avant-becs des piles en moyenne 1<sup>m</sup>,00, tandis que les bossages aux extrémités des passages sont encastrés dans la maçonnerie de briques sur une moyenne de 0<sup>m</sup>,60.

La largeur des pierres dans les parements vus est en général de 0<sup>m</sup>,90. Font exception quelques pierres de liaison avec les avant et arrière-becs des piles et les tourelles.

Les mêmes joints horizontaux correspondent dans l'ouvrage entier. Voici de quelle manière :

La hauteur du soubassement des piles est de 0<sup>m</sup>,66; sa surface supérieure est donc située à 42<sup>m</sup>,06 + AP. Suivent 11 assises, chacune de 0<sup>m</sup>,40, et ensuite l'assise de 0<sup>m</sup>,60 d'épaisseur formant corniche; la surface supérieure de cette dernière est donc située à 47<sup>m</sup>,06 + AP.

Vient ensuite l'attique, formée de 5 assises, chacune d'une hauteur de 0<sup>m</sup>,366, et l'assise supérieure d'une épaisseur de 0<sup>m</sup>,50. Ainsi la surface des piles est située à 49<sup>m</sup>,39 + AP, comme il a été dit plus haut.

Pour les faces des culées près de la rivière, la première assise a une hauteur de 0<sup>m</sup>,52, et la surface est située à 42<sup>m</sup>,46 + AP, hauteur d'un joint de pile. Les assises qui suivent ont la même hauteur que celles des piles, la surface du soubassement correspondant avec la surface de la corniche des piles.

Pour les parties extérieures des culées, l'assise inférieure des arrière et avant-becs et des bossages prend naissance, pour la culée de gauche, à 45<sup>m</sup>,66 + AP, et pour la culée de droite, à 46<sup>m</sup>,06 + AP, correspondant également avec les assises des piles.

Les culées, ainsi que les piles, sont couronnées d'une assise de 0<sup>m</sup>,50 d'épaisseur.

Les murs crénelés au-dessus des piles et des tourelles ont été élevés par assises de 0<sup>m</sup>,40 de hauteur, et surmontés d'une corniche à moulures de la même épaisseur.

Chaque pierre de taille des piles est reliée au bloc adjacent de la même assise au moyen de deux agrafes en fer. Cette liaison n'est pas exécutée dans l'assise supérieure, qui, par suite de son système d'appareil, ne peut changer de position.

De plus, les revêtements des deux faces latérales de chaque pile sont encore reliés dans chaque assise au moyen de trois ancrés, de manière que toute déviation est rendue impossible. De même les pierres de taille des murs crénelés sont attachées entre elles par des agrafes. Le mastic connu, composé de 2 parties de chaux éteinte, 2 de poudre de briques et 1 de limaille de fer, a été employé à cet effet.

Toutes les pierres de taille des parements en vue sont proprement ciselées sur une largeur de 0<sup>m</sup>,05 autour des joints et à lignes perpendiculaires sur ces derniers. Le plan intérieur est taillé à la gradine.

Les parties servant exclusivement d'embellissement, sont entièrement ciselées au fin ciseau.

Toutes les maçonneries indistinctement sont exécutées en mortier de trass bâtard, composé de 20 parties de chaux hydraulique éteinte de Chaudfontaine, 13 de trass d'Andernach et 13 de sable graveleux.

## II.

### QUELQUES OBSERVATIONS SUR L'EXÉCUTION DES FONDATIONS ET DE LA MAÇONNERIE.

La proximité de l'île St-Antoine a beaucoup contribué à accélérer et à faciliter l'exécution des travaux.

Lorsque les caisses à béton furent placées, on construisit de l'île à la pile n° 3 des ponts de service, ainsi que de cette pile aux deux avoisinantes.

Les matériaux, arrivant par bateaux, furent déposés sur la pointe

septentrionale de ladite île et transportés, au fur et à mesure des besoins, par camions sur des voies provisoires en bois, afin d'arriver jusqu'aux susdits ponts de service et ensuite à pied-d'œuvre par leur moyen.

Ce dernier transport eut lieu aussi longtemps que possible, sur des plans inclinés, posés sur des chevalets ayant leurs points d'appui sur les ponts de service, mais, au fur et à mesure de l'élévation des maçonneries, les matériaux furent élevés et mis en place au moyen de chèvres.

Le même système fut suivi pour la construction des culées et des piles voisines de celles-ci.

De cette manière, trois différents ateliers furent créés, dont chacun était pourvu de son hangar pour la préparation des mortiers, ainsi que de ses magasins, et l'on travailla, suivant les besoins, dans un ou deux de ces ateliers ou même dans tous les trois en même temps.

L'entrepreneur était ainsi à même d'occuper toujours tous ses ouvriers, ce qui était non-seulement dans son propre intérêt, mais encore dans l'intérêt de l'ouvrage.

La garantie pour les ouvriers d'être occupés pendant toute la campagne devait nécessairement les stimuler, ce qui eut lieu en effet.

Nous avons d'ailleurs observé maintes fois qu'en général une certaine ambition de contribuer à l'exécution d'un grand travail, n'est pas étrangère au simple ouvrier, qu'il aime à le voir terminer par sa main, et que la bonne réussite lui cause des moments heureux aussi bien qu'à l'ingénieur.

Les parois des caisses à béton furent d'abord achevées sur la rive droite, et les étriers pour les fixer aux pilotis y furent attachés définitivement. On descendit chacune de ces parois dans la rivière au moyen de rouleaux placés sur un talus bien aplani. On les fixa ensuite dans une position verticale au moyen de cordes et de poutres au bord de l'un des deux bateaux accouplés, ce qui fut nécessaire à la conservation de l'équilibre, et de cette manière elles furent amenées en place. Une autre méthode plus simple, qu'on adopta finalement, fut d'en faire des radeaux, en y attachant d'autres gros bois d'un moindre poids spécifique.

L'idée primitive de placer d'abord ces pilotis avec toute la justesse possible, de hisser ensuite les parois et de faire glisser en dernier lieu les étriers autour des pilotis en faisant redescendre la paroi, dut être rejetée, le gros gravier du lit de la rivière ne permettant pas de ficher les pilotis bien exactement à leur place respective.

La place à occuper par une paroi fut donc déterminée par deux pilotis provisoires et, après l'avoir mise en place, on ficha deux autres pilotis provisoires du côté opposé pour la fixer invariablement. Ceci fait, les pilotis définitifs furent placés passant par l'intérieur des étriers, et le jeu de la sonnette commença.

Ordinairement le temps requis pour battre les pilotis et pour placer les parois de la fondation d'une pile fut de 4 à 5 jours.

Afin de pouvoir commencer les maçonneries, les eaux ayant une certaine hauteur au-dessus des basses eaux, les planches de revêtement furent prises 1<sup>m</sup>,50 plus longues que ne l'exigeait le revêtement des bâtis.

Il est de toute nécessité que la caisse à béton ne soit pas impénétrable à l'eau, ou plutôt que l'eau en puisse sortir, car, au fur et à mesure qu'on jette le béton et pour le rendre aussi compacte que possible, l'eau superflue qui se trouve dans les couches inférieures doit pouvoir trouver des débouchés.

Pour cette raison, les planches ne furent pas trop serrées lors de la construction des parois. Ceci n'a pas d'inconvénients pour la partie supérieure, qui doit être mise à sec, pourvu que le rapport entre la surface totale des fentes et les moyens d'épuisement soit tel, qu'on puisse établir une différence, même très-minime entre les niveaux intérieur et extérieur. L'épuisement étant commencé, on place autant d'ouvriers que possible autour de la caisse, et ceux-ci bourrent d'étoupe et calfeutrent à l'intérieur toutes les fentes sur la hauteur de la différence des niveaux obtenus. Il est clair que cet ouvrage s'exécute de plus en plus facilement, puisque les surfaces d'entrée des eaux diminuent continuellement.

A Maestricht, le niveau de l'eau étant à 1<sup>m</sup>,00 au-dessus du béton, la caisse put être mise à sec par le travail de trois pompes ordinaires en-déans une demi-journée de travail, et, depuis, le jeu d'une seule pompe suffit jusqu'à l'élévation de la maçonnerie au-dessus des eaux.

Nous pensons devoir faire remarquer que les dimensions des parois latérales employées doivent être considérées comme un maximum. Pendant le transport, elles plièrent considérablement, et l'on craignit de les voir se rompre. Nul doute cependant qu'on ne puisse fonder de la même manière sur de plus grandes longueurs et à de très-grandes profondeurs en construisant les parois en plusieurs parties.

Dans le cas où les parois devraient être superposées, la nécessité se ferait

probablement sentir de placer des pilotis spéciaux pour l'attache des parois supérieures et de faire avancer graduellement et en même temps l'enrochement à l'extérieur et le bétonnage à l'intérieur.

De l'agrandissement des caisses de fondation résulterait également l'augmentation proportionnelle des ancrés à plateaux dans le béton servant à diminuer la poussée contre les parois.

Le bétonnage s'est opéré au moyen de tubes en bois de différentes longueurs, correspondant à des couches de 0<sup>m</sup>,40 d'épaisseur.

Ces tubes reposaient sur des roulettes dans un solide bâti, lequel eut ses points d'appui sur les parois de la caisse de fondation. D'après le cahier des charges, il incombait à l'entrepreneur de faciliter l'ouvrage par un système de railways dans les deux sens; mais le mouvement de va-et-vient des tubes et le déplacement du bâti au moyen du pied de biche furent reconnus suffisants.

Pour toute sûreté, on ne commença la maçonnerie que 35 à 40 jours après l'achèvement de la fondation en béton.

Aussi, pas le moindre tassement n'a été constaté.

Le hissement des blocs de pierre de taille eut lieu d'après une méthode connue, c'est-à-dire par l'emploi d'une pyramide tronquée reposant dans un trou taillé en forme de queue d'hirondelle dans la pierre et près du centre de gravité. Cette pyramide est composée de trois pièces de fer qui, après avoir été placées dans le trou, sont réunies par un boulon à la partie supérieure de manière qu'elles ne puissent plus en sortir.

La pierre peut donc être levée par une force appliquée à cette pyramide, ce qui se fait par la chèvre et un crampon attaché à la pyramide. C'est, d'après notre opinion, la meilleure méthode, l'endommagement des pierres étant impossible.

### III.

#### DESCRIPTION DE LA CONSTRUCTION EN FER.

Le pont en treillis est construit en deux parties, séparées sur la pile du milieu. Par conséquent, chacune de ces parties du pont s'étend sur trois travées. Les piles dans le bras Est de la rivière n'étant pas placées à angles droits sur l'axe du pont, les deux parties n'ont point la même longueur. La partie Ouest est longue de 95<sup>m</sup>,646, et celle Est de 97<sup>m</sup>,941.

Les extrémités de la première de ces parties se trouvent sur une longueur au-dessus de la culée de 1<sup>m</sup>,30 et au-dessus de la pile du milieu de 1<sup>m</sup>,096. Les extrémités de la deuxième partie sont placées sur une longueur au-dessus de la pile du milieu de 1<sup>m</sup>,97 et au-dessus de la culée de 2<sup>m</sup>,08, les mesures étant prises dans l'axe de la voie.

La construction en fer consiste principalement en deux longerons en treillis de la forme du double T (I), reliés entre eux, de distance en distance, par des traverses et d'une longuerine suivant l'axe de la voie. Toute la construction est exécutée en fer forgé ou laminé.

### LONGERONS EN TREILLIS.

Les bandes supérieures et inférieures ont chacune une largeur de 0<sup>m</sup>,27 sur une hauteur de 0<sup>m</sup>,06, et sont fixées d'une manière invariable aux treillis proprement dits au moyen de deux rangées de fers d'angle et de rivets. Ces bandes sont formées chacune de trois barres superposées. Ces barres ont été fabriquées sur une longueur de 15<sup>m</sup>,00 en soudant trois pièces, et ces soudures sont faites en bonne liaison. Au-dessus des piles et au milieu de chaque ouverture un joint fut toléré, mais à ces places les bandes sont renforcées par une quatrième barre de 0<sup>m</sup>,27 de largeur sur 0<sup>m</sup>,025 d'épaisseur, celle du milieu a une longueur de 2<sup>m</sup>,92 et celle du dessus des rouleaux sur les piles de 0<sup>m</sup>,85. Ces bandes et les fers d'angles juxtaposés sont réunis par des rivets distancés l'un de l'autre de 0<sup>m</sup>,23.

Chaque treillis est composé de barres en fer qui se croisent rectangulairement et qui font avec l'horizon des angles de 45°. Ces barres sont réunies à chaque croisement par un rivet. La distance des barres, mesurée de centre en centre, est à peu près de 0<sup>m</sup>,322, tandis que la diagonale des carrés de rivet à rivet est de 0<sup>m</sup>,455 ou tout juste de 0<sup>m</sup>,4546. Ces barres ont une largeur de 0<sup>m</sup>,08 et une épaisseur de 0<sup>m</sup>,016. Cependant elles sont remplacées aux parties extrêmes du pont et au-dessus des piles par des tôles de la même épaisseur de 0<sup>m</sup>,40 de largeur.

Un fer d'angle est placé à l'intérieur de chaque longeron en treillis à la hauteur convenable pour servir d'assise aux supports ou sabots, dans lesquels reposent les traverses en bois. Ces supports, fabriqués de tôle de 0<sup>m</sup>,01 d'épaisseur et raffermis aux nervures par des cornières, sont, ainsi que le



fer d'angle décrit ci-dessus, rivés aux barres du treillis. La hauteur totale du longeron en treillis, non compris les plaques partielles mentionnées plus haut, est de 3<sup>m</sup>,05.

### RELIEMENTS TRANSVERSAUX.

La distance des deux longerons en treillis, de centre en centre, est égale à 4<sup>m</sup>,30.

Les traverses sont travaillées sur cette base et s'ajustent parfaitement aux bandes supérieures et inférieures, aux fers d'angles et aux treillis longerons.

Chaque traverse consiste en trois tôles de la forme indiquée dans le dessin. Ces tôles sont reliées au moyen de bandes superposées et de rivets, et garnies dans tout leur pourtour d'une double rangée de fers d'angle, rivés aux tôles et boulonnés aux longerons en treillis.

Les coins formés par les fers d'angles à proximité des bandes supérieure et inférieure, sont renforcés par des pièces de fonte parfaitement ajustées, lesdites parties des traverses ayant beaucoup à souffrir.

On a encore renforcé extérieurement les reliements transversaux extrêmes par des lattes en fer d'une largeur de 0<sup>m</sup>,176 et d'une hauteur égale à celle du treillis.

Chaque traverse placée perpendiculairement à l'axe du pont est fixée au treillis à l'endroit d'un croisement de barres obliques.

Il est donc absolument nécessaire que tous les points de croisement superposés de l'un des longerons coïncident avec les points de croisement superposés respectifs du second, et que tous ces points soient placés dans un même plan.

La distance des traverses est, de centre en centre, égale à  $6 \times 0,4546$ , soit 2<sup>m</sup>,728; à l'exception desdites distances au-dessus des piles et des culées, qui est déterminée par la position des piles, par les longueurs requises pour points d'appui et par la place convenable pour le reliement avec les longerons.

En rapport avec ce qui précède, la partie Ouest du pont a été partagée par les traverses dans le sens de sa longueur, comme suit :

Un compartiment à l'extrémité, y compris la demi-largeur de la traverse finale, ayant une longueur de . . . . . 3<sup>m</sup>,040

Dix compartiments chacun de . . . . .	2 <sup>m</sup> ,728
Un » » . . . . .	1 <sup>m</sup> ,364
Douze » » . . . . .	2 <sup>m</sup> ,728
Un » » . . . . .	1 <sup>m</sup> ,364
Dix » » . . . . .	2 <sup>m</sup> ,728
Un (avec observation comme ci-dessus) . . . . .	2 <sup>m</sup> ,590
La partie Est du pont est divisée en :	
Un compartiment comme ci-dessus de . . . . .	1 <sup>m</sup> ,010
Douze compartiments chacun de . . . . .	2 <sup>m</sup> ,728
Un » » . . . . .	1 <sup>m</sup> ,590
Douze » » . . . . .	2 <sup>m</sup> ,728
Un » » . . . . .	1 <sup>m</sup> ,590
Onze » » . . . . .	2 <sup>m</sup> ,728
Un compartiment final de . . . . .	1 <sup>m</sup> ,010

#### LONGUERINE DU MILIEU.

Pour soutenir les traverses en bois, on a placé dans l'axe entre les deux longerons un relèvement longitudinal, allant de traverse en traverse.

Cette longuerine d'une hauteur de 0<sup>m</sup>,27, est formée d'une tôle de 0<sup>m</sup>,019 d'épaisseur, renforcée en-dessus et en-dessous par une double rangée de fers d'angle.

Les extrémités des fers d'angle supérieurs sont recourbées et s'appuient sur des plaques adaptées par des rivets aux relèvements transversaux. Ces plaques servent en même temps au moyen de parties recourbées à angles droits, formant oreilles, pour l'attache des croix de St-André, qui sont décrites ci-après.

Afin d'obtenir un assemblage parfait de la longuerine avec les relèvements transversaux, une plaque de 0<sup>m</sup>,60 de longueur sur 0<sup>m</sup>,176 de largeur et 0<sup>m</sup>,02 d'épaisseur, relie, en outre, les deux pièces successives de la longuerine en passant transversalement sous la traverse, à laquelle elle est attachée au moyen de rivets comme de même aux fers d'angle inférieurs de la traverse.

#### CROIX DE ST-ANDRÉ.

Dans chaque demi-compartiment formé par le longeron, la longuerine du milieu et deux relèvements transversaux, une croix de St-André en fer plat est placée un peu au-dessous des traverses en bois.

Cette croix de St-André consiste en deux fers d'une largeur de 0<sup>m</sup>,08 et d'une épaisseur de 0<sup>m</sup>,012, rivés au point de croisement, et ses extrémités sont boulonnées aux oreilles ou hacons susmentionnés et au fer d'angle, sur lequel reposent les supports des traverses en bois.

#### FERS D'ANGLE, RIVETS ET PIÈCES DE REMPLISSAGE.

Les fers d'angles, attachés aux bandes supérieures et inférieures, ont un poids de 22<sup>k</sup>,50 et tous les autres de 18<sup>k</sup>,50 par mètre courant.

La partie cylindrique des rivets a un diamètre de 0<sup>m</sup>,022; les têtes sont demi-sphériques, d'un diamètre de 0<sup>m</sup>,035. Chaque fois que deux fers non juxtaposés durent être réunis par des rivets, le vide fut rempli par une rondelle de la dimension nécessaire.

#### POINTS D'APPUI POUR LA CONSTRUCTION EN FER.

La partie d'Ouest du pont fut fixée immédiatement sur la pile n° 2, et la partie Est sur la pile n° 4.

La dilatation a donc lieu à partir de ces piles de part et d'autre, et les ponts dilatés se meuvent alors sur des rouleaux, placés sur les autres piles et sur les culées.

Afin de partager la charge, le pont porte directement ou par l'intermédiaire des dits rouleaux sur des plaques en fonte de 0<sup>m</sup>,86 de longueur sur 0<sup>m</sup>,59 de largeur, sans les oreilles, et d'une épaisseur de 0<sup>m</sup>,12, lesquelles sont encastrées dans la pierre de taille et fixées à la maçonnerie au moyen de pièces d'ancrage à vis et écrous. La hauteur de l'encastrement varie de 0<sup>m</sup>,04 à 0<sup>m</sup>,06, les plaques ayant dû être placées à tel niveau, qu'après l'achèvement de l'ouvrage, la surface du roulement des rails se trouvât à 50<sup>m</sup>,20 + AP.

Sur chaque pile se trouvent 4 de ces plaques, et sur chaque culée 2; le nombre total est donc de 24. Elles sont placées deux à deux normalement à l'axe du pont.

Les rouleaux sont réunis par systèmes de 4 pièces.

Ils sont en fonte, parfaitement cylindriques, travaillés au tour et se composent d'un cylindre intermédiaire de 0<sup>m</sup>,09 de diamètre, long de 0<sup>m</sup>,28 et de deux cylindres extrêmes de 0<sup>m</sup>,12 de diamètre, long de 0<sup>m</sup>,07, le premier portant la charge, les derniers servant de guide.

L'accouplement des 4 rouleaux se fait au moyen de deux fers, qui embrassent des axes en fer forgé, placés à la fonte dans les rouleaux.

#### TRAVERSES EN BOIS.

Les traverses en bois d'un équarrissage de 0<sup>m</sup>,25 sur 0<sup>m</sup>,35 sont en essence de sapin du Nord et créosotées. Elles sont attachées aux supports ou sabots par des boulons de 0<sup>m</sup>,02 de diamètre, qui les dépassent de part et d'autre. Ces pièces de bois sont entaillés sur une hauteur de 0<sup>m</sup>,05, à la place où elles reposent sur la longuerine du milieu. De cette manière tout mouvement devient impossible.

Les rails étant fixés sur lesdites traverses, celles-ci reçoivent d'abord la charge, dont les 13/20 sont transmis au moyen de la longuerine aux reliements transversaux, et de ceux-ci sur les longerons en treillis, et les 7/20 restants au moyen des supports directement sur ces longerons.

Le tablier, également en sapin du nord, a une épaisseur de 0<sup>m</sup>,05. Ces bois n'ont pas été créosotés et la voie entre les rails est recouverte d'une couche de gravier, afin de diminuer le danger d'incendie.

#### PONTS DANS LES CULÉES.

Les ponts dans les culées devant être rangés dans la catégorie des ponts à petites dimensions, nous n'entrerons pas pour ceux-ci dans une description détaillée. D'ailleurs, toutes les côtes sont indiquées dans les planches 77 et 78. Ces ponts sont entièrement construits en tôle, à l'exception de l'ornementation extérieure, qui est en fonte.

#### PEINTURE.

Toutes les pièces, soit en fer, soit en fonte, composant les ponts en treillis et les ponts latéraux, ont été enduites de trois couches de minium et de deux couches de couleur, après en avoir enlevé la rouille au moyen d'une solution d'une partie d'acide sulfurique dans vingt parties d'eau.

La couleur donnée aux lattes du treillis est un blanc plus ou moins verdâtre; tout le reste est vert foncé.

Parmi les dessins (planche 80<sup>bis</sup>) se trouve le croquis de l'appareil qui a servi pour la peinture et qui dorénavant sera employé pour en faire l'inspection, ainsi que les réparations nécessaires.

#### IV.

##### OBSERVATIONS CONCERNANT L'EXÉCUTION DE LA CONSTRUCTION EN FER.

La construction en fer exigea dans les ateliers de Seraing l'élévation d'un hangar d'une longueur de 90<sup>m</sup> sur 8<sup>m</sup> de largeur.

Trois forges y furent établies, et le pont en fer y put être avancé jusqu'à tel point, qu'à pied d'œuvre le travail se borna au montage et à la jonction des différentes parties de la construction au moyen de rivets. C'est ainsi que les traverses ou reliements transversaux, d'un poids [de 1,230 kilogr., les différentes pièces dont se compose la longuerine du milieu, et les sabots destinés à recevoir les traverses en bois furent amenés tout achevés à pied d'œuvre. — De même, les bandes supérieures et inférieures des longerons, pour autant qu'elles purent être fabriquées d'une seule pièce, furent expédiées des ateliers, prêtes au placement, les fers d'angle y étant déjà adaptés provisoirement au moyen de boulons et d'écrous. Ces pièces, d'une longueur de 15<sup>m</sup> en moyenne, avaient un poids chacune de 2,300 kilogr.

Sur la planche 80<sup>bis</sup> se trouve le croquis du cabestan au moyen duquel on a hissé et déposé les fers arrivés par bateau sur le pont de service.

La seule difficulté de quelque importance dans la fabrication fut le soudage des longues bandes de 0<sup>m</sup>,27 de largeur, qui après l'achèvement devaient être non-seulement parfaitement droites, mais encore bien d'équerre.

Le hangar contenait deux tables parallèles, chacune d'une longueur de 50<sup>m</sup>, d'une largeur de 2<sup>m</sup>,80 et d'une hauteur de 0<sup>m</sup>,50.

Ces tables, destinées au tracé des deux treillis jumeaux d'une travée et demie, consistaient en un bâti de châssis en poutres très-solide et bien nivelé, reposant sur fondations.

Un surhaussement de 0<sup>m</sup>,04 ayant été prescrit pour les parties-milieu de chaque travée, on traça d'abord les bandes inférieures et supérieures en arc de cercle avec la flèche voulue, puis l'emplacement exact des traverses,

normalement à la courbure des longerons et finalement l'emplacement de chaque barre du treillis. Ce travail achevé, les différentes pièces formant le treillis furent mises chacune en place sur ce calibre de grandeur naturelle et, après avoir été ainsi fixées au moyen de pinces, le forage d'un certain nombre de trous fut exécuté, afin de former un ensemble au moyen de vis et d'écrous provisoires. Ce ne fut qu'après cette opération, qui fut faite pour une travée et demie et après que tout déplacement fut reconnu impossible, que le forage de tous les trous restants fut entamé. Pendant ce travail, on continua néanmoins à placer encore de distance en distance des boulons à écrous provisoires, afin de donner la plus grande justesse aux trous correspondants.

Les fers d'angles inférieurs et supérieurs étant attachés finalement avec une grande quantité de boulons provisoires au treillis, les bouts des barres de treillis furent soigneusement coupés au ciseau et limés. Ensuite on ajusta les bandes supérieures et inférieures, et les trous étant forés, ces pièces furent réunies provisoirement aux fers d'angle au moyen de boulons et d'écrous. Ce travail achevé, on passa au démontage et à l'empaquetage des fers de la même espèce, les différentes pièces formant les treillis pour une travée, ayant été préalablement chiffrées et numérotées de manière à éviter toute erreur à pied d'œuvre. Puis la partie déjà construite de la seconde travée fut levée et replacée sur la partie du calibre occupée précédemment par le treillis emporté, et ainsi de suite.

Peut-être avons nous été un peu minutieux dans cette description, mais tous ces détails sont nécessaires, et, selon notre conviction, on ne saurait les négliger pour la bonne exécution d'un pont en treillis. La grande régularité du système de ces espèces de ponts a déjà souvent conduit à marquer avec justesse au moyen de calibres, sur chaque pièce séparément, la place des trous pour les rivets et à les percer ensuite. Le raisonnement paraissait logique, mais on perdait de vue qu'en pratique l'exactitude théorique est chose difficile.

Quelles furent maintenant les conséquences de ce que les trous pour recevoir les rivets ne correspondaient pas d'une manière précise dans les différentes barres? Ou les rivets furent pris plus minces et par conséquent ne purent former un bon assemblage, ou les trous furent reperçés à plus grande dimension, d'où résultait l'affaiblissement des lattes, ou bien encore les barres furent tordues pour faire correspondre les trous, ce qui peut mettre en

danger toute la construction. Mais il se peut encore très-bien que les différences deviennent trop grandes et qu'une énorme quantité de matériaux soit entièrement gâtée. Nous savons que les mêmes causes ont retardé ainsi de plus d'une année l'achèvement d'un très-grand ouvrage de cette nature et qu'on y a perdu une somme considérable en matériaux détériorés.

De même, le forage des trous sur place durant le montage nous semble moins recommandable, que la manière d'exécution décrite et surtout pour des ponts à de plus grandes ouvertures. Les barres d'une grande longueur ne sauraient être tenues dans la position qu'elles auraient sans la flexion résultant de leur propre poids.

Ainsi les frais des tables de travail rapporteront toujours amplement leur intérêt, et pour les ponts de grande ouverture, nous les jugeons de toute nécessité.

Pour des ouvertures de 30<sup>m</sup>, comme celles du pont sur la Meuse, la flexion des barres obliques par leur propre poids est très-minime. Aussi, lors du montage, la réunion provisoire par quelques boulons ayant été effectuée, la justesse de la correspondance des trous de rivets ne laissait rien à désirer.

Après que la bande inférieure fut posée sur les rouleaux et les coins de soutien placés de mètre en mètre sur le pont de service, et comme on avait eu soin de leur donner justement la forme de l'arc de cercle voulu, le montage put être exécuté avec une rapidité vraiment remarquable. Les matériaux furent rangés parfaitement en ordre, soit sur le pont de service, soit sur une partie du pont achevée recouverte d'un tablier provisoire. Au moyen de deux chèvres, les différentes pièces furent établies en place, les traverses en fer, au fur et à mesure qu'on avançait, fixées dans leur position définitive, et ainsi de suite toutes les pièces mises à leurs places respectives et ajustées au moyen de boulons provisoires. Ce travail n'exigeait pour une travée que 8 à 10 jours, y compris le temps nécessaire pour hisser les matériaux, tandis que, pour river et achever une telle partie du pont, il fallut encore 3 à 4 semaines.

On a fait usage des forges portatives. Les rivets chauffés à blanc furent chassés par les trous à serrement et martelés à tour de bras jusqu'à disparition de toute couleur ardente.

En enlevant quelques têtes de rivets, on a pu se convaincre que le corps du rivet remplissait parfaitement le trou du treillis et peut être mieux que

si on les eût placé à froid, car quelle n'est pas la difficulté même pour des instruments mécaniques d'obtenir un cylindre parfaitement ajusté? Une telle perfection n'est d'ailleurs pas à atteindre pour la construction d'un pont. Aussi, par le rivement à froid, beaucoup de têtes de rivets auront nécessairement des gerçures.

Il est de la plus haute importance que tous les trous pour rivets soient forés et non percés, non-seulement parce que dans le dernier cas le fer environnant des barres doit être lésé dans sa texture, mais encore parce que le trou percé est toujours plus ou moins conique, que le fer aux bords des trous fait ourlet et que par conséquent le corps et les têtes des rivets ne peuvent pas être ajustés convenablement.

Une autre condition importante des constructions en treillis de fer est qu'elle soient défendues contre l'influence de l'air et de l'humidité, et encore avec plus de soins qu'on en a l'habitude pour les ouvrages en fer.

Nous pensons qu'un bel avenir est réservé à l'espèce de ponts que nous venons de décrire, car il ne sera pas facile d'inventer une nouvelle construction qui, avec une égale quantité de matériaux, puisse présenter une aussi grande solidité et durée; cependant, on ne doit pas l'oublier, la conservation de cette grande force dépend du plus ou moins de soins qu'on met à l'entretien d'un ouvrage de l'espèce. Des fers de 0<sup>m</sup>,016 d'épaisseur peuvent perdre très-vite beaucoup de leur force par l'oxydation.

L'état de la peinture doit donc être contrôlé minutieusement; mais dans l'incertitude où se trouve le constructeur par rapport à l'accomplissement, dans l'avenir de cette sage prescription, il fera bien de prendre les dimensions plus fortes que l'indique le calcul, surtout des barres du treillis, déjà si minces.

Nous avons fait emploi dans nos calculs des formules données par M. Becker, professeur de l'université de Carlsruhe, mais nous donnerions actuellement la préférence à l'application de la théorie de M. Delprat, général du génie au service de S. M. le roi des Pays-Bas. Dans l'annexe n° 2 se trouve une traduction de cette théorie telle qu'elle a été publiée dans les Annales de l'Institut royal des Ingénieurs néerlandais (année 1856-1857), et de l'application qui en a été faite sur le pont décrit par M. le capitaine du génie van der Hoeven.

Quoique la théorie fasse connaître comme logique de renforcer peu à peu les bandes supérieures et inférieures vers le milieu de la travée, et de faire



le contraire pour les barres du treillis, nous pensons qu'il est préférable, pour des ouvertures jusqu'à 40 à 50 mètres, de se servir de fers d'égaies dimensions pour les mêmes objets. D'abord la multiplicité des dimensions ne contribue pas à la beauté de l'ouvrage, mais, ce qui est de bien plus grande conséquence, elle rend la fabrication beaucoup plus chère, de manière qu'une grande partie des épargnes faites n'aurait pas de but.

Pour des ponts de plus grandes dimensions, comme par exemple le pont en treillis de Dirschau ou de Cologne, l'emploi d'une plus grande quantité de formes pour les bandes, les fers d'angle et les barres des treillis devient indispensable; mais on ne doit pas perdre de vue la plus grande difficulté qui en résulte pour la construction et les grands frais qu'occasionnent des cylindres de laminage de formes spéciales. En général, il est préférable de faire emploi des formes usitées lors du dressement des projets, formes, dont il existe ordinairement des lithographies dans les grands établissements métallurgiques. L'observation de cette recommandation peut contribuer à de grandes économies.

Nous croyons que le pont en treillis près de Maestricht est le premier de ce genre où la voie est si rapprochée de la partie inférieure du treillis, et sans l'application d'un reliement de la partie supérieure de celui-ci. L'expérience a démontré qu'il n'y a aucun inconvénient, pourvu qu'on fasse les reliements transversaux assez forts pour maintenir les longerons en treillis dans une position verticale. Lors de la conception du projet, on n'avait non plus, que nous sachions, exécuté jusqu'alors des ponts en treillis embrassant plus d'une travée. Il paraît qu'il y avait prévention contre ce système. Cependant depuis, et spécialement en Suisse, on en a construit plusieurs en continuité sur 3 ou 4 travées. Pour les constructions en fer séparées au-dessus des piles et ainsi à simple ouverture, on construit les bandes supérieures en fonte, ce qui est logique, ce métal présentant une plus grande résistance contre la compression que le fer laminé et ayant l'avantage d'une certaine économie, mais la continuité procure le grand avantage de placer les parties intermédiaires plus ou moins dans la condition des barres encastrées des deux côtés, et les parties extrêmes dans celle des barres encastrées d'un côté et reposant librement de l'autre. Les flèches produites par le passage des convois doivent alors devenir nécessairement moins grandes.

Si donc on établit les calculs pour une même flèche à admettre, on trouvera une économie de matériaux en faveur du système continu.

Les flèches presque égales, que les épreuves ont fait connaître sous la même charge dans les différentes parties du pont (voyez l'annexe n° 1), montrent que les dimensions des travées ont été bien choisies. La relation entre la longueur d'une partie extrême du pont et la longueur d'une partie intermédiaire est à peu près comme 9 est à 10, tandis que pour des ponts continus, entièrement en tôle, comme on en a construit beaucoup dans le royaume de Hanovre, la relation de 4 à 5 est ordonnée par l'autorité supérieure des travaux de chemins de fer. Nous ne pensons pas qu'il soit inutile de fixer l'attention sur ce sujet.

Nous recommandons surtout les barres de treillis larges aux extrémités de la construction et au-dessus des piles. Outre que, par rapport aux tensions, elles sont ici à leur place et contribuent beaucoup à la force de l'ouvrage, elles font fonction de culées, la forme du segment ayant été donnée aux longerons, et amortissent les fortes vibrations occasionnées par le passage des convois. Les comparaisons entre les vibrations du pont de Maestricht et d'autres ponts en treillis, comme, par exemple, celui sur la Ruhr, près d'Altstaden (chemin de fer de Cologne à Minden), et celui sur l'Elbe, près de Magdebourg, sont entièrement à l'avantage du premier, ce qui doit être attribué surtout, dans notre conviction, à l'application des dites barres. Étant placées très-régulièrement, la beauté de l'ouvrage n'y perd pas; d'ailleurs, comme leur largeur est égale à celle de deux barres ordinaires et de leur intervalle, il est possible de les rendre peu visibles, en y figurant des barres ordinaires par la peinture, comme on a fait à Maestricht.

Terminons ces observations sur la construction en treillis du pont sur la Meuse par cette dernière remarque. Nous avons déjà observé qu'à peu près  $\frac{13}{20}$  de la charge sont reportés sur les longerons par l'entremise des traverses et  $\frac{7}{20}$  directement.

Nul fléchissement latéral du treillis vers l'intérieur entre deux traverses, ne peut être observé lors du passage des convois. Cependant il est certain que la tension des barres du treillis est augmentée par cette circonstance, et que cette augmentation de tension ne doit pas être perdue de vue dans les calculs à faire lors de la conception d'un projet.

Dans certains cas, on fera même bien de remplacer la longuerine du milieu par deux autres posées sous et dans la direction des rails, ce qui doit avoir pour effet de transmettre la charge totale ou du moins presque

totale sur les longerons par l'intermédiaire des traverses. Cependant la charge étant placée si bas comme au pont de Maestricht, nous préférons notre construction, parce que les traverses y ont déjà beaucoup à supporter.

## V.

### COMMUNICATIONS SUR LES QUANTITÉS DE MATÉRIAUX, EMPLOYÉS AU PONT DÉCRIT ET SUR LES FRAIS D'ÉTABLISSEMENT.

Afin de donner un aperçu sur l'importance des travaux décrits, nous allons communiquer, dans les deux tableaux suivants, les quantités de matériaux employés.

NUMÉRO D'ORDRE.	DÉNOMINATION DES PARTIES PRINCIPALES.	MÈTRES CUBES.											MÈTRES CARRÉS.				KILOGRAMMES.		
		DÉBLAIS.	DRAGAGE.	REMBLAI.	BOIS DE CHÈNE.	BOIS DE SAPIN.	BÉTON.	PIERRE DE SABLE EN MORTIER DE TRASS BATARD.	PIERRE DE TAILLE EN MORTIER DE TRASS BATARD.	BRICKS EN MORTIER DE TRASS BATARD.	ENROCHEMENT.	PERRÉS.	FASCINAGE.	FONTE.	FER.	PLOMB.			
1	Culée gauche . . . . .	2672	»	2108	»	»	34	104	415	398	»	»	238	»	»	1351	95		
2	Pile n° 1. . . . .	»	198	»	32,763	5,148	176	»	322	161	158	»	»	2927	»	8826	95		
3	Pile n° 2. . . . .	»	215	»	34,193	5,634	211	»	321	161	174	»	»	2928	»	8914	95		
4	Pile n° 3. . . . .	»	276	»	32,446	10,273	276	»	471	418	190	»	»	2763	»	12338	98		
5	Pile n° 4. . . . .	»	219	»	36,372	3,942	203	»	321	173	189	»	»	2927	»	8596	95		
6	Pile n° 5. . . . .	»	253	»	35,517	8,482	240	»	321	173	358	»	»	2927	»	8308	95		
7	Culée droite. . . . .	2209	»	»	»	14,000	114	43	451	625	»	»	»	»	»	1401	95		
8	Élargissement de la rivière (rive droite).	2275	1463	814	19,000	»	»	»	»	»	194	126	1220	»	»	1100	»		
	Totaux. . . . .	7156	2624	2922	190,291	47,470	1254	147	2622	2109	1263	126	1458	15472	»	80834	668		

TABLEAU N° 2.

**RÉSUMÉ DES QUANTITÉS DE MATÉRIAUX ABSORBÉS PAR LA CONSTRUCTION EN FER  
LES TRAVERSES EN BOIS ET LE TABLIER.**

N° D'ORDRE.	DÉNOMINATION DES PARTIES COMPOSANTES.	KILOGRAMMES.			MÈTRES CUBES.		MÈTRES CARRÉS	OBSERVATIONS.
		FONTE.	FER LAMINÉ OU OUVRÉ.	PLOMB	BOIS DE CHÈNE.	BOIS DE SAPIN DU NORD.		
	<b>PONT EN TREILLIS.</b>							
1	Bandes supérieures et inférieures avec les fers d'angles y attachés . . . . .	»	127,462	»	»	»	»	Pour les ponts de service nécessaires à l'établissement de la construction en fer, on eut besoin de :  63,676 mètres cubes boileaux p <sup>r</sup> pieux; 72,309 mètres cubes bois de sapin équarris à la hache; 169,549 mètres cubes bois de sapin à vives arêtes; 4076,40 kilogrammes de fer.  Les susdits matériaux sont restés à la disposition de la Société du chemin de fer après l'achèvement des travaux.
2	Barres du treillis, ordinaires . . . . .	»	60,339	»	»	»	»	
3	Id. larges au-dessus des piles et culées.	»	17,677	»	»	»	»	
4	Fers d'angles sur lesquels reposent les supports . . . . .	»	6,199	»	»	»	»	
5	Reliements transversaux . . . . .	»	92,895	»	»	»	»	
6	Reliements longitudinaux . . . . .	»	20,706	»	»	»	»	
7	Croix de St-André . . . . .	»	7,726	»	»	»	»	
8	Supports . . . . .	»	13,935	»	»	»	»	
9	Boulons et rivets . . . . .	»	19,177	»	»	»	»	
10	Rondelles et pièces de remplissages . . . . .	»	7,112	»	»	»	»	
11	Plaques . . . . .	5,065	»	1,523	»	»	»	
12	Rouleaux . . . . .	628	»	»	»	»	»	
	<b>PONTS LATÉRAUX.</b>							
13	Longerons extérieurs et balustrades . . . . .	30,395	»	»	»	»	»	
14	Longerons intermédiaires . . . . .	»	8,091	»	»	»	»	
15	Reliements transversaux . . . . .	»	3,000	»	»	»	»	
16	Tirants, supports, boulons, etc. . . . .	»	1,603	»	»	»	»	
17	Peinture du pont en treillis et des ponts latéraux . . . . .	»	»	»	»	4,553	»	
18	Traverses, bois et tablier du pont à treillis.	»	»	»	»	117,089	»	
19	Longerons en bois et des ponts latéraux.	»	»	»	2,003	1,504	»	
20	Les trois appareils de dilatation des rails et les châssis en bois sur lesquels ils reposent.	1,264	1,080	»	7,303	»	»	
	<b>Totaux,</b>	<b>37,352</b>	<b>387,002</b>	<b>1,523</b>	<b>9,306</b>	<b>118,593</b>	<b>4,553</b>	

ant aux frais du pont, l'indication détaillée surpasserait de beaucoup  
due de ce travail; d'ailleurs, elle n'aurait pas un grand intérêt, attendu  
les prix varient considérablement suivant les localités. Une notice  
aire de ces frais peut cependant être utile comme base de comparaison  
d'autres ouvrages de ce genre.

voici :

rix d'adjudication de l'exécution des fondations et des maçonneries d'élévation, déduction faite de la somme à valoir . . . . .	fr. 528,677 25
ouvrages extraordinaires pour fondations supplémentaires et augmentation des pierres de taille . . . . . »	8,072 22
émolition d'anciens murs de revêtements et exécution de nouveaux idem en liaison avec la forteresse . . . . »	3,567 47
ascinage de la rive gauche et dans le prolongement des perrés de la rive droite . . . . . »	1,801 49
es ponts de service nécessaires à l'exécution de la construction en fer :	
Bois de hêtre pour pieux . . . . . »	3,234 33
Bois de sapin équarri à la hache . . . . . »	5,356 22
Bois de sapin à vives arêtes . . . . . »	16,147 52
Fer. . . . . »	2,723 44
Fichage des pieux . . . . . »	3,447 19
Arrachement des pieux . . . . . »	1,428 57
Enlèvement et remise en place des ponts de service . »	1,322 75
ouvrages nécessités par l'encastrement des plaques d'assise, comme entaillement, ancrage et scellement . . . . »	2,264 76
onstruction en fer :	
Le pont en treillis . . . . . »	242,681 44
Les deux ponts latéraux . . . . . »	20,150 05
Appareil pour la dilatation des rails. . . . . »	1,712 »
âtiment de forge . . . . . »	2,791 29
einture du pont en treillis et des ponts latéraux. . . »	8,679 88
raverses en bois et tablier, châssis sous l'appareil pour la dilatation des rails, y compris la main-d'œuvre . »	15,127 89
nprégnation par le créosote des traverses en bois et des châssis susdits . . . . . »	2,958 40
A reporter. . . »	<u>872,144 16</u>

	Report. . .	872,144 16
12 Frais généraux :		
Loyer de terrain pour l'emmagasinage des matériaux, etc., »		865 61
Pavillon pour les bureaux de l'ingénieur et des surveillants, exécution des modèles, etc., . . . . . »		5,772 20
Frais de voyage aux carrières et à Seraing . . . . . »		583 96
Appareil pour l'inspection des peintures . . . . . »		142 56
Fours pour sécher les bois et bac d'imprégnation . . . . . »		4,464 58
	Total. . . fr.	<u>883,972 89</u>
A déduire :		
La valeur du pavillon pour bureaux . . . . fr.	3,174 60	
» » du bâtiment de forge . . . . . »	1,481 48	
» » des bois des ponts de service . . . . . »	5,714 29	
» » du four et du bac d'imprégnation . . . . . »	3,333 33	
		<u>13,703 70</u>
	Frais du pont. . . fr.	870,269 19
Ajoutant à cette somme les frais occasionnés par les changements qui ont dû être apportés aux fortifications, en suite de l'établissement du pont, s'élevant à . . . . . »		<u>59,466 87</u>
Le total des frais, estimés primitivement à fr. 1,000,000, est donc de . . . . . fr.		929,736 06

**ANNEXE.**

**NOTE SUR LE CALCUL DU POUVOIR DE RÉSISTANCE ET DE LA FLEXION DES BARRES EN TREILLIS.**

Le calcul de la résistance des solides élastiques qui se laissent partager en deux parties symétriques par un plan longitudinal repose sur les principes fondamentaux suivants :

On admet que, dans une telle barre, placée horizontalement et chargée verticalement, les sections transversales ne changent pas de forme, ni d'étendue pendant la flexion, et qu'une partie des fibres est comprimée et l'autre étendue, de telle manière que l'axe neutre (qui ne subit ni compression, ni extension) passe par le plan horizontal du centre de gravité de la section. Si, par exemple, celle-ci a la forme d'un double T, comme l'indiquent les fig. 1 et 2, B étant le centre de gravité,

FIG. 1.

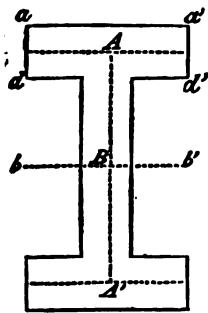
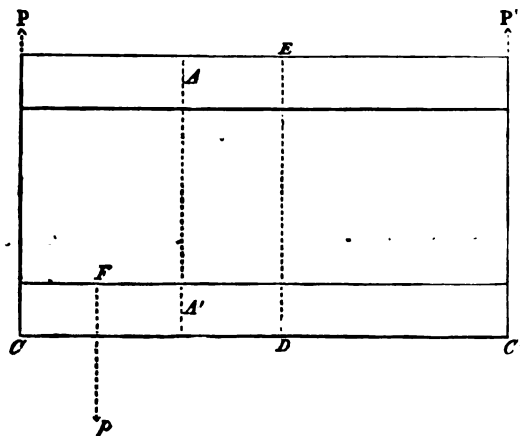


FIG. 2.



et si l'on suppose que chacune des extrémités de cette barre, sur laquelle une charge quelconque agit verticalement, repose sur un appui, les parties au-dessus de l'axe  $bBb'$  seront comprimées, celles au-dessous étendues, l'extension et la compression s'accroissent proportionnellement à la distance

du point considéré à l'axe  $bBb'$ .

Si la hauteur de la tige du double T est grande par rapport à l'épaisseur des bandes horizontales supérieure et inférieure, on admet ordinairement que tous les points des surfaces A et A' sont également comprimés ou étendus, ce qui cependant n'est pas entièrement exact. Dès que la charge uniformément répartie sur la longueur  $CC'$  (fig. 2) d'une telle barre est donnée, on est à même de déterminer par le calcul les pressions P et P' sur les points d'appui C et C', et ces dernières étant connues, on peut remplacer dans sa pensée les points d'appui par des forces P et P', agissant aux points C et C' de bas en haut. On trouve les forces qui agissent pour ce cas dans une certaine section de la barre, par exemple dans AA', en cherchant la résultante p agissant en F, des charges sur la partie A'C et en transportant



cette force, ainsi que la pression  $P$  agissant en  $C$ , en  $AA'$ . Dans le plan de cette section agit donc une force  $P - p$  de bas en haut, tandis que les sections provenant du transport parallèle de ces forces donnent un seul couple  $M = A'C \times P - A'F \times p$ , dont les forces par renouvellement de reculs et de calculs peuvent être considérées comme agissant dans les points  $A$  et  $A'$  de la section, mais perpendiculairement sur le plan de cette section. Ce sont ces forces qui produisent l'extension et la compression (a).

Ordinairement, on ne prend pas en considération la force  $P - p$ , agissant dans le plan de la section, ce qui est permis pour le cas, que la hauteur  $AA'$  est petite en comparaison de la distance  $A'C$ . Comme, d'ailleurs, on n'a à calculer généralement en pratique que les forces pour la section  $DE$ , où l'extension et la compression sont les plus grandes, on peut négliger ces forces, attendu que'n général on aura  $P - p = 0$ .

Appliquons la théorie développée sur une barre formée d'une bande supérieure  $A$  et inférieure  $A'$ , comme dans la forme double T, mais où la tige verticale est remplacée par des lattes  $AM$ ,

$A'M'$ , etc., qui se croisent, et que nous considérerons comme situées dans le même plan, pour la facilité du calcul.

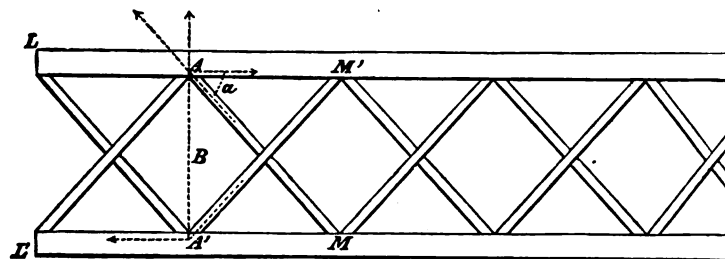


FIG. 3.

En supposant que les extrémités de cette barre reposent sur deux appuis et qu'elle soit chargée sur sa longueur, on pourra transporter les forces dans une section quelconque  $AA'$  de la manière qui a été indiquée plus haut.

Il sera donc développé, dans les points  $A$  et  $A'$  d'une section quelconque, des forces d'extension et de compression qui, provenant d'un couple  $M$ , seront égales. Puis, une force  $P - p$  existera encore dans cette section, qu'on peut décomposer en deux forces égales  $1/2 (P - p)$  dans les points  $A$  et  $A'$ . Décomposant encore cette force en  $A$  suivant  $AM$  et  $AM'$ , la première fera connaître l'effort de traction suivant  $AM$  et la seconde l'augmentation de la compression suivant  $AM'$ . La force

(a) Le transport des forces  $p$  et  $P$  dans le plan  $AA'$  se fait facilement en y supposant deux forces  $P$  et deux forces  $p$  agissant en sens contraire, ce qui est permis, et on trouve immédiatement la force  $P - p$  et les couples  $A'C \times P$  et  $A'F \times p$ . Evidemment ces deux couples peuvent être réunis en un seul, dont chacune des forces, le bras de levier  $AA'$ , étant posé égal à  $k$ , est exprimée par  $\frac{M}{k}$ . Nous faisons cette observation, parce qu'il en est question plus tard.

$1/2 (P - p)$  étant décomposée en A' de la même manière suivant A'M' et A'M, la première donne la pression suivant A'M', la seconde l'augmentation de l'extension suivant A'M.

Il est évident que les deux lattes de treillis sont tendues ou comprimées par des forces égales, mais dirigées en sens contraire, et que l'augmentation de la compression suivant A M' est produite par une force égale à celle qui occasionne l'augmentation de l'extension suivant A'M.

Posons, pour simplifier nos considérations, que la barre est chargée uniformément sur toute sa longueur. Soit cette charge  $p'$ , pour l'unité de longueur  $l$ ; alors une force  $1/2 l p'$  agit au point d'appui L' et une force  $x p'$  sur une certaine longueur  $L'A' = x$ ; le moment M dans la section AA' est donc  $1/2 l x p' - 1/2 x^2 p' = 1/2 x (l - x) p'$ , et la force, agissant dans la section, devient  $(1/2 l - x) p'$ . L'angle M'AM étant  $= \alpha$ , l'effort produisant l'extension suivant AM et l'effort produisant la compression suivant A'M', sera donc égal à  $1/2 (1/2 l - x) p' \operatorname{cosec} \alpha = S \dots (1)$ , tandis que la force normale au plan AA', qui augmente la compression et l'extension, est égale à  $1/2 (1/2 l - x) p' \cot \alpha = D \dots (2)$ . Observons maintenant les changements de ces forces à mesure que la section considérée se trouve plus éloignée de LL'. La force S, agissant dans le sens des lattes obliques, s'amointrit à mesure que  $x$  ou L'A' augmente et disparaît au milieu de la barre, où l'on a  $x = 1/2 l$ . Les lattes obliques ont donc le plus à souffrir auprès des points d'appui et le moins au milieu de la barre. Aux points d'appui, où l'on a  $x = 0$ , on trouve  $S = 1/4 l p' \operatorname{cosec} \alpha$ .

Les forces produisant l'extension et la compression dans les points A et A' sont la distance AA' étant posée  $= k$ ,

$$\frac{M}{k} + D = 1/2 p' \left( \frac{(l-x)x}{k} + (1/2 l - x) \cot \alpha \right) \dots (3).$$

La valeur de  $\frac{M}{k}$  augmente à mesure que la section AA' se rapproche du milieu de la barre, où elle atteint son maximum. La force  $1/2 p' (1/2 l - x) \cot \alpha$ , au contraire, diminue à mesure qu'on approche du milieu, de manière que la force totale reçoit sa plus grande valeur,  $x$  étant égal  $1/2 (l - k \cot \alpha)$ .

Pour la plupart des cas, on a  $\alpha = 45^\circ$ , donc  $x = 1/2 (l - k)$ . Ainsi les forces produisant l'extension et la compression acquièrent leur maximum très-près du milieu de la barre, du moins, si sa hauteur est petite en comparaison de sa longueur. Pour  $x = 1/2 (l - k)$  et  $\alpha = 45^\circ$ ,

$$\text{on a } \frac{M}{k} + D = 1/8 \frac{l^2 + k^2}{k} p' \dots (4)$$

$$\text{et pour } x = 1/2 l, \frac{M}{k} + D = 1/8 \frac{l^2}{k} p' \dots (5)$$

mées sont rivées à chaque point de rencontre aux lattes obliques étendues, la susdite supposition sera exacte dans les cas ordinaires. On conçoit cependant facilement qu'une section carrée est préférable à une coupe rectangulaire oblongue et mince pour les lattes comprimées. D'après les formules connues pour la flexion d'une barre élastique, chargée uniformément suivant sa longueur, on aura donc en accord avec la formule (7) pour la barre à treillis (a) :

$$- EH \frac{d^2 y}{d x^2} = 1/2 p' \left( (l - x) x + (1/2 l - x) k \right), \text{ dans laquelle nous avons}$$

E. Coefficient ou module d'élasticité.

H. La distance du centre de gravité de la section à la fibre la plus étendue ou comprimée, et

y. L'ordonnée de la courbe de flexion.

La flèche au milieu  $u$  est trouvée comme suit. Par une première intégration on a :

$\frac{dy}{dx} = \frac{p'}{2 EH} \left( \frac{x^2}{3} + \frac{(k - l) x^2}{2} - \frac{l k x}{2} + C \right)$  et, comme pour  $x = 1/2 l$ , le premier membre de l'équation est égal à zéro, on trouve

$$C = \frac{l^2}{24} (2 l + 3 k).$$

Après la substitution de cette valeur et une seconde intégration, on trouve :

$y = \frac{p'}{2 EH} \left( \frac{x^3}{12} + \frac{(k - l) x^3}{6} - \frac{l k x^2}{4} + \frac{l^2 x}{24} (2 l + 3 k) \right)$  ; donc la flèche au milieu, posant  $x = 1/2 l$ ,

$$u = \frac{p' l^3 (5 l + 4 k)}{384 EH} \dots \dots (10)$$

Avant de faire l'application de cette théorie, nous devons faire connaître la manière dont le coefficient d'élasticité du fer employé (n° 3) a été déterminé.

Une barre de treillis, longue de 41.42 décimètres, large de 0.80 décimètre et haute de 0.16 décimètre, fut placée de champ sur des blocs en fer immuables, espacés exactement de 40 décimètres. Dans ces blocs se trouvaient des entailles

(a) Le général Delprat n'a pas cru devoir répéter ici toute la théorie développée dans son Traité sur la résistance des barres élastiques.

Je rappellerai seulement que le moment maximum des forces d'extension et de compression dans une section quelconque d'une barre élastique chargée, moment qui est exprimé d'après la théorie développée ci-haut par le couple  $k \times I q$ , est égal à

$$- EH \frac{dx \, d^2 y}{(dx^2 + dy^2)^{\frac{3}{2}}} \text{ ou par abréviation permise égal à } - EH \frac{d^2 y}{dx^2}.$$

Pour le fer suédois d'après Lagerjhelm :

$$n = 205980000$$

$$\frac{\alpha}{\lambda} = \frac{1}{1213}$$

$$n \frac{\alpha}{\lambda} = 169815.$$

Le fer de Seraing n° 3 est donc meilleur que le fer anglais et français et approche du fer suédois.

Pour examiner quelle charge un longeron en treillis du pont de Maestricht peut porter par rapport à ses bandes supérieure et inférieure, sans altération de l'élasticité, nous avons la formule (6)

$$I q = \frac{p'}{8} \left( \frac{l^2 + k}{k} \right),$$

dans laquelle on doit substituer :

$$I = (2.7 - 0.5) \times 0.6 = 1.32 \text{ décimètres carrés } (a)$$

$$q = n \frac{\alpha}{\lambda} = 146500$$

$$l = 325$$

$$k = 29.8.$$

Par cette substitution on trouve  $p'$ , c'est-à-dire la charge maxima qu'un tel longeron peut porter par décimètre courant, égal à 432 kil.

La charge permanente du propre poids, inclusivement la moitié du poids des poutres transversales et de la voie, pourront être évaluée à 124 kilogrammes et la plus grande charge temporaire à 136 kilogrammes, soit ensemble 260 kilog. par décimètre courant, il est évident que les bandes supérieure et inférieure sont suffisamment fortes.

Pour le calcul des dimensions des barres obliques les plus fatiguées par la charge, on doit substituer dans la formule (9) :

$$m I q = 1/4 l p' \sqrt{2}$$

$$p' = 260$$

$$l = 325$$

$$m = 6$$

D'où l'on trouve  $I = 0.034$  décimètre carré.

(a) Le nombre (2.7 - 0.5) exprime la largeur de la bande, déduction faite du diamètre des deux rivets.

en posant

$$\begin{aligned} H &= 1/2 k = 15,25 \\ l &= 325 \text{ ou } 300 \\ (a) k &= 29,74 \\ p' &= 260. \end{aligned}$$

Tandis que E sera trouvé (voir le Traité déjà mentionné, page 17), en considérant les croisillons comme non existants par rapport à la résistance du longeron par la formule

$$E = \frac{n b}{6 h} \left( h^3 - (h - 2 h')^3 \right)$$

en y substituant :

$$\begin{aligned} b &= 2.7 - 0.5 = 2.2 \text{ (à cause des rivets)} \\ h &= 30.5 \\ h' &= 0.6 + 0.16 = 0.76 \text{ (à cause des fers d'angle)} \\ n &= 195313000. \end{aligned}$$

De ce calcul résulte  $E = 9472074256$ ,  
et ensuite pour  $l = 325$  décimètres,  $u = 0.280$  décimètre,  
»  $l = 300$  »  $u = 0.204$  »

Après l'achèvement du montage de quelques constructions en fer partielles, c'est-à-dire la continuité de trois travées n'étant pas encore établie, on a mesuré par nivellement les flèches produites lors du décalage. On les a trouvées de 4 à 5 millimètres; le poids du longeron et de la moitié des traverses, etc., fut alors de 101 kilogrammes par décimètre courant.

Calculé d'après les formules ci-haut, on trouve

$$\begin{aligned} \text{pour } l &= 325, u = 0.109, \\ \text{» } l &= 300, u = 0.079. \end{aligned}$$

Prenant en considération qu'indubitablement les longerons s'étaient déjà enfoncés de deux ou trois millimètres dans les cales, on devra convenir que cette théorie donne des résultats vraiment remarquables.

Établissons maintenant une comparaison avec les épreuves.

Les données restent toujours les mêmes, excepté la charge et la longueur des longerons entre les points d'appui.

---

(a) Les résultats des calculs diffèrent très-peu pour de petites différences dans la valeur de  $k$ . Comme il est question ici de la flèche résultant de la force et de la distance réciproque des bandes supérieure et inférieure, nous avons pris  $k = 30.5 - 2 \times 1/2 (0.6 + 0.16)$ . L'addition de 0.16 résulte de la prise en considération de l'augmentation de la résistance des bandes par les fers d'angle.

La valeur  $F(^{\circ})$  correspond le moins avec l'épreuve, mais l'évaluation du poids des locomotives est trop incertaine à cause de la quantité d'eau et de coke, et, en sus, la charge n'était pas uniformément répartie sur les longerons de la travée n° 5.

Passons maintenant à l'épreuve n° 6. Nous trouvons  $F(^{\circ}) 0.00107 \times 114 = 0.122$  déc., et prenant la continuité en considération :

$$F(^{\circ}) = 0.46 \times 0.122 = 0.056 \text{ décimètre; l'épreuve donnait } 0.060 \text{ décimètre.}$$

On ne pourrait désirer un meilleur résultat. *Nous en concluons, comme il est dit plus haut, que pour des ponts en treillis, construits en continuité au-dessus de plusieurs travées, on trouvera la flèche probable, en multipliant la flèche calculée suivant la théorie du général Delprat, par un coefficient pratique égal à 0.67 pour les parties extrêmes du pont, et par 0.46 pour les parties intermédiaires.*



Ici encore il fallait donc créer des remorqueurs d'une puissance exceptionnelle et quant à la traction et quant à l'adhérence, par conséquent d'un poids très-lourd réparti sur un grand nombre de roues motrices, nombre en fonction, du reste, de la résistance présentée par la voie. Naturellement sur des rampes aussi fortes la vitesse des trains doit être réduite considérablement, si l'on a égard à la grandeur de l'effort à déployer, et l'on peut assigner aux roues motrices un diamètre relativement faible; mais la distribution convenable de la charge exigeant des points d'appui nombreux, l'écartement des axes extrêmes devient toujours trop considérable pour qu'on puisse réunir ces roues en un seul corps de train, car un système aussi complètement rigide ne permettrait pas d'exploiter dans des conditions convenables de durée, de sécurité et d'économie, une voie ne présentant même que des courbes de 500 à 600 mètres de rayon.

En attelant ensemble deux locomotives d'égale force et de même adhérence, on peut, il est vrai, réunir les deux conditions de flexibilité et de puissance; mais alors il faut renoncer à cette unité d'action toujours si précieuse dans les manœuvres et dans la conduite en général, les mécaniciens et chauffeurs n'étant plus sur la même plate-forme, et ne pouvant que très-laborieusement se mettre en relations, séparés les uns des autres de toute une longueur de machine.

Aussi en créant ce système de machines adossées, permettant d'installer tout le personnel de service sur une plate-forme unique, les ingénieurs piémontais ont fait disparaître l'un des plus graves inconvénients que présente l'emploi des locomotives réunies. La conduite uniforme des foyers, celle de l'alimentation, le maintien de tensions égales dans les deux chaudières, l'instantanéité des manœuvres de renversement de marche, de serrage des freins, etc., peuvent être obtenues, à peu près comme si un seul remorqueur était en tête. Quant à l'égalité d'action, les deux appareils étant exactement semblables par leurs dimensions et dispositions, et les poids sur les roues également répartis, ils ne peuvent que présenter une même allure, franche et régulière, et il ne saurait se produire de ces réactions ni de ces secousses qui rendent la conduite habituelle à deux machines non spéciales peu admissible en service ordinaire.

Le poids total de l'appareil complet représenté particulièrement planche 51 est d'environ 54,000 kil., les chaudières étant pleines d'eau, le foyer de coke et les soutes à combustible et les réservoirs d'alimentation formant

alors même que la charge sur les roues motrices serait d'ailleurs assez forte. Cette adjonction entraînerait dans des complications d'organes divers, tuyaux à rotules, robinets, etc., et rendrait le service des foyers peu aisé, le combustible devant être à portée des chauffeurs. D'un autre côté, l'absence d'un tender spécial se traduit par une augmentation dans l'effet utile, puisque par la suppression de ses roues, de ses axes, de son châssis d'assemblage, etc., on diminue le poids mort à remorquer. Du reste, la distance à franchir étant peu considérable, les besoins de l'alimentation n'exigent pas des réservoirs à eau ayant les dimensions habituelles.

La forte inclinaison des rampes nécessitait ici l'emploi de freins très-puissants et d'une manœuvre rapide et facile. Au Semmering le rayon des courbes ne permettait guères d'agir que sur les roues, car en pressant contre les rails, on aurait pu, dans ces courbes, donner naissance à un effet de pivotement et créer une tendance au déraillement par suite de la différence des chemins décrits par le travail résistant. Il n'en était pas de même ici, et l'on a pu disposer dans la partie formant entre axe deux forts patins ou blocs métalliques agissant contre le champignon du rail avec une intensité qui peut devenir égale au poids même des machines, puisqu'ils sont disposés et agissent dans le plan vertical du centre de gravité de l'appareil entier. Enfin, sous le rapport de la simplicité des ajustements et des dispositions, ces machines sont dans les conditions des locomotives destinées à un service ordinaire, et ne constituent pas de matériel réellement exceptionnel; les organes sont d'un accès et d'une surveillance aisée, les dimensions générales n'exigent pas de plaques tournantes spéciales et les réparations sont d'autant plus faciles que les poids et les dimensions des chaudières, etc., sont peu considérables, et que leur manœuvre ne dépasse pas la puissance d'action des engins ordinaires et de l'outillage habituel des ateliers de réparation. De plus, la mise en réparation d'une machine n'entraîne pas l'inactivité du système entier, puisqu'on peut y connexer immédiatement une de celles qui sont en réserve, avantage que ne présente pas un appareil unique.

Le système entier se compose donc de deux locomotives à quatre roues couplées de 1,064 de diamètre, à cylindres horizontaux disposés extérieurement de 0,356 de diamètre et 0,56 de course. Les corps de chaudière sont de forme cylindrique et renferment 119 tubes en laiton, ayant 51 millimètres de diamètre extérieur et 3 mètres 45 de longueur entre les plaques tubu-



le tuyau double ou culotte A, A'. Les lumières d'admissions ont 0,245 de longueur sur 0,029 de largeur. Le tiroir est en bronze, et le recouvrement de ses bandes sur les lumières est égal à 0,025; on a donc une détente fixe égale aux  $\frac{3}{10}$  de la course du piston, l'admission de la vapeur ayant lieu pendant les 7 premiers dixièmes.

La section du tuyau d'échappement OO est une ellipse, dont le grand axe est parallèle à l'axe longitudinal de la chaudière; cette forme procurant l'avantage de masquer très-peu les tubes. La disposition de l'appareil d'échappement variable est donnée à une échelle plus grande, planche 52.

Arrivé à la hauteur du dernier rang de tubes, le tuyau OO reprend la forme circulaire et se termine par un couronnement rapporté, de forme conique, et dont l'orifice supérieur offre un diamètre de 0,15 centimètres. Dans l'intérieur de ce couronnement est plongé un cône NN en cuivre rouge, ayant 17 centimètres de diamètre à la base, et 0,05 seulement au sommet. Ce cône est mobile et peut recevoir un mouvement vertical d'ascension. Arrivé à la limite supérieure de sa course, il constitue un simple prolongement en tuyère de la partie OO, et l'énergie du jet de vapeur et en même temps l'activité du tirage sont portées au maximum, la section de l'orifice de sortie n'étant plus que de 19 centimètres carrés seulement. Quand, au contraire, le cône occupe sa position inférieure, le tuyau présente un double orifice d'échappement à la vapeur affluant des cylindres; l'un offre la forme d'une couronne circulaire dont le diamètre extérieur est celui de la partie supérieure du couronnement; l'aire du second, concentrique à cette zone circulaire, est encore égale à celle de la petite base de la tuyère.

Le cône est supporté par deux petites tringles RR, articulées aux extrémités des deux leviers horizontaux PP. Un arbre LL, que reçoivent les supports MM boulonnés aux parois de la boîte à fumée, porte ces deux leviers. Si on lui imprime un mouvement de rotation, ce mouvement se transforme par leur intermédiaire en un déplacement vertical des tringles RR, entraînant avec elles le cône NN. Comme le jet de vapeur doit toujours être exactement dirigé suivant l'axe de la cheminée, il importe de maintenir le cône rigoureusement dans la verticale; à cet effet, on a fait venir de fonte avec la pièce supérieure OO deux guides SS présentant chacun une rainure ou coulisse dans laquelle s'engage de part et d'autre un appendice rectangulaire faisant corps avec la tuyère. Quelle que soit

d'une bielle de connexion G, d'une tête de tige en fer forgé, et de deux guides en acier, a reçu des dispositions et ajustements analogues à ceux des locomotives précédemment décrites, et sur lesquels il est inutile de revenir. Les poulies excentriques et la coulisse de distribution sont placées sous le corps de la chaudière entre les longerons. Les colliers des premières sont en bronze.

Les pompes alimentaires L, en fonte sont fortement boulonnées à un support en tôle, rivés en contre bas du corps tubulaire. Elles sont mues par deux poulies excentriques spéciales k, la disposition générale n'ayant pas permis d'assembler leur tige f à l'excentrique de marche en arrière. Les soupapes sont formées, comme d'habitude, par des boulets en bronze g de 0,062 de diamètre et d'une levée de 0,02. Une soupape de retenue est disposée entre l'orifice par lequel l'eau débouche dans la chaudière, et la cuvette renfermant les soupapes de refoulement. Cette disposition permet de visiter la pompe lorsqu'un dérangement se manifeste instantanément et que la chaudière est pleine d'eau. Les deux pompes foulent l'eau dans une cuvette en fonte boulonnée à la chaudière, munie en contre bas d'un couvercle. La vase et les dépôts tombent dans le fond de celle-ci et ne peuvent venir obstruer les orifices de refoulement. Il suffit d'ôter le couvercle pour enlever les matières étrangères et nettoyer le récepteur.

Si l'on se reporte à la planche 51, on voit que la chaudière presque entière est masquée par le réservoir à eau B' B', et les soutes à charbon H' H' formant tender. Au Semmering ces réservoirs ont une forme rectangulaire, et sont supportés par de fortes consoles en fer boulonnées aux longerons. Il n'en est pas de même ici; le réservoir à eau a transversalement la forme d'une espèce de selle établie sur le corps de chaudière, ayant même longueur, descendant jusqu'à la cornière extérieure régnant d'un bout à l'autre autour des machines, et sur laquelle se fixent les tôles constituant la banquette qui permet au mécanicien de visiter facilement les différentes parties. Cette banquette supporte en partie le réservoir B' B', qui, de forme semi-cylindrique par le dessus, se termine par des parois rectangulaires. Il présente d'ailleurs intérieurement des poches dans lesquelles se logent les ressorts, et, disposé en saillie sur tout le mécanisme extérieur, il forme un couvre-roues naturel. Une large ouverture cylindrique est ménagée dans sa partie supérieure, par laquelle s'élance le réservoir à vapeur E' E', à l'enveloppe en laiton duquel il sert de base.

On a dit précédemment que les freins étaient construits pour agir contre les rails. A cet effet, deux sabots ou patins en fer forgé FF, qu'une forte barre ff rend solidaires et maintient à l'écartement de 1<sup>m</sup>,50 d'axe en axe, sont disposés entre les roues à peu près dans le plan vertical du centre de gravité de la machine. Ces patins, d'une largeur un peu plus forte que celle du champignon des rails, sont longs d'environ 0<sup>m</sup>,70, car il importe de rendre aussi peu intense que possible l'effort que les rails ont à supporter par unité de section, et qui tend à les fléchir et à les user rapidement. Ils sont boulonnés à une pièce en fer forgé EE, fortement arbutées dans les deux sens par les deux tirants PP (ou GG feuille de détail) s'engageant entre les deux tôles des plaques de garde auxquelles ils sont assemblés par un fort boulon. Un arbre très-fort N'N' (voir planche 53), fixé aux longerons, reçoit par ses deux extrémités en saillie sur ceux-ci le double levier K formant coin; deux barres RR transmettent au point d'articulation l'effort exercé par le machiniste tendant à ramener dans la verticale les deux bras, ce qui transforme l'action horizontale en poussée sur les patins, cette action ayant d'autant plus d'intensité que la différence entre les chemins décrits par l'effort est considérable.

Les deux barres RR sont assemblés à charnières aux leviers HH calés sur l'arbre S, disposé sous la plateforme du machiniste. Cet arbre porte de plus un grand levier horizontal Q, muni d'un écrou en bronze dans lequel s'engage un arbre à vis recevant par le haut d'un croisillon à poignées sur lequel peut agir le chauffeur.

On a dit que si même un des essieux venait à se briser, les deux machines pourraient encore se soutenir mutuellement pendant quelque temps.

A cet effet on a disposé sous la plate-forme du mécanicien deux très-fortes barres en fer TT (voir planche 52) portant à leurs extrémités des douilles ou rainures allongées recevant chacune un boulon ayant 0,06 de diamètre. Ces barres sont engagées entre de solides pièces d'entretoises ou traverses en fer forgé assemblées aux longerons de chaque machine. Si par suite d'une rupture, l'une des deux locomotives tendait à basculer dans l'un ou l'autre sens, sa partie d'arrière qui présente une grande rigidité, viendrait ou s'asseoir ou buter contre les barres de sûreté T, lesquelles ne peuvent quitter leur position horizontale sans fléchir préalablement.

L'effort de traction s'exerce contre les châssis d'assemblage, qui reçoivent au centre un tampon W garni de quatre rondelles en caoutchouc formant ressort et sur lesquels agit la barre d'attelage W.

## MACHINE A DOUCIR LES GLACES.



Cet appareil, dont les planches 57 et 57<sup>bis</sup> présentent une coupe transversale, et deux projections, l'une horizontale, l'autre verticale, est disposé pour doucir deux glaces à la fois. Les organes formant le mécanisme moteur sont établis au centre, et les deux tables disposées de part et d'autre sur un massif en maçonnerie. Elles consistent chacune en une épaisse dalle en pierre bien dressée, ayant 2 mètres 10 sur 1,90 de largeur. Les glaces à doucir ou dresser sont fortement scellées sur ces tables au moyen d'un lit de plâtre et bien mise de niveau.

Ce mécanisme moteur est installé sur un bâtis en fonte composé de quatre colonnes C, C, C, s'arcbutant réciproquement, et coulées avec une plaque d'assise quadrangulaire B, boulonnée à la fondation. Celle-ci est scindée en deux parties, ou massifs longitudinaux, entre lesquels règne un canal dont l'axe est commun à toute la série d'appareils de même nature installée au dessus. Cette tranchée ou canal non voûté dont les murs latéraux forment pieds droits, reçoit toute la série d'arbres de couche, les paliers, les manchons d'accouplement et les engrenages de transmission, depuis la machine à vapeur jusqu'au dernier appareil. Chaque arbre H est supporté par deux paliers *dd*, l'un boulonné en contrebas à la plaque d'assise, l'autre solidement assis sur une pièce de bois encastrée dans les murs. Les quatre gros piliers inclinés C C, sont traversés supérieurement par des axes verticaux C' en fer dont la destination sera expliquée postérieurement, formant comme quatre colonnettes verticales et reposant sur une base en fonte, dont la semelle est réunie à la plaque d'assise par des boulons.

L'arbre moteur F, entraînant tout le mécanisme dans son mouvement, est établi suivant l'axe de figure de ce bâtis, présentant un ensemble parfaitement symétrique. La crapaudine qui supporte son pivot inférieur, est installée sur une entretoise transversale *f* en fonte dont les extrémités sont portées par deux blocs ou dés en pierre engagés dans les murs latéraux et bien boulonnés. Le mouvement de rotation est communiqué à cet arbre au moyen d'une paire de roues d'angles E, W, ayant 1<sup>m</sup>,05 de diamètre. L'engrenage W, calé sur l'arbre de couche, est à dents en bois et fait trente révolutions par minute. Le mouvement n'est pas cependant transmis directement à l'arbre F par la roue E, celle-ci n'étant pas calée dessus, mais tournant sur un fourreau ou coussinet en fonte dure, dans lequel le premier est logé. Avec la roue E' est venue une sorte de couronne ou tambour C', ayant 0,20 de hauteur et formant comme un prolongement de la jante. Quant à son moyeu, qui se meut autour du fourreau formant tourillon, il a dû nécessairement recevoir de larges dimensions dans sa partie en contact qui serait exposée à une] rapide usure, si l'action du frottement n'était répartie sur une large surface. Sa hauteur est donc de 25 centimètres et il est fortement relié aux six bras de la roue par de grandes nervures prenant naissance à son extrémité inférieure.

Immédiatement au-dessus de la roue E, l'arbre F passe de la forme cylindrique à la forme rectangulaire; sur cette partie est calé librement le tambour en fonte D, dont la jante est tournée un peu conique, et s'engage dans le surhaussement ou couronne de la roue d'angle E. Cette dernière partie est soigneusement alésée aux dimensions et suivant la forme que le tour a donnée à la circonférence interne du tambour, de manière à rendre l'emboîtement parfait et le contact exact par toute la surface jointive.

Le moyeu du tambour est muni d'une gorge dans laquelle s'engagent les deux branches d'une fourchette que présente le levier à contrepoids H suspendu par la tringle en fer forgé V au croisillon supérieur ou entablement du bâtis. Le contrepoids I presse donc fortement le tambour D contre la couronne surmontant la roue E, et maintient ces parties en adhérence parfaite, la pression verticale se transformant en effort latéral très-intense sur tout le pourtour par l'effet de l'assemblage en coin. Le tambour D est donc entraîné par la roue conique E, et à son tour il transmet le mouvement de rotation à l'arbre F, de sorte que celui-ci tourne dans la buselure ou fourreau en fonte dont il a été parlé, et la roue, au contraire, autour de ce fourreau

Cet ajustement procure la faculté précieuse de désembrayer très-rapidement l'appareil, puisqu'il suffit pour cela de suspendre l'action du contrepoids maintenant en adhérence le tambour et la roue, l'intensité du frottement devenant trop faible pour équilibrer la résistance à la circonférence de ce dernier, et la roue à couronne E tournant dès lors simplement dans son intérieur. Le bras antérieur du levier H est réuni par un anneau à une sorte de levier à pédale sur lequel il suffit d'appuyer le pied pour suspendre l'action de l'effort agissant de haut en bas et dû à la gravité du contrepoids I et du tambour lui-même, lequel est dès lors plutôt soulevé que pressé.

La partie supérieure de l'arbre F présente un bourrelet ou renflement cylindrique s'engageant dans une douille centrale *d* que présente l'entablement J. Cette douille reçoit aussi un coussinet en fonte dure en deux pièces (entre lesquelles il existe un peu de jeu) alésées intérieurement au diamètre de l'arbre et de forme conique par la face en contact avec le couronnement. Ces deux demi coussinets présentent supérieurement une retraite circulaire sur laquelle est établi un plateau en fer assemblé par deux boulons à la douille *d*. Lorsqu'il y a usure des surfaces frottantes, il suffit, pour prévenir tout ballonnement, de resserrer légèrement les boulons; en agissant sur le plateau ils contraignent les deux demi coussinets C à descendre et à se rapprocher, ce qui rétablit un contact parfait avec le bourrelet ou tourillon de l'arbre F. Ce dernier se termine par une fusée sur laquelle est calée une manivelle centrale L en fonte, et les quatre petits arbres verticaux C', C' formant colonnettes et traversant la tête des piliers C C, dans laquelle ils tournent aussi entre des buselures en fonte, s'élèvent à la même hauteur, et reçoivent par leur extrémité J' chacun une manivelle L, L, de forme et de dimension exactement semblables à cette première. Le pivot ou bouton de chacun de ces cinq organes de mouvement ne fait pas corps avec eux, mais est venu avec un coulisseau que l'on peut faire glisser dans une rainure pratiquée dans le corps bien dressé des manivelles, sur lequel on le fixe par des vis de pression.

En rapprochant les boutons de l'axe de rotation, on diminue donc la grandeur de leur rayon, et l'on réduit l'amplitude de la course des organes qui y sont reliés.

Un châssis ou croisillon en fonte T de forme quadrangulaire et dont les quatre faces sont réunies au moyeu central par des bras ou nervures en forme de croix est assemblé par ses quatre angles et par le centre aux

entamée, que le poids qui pèse sur elle est plus considérable par unité de section, il est évident qu'en éloignant ou rapprochant le centre de gravité du châssis du centre de la glace, on exerce une action plus intense dans telle partie donnée.

Le poids des balanciers de commande et du croisillon d'assemblage étant assez considérable (environ 500 kil.), on ne peut le faire reposer ni sur l'épaulement inférieur du bouton de manivelle, qui aurait à supporter un frottement énergique et serait exposé à usure rapide, ni sur les châssis de dressage, car alors la pression sur la surface de la glace serait trop grande dans les points où ces balanciers reposeraient, et de plus, les châssis n'auraient pas la même liberté de mouvement et tourneraient plus difficilement autour de leur pivot central suivant les variations de la résistance contre la surface. Ces différents organes sont donc suspendus à la charpente de l'atelier par des chaînes munies de vis de tension et d'écrous permettant de régler convenablement leur longueur, lesquelles supportent par conséquent tout le poids en les accompagnant dans leur mouvement.

Le dressage d'une glace ayant les dimensions indiquées se fait ordinairement en deux heures. La mise dans le plâtre et l'enlèvement, le dressage étant fini, peuvent absorber de plus une heure entière.



de sûreté que celui qui vient d'être décrit, et qui convient surtout pour de très-fortes pressions; une mortaise pratiquée dans le tirant exigeait une augmentation du diamètre de la partie percée, et les clavettes, quelle que soit leur force, sont sujettes à se gauchir, et peuvent entamer et fendre les surfaces contre lesquelles elles agissent bien plus tôt que l'épaulement circulaire, qui distribue mieux l'effort.

Les matières à presser sont disposées dans une sorte de bache en fonte en plusieurs pièces. Le fond E E, dans lequel tombent les acides extraits et la vapeur condensée, est formé par la réunion de deux plans inclinés l'un vers l'autre, à l'arête d'intersection desquels sont branchés deux tuyaux, par lesquels s'écoulent les produits de l'opération. Aux deux parties verticales ou rebords de ce fond sont boulonnées les parois constituant la bache, d'une forte épaisseur et munies par le dessus d'un rebord en retour d'équerre bien dressé, formant comme une sorte de voie sur laquelle roulent les deux galets N, calés sur un arbre transversal engagé dans une douille venue de fonte avec la tête du piston. Le poids de ce dernier est donc en partie supporté par cette sorte de chariot, et la partie inférieure de la garniture, sur laquelle s'exerce particulièrement le frottement dû à ce poids, en est d'autant moins rapidement fatiguée et usée.

Vingt-six plaques M, à double parois en fer, destinées à chauffer les tourteaux, sont distribuées à intervalles égaux, suivant toute la longueur de la bache; un jeu de dix millimètres est ménagé transversalement, de part et d'autre, entre ses parois verticales, et les côtés des plaques, dont les deux fonds sont en tôle bien rivées à des bandes d'épaisseur en fer forgé formant cadre, de telle façon qu'il existe entre eux un espace libre de 0,018 de profondeur. Cet espace est partagé en cinq cellules ou zones verticales par des cloisons intérieures aussi en fer forgé et rivées, ayant toutes communications entre elles, mais chacune à chacune par les extrémités opposées, de manière à obtenir des courants de vapeur contrariés, c'est-à-dire, alternativement dirigés de bas en haut et réciproquement. Les pains sont placés dans la bache entre deux plaques consécutives dans des étreindelles en crin, l'espace séparant les premières entre elles, étant moyennement de 0,080. A leur partie supérieure est rivée une bande ou traverse en fer de 662 millimètres de largeur, faisant saillie sur les deux côtés verticaux de la bache, reposant sur les rebords en retour d'équerre qui servent de tables et de guide, et supportent le poids



presse qui comprime les matières, marchent en avant, les tuyaux P, P, P..... tournent dans les boîtes à étoupe  $d, d$ , formant articulation, et se rapprochent de la perpendiculaire, ainsi que les fourreaux L, L, L. La distance séparant entre elles les articulations  $d$  et  $a$ , diminue alors par suite de ce mouvement de transport, puisque la table d'assise est parallèle à la conduite K', les fourreaux L, L, se rapprochent de plus en plus de la verticale, et les tuyaux P, P, P, y pénètrent plus profondément en glissant dans leur boîte à étoupe.

Les robinets  $b$  permettent de suspendre l'arrivée de la vapeur dans une plaque qui viendrait à céder et cesserait d'être étanche. Deux colonnes en fonte ZZ, recevant une poulie à gorge BB, sont établies sur la tête de presse. Elles servent de supports au contrepoids Y formé par la réunion de plaques circulaires en fonte, et relié au piston de la presse par une chaîne W passant sur une poulie de renvoi O. Le contrepoids permet de ramener avec facilité le piston de la presse arrivé au bout de sa course. Le piston étant très-lourd et son frottement dans les anneaux en cuir de garniture fort considérable, il faudrait, sans cette disposition, un assez grand déploiement d'effort pour le rentrer dans le corps de la presse.

La planche 55<sup>bis</sup> donne les différentes projections de l'appareil distributeur. Il se compose de deux corps de pompe en bronze A et B (fig. 1) fortement assises sur la partie supérieure d'un réservoir cylindrique en fonte C. Les diamètres des pistons D et E de ces pompes sont différents. Lorsque l'opération commence, et que la résistance opposée à leur mouvement est peu considérable, l'eau est foulée dans la presse seulement au moyen de la pompe A ayant un diamètre de 0,040. Quand la pression devient trop grande; son action est suspendue, et l'on arrive à la dernière limite en marchant seulement avec l'appareil B.

Le levier ou balancier moteur de ces deux pompes a reçu des dispositions toutes particulières.

Non seulement le travail peut accidentellement être purement manuel, et les deux bras N, N, sont disposés pour recevoir à leur extrémité un nombre convenable d'hommes de peine, mais le balancier lui-même est assemblé à la machine à vapeur motrice au moyen d'une bielle H, ce travail corporel n'étant réclamé que dans le cas où un dérangement fortuit ne permettrait pas d'employer sa puissance. Ce balancier est formé par une barre en fer de très-forte dimension, ayant son point d'appui ou axe d'oscillation sur une colonne centrale G, solidement établie au-dessus du réservoir. Il est assemblé à

soulevées les soupapes d'aspiration et arrêter leur jeu. L'eau suit alors les pistons dans leur marche alternative, entrant et sortant par le même orifice, puisque les soupapes ne peuvent retomber sur leur siège. Deux petits tuyaux Z, Z conduisent l'eau débouchant des orifices de refoulement S, T, vers une autre partie du distributeur munie d'une soupape de sûreté représentée figure 8. Cette soupape est maintenue sur son siège au moyen d'un levier AA portant librement à son extrémité une pièce à anneau M sur laquelle agit un second levier disposé transversalement et chargé d'un poids W. Lorsque la pression est arrivée à la limite maximum, correspondant à cette charge, cette soupape se lève, et l'eau s'échappe au dehors.

Un orifice de retour d'eau dans le réservoir est disposé en avant de cet appareil de sûreté. Il est fermé au moyen d'une soupape terminée par une longue vis engagée dans le chapeau en bronze de la boîte à cuir qui forme écrou. L'opération terminée, on soulève cet obturateur, l'eau s'échappe et l'équilibre se rétablit dans toutes les parties du distributeur.

Les corps de pompe, les soupapes et leurs boîtes sont entièrement en bronze. Les chapeaux des boîtes à cuirs faisant stuffing-box, et les sièges guides des soupapes d'aspiration sont profondément vissés dans les corps de pompe. Il en est de même des regards par lesquels on peut enlever celles de refoulement S, T, formant un écrou dans lesquels s'engagent des boulons soigneusement filetés.

En examinant avec attention les différents détails des appareils représentés planches 54, 55 et 55 bis, on se convaincra du reste que toutes ces parties ont été soigneusement étudiées, et que rien n'a été négligé pour assurer un parfait fonctionnement.



Cependant, lorsqu'on doit rendre le travail de ces appareils aussi économique que possible sous le rapport de la consommation de charbon, et employer la détente entre des limites reculées, ils perdent beaucoup de leur simplicité en disposition et en agencement d'organes, simplicité faisant leur grand mérite; il faut alors mettre en mouvement des masses considérables formant réservoir de force vive, masses nécessitant l'adjonction d'un balancier que des bielles convenablement disposées relient à la maîtresse-tige, sur laquelle des contrepoids sont aussi distribués. Ce balancier est alors installé en contrebas du cylindre, dans une excavation pratiquée sous le sol ou assise de la machine; le poids même des masses qui pèsent sur lui tend à le rendre stable sur la fondation peu considérable qui reçoit ses paliers, et rien n'exige l'adjonction du parallélogramme.

Il est loin d'en être ainsi dans les machines de Cornouailles dont l'installation exige, quant au balancier, pour résister sans ébranlement ni vibration, aux secousses et aux chocs que supporte et transmet cet organe, des constructions d'autant plus puissantes qu'elles sont isolées et s'élèvent à une grande hauteur. Assez généralement l'emploi d'une forte détente amène à sa suite l'usage de la condensation; le balancier à contre-poids devient alors l'organe naturel et particulièrement convenable de transmission de la force motrice à la pompe à air et à la pompe alimentaire, logées dans la fondation, soit au-dessous soit au-dessus de la chambre souterraine dans laquelle il se meut. Dans ce cas, l'appareil est établi suivant une sorte de renversement des dispositions des machines du Cornouailles, et l'on dispose à une certaine profondeur sous le sol la plupart des organes et appareils qui s'élevaient au-dessus; la simplification devient alors moins notable encore.

Seulement l'action de la force motrice continuant à être liée directement à celle des résistances, le balancier n'a plus à transmettre la pression entière de la vapeur sur le piston, mais doit être constitué seulement pour supporter les masses formant réservoir de force vive. On peut donc lui assigner des dimensions plus faibles, le parallélogramme et les organes qui s'y rattachent restent supprimés, ainsi que les constructions coûteuses destinées à recevoir ses paliers.

D'un autre côté, l'installation du cylindre au-dessus du puits réclame l'emploi de dispositions spéciales quant à l'assise, sorte de pont jeté sur son orifice de manière à en réduire le moins possible la section, car une ouverture rétrécie et de difficile accès rend la manœuvre pénible

La tige du piston N, traversant le fond du cylindre N' dans une boîte à étoupes venue de fonte avec ce dernier, et dans laquelle on peut fouler de l'huile au moyen d'une petite pompe, est terminée par un fort épaulement *xx* ou bourrelet d'assemblage avec le maître-tirant. Celui-ci est formé par la réunion de poutres en chêne ayant dans la partie supérieure  $0,305 \times 0,61$  d'équarrissage, assemblées en trait de Jupiter, et armées sur les quatre faces particulièrement aux points de jonction de bandes en fer forgé faisant pour ainsi dire corps avec elles au moyen de boulons distribués également sur toute leur étendue et les traversant de part en part. L'armature supérieure constituant la tête de la maîtresse-tige présente la forme d'une fourchette dont les deux branches étreignent les pièces supérieures de la charpente; elles sont venues de forge avec un très-fort moyeu de réunion percé d'un trou dans lequel s'engagent la tige et son épaulement inférieur. Comme cet œil présente un diamètre plus considérable que celui du bourrelet *xx* (pour permettre l'emmanchement et le démontage), une bague en acier en deux morceaux est interposée entre l'épaulement et la tête de tige, munie d'une rentrée circulaire dans laquelle elle se loge.

Cette bague et l'épaulement qu'elle emboîte sont tournés et le trou parfaitement alésé. L'effort moteur s'exerce donc directement par compression sur la bague et par traction sur la tige au moyen de cet assemblage aussi simple que solide et d'un emmanchement facile; pendant la descente des pistons le poids des appareils agit sur ces deux parties d'une manière analogue.

La vapeur est amenée dans la chemise par un petit tuyau en cuivre H muni d'un robinet et boulonné sur l'enveloppe. Les eaux de condensation s'écoulent par un orifice inférieur muni aussi d'un robinet. Le fond du cylindre est double, et réchauffé aussi par un courant de vapeur qu'y amène le tuyau DD, car c'est surtout par cette face exposée directement à l'air froid du puits que la vapeur arrivant dans le cylindre est exposée à se refroidir; d'un autre côté cette double paroi constituant le fond lui assure une raideur et une force de résistance en rapport avec la pression qu'il a à supporter instantanément quand la soupape d'admission s'ouvre. La lumière d'admission, coulée avec le fond du cylindre, débouche, par conséquent, directement sous le piston; elle offre une section de 0,113 sur 0,36 et est munie d'une bride rectangulaire d'assemblage avec la chapelle.

l'action continue et sensiblement uniforme des résistances. Arrivé à la limite de son excursion, la soupape d'exhaustion qui, pendant toute cette période du mouvement, est demeurée ouverte, retombe sur son siège, car le tasseau de la poutrelle de gauche ayant dans son ascension rencontré le levier en S correspondant, a provoqué la rotation de l'axe C, sur lequel il est calé et accroché le contre-poids. La communication avec le condenseur est alors fermée comme elle l'est depuis longtemps avec la chaudière, et le piston commence son excursion descendante.

L'ouverture de la soupape d'équilibre établit alors une communication entre le dessus et le dessous du cylindre.

La vapeur conservant une certaine élasticité sous le piston, qui en descendant produit une sorte d'aspiration, repasse par la lumière d'arrivée, se répand dans la cuvette L', pénètre dans le grand tuyau rectangulaire D venu en partie de fonte avec la chapelle, s'élève et débouche enfin dans la partie supérieure du cylindre, et la même pression s'établit dès ce moment sur les deux faces du piston. La levée de cette dernière soupape est déterminée par la rotation du levier *aa* (planche 60) autour d'un petit axe dont les supports sont boulonnés à une pièce de la charpente. Le tasseau que porte en contre-bas la poutrelle de gauche, et dont la position peut être réglée par une vis de pression, est l'organe qui, pendant l'ascension de celle-ci, entraîne à sa suite le levier *aa*, le contre-poids faisant tourner l'arbre correspondant de gauche à droite, tandis que les deux premiers se meuvent en sens inverse. Le piston descend donc avec un mouvement accéléré dû à la chute des masses, matresse-tige, pistons, etc., etc., et si l'on ne détruisait insensiblement la vitesse qu'il tend à acquérir, il en résulterait à chaque excursion descendante un choc d'une intensité destructive au plus haut point contre les boisages d'arrêt; lors donc qu'il est arrivé à une certaine distance du fonds, la soupape d'équilibre retombe sur son siège, le tasseau de la poutrelle de droite ayant à son tour rencontré et entraîné vers le bas le levier en S calé sur son arbre de commande *g*. Toute communication étant fermée, la vapeur se comprime dans la partie inférieure du cylindre, oppose une résistance sans cesse croissante à la chute du piston et l'arrête enfin complètement.

En ce moment la soupape d'exhaustion s'ouvre et la vapeur remplissant le haut du cylindre repasse par le tuyau d'équilibre en suivant une direction contraire à celle qu'elle avait eu d'abord, débouche dans la cuvette au-

diaires étant communs à tous trois. Les leviers à contrepoids ne sont pas disposés symétriquement d'un même côté, car les soupapes d'admission et d'échappement sont solidaires du jeu de la cataracte, leur levée ayant lieu presque au même moment; leurs deux arbres de commande tournent donc dans le même sens, c'est-à-dire de droite à gauche, tandis que celui de la soupape d'équilibre se meut en sens inverse ou de gauche à droite, le secteur d'accroche étant placé en conséquence.

Comme on l'a indiqué, la poutrelle dont les tasseaux commandent les trois leviers en S est double, la tige de droite étant en rapport seulement avec la soupape d'admission, tandis que celle de gauche est en relation avec les deux autres; cette dernière porte deux tasseaux, l'un à droite, l'autre à gauche, dont on peut faire varier facilement la position, chacun d'eux faisant corps avec une bague ou anneau emmanché dans la tige, maintenu dans la position convenable au moyen de vis de pression. Les poutrelles sont maintenues dans la rectiligne par des guides en fonte boulonnés à la charpente d'assemblage des supports FF, et réunies par le bas à boulons et écrous à une traverse triangulaire en fer qui elle-même se meut d'une manière parfaitement verticale, les douilles dont sont munies ses extrémités s'engageant dans deux barres bien tournées ou guides  $p'p$ , exactement parallèles, placées en contre-bas du sol du cylindre et maintenues par leurs extrémités dans des supports en fonte boulonnés à des poutres verticales bien reliées aux massifs de maçonnerie supportant la charpente d'assise du cylindre.

Cette traverse est mue par deux bielles à têtes ouvertes O,O, assemblées au balancier par un arbre en fer dont les extrémités en saillie sur les deux flasques forment tourillon; sa douille centrale reçoit la tige de la pompe à air OO, pour le passage de laquelle des ouvertures ont été ménagées dans les parois extrêmes du premier; la poussée latérale des bielles est détruite par les guides  $p'p$ , comme il vient d'être dit.

Le balancier Y offre la forme d'une poutre à section rectangulaire et tubulaire, la matière n'étant cependant pas répartie également sur tout le contour; les faces extrêmes ou couvertures étant beaucoup plus épaisses que les parois verticales. Ces deux premières, très-écartées de l'axe neutre, doivent résister à des efforts d'extension ou de compression considérables; les secondes établissent seulement la liaison entre ces parties extrêmes et les rendent solidaires l'une de l'autre, mais elles n'ont pas à subir l'action

en bronze et muni de clapets annulaires à levée verticale. L'obturateur supérieur est de même construction. La pompe est surmontée comme d'habitude d'une bache venue de fonte avec elle, et sur laquelle sont branchés le tuyau de trop-plein et celui de prise d'eau de la pompe foulante X, dont le piston plongeur est mu par une petite bielle articulée au balancier. Le corps de pompe X est coulé avec les deux boîtes à soupapes dont les clapets sont en bronze et à trois ailes formant guide. Lorsque le niveau est assez élevé dans les chaudières pour nécessiter une suspension de l'alimentation, un tuyau de retour *t* ramène l'eau foulée dans la bache T. La communication est alors fermée avec les appareils de vaporisation, et la levée de la soupape à contrepoids S ouvre un orifice d'écoulement qui, pendant l'alimentation, est fermé par suite de l'action du contrepoids sur la soupape, laquelle est plus considérable que la contre-pression de la vapeur.

La planche 63 donne les différentes projections des pompes d'épuisement. L'une d'elles, placée dans le fond du puits, est simplement élévatoire; les autres sont des pompes foulantes à piston plein; les principaux motifs qui font adopter généralement cette disposition, ont été exposés dans la description des machines de Bleyberg. La pompe élévatoire est scindée en trois fractions A, Q, C. La partie A est un cylindre ou tuyau de 42 centimètres de diamètre, exactement alésé, portant à ses deux extrémités des brides auxquelles se boulonnent inférieurement la chapelle et par le dessus un réservoir cylindrique muni d'une porte rectangulaire consolidée par de fortes nervures. Lorsqu'un dérangement nécessite une visite du piston ou lorsqu'il faut le retirer, on enlève cette porte qui démasque alors une ouverture ayant environ un mètre de hauteur permettant de le saisir et de l'attirer au dehors avec la fraction de la tige faisant pour ainsi dire corps avec lui. Ce piston est creux, en fonte, et deux clapets en cuir armés de plaques minces en fer *y* sont adaptés, comme on l'a du reste décrit précédemment. Sa garniture est en cuir embouti, bien maintenue par un cercle en fer supporté par une traverse H enfilée dans la tige.

La chapelle C est aussi munie d'une porte N très-épaisse garnie de nervures; les clapets d'aspiration M, M, et leur siège L ou secret *y* sont logés, et la nature de leur installation permet un enlèvement et une mise en place des plus rapides quand il y a dérangement dans le jeu de la pompe. Ce point est de la plus haute importance, car si la visite et la remise en bon état étaient pénibles et de longue haleine, l'eau s'élèverait dans le

avec une intensité proportionnelle à la différence des niveaux dans la chapelle et dans le redoublement, les force à s'ouvrir instantanément et pénétre dans le corps de pompe.

Les deux clapets sont de construction semblable à ceux de la pompe soulevante, c'est-à-dire en cuir doublé de plaques en fer. Leur siège est divisé en deux compartiments par une cloison servant d'assise, recevant la pièce en fer qui limite l'amplitude de leur levée, et dont l'arrête inférieure constitue l'axe autour duquel ils tournent. Cette pièce est fixée au siège par deux boulons traversant la cloison intérieure.

La chapelle a une forme semi-cylindrique terminée par des parties planes contre les brides desquelles se boulonnent les portes H''', H', par lesquelles on peut visiter et enlever les deux clapets. La figure 7 donne les dispositions du joint mobile adapté à chaque étage de pompe, permettant aux effets de la dilatation de s'opérer sans rupture de joints. Ces joints mobiles, dont la garniture est en chanvre, sont munis d'un presse-étoupe ajusté un peu librement et muni de quatre boulons de serrage. Leur construction est, du reste, semblable à ce qui a été décrit précédemment pour le Bleiberg.

Du reste, on reviendra postérieurement sur une partie de ces dispositions et ajustements en donnant la description de deux autres machines à traction directe d'une très-grande puissance.





appareils du système représenté planches 58 et 59, mais, d'un autre côté, la grande longueur de cette base l'expose à tasser inégalement, ce qui donnerait naissance à des dénivellations et à des gauchissements dans les axes de mouvement, si la machine entière n'était établie sur une assise bien rigide et dont, en aucun cas, nulle partie ne saurait fléchir ni se briser.

Ce bâtis est formé par un double longeron en fonte HH, évidé, formant soubassement et muni d'une large bride BB venue d'équerre, bien dressée et en contact exact avec le lit de pierres jointives et taillées au fin ciseau formant l'assise supérieure de la fondation. De grands boulons traversant tout le massif sont distribués convenablement sur le pourtour, et s'engageant dans les douilles dont sont munis les longerons, viennent se serrer contre la nervure supérieure formant corniche. Le cylindre A est assis sur ce bâtis au moyen de pattes reliées aux corps par des nervures et fortement boulonnée. La tige du piston traverse le couvercle et le fond muni aussi d'une botte à étoupe, de sorte que l'usure résultant du poids des organes en mouvement s'exerce principalement sur le chapeau et le grain de ces bottes, et non sur la partie inférieure de la paroi cylindrique. La botte à vapeur ou chapelle O est venue de fonte avec celle-ci, ainsi que la soupape d'expansion qui est en bronze et à double siège.

Le tuyau d'émission W, disposé en contre-bas dans la fondation, débouche dans un réservoir R' dans lequel la pompe de puits B' déverse l'eau aspirée par la colonne de tuyaux C'. La vapeur, en débouchant dans ce réservoir, chauffe l'eau jusqu'au degré convenable pour que l'action de la pompe alimentaire n'éprouve aucune irrégularité.

La soupape d'expansion est mue par une cône en hélice *a* portée par l'arbre du régulateur. Un galet ou roulette en acier est maintenu en contact contre cette cône par un ressort à boudin, et assemblé à une tringle Z commandant la soupape par l'intermédiaire du levier coudé *e c.* Ce dernier est calé sur un petit arbre en fer N<sup>2</sup> que reçoivent deux supports M<sup>2</sup> à fourreaux en bronze boulonnés sur le cylindre et sur un appendice ou oreille venue de fonte avec le bâtis. Les guides de la tige du piston E, E sont en fonte, fixés d'une part à la botte à étoupes du cylindre disposée pour les recevoir, et de l'autre au support du régulateur présentant inférieurement une lunette M dans laquelle passe la bielle.

La tête de tige ou coquille est aussi en fonte; la tige du piston y est assemblée à clavette, et la bielle s'engage entre les deux branches de la

de plus maintenus latéralement par de forts boulons traversant les deux parties. Comme on donnera postérieurement les dessins d'autres machines de ce système, on pourra fournir alors de plus amples détails de construction, en faisant connaître les modifications apportées récemment à la disposition générale des organes des appareils de ce système.



recevoir des dimensions moins considérables que dans le cas où il transmet la force motrice entière à la soufflerie, cas dans lequel l'intensité des résistances passives est plus considérable. D'un autre côté, comme la machine est munie d'une pompe à air, d'une pompe de puits et d'une pompe alimentaire, il tient avantageusement lieu de toute combinaison d'organes destinés à les activer, et comme la pression sur ses appuis ou paliers est relativement peu importante, on n'est pas contraint d'édifier des maçonneries considérables ou des bâtis coûteux pour recevoir ces derniers. Avec ce système de machine, constituant un des premiers pas faits vers la transmission directe, disparaissent ces énormes balanciers. Ces doubles parallélogrammes, ces organes enfin dont les grandes dimensions et les lourds poids exigent des dispositions particulièrement coûteuses d'installation, augmentaient la somme des résistances passives, et rendent en même temps plus coûteux le prix d'acquisition des machines.

Les deux cylindres sont disposés dans le même axe vertical, et comme la course commune des pistons est de deux mètres 44 cent., on a dû élever la soufflerie à une hauteur permettant au balancier d'accomplir son oscillation maximum autour du centre BB, tout en ne laissant exister que le jeu strictement nécessaire entre le fond de la soufflerie, le couvercle du cylindre à vapeur et les nervures extrêmes de ses deux flasques parvenues aux limites de leur course.

Les deux tiges DD, EE ne sont pas forgées d'un seul morceau, mais réunies par des clavettes aux douilles d'assemblage d'une tête de tige OO (planche 68<sup>bis</sup>). Celle-ci est en fonte, en deux pièces, et d'une forme semblable à celle des têtes de bielles des machines marines. Ses deux parties sont réunies par deux forts boulons dont la section doit être par conséquent assez grande pour supporter toute la résistance due à la pression du vent, etc. Cette tête de tige est logée entre les deux flasques du balancier auxquelles elle s'assemble au moyen d'un arbre V de forme octogonale dans les portées de calage, et dont le tourillon central s'engage entre des coussinets en bronze dont elle est munie. La solidarité entre les deux flasques est de plus établie, à cette extrémité du balancier, par une entretoise en fonte T solidement boulonnée.

La distribution de vapeur dans le cylindre s'opère au moyen de soupapes en bronze à double siège (voir planche 67), comme on l'a décrit précédemment pour la machine soufflante reproduite planches 31 et suivantes.

tiges verticales T, R qui les commandent, et qui sont maintenues dans la verticale par des guides M, O O. Ceux-ci sont en deux pièces, et quand il y a usure, on peut les resserrer au moyen de boulons, comme il est indiqué fig. 5. Quant au mécanisme moteur commandant ces soupapes, il se compose de quatre cames calées sur un arbre transversal, comme cela a été déjà décrit. Cet arbre est mis en mouvement par un système de roues dentées G, G' G'', dont la première est calée sur l'arbre du volant.

Si tous les points du balancier décrivaient des arcs de cercle concentriques autour d'un centre fixe, il ne pourrait être réuni directement aux deux tiges de piston DD, EE, point où l'amplitude d'oscillation est maximum comme le serait alors la flèche de l'arc engendré. On conçoit qu'au contraire, son axe extrême doit se mouvoir suivant un plan rigoureusement vertical pour qu'aucune action latérale ne tende soit en poussant soit en tirant à faire dévier les tiges et à les fausser. On a donc adopté la disposition connue, dont l'ensemble est représenté planche 65. Les deux axes extrêmes du balancier, au lieu de décrire des oscillations d'égale grandeur autour d'un arbre central solidement assis dans deux paliers supportant l'effort développé, sont animés de mouvements bien différents; l'un se meut verticalement, les limites de sa levée étant celles de la course du piston, tandis que l'autre BB n'a qu'un faible déplacement ou mouvement de transport horizontal dont la grandeur est égale à la flèche de l'arc que tracerait le centre OO, si le centre de rotation BB était fixe. L'arbre de support G solidement assemblé avec les deux flasques (voir planche 68<sup>bis</sup>) est muni de deux tourillons gg faisant saillie sur celles-ci, et assemblés avec les paliers supérieurs YY d'un support oscillant en fonte ZX. Avec la partie inférieure de ce support sont venus de fonte deux autres tourillons que reçoivent les paliers W portés par une plaque d'assise AA, et dans lesquels ils se meuvent. La plaque AA est fortement établie sur deux poutres encastrées dans les murs et bien boulonnées, l'écartement des paliers W étant déterminé pour assurer une stabilité convenable à l'assemblage.

Un autre axe II portant dans sa partie centrale un tourillon O auquel est articulé la bielle de la pompe à air, reçoit par ses extrémités en saillies deux fortes barres ou liens en fer forgé CC qui, par l'extrémité opposée, sont réunis aux supports JJ boulonnés sur deux poutres transversales aussi encastrées dans les murs. Ainsi, le balancier se meut autour du point BB formant centre, et les bielles CC, qui par leur extrémité II le

avec assez d'abondance pour fournir aux besoins de la condensation, ou qu'il faudrait l'élever d'une telle profondeur que l'économie résultant de l'emploi de cette dernière serait presque annulée par le travail absorbé par la manœuvre de la pompe à eau froide. Cependant, lorsque les chaudières ne produisent la vapeur que sous une tension peu élevée, il devient presque indispensable, même en ce dernier cas, d'adjoindre à la machine les appareils de condensation avec tous les organes qui en dépendent, dont l'emploi permet d'utiliser, même dans ces conditions, la détente entre d'assez fortes limites.

Les machines, dont on donne la description, ne fonctionnant que sous une pression initiale de deux atmosphères, rentrent dans cette dernière catégorie, et sont pourvues d'une pompe à air et d'un condenseur, quoiqu'on soit obligé d'élever l'eau froide d'une profondeur d'environ 35 mètres.

Les différentes coupes verticales et horizontales de cet appareil sont données planche 67. Il se compose d'un soubassement en fonte W ayant deux parois planes et deux autres sémi-cylindriques, bien fixé par six boulons X' sur un fort bloc de pierre encastré dans les murs constituant le massif de fondation.

La face supérieure de ce soubassement, qui est bien dressée, sert d'assise à la pompe P' et au condenseur M' qui y sont réunis par des brides circulaires *mm* et *ll*. Tous deux sont de forme cylindrique et ont à peu près même hauteur, le corps de pompe seulement étant surmonté d'un réservoir venu de fonte avec lui dans lequel s'épanchent les produits de la condensation, et le condenseur se terminant par un mouffle dans lequel s'engage le tuyau amenant la vapeur de la décharge. Avec le soubassement est coulée une sorte de cloison contre laquelle s'applique le siège des clapets de pied *bb* de la pompe à air, épaulé par sa bride inférieure contre un petit talon *cc* et par le haut contre le retour d'équerre de la cloison; une forte clavette *aa* et quelques boulons maintiennent les surfaces en contact, et le joint bien étanche. Le clapet est en bronze et l'amplitude de sa levée est limitée par le petit arrêt *dd* en fer forgé. Le piston R' de la pompe à air en fonte est muni d'une presse étoupe *ll* (fig. 10) que maintiennent des boulons taraudés dans l'épaisseur du métal. En agissant sur leurs écrous, on peut resserrer la garniture en chanvre *ii*, lorsqu'elle ne constitue plus un joint bien exact, scindant en deux chambres distinctes le corps de pompe. La table du piston est percée de

de la pression du vent contre le fond ou le couvercle. Deux grands longerons en fonte GG, formant comme une sorte de pont (voir planche 68), sont fortement boulonnés sur un châssis composé de poutres ayant 30 centimètres d'équarrissage, encastré dans les murs, et sur lequel est aussi fixée une série de poutrelles en fonte à profil en double T supportant de petites voutes en briques formant toiture. Deux entretoises réunissent par le haut les deux longerons qui reçoivent la forte bride rectangulaire FF venue de fonte avec le corps du cylindre, auquel elle est reliée intimement par huit nervures. Des douilles en fonte recevant les boulons d'assemblage ont été coulées avec les premiers, convenablement évidés dans toute la partie centrale avoisinant l'axe neutre.

L'air aspiré entre dans le cylindre par les boîtes à clapets *aa, aa*, de construction semblable à celles de la machine soufflante précédemment décrite. La sortie s'opère par les conduits *a' a' b' b'*, faisant corps l'un avec le fond, l'autre avec le couvercle et dont les orifices, débouchant dans les coffres *H' H', H<sup>2</sup> H<sup>2</sup>*, reçoivent les clapets de refoulement. Le tuyau porte-vent en tôle *G<sup>2</sup> G<sup>2</sup>* conduit l'air au régulateur. De petits escaliers *dd, dd* rendent l'accès des différentes parties de la soufflerie et de la machine facile, et des planchers, disposés à la hauteur du cylindre et du balancier, permettent de graisser, de visiter et de réparer avec promptitude et sécurité toutes les parties mouvantes et sujettes à l'usure.

Postérieurement à l'établissement de l'appareil, représenté planches 65 et suivantes, on a apporté à la construction des machines de cette nature différentes améliorations. Ainsi les balanciers sont maintenant entièrement en tôle et en fer forgé, et en diminuant de cette manière leur poids, on leur a donné en même temps une plus grande résistance aux chocs et vibrations. Les pièces mouvantes, telles que manivelles, arbres, bielles, etc., sont aussi entièrement en fer forgé.

Du reste, les machines de cette nature le plus récemment construites sont du système reproduit planches 87, 88 et 89, dont la description va suivre. Ses avantages tout particuliers ont déjà été énumérés pages 247, 249 et suivantes. On n'aura donc qu'à indiquer d'une manière succincte les différences de combinaison et d'ajustement existant entre ces deux appareils.

Les colonnes sont établies sur une plaque d'assise en fonte formant soubassement, et la base de chacune est traversée par deux grands boulons d'assemblage à la fondation.

Les deux cylindres A, B sont coulés séparément, mais ils ont une enveloppe commune N, permettant de réchauffer leurs parois. Cette enveloppe est renforcée par des nervures circulaires qui la ceignent entièrement, et présente par le bas une forte bride de même forme par laquelle elle est fixée sur la plaque d'assise au moyen de dix vis profondément taraudées dans son épaisseur. Le tuyau d'arrivée de vapeur ayant 75 millimètres de diamètre est branché sur cette enveloppe, dans laquelle sont établis les deux cylindres avec leurs conduits; ceux-ci débouchent sur une fausse table des tiroirs, laquelle forme joint avec une partie plane de la paroi percée d'ouvertures rectangulaires ou lumières ayant pour le petit cylindre une section de  $0,020 \times 0,170$  et pour le grand de  $0,270 \times 0,044$ . Les deux tables des tiroirs sont appliquées contre cette partie à laquelle elles sont réunies par des brides bien dressées et maintenues par 14 boulons; elles sont venues de fonte avec des prolongements horizontaux des conduits de distribution, de sorte que l'assemblage aux cylindres est constitué par le double joint de l'enveloppe avec la fausse table et avec la partie formant prolongement des conduits. Les boîtes à vapeur ou chapelles sont rapportées sur cette dernière partie. Avec l'une est venue de fonte la cuvette renfermant la soupape d'expansion, du système de Cornouailles et celle du régulateur, placée horizontalement. Ce dernier consiste en un disque en fonte percé de deux ouvertures qui, lorsqu'on lui imprime un mouvement de rotation, viennent coïncider exactement avec deux lumières correspondantes, ménagées dans le siège faisant corps avec la cuvette.

La communication entre les deux chapelles est établie par deux tuyaux recourbés, branchés sur chacune d'elles et conduisant la vapeur derrière le tiroir du grand cylindre.

Les tiroirs sont conduits par deux poulies excentriques Y', Y'' calées sur un arbre de renvoi W, disposé juste en contre-bas des chapelles et maintenu dans les petits paliers en fonte X<sup>2</sup>X<sup>3</sup> et X. Les barres de ces deux poulies sont assemblées chacune à un levier en fer formant balancier et dont le point d'appui et d'articulation a été ménagé sur l'enveloppe même. Ces leviers portent en saillie deux boutons auxquels sont articulées deux petites bielles, réunies d'autre part à des traverses dans lesquelles sont emmanchées les

gravées sur le cadran. La pompe de puits AA a un diamètre de 173 millimètres. La garniture du piston est en cuir embouti et disposée comme il a été indiqué précédemment. Le clapet est en fonte, de forme circulaire, et emmanché à frottements doux sur la tige en fer, dont le diamètre est de 35 millimètres, munie d'un épaulement formant l'arrêt limitant l'amplitude de la levée à 23 millimètres. Ce clapet est garni de cuir par sa face en contact ou formant joint. Le secret est composé d'un siège en fonte ayant 68 millimètres de hauteur sur lequel est appliqué un clapet en cuir armé de deux plaques minces de tôle. Un arrêt en fer est fixé au siège par un boulon à clavette; il limite la levée maximum à 5 centimètres environ.

La pompe alimentaire R est à piston plongeur. Son diamètre est de 7 centimètres, sa course de 0,45 et les boîtes à clapets font corps avec elle. Le clapet d'aspiration a cinq centimètres de diamètre et celui de refoulement 66 millimètres; ils sont en bronze, coulés avec un guide à trois ailes et établis dans le même axe l'un au-dessus de l'autre. Le clapet supérieur, maintenu sur son siège par la pression de la chaudière, sert donc d'arrêt et limite la levée du clapet d'aspiration.

Le balancier, la bielle et la manivelle sont en fonte. Le premier présente au centre une hauteur de 70 centimètres et aux deux extrémités de 30 seulement; son épaisseur est de 3 centimètres. Son arbre est octogonal, en fer, et inscrit à un cercle de 171 millimètres de diamètre. Il est supporté par deux paliers à coussinets en bronze, ayant 0,110 d'ouverture et une portée de 13 centimètres. Les tourillons de l'arbre du volant, en fer, ont 19 centimètres de diamètre et 0,25 de portée et la distance séparant les deux paliers d'axe en axe est de 1 mètre 70 centimètres. Il présente entre ces paliers un renflement ou bourrelet de 30 centimètres sur lequel est calé le volant ayant 15 mètres 44 de diamètre. Ce dernier n'est pas coulé d'un seul morceau, mais formé par l'assemblage de six segments de jante à un même nombre de rayons ou bras, lesquels sont solidement réunis et comme encastrés dans un moyeu ayant un mètre 15 de diamètre. La jante a une section de 0,23 sur 0,136 et les bras 0,20 centimètres de largeur. Ils sont fortifiés et raidis par une forte nervure centrale ayant 35 millimètres d'épaisseur, régissant sur toute leur longueur, et deux forts boulons les maintiennent contre le moyeu, leur assemblage avec les deux segments consécutifs de jante s'opérant au moyen de quatre boulons; ces segments sont de plus réunis entre eux par des frettes, de manière à former corps,



durée, et on améliore, en général, les conditions de travail. La division et l'étagement des pales, dont il a été parlé atteignent autant que possible ce but et si cette disposition ne supprime pas le choc, elle en diminue la violence en augmentant la fréquence de sa reproduction, c'est-à-dire, en rapprochant de l'uniformité qui existerait si à chaque instant une pale entraînait dans l'eau. Les parties des pales en recouvrements l'une sur l'autre travaillent seulement dans une eau que vient de remuer le passage de la pale précédente et qui ne peut offrir la même résistance ou un point d'appui aussi solide, qu'une masse liquide relativement tranquille. Si donc l'immersion de chacune d'elles avait lieu à des intervalles trop rapprochés, il y aurait naturellement perte d'effet utile et le recul augmenterait. Aussi la distribution des aubes sur le pourtour de la roue doit être en quelque sorte en fonction de leur recouvrement pour que le travail conserve la même valeur. La charpente des roues est formée par l'assemblage de 14 rayons, ayant une section moyenne de  $0,100 \times 0,020$  à chacun des moyeux dont il a été question. Ces rayons sont maintenus par trois boulons et épaulés entre des saillies venues de fonte avec les moyeux dont la forme a été étudiée en conséquence. Une jante extérieure et une intérieure en fer de  $0,08 \times 0,02$  de section sont boulonnées à chacun des rayons. Chaque pale est ainsi supportée par deux de ces systèmes de jantes et de rayons, entre lesquels elle établit la solidarité à la circonférence. Quant à la partie de la longueur des rayons comprise entre jante et moyeu, elle est fortement raidie par des tirants en fer rond, se boulonnant d'un côté à un moyeu et de l'autre au rayon opposé, comme il est indiqué planche 83.

L'appareil de vaporisation est divisé en quatre parties ou corps de chaudière formant deux groupes, l'un disposé à l'avant, l'autre à l'arrière, les produits de la combustion débouchant dans une cheminée dont est muni chaque groupe. Les quatre corps de chaudière ne sont pas d'égale puissance, deux renferment trois foyers et les autres deux seulement. Ces foyers sont disposés, du reste, d'une manière tout-à-fait identique dans chacun et présentent les mêmes dimensions. Chacun d'eux est formé par la réunion d'un ciel fortement bombé à deux parois verticales raccordées par de larges congés ou parties arrondies avec la tôle de fond des cendriers. Ils présentent une largeur de 814 mill. mesurées intérieurement et une profondeur totale de 2 mètres 92. La grille n'a cependant pas reçu, quant à la profondeur, d'aussi grandes dimensions. Un autel en brique réfractaire scinde chacun

ouvantes, agissant suivant la verticale, tend à user le coussinet inférieur dans cette direction. La composante horizontale de l'effort transmis par la bielle, au contraire, donne naissance à un effort s'exerçant alternativement dans les deux sens contraire suivant cette direction horizontale, la bielle agissant tantôt en tirant et tantôt en poussant. La résultante de ces deux forces est donc dirigée suivant un angle dont l'inclinaison est en fonction de leurs intensités respectives. Dès lors, lorsque l'usure du bronze amène du jeu dans les tourillons, le jeu est suivant l'une ou l'autre des directions de cette résultante qu'il faut pouvoir resserrer les coussinets, et c'est d'après ces considérations que le palier a été disposé. De plus, comme la composante horizontale dont il vient d'être parlé tend à faire ouvrir le palier, on a muni le chapeau de deux appendices extérieurs qui l'emboîtent parfaitement et donnent à l'assemblage la rigidité et la force d'un ensemble venu d'un seul morceau.

Les paliers E qui reçoivent l'arbre moteur des roues à pales ont conservé leur position verticale, parce que la composante horizontale des frottements entre la denture et la denture est très-négligeable en présence du poids des arbres, agissant exclusivement dans la première direction. Si l'on eût, du reste, disposé aussi ces derniers suivant la résultante, la mise en place des arbres et des roues fût devenue très-difficile, ainsi que leur démontage en cas d'accident.

Les longerons intérieurs portant les paliers sont écartés l'un de l'autre de 1<sup>m</sup>,52, et les cylindres sont à une distance de 2<sup>m</sup>,44 d'axe en axe. Entre chaque machine existe donc un passage ou espace libre rendant facile l'accès de toutes les pièces du mécanisme, et permettant une surveillance efficace et un graissage soigné. C'est dans cet espace que se place le mécanicien, et qu'aboutissent tous les renvois de mouvement, soit du régulateur, des robinets d'injection, des organes du renversement de la marche, etc. Non-seulement cette installation des appareils est favorable quant à leur conduite et aux soins qu'ils réclament, mais elle leur donne une stabilité d'assise qu'on n'eût pas obtenue au même point en rapprochant les axes des cylindres. L'arbre moteur fût sans doute devenu plus court et plus léger, mais on conçoit que l'ensemble du mouvement n'eût plus présenté le même caractère de solidité et de stabilité.

L'arbre intermédiaire C' portant le pignon denté reçoit les deux manivelles motrices B B qui ont 0,533 de rayon et moyennement 11 centim. d'épaisseur. Elles sont en fer, fortement maintenues sur les arbres par deux cales, leur portée de calage étant de 20 centimètres, et le diamètre du trou de 0,203.

t assurent une longue conservation. Lorsqu'au contraire on peut assigner à ces organes de transmission de grands diamètres, on diminue dans la même proportion et l'effort qui les sollicite tangentiellement et la pression que les dents ont chacune à supporter, on obtient un meilleur contact et des formes plus convenables pour la denture. On s'est efforcé d'appliquer ces principes aussi largement que possible dans le cas actuel.

On conçoit, de plus, qu'il ne faut procéder au serrage des coussinets des arbres des roues ni remplacer ceux que l'usure a mis hors de service qu'avec beaucoup de prudence et de précautions si l'on ne veut modifier d'une manière qui peut devenir dangereuse les conditions suivant lesquelles engrènent ces roues. A cet égard, les bâtis forgés d'un seul morceau avec les paliers présentent d'excellentes garanties quant à l'invariabilité des centres; il n'en est pas de même quand ils sont rapportés dessus, l'ensemble en présentant plus la même rigidité et les démontages et les réparations ne doivent alors avoir lieu qu'avec de grandes précautions préalables.

L'arbre moteur intermédiaire C' C' réuni par des manchons à ceux des roues à pales ayant à supporter le poids nécessairement assez lourd de la grande roue G' G', a reçu 23 cent. de diamètre dans ses tourillons, dont la portée est de 28 centimètres. Le bourrelet sur lequel la roue est calée a 310 millimètres de diamètre, et sa portée de calage 410. On ne doit pas perdre de vue, en effet, que l'effort transmis est ici maximum, la roue faisant une révolution par deux doubles courses parcourues dans les cylindres.

Les arbres D D des roues à pales sont assemblés à celui-ci aussi près que possible des deux paliers au moyen d'accouplements ou plateaux en fer venus de forge avec les arbres des roues, et d'un manchon rapporté sur ce dernier. Les plateaux ont la forme de couronnes ayant 66 millimètres d'épaisseur et 100 centimètres de diamètre, bien tournées et dressées, et entaillées suivant toute leur hauteur, d'une mortaise ayant 7 centimètres sur 2; une clavette de 4 centimètres d'épaisseur s'engage dans cette mortaise, les deux couronnes tant maintenues en contact d'ailleurs par 6 boulons de 40 millimètres. La clavette supporte donc seule l'effort de torsion, comme on l'a décrit dans ces machines des bateaux à vapeur transatlantiques.

Les arbres des roues ont chacun une longueur de 5 mètres 80 centimètres. Ils sont forgés de manière à présenter trois bourrelets recevant les moyeux d'assemblage G', G G, G' G' des rayons des roues à pales, et deux embases ou tourillons s'engageant dans les paliers extérieurs aux murailles du bateau





