



POMPES

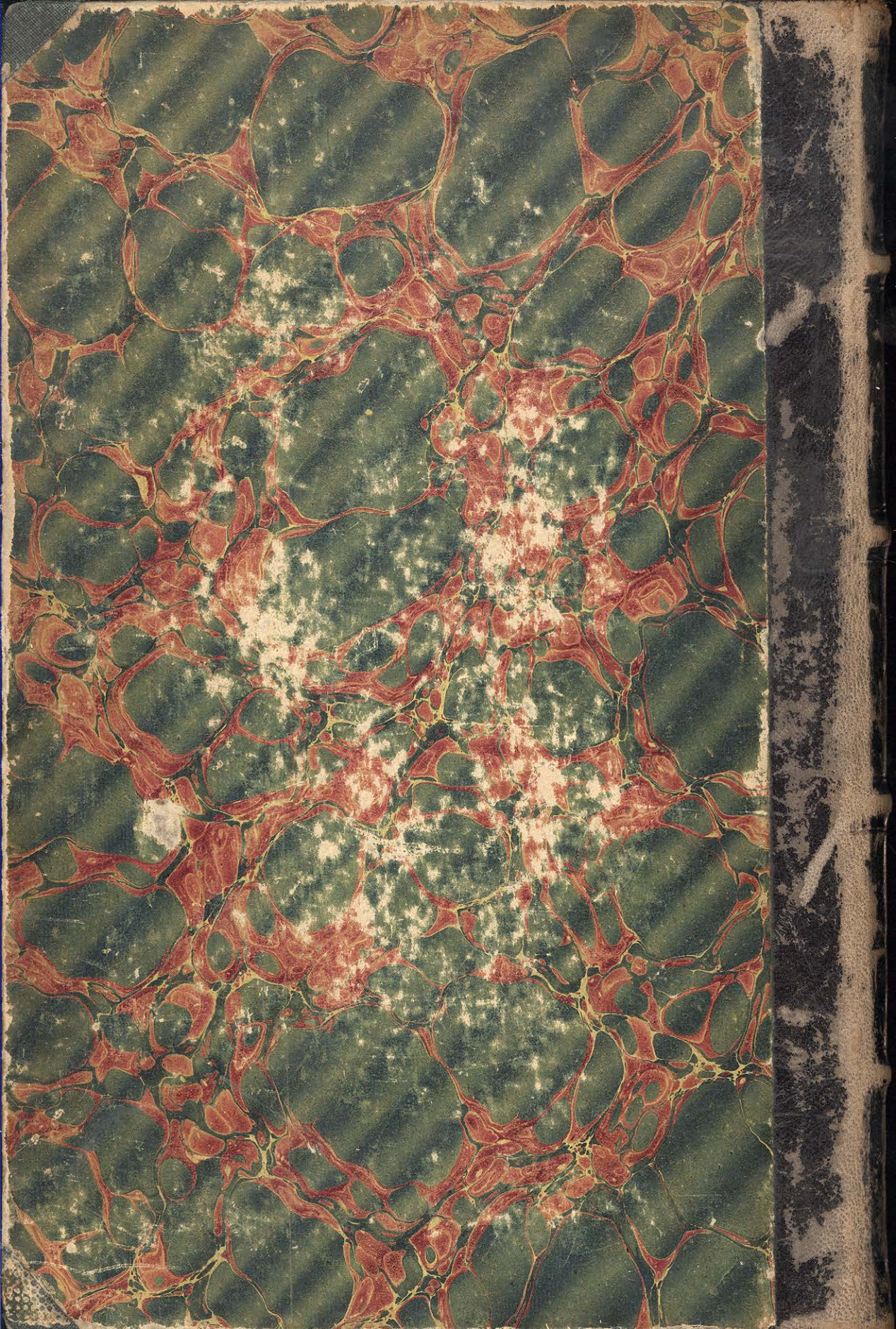
ET

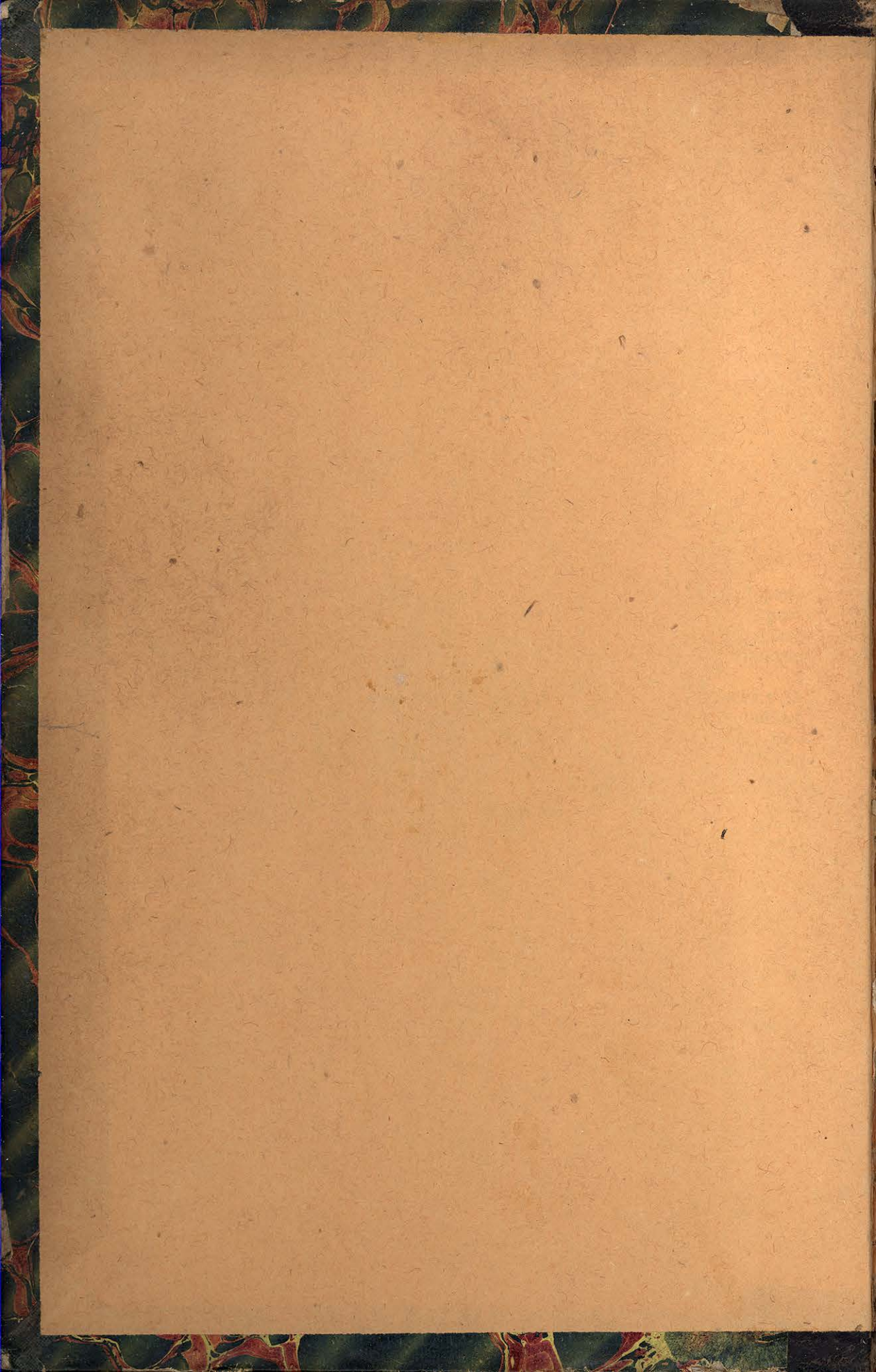
MACHINES



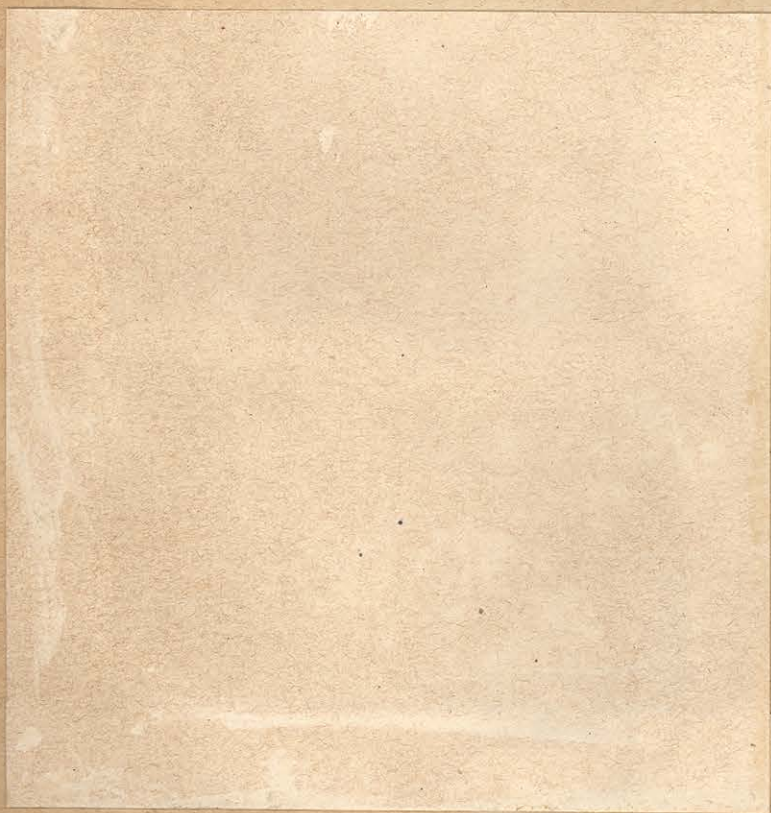
1







Montague



TRAITÉ THÉORIQUE ET PRATIQUE

DES

POMPES ET MACHINES

A ÉLEVER LES EAUX

IMPRIMERIE E. BERNARD ET C^{ie}, 71, RUE LACONDAMINE, PARIS

TRAITÉ THÉORIQUE ET PRATIQUE

DES

POMPES ET MACHINES

A ÉLEVER LES EAUX

PAR

L. POILLON

INGÉNIEUR DES ARTS ET MANUFACTURES

ANCIEN CONSTRUCTEUR DE MACHINES A VAPEUR

ANCIEN PROFESSEUR A L'INSTITUT INDUSTRIEL DU NORD DE LA FRANCE

PREMIER VOLUME



PARIS

E. BERNARD ET C^{IE}, IMPRIMEURS-ÉDITEURS

71, RUE LAÇONDAMINE, 71

1885

Droits de traduction et de reproduction réservés

Reg. 1052!

**INSTITUT
DE TRACTAT I MECANICA APLICADES
* BARCELONA ***

15072234



Handwritten text in Arabic script, possibly a signature or date, located in the lower-left quadrant of the page.

PRÉFACE

Les pompes et machines à élever les eaux formeront l'objet de cet ouvrage ; et le cadre tracé par ces quelques mots est certainement assez vaste pour que nous nous y renfermions scrupuleusement. — Il ne sera donc question ici ni des tuyaux, ni des raccords et robinets, ni de l'art du sondeur, ni d'une foule d'autres choses qui se rattachent sans aucune difficulté à l'élévation des eaux quand on veut bien les y conjoindre. Si nous nous accrochions à toutes les études secondaires qui peuvent se présenter autour du sujet principal, il n'y aurait plus de raisons pour ne pas étudier aussi les canalisations en maçonnerie, les réservoirs en maçonnerie ou en tôle, et même les voies navigables. — La construction des réservoirs en tôle fournirait une heureuse transition pour passer après cela à la chaudronnerie en fer ; et les pompes tiennent de si près aux moteurs qui les actionnent qu'un traité complet des moteurs hydrauliques, animés, à vapeur ou à vent, ne serait pas non plus tout à fait dépourvu d'à-propos.

Quoi qu'il en soit, nous ne sortirons pas des *appareils élévatoires proprement dits*. — Plus s'étend le domaine des connaissances humaines et plus il devient indispensable dans un livre quelconque de se limiter et de se spécialiser, parce que là où il n'existait autrefois presque pas de matériaux sont venus se grouper des ensembles considérables de théories et de faits.

Pour n'en citer qu'un exemple, l'électricité n'est qu'une branche de la physique et pourtant qui pourrait se flatter de nos jours de connaître à fond seulement toutes les applications de l'électricité ?

Au fur et à mesure que le progrès marche, il faut, pour le suivre, laisser en arrière bien des vieilleries, et il faut aussi transformer en conséquence les méthodes d'exposition et d'enseignement. — Le temps des encyclopédies est passé.

Il faut diviser les sujets et les questions et réduire l'examen de chaque chose à sa forme la plus simple en supposant acquises d'avance les connaissances préliminaires indispensables et en éliminant tout ce qui n'a qu'un intérêt archéologique et aussi tout ce qui n'a pas d'applications pratiques avantageuses. L'usage n'est plus de remonter au déluge.

Que doit souhaiter celui qui ouvre un traité de pompes et machines élévatoires ? De fixer promptement son choix sur tel ou tel système suivant les conditions particulières des problèmes qu'il a à résoudre, et, une fois son choix fixé, de pouvoir déterminer rapidement les éléments généraux de l'installation. — Si un renseignement particulier lui manque, il le trouvera dans le prospectus du vendeur ou dans ses explications verbales. — Mais les prospectus sont loin d'être tous consciencieux ; et, pour s'orienter, il faut toujours en somme en revenir aux *principes*, afin de faire la part de ce qui peut se réaliser et de ce qui ne se peut point. — Nous essayerons d'en donner les moyens.

Nous supposerons le lecteur en possession des notions générales de l'hydraulique et de la physique ; et cependant nous rappellerons les principes élémentaires toutes les fois que cela pourra se faire sans trop de longueurs. Nous admettrons également que le lecteur connaît les lois de l'écoulement de l'eau dans les conduites et dans les canaux découverts ou par des orifices de diverses formes. — D'ailleurs la plupart des questions qui se rattachent à cet ordre d'idées se résolvent commodément au moyen de tables que l'on trouve toutes faites dans les manuels et aides-mémoires ; et la tendance actuelle est de faire ces aides-mémoires assez complets pour apprendre au lecteur une foule de choses qu'il n'a même jamais sues. — A chacun donc sa tâche et son rôle ; et nous ne nous écarterons point des machines proprement dites à élever les eaux.

Paris, 4 mai 1882.

L. POILLON

Ingénieur des Arts et Manufactures.

TRAITÉ THÉORIQUE ET PRATIQUE
DES
POMPES ET MACHINES
A ÉLEVER LES EAUX

CHAPITRE PREMIER

Introduction

On peut, à la rigueur, appeler pompe tout appareil mécanique quelconque destiné à mettre en mouvement les fluides compressibles ou incompressibles ; et le temps n'est plus où l'emploi de ce seul mot appelait forcément l'idée d'un ou plusieurs cylindres avec un ou plusieurs pistons dedans, et un plus ou moins grand nombre de clapets ou *secrets* en dessus, en dessous, ou à côté. Ce n'est plus par la prétendue horreur de la Nature pour le vide que s'explique ce que l'on appelle le phénomène de l'aspiration ; et l'on s'est habitué à se payer de raisonnements plus rigoureux dans l'étude des faits mécaniques et physiques.

En entreprenant aujourd'hui une étude générale des pompes, nous n'avons nullement la prétention de décrire tous les systèmes connus

bons ou mauvais, ni même tous les bons seulement. Nous ne nous occuperons pas non plus des pompes à gaz ni des souffleries ; car la compressibilité des gaz crée pour ces appareils des conditions techniques absolument différentes de celles qui conviennent aux pompes à eau. Nous nous contenterons d'exposer à grands traits tout ce qui concerne les pompes à eau, insistant surtout sur les systèmes généraux, citant des exemples à l'appui et laissant de côté, et les pompes à vide, et les appareils destinés à un usage tout spécial, comportant des conditions particulières. Si nous embrassions le sujet dans toute son étendue, ce ne serait plus en effet un seul, mais plusieurs gros volumes qu'il faudrait y consacrer.

Nous n'étudierons donc que les pompes destinées à *pomper de l'eau* dans l'acception la plus vulgaire du mot, c'est-à-dire à l'aspirer, la déverser, l'élever ou la refouler ; et encore ne considérerons-nous que les systèmes ayant un caractère industriel, sans nous occuper des pompes pour usages domestiques.

Il y a des pompes qui aspirent l'eau, c'est-à-dire qui utilisent, pour l'élever, la suppression de la pression atmosphérique dans le tuyau dit *d'aspiration* et par conséquent l'action de cette pression effectuée sur la nappe ambiante. — Ce sont les pompes dites *aspirantes*. — D'autres pompes refoulent, c'est-à-dire exercent sur l'eau une pression en vertu de laquelle elle se trouve élevée à une hauteur plus ou moins considérable. — Ce sont les pompes *foulantes*.

Un grand nombre produisent ces deux effets à la fois ou concurremment, et sont alors dites *aspirantes et foulantes*.

D'autres appareils tels que : les norias, turbines élévatoires, roues à tympan, vis d'Archimède, élèvent l'eau en la soulevant et sans faire intervenir, à cet effet, ni la pression atmosphérique, ni la création d'une pression additionnelle ou de refoulement.

Enfin d'autres encore utilisent directement une pression d'eau ou puissance vive acquise, béliers hydrauliques et machines à colonnes d'eau, ou une pression de vapeur (pulsomètres ou pulsateurs), ou un entraînement (éjecteurs et injecteurs).

L'examen général de ces systèmes viendra en son temps. — Mais on voit, par cette seule esquisse rapide, de combien de variantes est susceptible l'application de ces mots si simples en apparence : *pomper de l'eau*.

Quelques définitions générales

Ceci dit, et avant d'aborder la description ni même encore le classement des systèmes particuliers, il est indispensable de bien faire comprendre au lecteur la signification exacte des mots *aspiration*, *refoulement*, *débit et travail d'une pompe*, et *rendement ou effet utile*.

Nombreuses sont en effet les personnes qui embrouillent toutes ces expressions, et n'en saisissent qu'imparfaitement la signification précise ; absolument comme les inventeurs de mouvement perpétuel, pour lesquels l'élément *force* se confond perpétuellement avec l'élément *travail*. Cependant tout cela est fondamental et n'est pas difficile.

Nous allons l'expliquer une fois pour toutes ; et l'étude ultérieure des divers systèmes s'en trouvera considérablement simplifiée en devenant infiniment plus claire et plus intelligible.

De l'aspiration et de la pression atmosphérique

D'abord, exterminons un gros préjugé.

On voit tous les jours des gens qui, voulant apprécier la valeur d'un système de pompe, commencent par demander à *quelle profondeur il peut aspirer* et qui classent le système, dans leur esprit, suivant qu'on leur promet la réalisation d'une aspiration plus ou moins considérable. Rien de plus faux que cette façon de juger les systèmes et de comprendre les problèmes.

Ce qui détermine le mouvement de la colonne d'aspiration, *ce n'est pas* le mouvement du piston ou de l'organe propulseur, mais *uniquement la pression atmosphérique* ; et, du côté de l'aspiration, les pistons ou les organes propulseurs, quels qu'ils soient d'ailleurs,

n'ont d'autres fonctions que de faire le vide, c'est-à-dire d'annuler la pression atmosphérique et de détruire, par conséquent, l'état d'équilibre par suite duquel le liquide se tient en repos avant la mise en mouvement de l'appareil. Ayant disparu à l'intérieur du tuyau d'aspiration et s'exerçant au contraire tout autour de ce tuyau, la pression atmosphérique y chasse naturellement le liquide; et c'est là ce que l'on exprime en disant que le liquide est *aspiré*. Mais la valeur de la cause *mesure et limite ici les effets* comme en toutes choses; et la valeur absolue de la pression atmosphérique est sensiblement représentée par une colonne d'eau de 10^m,33 de hauteur. La hauteur réelle à laquelle on fait monter l'eau par aspiration est d'ailleurs à déduire évidemment de la charge effective produisant le mouvement; c'est-à-dire que si, par exemple, un piston produit dans un corps de pompe un vide absolu et que l'eau arrive à *niveau et sans hauteur d'aspiration*, cette eau tend à se précipiter derrière le piston avec une vitesse due à la *charge entière* de la pression atmosphérique ou à une colonne d'eau de 10^m,33.

Si, au lieu de prendre l'eau à niveau, le tuyau d'aspiration la prend à 2 mètres de profondeur, la charge effective, produisant le mouvement de la colonne d'aspiration, sera diminuée de 2 mètres, et ne sera donc plus que de 8^m,33. Si l'on aspire à 5 mètres de profondeur, la charge sera diminuée de 5 mètres et ne se trouvera donc plus que de 5^m,33. En résumé, si H est la hauteur d'aspiration et H' la pression atmosphérique, la charge, produisant le mouvement ascensionnel de la colonne d'aspiration, est toujours égale à (H' — H) et se réduit donc à zéro si H = H'.

Au fur et à mesure donc que l'on augmente la hauteur d'aspiration d'une pompe, on voit que l'on fait décroître rapidement la charge produisant la vitesse dans le tuyau d'aspiration et cela, *même dans l'hypothèse où le piston produirait un vide absolu*. Or, c'est là une supposition qui, en pratique, n'est jamais tout à fait réalisée et qui exigerait en outre un état d'entretien absolument parfait. Du côté de l'aspiration, du reste, tout comme du côté du refoulement, il faut tenir compte des résistances additionnelles, *pertes de charge*, dues aux coudes des tuyaux et aux *frottements dans les tuyaux*.

Ces *pertes de charge*, faciles à calculer d'après les tableaux tout faits que donnent certains traités, sont ainsi appelées parce qu'elles réduisent d'autant la *charge* ou hauteur d'eau réelle, produisant le mouvement de l'eau dans la conduite. Si par exemple une pompe aspire l'eau à 5 mètres de profondeur, mais que la longueur et les coudes de la conduite soient tels qu'ils engendrent 6 mètres de perte de charge, on sera exactement dans les mêmes conditions d'impossibilité de marche que si l'on voulait aspirer à 11 mètres de hauteur réelle.

Quoi qu'il en soit, une pompe étant ainsi installée avec une certaine hauteur d'aspiration, on voit que la vitesse *maximum théorique* avec laquelle l'eau monte dans le tuyau n'est nullement une chose arbitraire, mais qu'elle est au contraire *rigoureusement déterminée*.

Elle a pour expression $v = \sqrt{2g(H' - H)}$ (g étant l'accélération due à la pesanteur = 9,81 et H et H' ayant les significations dites plus haut); et en pratique il faut évidemment compter sur une valeur moindre.

Inconvénients des grandes hauteurs d'aspiration

Si le piston ou les organes propulseurs de la pompe se meuvent à une vitesse linéaire sensiblement inférieure à cette vitesse v , l'eau du tuyau d'aspiration peut les suivre malgré les quelques frottements ou pertes de charge qui retardent son mouvement; et tout va bien. Mais si au contraire la vitesse du piston est supérieure à celle avec laquelle l'eau peut affluer, le *plein ne se fait pas derrière le piston*; et l'on dépense une certaine somme de travail en pure perte, l'eau n'ayant pas le temps de remplir le vide formé. Qu'on le remarque bien du reste: ceci est vrai, quel que soit le système particulier de pompe employé, et le système n'a rien à voir dans ces considérations.

Il est donc *en général absurde* d'installer des pompes avec de grandes hauteurs d'aspiration lorsque les conditions générales de l'installation permettent de s'en dispenser. Il est absurde aussi de se figurer que les systèmes sont plus ou moins bons, suivant qu'ils aspirent l'eau plus ou moins profondément, car tous les systèmes ne peuvent faire qu'une chose du côté de l'aspiration: annuler la pression atmosphérique, et la pression atmosphérique est la même pour tout le monde.

Mais ce n'est pas tout, et l'adoption des grandes hauteurs d'aspiration tend encore à créer les inconvénients pratiques suivants :

1° Refus de la pompe de fonctionner dès que ses organes intérieurs ne sont plus en parfait état, parce que le vide produit devient insuffisant,

2° Dégagement de l'air dissous dans l'eau et, comme conséquence, désamorçage de la pompe avec certains systèmes, ou, avec d'autres systèmes, production de chocs violents, dislocation générale du mécanisme. Comme on le sait, en effet, l'eau contient généralement en dissolution $\frac{1}{20}$ de son volume d'air ; et c'est même pour l'entretien de cette dose d'air que l'on est obligé de casser l'hiver la glace des viviers, sous peine d'y voir tous les poissons périr asphyxiés. Lorsque l'on fait le vide à la surface de l'eau, cet air tend naturellement à se dégager, absolument comme l'acide carbonique se dégage dans un verre que l'on vient de remplir d'eau de seltz, et la présence de cet air, à l'intérieur d'une pompe, détermine souvent des chocs terribles au moment de son expulsion au refoulement.

Inutile d'insister davantage, quant à présent, sur ces points ; et nous croyons que les fonctions de l'*aspiration* sont suffisamment comprises.

Observation particulière aux pompes installées sur des forages

L'un des cas où il importe le plus de tenir compte des observations qui précèdent, c'est celui où l'on monte une pompe d'un système quelconque sur un *forage*. Il arrive tous les jours qu'un propriétaire ou un usinier, voulant avoir *le plus d'eau possible*, dit-il, fasse faire un forage. Et puis, lorsque le forage est fait, on note au moyen d'un fil à plomb le niveau auquel l'eau y monte ; et, en vertu du principe que l'on veut obtenir le *plus d'eau possible*, on installe dessus la pompe la *plus forte possible*, sans songer que, si la pompe avale plus d'eau que les nappes souterraines n'en livrent au forage, la hauteur d'aspiration augmentera et atteindra même la limite barométrique à laquelle se manifesteront tous les inconvénients signalés

il y a un instant. Et alors on incrimine naturellement la pompe et son constructeur, sans s'apercevoir que la pompe ne saurait prendre d'eau là où il n'en reste plus de disponible et que tout le mal dérive des conditions mauvaises que l'on a créées.

Refoulement

En ce qui concerne la colonne de *refoulement*, son mouvement n'a au contraire d'autres lois que celles du mouvement du piston ou organe propulseur; et l'on peut donc faire du refoulement ce que l'on veut, à la seule condition que les organes propulseurs présentent la solidité nécessaire et qu'une puissance suffisante leur soit appliquée.

Débit — Rendement — Effet utile

Quant *au débit* de la pompe, c'est le nombre de litres ou de kilogrammes d'eau qu'elle fournit par unité de temps ou par seconde. Le débit théorique ou géométrique est le volume engendré par seconde par le piston ou organe propulseur; le débit réel est le nombre réel de litres déversés par le tuyau de refoulement; et le rapport du second au premier est le *rendement en volume*.

Le *travail utile* de la pompe, exprimé en kilogrammètres, c'est le produit du nombre de kilogrammes d'eau, réellement élevés par seconde, par la hauteur totale exprimée en mètres (aspiration plus refoulement) à laquelle s'opère l'élévation. Le *rendement en travail* ou *effet utile* est le rapport de ce nombre de kilogrammètres à celui que le moteur fournit par seconde à l'appareil; et ce dernier nombre devra évidemment comprendre toutes les pertes.

Lorsque l'on connaît le rendement en travail d'une pompe, il est extrêmement facile de calculer la puissance motrice qu'il est nécessaire de lui appliquer pour lui faire produire un travail utile déterminé; et cette puissance motrice devra évidemment être *d'autant moindre* que le rendement sera plus satisfaisant. C'est ce qui fait comprendre immédiatement combien il est illusoire d'acheter à bon marché, sous prétexte d'économie, des pompes d'un rendement défectueux. Sous prétexte d'économiser sur l'achat de la pompe, on s'oblige,

en effet, à acheter un appareil moteur d'une puissance quelquefois double de celle qui serait nécessaire, et l'on grève d'autant la consommation journalière de combustible et d'entretien. Ce sont là de ces errements qui ne s'expliqueraient point si les faits de chaque jour ne démontraient surabondamment combien il est plus facile de vivre aux dépens de la crédulité, de la vanité et des préjugés des hommes, que de réformer leurs erreurs dans leur intérêt.

Et, ceci dit, le chapitre des notions générales est loin d'être épuisé. Mais nous l'arrêterons là néanmoins, parce qu'il y a beaucoup de notions dont l'utilité sera mieux saisie en les donnant au moment précis où elles deviendront nécessaires. Par exemple, l'incompressibilité de l'eau, que personne ne conteste théoriquement, mais avec laquelle tant d'inventeurs en prennent à leur aise.

Classification des pompes et machines à élever l'eau

On peut classer les pompes ou appareils à élever l'eau en neuf divisions principales :

1° Les pompes à pistons à mouvement rectiligne alternatif, à simple effet et à double effet, aspirantes, foulantes, ou aspirantes et foulantes à la fois. La signification des expressions *simple effet* et *double effet* est suffisamment connue pour que nous ne nous y arrêtions pas ;

2° Les pompes rotatives à un axe

3° Les pompes rotatives à deux ou plusieurs axes

4° Les pompes centrifuges

} à effet plus ou
moins continu ;

5° Les béliers hydrauliques et machines à colonne d'eau ;

6° Les appareils à action directe de vapeur, monte-jus, pulsomètres et pulsateurs ;

7° Les appareils tels que : vis d'Archimède, turbines élévatoires, roues à tympan, chapelets et norias, dans lesquels l'eau n'est ni aspirée ni refoulée, mais enlevée comme le serait un fardeau quelconque, pour être emportée à un niveau plus élevé ;

8° Les injecteurs ou éjecteurs, fondés sur le principe de l'entraînement ou principe des injecteurs Giffard ;

9° Les appareils dans lesquels l'élévation de l'eau n'est due qu'à une différence de température ou d'état électrique, et les appareils

reposant sur l'utilisation de la chaleur solaire avec ou sans intervention d'agents chimiques.

Il est clair que l'emploi de l'une ou de l'autre de ces catégories d'appareils dépend des conditions spéciales de l'installation, du moteur disponible et d'une foule de circonstances ; et l'ingénieur industriel n'aurait rien à faire si, en pompes et autres machines, il existait un type unique, *toujours et absolument meilleur que tous les autres*, et indistinctement applicable dans tous les cas possibles.

Il n'y a que les hommes et les choses médiocres que l'on puisse employer partout, sauf à en tirer de médiocres services. En réalité, chacune des catégories de machines élévatoires que nous venons d'énumérer a ses conditions spéciales d'emploi ; et, dans tel cas particulier, tel appareil sera préférable à tel autre, tandis que ce sera tout le contraire une autre fois. C'est ce que nous ferons comprendre en décrivant les systèmes particuliers.

Quelques considérations générales. — Méthode des diagrammes

En examinant successivement les diverses familles de pompes, nous nous attacherons de préférence à l'étude des principes plutôt qu'à celle des systèmes particuliers, parce que ce sont les principes qui intéressent l'ingénieur et non les personnalités des marchands. Un bon principe ne suffit pas, du reste, pour constituer un bon appareil ; et il faut encore, non seulement qu'il soit judicieusement appliqué, mais que la construction soit bien traitée, ce qui est plus rare qu'on ne le pense.

Quoi qu'il en soit, on peut éclairer l'étude des diverses familles de pompes par quelques considérations générales et fixer à *a priori* celles qui sont théoriquement les plus propres à atteindre leur but d'après les moyens dont on dispose pour les actionner.

Lorsque l'on veut élever de l'eau d'un niveau donné à un autre niveau supérieur, on conçoit, sans démonstration, qu'il est avantageux d'effectuer cette translation avec une vitesse V , aussi modérée et aussi uniforme que possible.

En effet, et tout d'abord, si un certain volume d'eau sort du déversoir de l'appareil d'élévation avec une vitesse V , il emporte en pure perte une certaine puissance vive égale à $\frac{1}{2} m V^2$, laquelle mesure un travail inutilement dépensé. L'idéal serait que le liquide, arrivé au niveau auquel on veut l'élever, possédât une vitesse nulle (ce qui n'est pas possible). Plus donc V sera restreint, et moindre sera la force vive inutilement emportée.

Mais ce n'est pas tout; et il convient encore que V soit uniforme. En effet, si V vient à décroître à un certain moment, et à prendre une valeur V' plus petite que V , il y a par ce seul fait une destruction de puissance vive égale à $\frac{1}{2} m (V^2 - V'^2)$ correspondant à un travail inutilement dépensé. On ne peut du reste supposer, en pratique, que la vitesse de l'eau croisse indéfiniment pour ne jamais décroître; et l'on se trouve donc forcément ramené à la vitesse *uniforme et modérée* comme désidératum. Mais à cette vitesse correspond évidemment une pression résultante, uniforme et parfaitement déterminée pour la produire, puisque $V = \sqrt{2gh}$ (h hauteur ou pression produisant la vitesse).

Cela étant, si sur une ligne droite indéfinie nous prenons une longueur proportionnelle au chemin parcouru par une molécule d'eau élevée dans l'unité de temps, et que nous élevions sur cette ligne une perpendiculaire d'une longueur proportionnelle à la pression résultante et produisant la vitesse V , le rectangle construit sur ces deux lignes représentera, par sa surface, le travail utile développé dans l'unité de temps, puisque évidemment ce travail est égal au produit du chemin parcouru par la pression résultante h .

Ainsi donc, en résumé, le travail théorique d'une pompe (abstraction faite de toute considération de système) se présente à l'esprit sous la forme géométrique d'un rectangle.

D'autre part, si l'on examine le travail moteur à utiliser pour mettre cette pompe en mouvement, il se présente généralement sous la forme géométrique d'un rectangle également.

En effet, la commande de la pompe est empruntée la plupart du temps, soit à l'arbre d'une machine à vapeur ou hydraulique, soit à un arbre de couche mû par ce dernier; et, dans un cas comme dans

l'autre, il s'agit d'un mouvement *circulaire continu et rendu uniforme par le volant*.

Or le travail développé par un arbre animé d'un mouvement circulaire continu est égal à la surface du rectangle construit sur deux lignes ayant respectivement pour longueur, la première, l'effort tangentiel exercé à la circonférence idéale ayant l'unité pour rayon ou distance à l'axe, et la seconde, l'espace parcouru par le point extrême de ce rayon dans l'unité de temps.

D'après cela, on comprend facilement qu'il soit simple et logique d'employer, comme pompe, un mécanisme dont le diagramme de travail se rapproche autant que possible du rectangle théorique, puisque toutes déformations de diagrammes, ou transformations de mouvements, correspondent à des complications et, par suite, à des pertes.

L'idéal de ce genre de mécanisme serait un piston ou propulseur se mouvant sans frottement et d'un mouvement uniforme dans un corps de pompe ou tuyau de section constante et de longueur indéfinie. Or, comme nous le verrons plus tard, cette idée qui paraît au premier abord une abstraction purement théorique est parfaitement réalisable. Dans une pompe rotative, bien étudiée, un corps de pompe circulaire remplace parfaitement le tuyau droit de longueur indéfinie, bien que cela ne soit pas aussi simple à obtenir qu'on pourrait le croire au premier abord.

On trouvera, peut-être, que nous insistons longuement sur ces préliminaires; mais en matière de pompes, comme en toute autre chose, l'examen des principes théoriques est celui par lequel il convient de commencer, lorsque l'on veut analyser un système quelconque. Si cet examen n'est pas satisfaisant, il est évident, en effet, que toute autre recherche est inutile et que les enseignements de la pratique ne peuvent avoir de valeur que comme confirmation de choses théoriquement rationnelles.

Méthode de M. le baron Greindl. — Des trois diagrammes représentant la marche d'une pompe

Ceci dit et pour en finir avec cette entrée en matière, nous pensons que la meilleure méthode à suivre, pour analyser un système quelconque de pompes, c'est d'employer une méthode graphique due

à M. le baron Greindl, et que nous avons déjà exposée avec quelques développements et exemples à l'appui, dans une brochure spéciale. Cette méthode consiste à *rendre visibles à l'œil* les phénomènes principaux accomplis pendant une évolution complète du mécanisme. A cet effet, nous traçons trois diagrammes obtenus comme il suit :

Sur l'axe des abscisses nous portons, à une certaine échelle, le chemin parcouru en un tour complet ou évolution complète par la partie moyenne de l'organe propulseur (piston, palette ou autre). Nous divisons ce chemin total en un nombre plus ou moins grand de parties égales ou inégales, suivant qu'il y a intérêt à considérer un plus ou moins grand nombre de positions respectives des divers organes de la pompe, et, par les points de division, nous élevons des ordonnées indéfinies. Cela fait, voici comment se déterminent les longueurs d'ordonnées, correspondant à chacun de nos trois diagrammes : il y a le diagramme de refoulement, le diagramme d'aspiration et le diagramme de travail.

Pour le diagramme de refoulement, ou de débit, on porte en ordonnée à une échelle convenue, pour chaque position, une longueur proportionnelle à *la valeur du débit, par seconde, à l'instant considéré*. Par débit, par seconde, à l'instant considéré, il faut entendre le débit géométrique ou volume engendré par seconde, en cet instant, par l'organe ou par les organes propulseurs décrivant un certain chemin et possédant une certaine vitesse supposée uniforme.

Pour le diagramme d'aspiration, on porte en ordonnée, pour chaque position, une longueur proportionnelle au débit par seconde à l'instant considéré *du côté de l'aspiration*. Il semblerait, au premier abord, que ce diagramme doive se confondre avec le précédent. Mais il n'en est rien.

En effet, comme nous l'avons déjà expliqué, contrairement à ce qui a lieu pour la colonne de refoulement, la pression motrice de la colonne d'aspiration dépend, non plus seulement du mouvement de l'organe propulseur, mais surtout du mouvement de l'eau dans cette colonne combiné avec la pression atmosphérique. Elle peut se trouver réduite à zéro, si, pour un motif quelconque, l'eau ne peut pas suivre l'organe propulseur dans son mouvement. Nous avons expliqué cela et n'y revenons plus. Il suffit pour le moment

que la nécessité du diagramme spécial d'aspiration soit indiquée et comprise; et le surplus s'expliquera plus loin en faisant des applications.

Pour le troisième et dernier diagramme, on porte en ordonnée, à chaque point, à l'échelle convenue, la résultante en kilogrammes des pressions s'exerçant au point considéré sur la partie moyenne de l'organe propulseur. Il faut remarquer que ces pressions ne dépendent pas seulement des hauteurs d'aspiration et de refoulement, mais aussi de la vitesse variable avec laquelle on force l'eau à sortir des espaces dans lesquels on l'a confinée, vitesse dont l'exagération conduit, dans certains cas, à des pressions de beaucoup supérieures à celle qui résulte de la hauteur du refoulement. Le travail développé pour un tour est alors exprimé par l'aire du diagramme, et le rapport du travail utile théorique à cette aire exprime le rendement théorique.

On peut dire que, lorsque pour une pompe quelconque on est en possession de ces trois diagrammes, toutes les circonstances importantes de son fonctionnement sont connues, et que, sans ces diagrammes, il est au contraire fort difficile d'y voir clair et de ne pas négliger des éléments importants.

Cette méthode sera mieux comprise plus tard, quand nous en aurons fait l'application à des exemples.

Quelques observations générales encore et quelques faits pratiques à ne point perdre de vue

Pour en finir avec les principes généraux, il faut encore ne pas perdre de vue quelques faits pratiques lorsque l'on veut étudier un système de pompe donné ou en imaginer un. Ces faits sont les suivants :

1° Que l'eau est incompressible, sensiblement, et ne peut donc être rapidement évacuée, d'un espace limité, sans chocs et dépenses de travail;

2° Que l'eau est inerte, comme tous les corps de la nature, c'est-à-dire qu'elle ne peut passer du repos au mouvement, ou modifier son mouvement acquis, que sous l'action de forces extérieures, et que

l'intervention de forces extérieures peut donc seule ralentir, accélérer ou anéantir ce mouvement. Ce 2° n'est du reste que le 1° envisagé à un point de vue un peu différent ;

3° Que, dans toute machine ayant atteint son allure de régime, le travail moteur dépensé est égal au travail utile plus le travail des résistances passives (telles que les frottements, remous et tourbillonnements de l'eau) ;

4° Que l'on ne peut *faire frotter* des organes quelconques l'un contre l'autre, dans l'eau, sans en amener la destruction rapide. Les repasseurs ambulants nous mettent tous les jours sous les yeux des démonstrations pratiques de ce fait.

Ne pas oublier du reste que qui *dit frottement dit pression* ;

5° Que le frottement seul de l'eau, au contraire, n'use pas sensiblement les métaux.

Nous ne faisons qu'indiquer pour le moment ces quelques considérations, et nous aurons l'occasion d'y revenir plus loin avec plus de développements.

Mais il importait de les fixer dès à présent comme des jalons de notre étude.

Étude générale des pompes à piston et à mouvement rectiligne alternatif

La première classe d'appareils à élever l'eau, que nous ayons à considérer pour pouvoir compléter l'exposé des généralités concernant les pompes, est celle des pompes à piston, à mouvement rectiligne alternatif, dont tout le monde connaît le principe.

Lorsque l'on examine les conditions de mouvement du piston d'une telle pompe, on voit que, bien loin d'être uniforme, ce mouvement est périodiquement variable, comme le mouvement du piston d'une machine à vapeur.

En effet, la pompe est généralement actionnée par une manivelle, ou, moins fréquemment, par un excentrique, calé sur un arbre tournant ; et les pièces formant volant, tant sur l'arbre de la machine que sur les arbres intermédiaires de transmission, font que la rota-

tion de l'arbre est sensiblement uniforme ; c'est-à-dire que des arcs égaux sont parcourus dans des temps égaux par le centre du bouton ou point d'articulation de la manivelle. Mais tandis que ce point d'articulation parcourt à chaque tour le cercle ayant pour rayon celui de la manivelle, et y parcourt des espaces égaux dans des temps égaux, le piston, auquel la bielle le rattache, ne peut évidemment parcourir, lui, qu'un chemin égal au *diamètre du cercle* ; et c'est ce diamètre qui donne la longueur d'une course simple. De plus, à chaque instant d'une révolution, le chemin élémentaire parcouru par le piston n'est que *la projection* sur la direction de son mouvement de l'arc élémentaire décrit, à ce même instant, par le centre du bouton de la manivelle. On voit que, vers le milieu de la course du piston, ces arcs se projettent presque en vraie grandeur, ce qui fait que la vitesse est maximum ; tandis que, vers les extrémités de la course, la projection d'un arc élémentaire est presque nulle, d'où un minimum de vitesse. — C'est pour cette raison que l'on dit qu'à cet instant la manivelle est au *point mort*. L'obliquité de la bielle a, pour effet, de produire une dissymétrie dans les mouvements du piston, considérés pendant les deux moitiés de sa course. Mais nous ne nous occuperons pas de cette particularité, qui doit être considérée dans la réglementation d'une machine à vapeur, mais qui, pour une pompe, est sans importance.

Quoi qu'il en soit, on voit tout de suite que, dans toute pompe à piston, à mouvement rectiligne alternatif, la vitesse du piston est nulle au commencement de la course, puis croît peu à peu jusque vers le milieu, puis décroît pour se retrouver nulle à la fin de la course, croître à nouveau, et ainsi de suite. On voit donc que le mouvement du piston est absolument différent du mouvement uniforme et continu que l'on se propose de donner à l'eau, et que les diagrammes d'aspiration, de refoulement et de travail s'écartent donc beaucoup du rectangle théorique dont il a été question plus haut et qui représente le travail moteur.

Voilà pour ce qui concerne l'étude générale du mouvement.

Considérée au point de vue de ses dispositions intérieures, une pompe à piston consiste en général dans une capacité fermée (généralement un cylindre, bien que l'on trouve exceptionnellement

des pompes à section elliptique ou carrée), dans laquelle voyage un piston, de telle façon que, le volume total du corps de pompe restant fixe, les espaces compris entre chacune de ses extrémités et l'une des faces du piston vont en augmentant et en diminuant. La communication entre ces espaces et les tuyaux dans lesquels le liquide doit se mouvoir est successivement établie et interceptée à des moments convenables par des clapets ou soupapes; et le piston mobile dans le corps de pompe consiste en une sorte de disque ou diaphragme, joignant aussi hermétiquement que possible contre les parois, percé ou non de soupapes suivant les systèmes, et dont les déplacements engendrent les variations de volume sur lesquelles repose le fonctionnement de l'appareil.

Nous examinerons, bien entendu, plus loin, les différentes sortes de pistons et de clapets, puisque c'est des formes diverses de ces organes que dérivent les divers systèmes de pompes à pistons. Mais auparavant il est bon que nous exposions à ce sujet quelques généralités tendant à faire parfaitement saisir toutes les circonstances du fonctionnement. Ces généralités exposées une fois pour toutes ne seront du reste pas inutiles au point de vue de l'étude des systèmes de pompes d'autres catégories.

Quelques généralités sur les fonctions des soupapes

Les soupapes sont de bien des genres : il y a d'abord la soupape à clapet, consistant en une plaque métallique mobile autour d'une charnière, et pouvant s'appliquer exactement sur les bords d'une ouverture pratiquée dans la pièce qui porte cette charnière.

Cette plaque est ordinairement doublée de cuir ou d'une autre matière un peu élastique, afin qu'un contact hermétique puisse s'établir et les bords de l'ouverture qu'elle est appelée à obturer.

Assez souvent, la soupape à clapet est simplifiée par la suppression de la charnière et consiste en un simple morceau de cuir dont un bord est cloué sur le bord de l'ouverture et qui forme charnière en vertu de sa flexibilité.

Une autre forme générale de soupape est la soupape conique con-

sistant en un tronc de cône métallique capable de fermer exactement un siège dont les bords présentent la même forme. Cette soupape est alors guidée autour d'une tige centrale où porte une tige fixe guidée dans une douille, avec un arrêt fixe limitant sa course.

D'autres fois encore, on se sert de la soupape dite à boulet. C'est une sphère en métal ou en caoutchouc pleine ou creuse, qui ferme une ouverture circulaire en venant se reposer sur ses bords et qu'un arrêt fixe empêche de s'éloigner au delà de la course nécessaire pour ouvrir au passage du liquide une section suffisante.

Il y a après cela les clapets à anches, les clapets à sections multiples, les clapets à double siège de Cornouailles. Mais sur tous ces détails nous reviendrons plus loin, car notre intention n'est pas, pour le moment, de décrire encore les systèmes particuliers, mais de nous en tenir au contraire à l'étude *générale* de la pompe à piston à mouvement alternatif.

Quelques généralités sur les fonctions du piston

Quant au piston, sa forme dépend naturellement de celle du corps de pompe dans lequel il doit se mouvoir; mais généralement cette forme est cylindrique à base circulaire. Le piston devant toucher les parois du corps de pompe aussi exactement que possible et y glisser cependant sans exagération de frottement, on garnit généralement le pourtour du piston d'étoupes ou autres garnitures élastiques, que l'on renouvelle lorsqu'elles sont usées. Mais nous étudierons plus tard les diverses espèces de pistons; et il suffit, quant à présent, d'en indiquer les fonctions d'une manière générale.

Souvent le piston doit être percé lui-même d'ouvertures munies de soupapes afin d'établir et d'interrompre alternativement une communication entre les deux parties du corps de pompe qu'il sépare.

D'autres fois, le piston est un *piston plongeur*, c'est-à-dire un cylindre plein d'un diamètre plus petit que celui du corps de pompe et qui pénètre dans celui-ci par un presse-étoupes venant ainsi plonger dans le liquide du corps de pompe quand il s'agit de refouler et en ressortant au contraire pendant la période de l'aspiration. Le corps de pompe peut alors être brut à l'intérieur.

Mais encore une fois les descriptions des divers systèmes de pistons et de clapets trouveront leur place dans un autre chapitre.

Classification générale des pompes à piston à mouvement rectiligne alternatif

Au point de vue du groupement des clapets et du mode théorique de fonctionnement du piston, les pompes à piston à mouvement rectiligne alternatif peuvent se classer comme il est indiqué planche I, dans un tableau que nous empruntons au cours si méthodique et si complet de mécanique pure et appliquée de M. Ch. Viry.

Au point de vue de leurs fonctions générales, les pompes à mouvement rectiligne alternatif se divisent en pompes à simple effet et pompes à double effet.

Dans les pompes à simple effet, le mouvement ascensionnel de l'eau a lieu seulement pendant un mouvement simple d'aller du piston et non pendant son retour ; tandis que, dans les pompes à double effet, chaque coup simple de piston produit l'ascension du liquide.

Les pompes à double effet ont donc l'avantage de donner un débit à peu près double à volume égal et de réduire les intermittences du mouvement de la colonne liquide.

Au point de vue des forces utilisées pour produire l'ascension de l'eau, on peut aussi désigner les pompes à pistons sous les dénominations d'*aspirantes*, *foulantes*, ou *aspirantes et foulantes*.

La pompe est dite aspirante lorsqu'elle élève l'eau par aspiration ou par suppression dans le tuyau dit d'aspiration de la pression atmosphérique ; foulante lorsqu'elle élève l'eau en vertu de forces extérieures directement exercées sur cette eau par l'intermédiaire du piston ; enfin aspirante et foulante lorsque ces deux modes d'action sont simultanément utilisés. Il est à peine nécessaire de faire remarquer que les pompes foulantes à grandes hauteurs doivent être installées de manière à ce que leurs tiges soulèvent les colonnes d'eau en travaillant à *la traction* et non à *la compression*, sauf dans les pompes des mines où le poids même des tiges intervient pour produire le refoulement.

La multiplicité et la diversité des usages des pompes à piston sont des faits surabondamment connus. Il y a des applications dont les données sont spéciales d'après leur nature même, telles que les pompes à incendie, les pompes des mines et les pompes de presses hydrauliques, et nous ne pourrions les signaler que très rapidement.

Théorie générale des pompes à piston à mouvement rectiligne alternatif

Avant d'aller plus loin, il est utile que nous établissions la théorie générale des pompes à piston à mouvement rectiligne alternatif en supposant d'abord le mouvement du piston assez lent pour que le frottement du liquide dans les tuyaux soit négligeable. On verra plus tard, du reste, comment et dans quelle mesure le frottement des liquides dans les tuyaux doit intervenir pour modifier cette théorie. Pour l'exposer avec quelque clarté, nous allons traiter successivement trois questions :

1° L'amorçage ; — 2° le travail nécessaire pour manœuvrer la tige de la pompe ; — 3° le travail moteur total absorbé.

Amorçage

1° L'amorçage. — Dans les pompes sans *aspiration* (telles qu'il est nécessaire de les concevoir pour pomper des liquides chauds émettant des vapeurs), le corps de pompe est plongé dans le bief d'amont. Il se remplit donc d'eau tout naturellement ; et la pompe se trouve amorcée d'elle-même. — Mais dans les pompes dites *aspirantes* le corps de pompe est placé à un niveau supérieur à celui du puisard ; et il faut donc que la pression atmosphérique puisse faire affluer l'eau derrière le piston pour que la pompe se trouve *amorcée*. — Il faut de plus, comme nous l'avons expliqué page 4, qu'une fois l'amorçage opéré l'eau puisse suivre le piston dans ses mouvements. — Nous allons nous proposer d'établir les relations mathématiques existant entre ces divers éléments.

Soit, pour fixer les idées, une pompe aspirante et foulante à piston plongeur (pl. 2, fig. 1), (le système ne changeant rien du reste à la chose);

Soit V le volume engendré par le piston, v l'espace *nuisible*, c'est-à-dire l'espace compris tout autour du piston dans son corps de pompe et aussi entre la face inférieure de ce piston arrivé au bas de sa course et la soupape S d'aspiration.

Au fur et à mesure que le piston expulse des cylindrées d'air empruntées au tuyau d'aspiration, l'eau monte dans ce dernier en vertu de la pression atmosphérique; et au bout d'un certain nombre de coups de piston l'eau arrive dans le tuyau d'aspiration à une certaine hauteur x au-dessus du niveau du puisard. — Supposons qu'à cet instant le piston soit arrivé en haut de sa course et soit sur le point de redescendre.

A ce moment, il y a dans le corps de pompe un volume d'air $(V + v)$ à la pression $(H - x)$.

(H étant la pression atmosphérique = $10^m,33$ d'eau.)

Le piston s'abaissant, la pression de cet air augmente naturellement; et lorsque le piston est en bas de sa course le volume $(V + v)$ occupé par l'air s'est réduit à v . — D'après la loi de Mariotte, la pression est donc devenue :

$$(H - x) \frac{V + v}{v}.$$

Si cette pression est supérieure à la pression atmosphérique augmentée de la colonne de refoulement, la soupape de refoulement S' s'ouvre, et une partie de l'air s'évacue. — Par suite, au coup de piston suivant, la hauteur x d'ascension de l'eau s'accroît.

Mais si au contraire la pression $(H - x) \frac{(V + v)}{v}$ n'est pas supérieure à la pression atmosphérique augmentée de la colonne de refoulement, la soupape S' reste fermée; et alors la pompe a beau fonctionner, l'eau ne monte plus dans le tuyau d'aspiration. — Donc la limite maximum théorique de la hauteur d'aspiration pour la pompe figurée est atteinte lorsque l'on a :

$$(1) \quad H = (H - x) \frac{(V + v)}{v} \quad \text{ou} \quad x = H \frac{V}{(V + v)}.$$

Encore faut-il remarquer que même, dans ces conditions extrêmes, la pompe ne donnerait aucun débit, puisque arrivée, en haut du tuyau d'aspiration sous une charge nulle (et par conséquent avec une vitesse nulle), l'eau s'y arrêterait sans aller plus loin.

Si l'on suppose $v=0$, c'est-à-dire si l'espace nuisible est nul, on a :

$$x = H = (10^m, 33).$$

Mais, à mesure que v augmente, x diminue; et cela montre combien il est absurde d'exagérer les hauteurs d'aspiration puisqu'en pratique il faut encore tenir compte en outre et du mauvais état possible de la pompe et des frottements ou pertes de charge dans les tuyaux, et de la vitesse d'afflux nécessaire à conserver à l'eau pour qu'elle puisse suivre dans son mouvement le piston ou organe propulseur, et d'un certain espace nuisible réel v inévitable. — Et puis d'ailleurs il y a encore en outre à vaincre la résistance opposée par le poids des soupapes, et à tenir compte des rentrées d'air accidentelles par les joints des tuyaux, de l'air dissous dans l'eau et qui se dégage quand la pression diminue (sans parler de la vapeur d'eau dégagée pour peu que la température s'élève). — Conclusion : Toute hauteur d'aspiration supérieure à 6 ou 7 mètres doit être considérée comme abusive; et *il convient toujours de réduire la hauteur d'aspiration au minimum* de ce que permettent les conditions générales de l'installation et de l'emplacement. — Conclusion subsidiaire : Tout système de pompe qui ne permet pas de pomper et expulser l'air quand il s'en présente dans les tuyaux expose à bien des ennuis. Généralement, du reste, on termine le tuyau d'aspiration par un clapet de retenue, et l'on se réserve la possibilité de remplir d'eau ce tuyau au moment de la mise en marche, pour que l'amorçage s'opère sûrement et sans difficultés.

Calcul de l'effort à dépenser pour la manœuvre de la tige du piston

Seconde question à examiner. — Quel effort moteur faut-il dépenser pour la manœuvre de la tige du piston ?

Soit encore la pompe aspirante et foulante représentée figure 2, planche 1.

Supposons la pompe amorcée et le piston au bas de sa course et sur le point de remonter d'un mouvement lent et uniforme (hypothèse nécessaire pour n'avoir pas à introduire dans le calcul les effets d'inertie).

Pour faire remonter le piston, il faudra appliquer à l'extrémité supérieure de la tige un effort assez grand pour vaincre les résistances ci-après :

1° Le poids de la tige, qui peut être considérable par exemple dans les pompes de mines et dont se déduit le poids de l'eau qu'elle déplace ;

2° La résistance utile du piston ;

3° La résistance due au frottement du piston contre la paroi du corps de pompe.

Apprécions ces trois éléments. — Le poids de la tige, déduction faite du poids d'eau déplacé, n'exige aucun calcul particulier.

La résistance utile du piston, c'est la différence des pressions s'exerçant sur ses deux faces.

Sur sa face supérieure, le piston supporte évidemment une pression égale au poids d'une colonne liquide ayant pour base la section ω du corps de pompe et pour hauteur $(H + Z - z)$, c'est-à-dire une pression égale à :

$$p \omega (H + Z - z)$$

(p poids spécifique du liquide).

Sur sa face inférieure, le piston supporte une pression égale à :

$$p \omega (H - z).$$

La différence résultant de ces deux pressions est : $p \omega z$; et telle est en définitive la résistance utile qu'oppose le piston à la force que l'on applique à sa tige pour la soulever.

Quant à la résistance du frottement éprouvée par le piston sur la paroi du corps de pompe, appelons-la f et évaluons-la également.

Si P est le poids de la tige et pV le poids de l'eau qu'elle déplace, nous aurons pour exprimer l'équilibre statique de système l'équation :

$$F = p \omega Z + P - pV + f$$

F exprimant l'effort que l'on devra exercer en traction sur le haut de la tige du piston pendant toute sa course ascendante ; et la tige devra être calculée pour résister à cet effort, qui est le plus considérable auquel elle doit être soumise.

Si nous n'avions pas supposé le mouvement très lent et uniforme, nous aurions eu à tenir compte, en outre, d'une certaine résistance d'inertie ; et l'équation serait devenue :

$$(1 \text{ bis}) \quad F = p \omega z + P - pV + f + R$$

(R résistance d'inertie).

Pendant la descente du piston, il n'y a plus d'eau à soulever ; et la tige tend tout naturellement à descendre avec son attirail, en vertu de la pesanteur.

Alors, si F' est l'effort vertical, dirigé de haut en bas, nécessaire pour produire l'équilibre, on aura :

$$(2) \quad F' = pV + f' - P.$$

Dans les formules qui précèdent, il est assez rare que l'on ne puisse pas négliger le terme pV , devant le terme P , exprimant le poids de la tige.

Quant aux termes f et f' , représentant les frottements de la garniture du piston, en montant et en descendant, ils dépendent du diamètre du piston, de la nature de la garniture et du degré de poli des corps de pompe. — Un auteur allemand admet que ce frottement a pour expression : $f = KDh$.

(K coefficient variable avec la nature des surfaces, D diamètre du piston, h hauteur d'eau, représentant la différence des pressions par mètre du liquide sur les deux faces du piston.) En exprimant D et h en mètres, on a trouvé, d'après cet auteur, expérimentalement pour les valeurs de K :

Corps de pompe en laiton bien poli	7 kilog.
— — fonte alésée	15 —
— — bois assez lisse.	25 —
— — bois dégradé et usé.	50 —

Nous verrons plus loin comment on tient compte des résistances d'inertie.

Travail moteur à transmettre à la tige du piston

Une troisième question, que nous nous sommes proposée, c'est celle du travail moteur à transmettre à la tige du piston.

Si F est l'effort moteur total à développer sur le piston, pendant sa course ascendante, il faudra un travail Fdc pour le faire monter d'une quantité infiniment petite dc ; et si F' est l'effort moteur total à exercer sur le piston, pendant sa descente, il faudra, de même, un travail élémentaire $F'dc$ pour le faire descendre de la quantité infiniment petite dc .

Donc, pour une course complète C ascendante et descendante, le travail total absorbé sera exprimé par l'intégrale $\int_0^C (F + F')dc$, ou en remplaçant F et F' par leurs valeurs :

$$\int_0^C (p\omega z) + (f + f')dc = p\omega ZC + (f + f')C.$$

En d'autres termes, le travail moteur à fournir est égal au produit du poids de l'eau élevée $p\omega C$ par la hauteur totale Z à laquelle on l'élève, plus le travail du frottement du piston dans le corps de pompe.

Et cela se comprend, puisque nous avons pour le moment négligé l'inertie et les autres causes de pertes de travail.

Mêmes calculs que précédemment pour le cas d'une pompe aspirante et foulante

Si maintenant, au lieu d'une pompe simplement élévatoire, nous considérons une pompe aspirante et foulante, il nous sera bien facile de répéter les mêmes raisonnements en considérant successivement les périodes d'aspiration et de refoulement (voir fig. 3, pl. 2).

Pendant la période d'aspiration, on aura pour une position quelconque Z du piston :

$$(1) \quad F = p\omega H + P + f - p\omega(H - z) \quad \text{ou} \quad F = P + f + p\omega z.$$

Et pendant la période de refoulement :

$$(2) \quad F' = p\omega(Z - z) + f' - p.$$

Si l'on voulait s'imposer la condition que $F = F'$, on en déduirait que le poids P de la tige et du piston nécessaire pour cela est :

$$P = p\omega\left(\frac{1}{2}Z - z\right)$$

en négligeant le frottement.

Quant au travail élémentaire, pour une élévation et un abaissement dc , il est égal à $(F + F') dc$.

Par conséquent, le travail total absorbé par une course complète aller et retour du piston sera :

$$\int_0^C (F + F') dc = \int_0^C (p\omega z + f + f') dc = p\omega ZC + (f + f')C,$$

exactement comme dans le cas précédent; et, quel que soit le système considéré, ce sera la même chose.

Cas d'une pompe à double effet

Si la pompe est à double effet, l'expression ci-dessus du travail absorbé s'applique à chaque course simple du piston et non plus seulement à une course double, puisque les deux effets d'aspiration et de refoulement s'opèrent simultanément pendant chaque course simple par les deux faces du piston.

Donc, en négligeant les effets d'inertie et les frottement de l'eau dans les tuyaux, le travail à fournir à la tige du piston de la pompe est toujours égal au travail utile ou produit de volume d'eau, élevé par unité de temps par la hauteur d'élévation, plus le travail résistant, dû au frottement du piston dans le corps de pompe.

Ce n'est qu'une vérification, puisque, pour élever à une hauteur H un poids P , on sait bien qu'il faut dépenser un travail utile PH . — Mais encore fallait-il constater quels éléments étrangers à PH l'emploi de la pompe pouvait introduire dans l'évaluation du travail total.

Causes de pertes de travail négligées dans ce qui précède

Maintenant il faut que nous considérions encore les causes de perte de travail, que nous avons tout d'abord négligées, et qui sont :

1° Le travail résistant dû au frottement de l'eau dans les tuyaux et à leurs coudes ;

2° Le travail résistant, dû aux étranglements des soupapes et en général aux changements brusques de section que présentent les conduites que l'eau traverse ;

3° Le travail perdu par les chocs des soupapes ;

4° La puissance vive emportée par l'eau évacuée au sommet de la colonne de refoulement.

Nous allons apprécier ces divers éléments.

Frottement de l'eau dans les tuyaux

Le travail absorbé par le frottement de l'eau dans les tuyaux serait facile à évaluer, si le mouvement de l'eau y était uniforme ; car, d'après la formule de Prony, il aurait pour expression :

$$T_f = \frac{L\alpha}{\omega} (au + bu^2)P = \frac{4}{D} L(au + bu^2)P,$$

u étant la vitesse moyenne uniforme, D le diamètre intérieur des tuyaux, L leur longueur développée et P le débit d'eau par seconde en kilogrammes.

Mais, pour une pompe simple (surtout à simple effet) le mouvement de l'eau est loin d'être uniforme. Il est au contraire intermittent et la vitesse varie constamment aux divers instants de la période intermittente.

Soit u la vitesse à un moment quelconque : nous pourrions la considérer comme constante pendant un temps infiniment petit dt . — Or, pendant ce temps dt , il s'écoule un poids de liquide égal à $p\omega' ds$, p étant le poids spécifique du liquide, ω' la section des tuyaux, et ds

étant égal à $dc \frac{\omega}{\omega'}$ (ω section du corps de pompe et dc fraction de la course parcourue par le piston dans le temps dt).

Alors donc le travail élémentaire, absorbé par le frottement dans le tuyau pendant le temps infiniment petit dt , sera :

$$dT_f = \frac{4}{D} L (au + bu^2) p \omega' ds.$$

D'ailleurs, si v est la vitesse linéaire du piston à l'instant considéré, on a :

$$\omega v = \omega' u \quad \text{et} \quad \omega' ds = \omega dc.$$

Donc alors l'équation ci-dessus peut s'écrire :

$$dT_f = \frac{4}{D} L \left(a \frac{\omega}{\omega'} v + b \frac{\omega^2}{\omega'^2} v^2 \right) p \omega dc.$$

D'où l'on conclut :

$$T_f = \frac{4}{D} p \omega L \int_0^G \left(a \frac{\omega}{\omega'} v + b \frac{\omega^2}{\omega'^2} v^2 \right) dc.$$

Cette intégration peut s'effectuer par la formule de Simpson, après avoir déterminé les vitesses v du piston dans un certain nombre de positions équidistantes.

Cette détermination ne présente aucune difficulté, la tige du piston étant généralement commandée par une bielle et une manivelle, et cette dernière tournant d'un mouvement circulaire uniforme de par l'action du volant de la machine motrice.

Pour une pompe à simple effet, cette expression représente le travail absorbé par le frottement de l'eau dans le tuyau, par double course de piston ou par tour de manivelle ; et, si donc la manivelle fait n tours par minute, le travail de ce frottement est égal par seconde à :

$$(\alpha) \quad T'_f = \frac{n}{60} T_f.$$

Si la pompe était à double effet, le travail de frottement par seconde pour le même nombre de tours serait double.

Alors donc on aurait :

$$(\beta) \quad T''_f = \frac{2n}{60} T_f,$$

le débit étant également doublé.

**Comparaison entre les pompes à simple effet
et à double effet au point de vue du frottement de l'eau
dans les tuyaux**

Supposons maintenant qu'avec une pompe à simple effet nous voulions obtenir le même débit qu'avec une pompe à double effet de mêmes dimensions. Il faudra, nécessairement, doubler le nombre de tours n , et alors la vitesse u sera double aussi. Comme T_f est une fonction du second degré de u , le travail résistant par course va être quadruplé et devenir à peu près égal à $4T_f$.

Par suite, le travail absorbé par seconde sera :

$$(a) \quad T_f \frac{2n}{60} 4t_f$$

Si nous comparons ce résultat à celui (β) que donne la machine à double effet, nous voyons que pour la pompe à simple effet le frottement de l'eau dans les tuyaux est à peu près quadruple. Il y a donc grande économie de frottement à employer les pompes à double effet. D'autre part, dans ces dernières, il n'y a pas intermittence dans le mouvement; et les vitesses de l'eau étant constamment moitié moindres que dans la pompe à simple effet, fournissant le même débit, les variations de vitesse sont bien réduites.

D'ailleurs toute variation brusque de vitesse donne lieu à une perte de travail, à cause de l'inertie de la masse en mouvement; donc les pompes à double effet donnent lieu à des pertes de travail bien moindres que celles des pompes à simple effet; et les effets d'inertie s'y font moins ressentir.

**Pertes de travail dues à l'inertie des masses
en mouvement**

D'une manière générale, si P est le poids du piston et de sa tige avec son équipage, J son accélération à un instant quelconque, p le

poids de la colonne liquide en mouvement et j son accélération moyenne à chaque instant, on a : $\frac{P}{g}J + \frac{p}{g}j$, comme expression de la résistance d'inertie à ajouter à chaque instant aux résistances précédemment étudiées. D'ailleurs cette résistance est positive ou négative suivant que J et j sont eux-mêmes positifs ou négatifs, et le travail moteur, nécessaire pour actionner le système, varie donc beaucoup suivant que l'on considère un instant ou un autre instant. Par suite, quand on calcule les dimensions des diverses pièces au point de vue de leur résistance, il y a lieu de les exagérer pour parer aux effets de ces variations et aux chocs et vibrations qui en résultent.

Il y a donc grand intérêt, tant à ce point de vue qu'au point de vue de la bonne utilisation du travail dépensé, à réduire la résistance d'inertie : $(\frac{P}{g}J + \frac{p}{g}j.)$

Le premier terme de cette expression a une valeur constante égale à la résultante des efforts moteurs agissant sur le piston. Donc, si nous augmentons P , nous diminuons J ; et cette seule circonstance suffira pour diminuer aussi le deuxième terme; car le mouvement de la colonne liquide dépend aussi du mouvement du piston. Cette considération conduit à augmenter le poids P des tiges, sauf à équilibrer par un contrepoids la partie de ce poids qui n'est pas nécessaire au refoulement

Pour rendre le second terme aussi faible que possible et même nul, il suffit de s'arranger pour avoir $j = 0$. C'est-à-dire qu'il faut rendre le mouvement de la colonne liquide aussi uniforme que possible, et que les pompes à double effet sont donc encore, à ce point de vue, meilleures que les pompes à simple effet. Mais il y a encore d'autres moyens d'augmenter l'uniformité du mouvement.

Des divers moyens d'uniformiser le mouvement de l'eau dans les pompes à pistons à mouvement rectiligne alternatif — Pompes conjuguées — Réservoirs d'air

D'abord on peut accoupler plusieurs pompes sur le même axe moteur et sur les mêmes tuyaux en disposant leurs manivelles pour

que les vitesses et les débits des pompes tendent à se régulariser les uns les autres.

Un second moyen, universellement employé, c'est l'application de réservoirs d'air sur les conduites.

Lorsqu'il existe un réservoir d'air sur la pompe, ou près de la pompe, il arrive à chaque coup de piston qu'une partie de l'eau refoulée s'emmagasine dans le réservoir, dont l'air diminue de volume en se comprimant.

Lorsque, après cela, le piston marche en sens inverse, cet air qui a été comprimé réagit à son tour et se détend progressivement en expulsant dans la conduite l'eau emmagasinée.

Plus le réservoir d'air présente une capacité considérable, et plus naturellement le mouvement de l'eau de la conduite se rapproche de l'uniformité, puisque les variations du degré de compression de l'air sont d'autant moins accusées que le volume de cet air est plus grand relativement au volume fourni par chaque coup de piston.

Les dispositions des réservoirs d'air peuvent varier beaucoup.

Mais enfin ce que l'on appelle de ce nom consiste toujours en une cloche, ou capacité de forme quelconque, placée sur le parcours d'une conduite d'eau, et contenant de l'air. — Encore une fois, cet air se met naturellement en équilibre de tension avec la pression régnant dans la conduite ou hauteur due à la vitesse de l'eau $H = \frac{v^2}{2g}$. — Si la vitesse et la pression de l'eau augmentent, l'air se comprime davantage, jusqu'à ce que l'équilibre soit atteint; et il se dépense pour cela un certain travail. Si, au contraire, la vitesse et la pression de l'eau diminuent, l'air réagit pour les augmenter, en vertu de sa force élastique, et restitue ainsi le travail dépensé quelques instants auparavant. Un réservoir d'air, placé sur une conduite d'eau, est donc, en somme, un modérateur extrêmement commode, ne coûtant sensiblement rien, puisqu'il restitue, à très peu de chose près, le travail qu'on lui confie. Placé sur les conduites d'eau sous pression, ou au voisinage des robinets, il empêche la fermeture de ceux-ci d'occasionner des coups de bélier, en amortissant l'arrêt brusque dû à leur fermeture. Placé sur une conduite de pompe, il régularise le mouvement de l'eau, en lui résis-

tant, lorsqu'elle tend à prendre une trop grande vitesse, et réagissant sur elle pour l'accélérer au contraire, dans les moments où elle s'endort. Il régularise ainsi les diagrammes, augmente le rendement, et modère les efforts exercés sur les pièces du mécanisme.

Il est évident, du reste, que les effets d'un réservoir d'air dépendent du volume d'air qu'il contient, ou plutôt, du rapport existant entre la masse de cet air et la masse de l'eau sur laquelle il est appelé à exercer son action. — Un réservoir d'air est souvent trop petit, et n'a alors qu'une action insuffisante, tandis que l'on pourrait presque affirmer qu'il n'est jamais trop grand.

Réservoirs d'air de refoulement

L'utilité des réservoirs d'air est généralement appréciée et comprise pour les pompes à piston, lorsqu'il s'agit du *refoulement* ; et alors, en effet, on s'aperçoit, en posant un réservoir d'air sur la conduite, que l'on obtient un jet régulier, au lieu d'un jet intermittent, et que l'on supprime des chocs. Le résultat est *visible*. — Les seules précautions à prendre, lorsqu'il s'agit d'établir un réservoir d'air de refoulement, c'est de ne pas l'établir trop petit, et aussi de s'arranger pour qu'il y ait de *l'air dedans*. Il peut sembler naïf de faire une semblable recommandation ; et pourtant, sans compter les réservoirs d'air montés à l'envers, et de telle façon que l'air n'y puisse séjourner, il y a encore bien des récipients, ou cloches, correctement installés, et dans lesquels il n'existe plus trace d'air au bout de peu de temps. Ne pas oublier, en effet, que l'air ou, si l'on aime mieux, l'azote et l'oxygène, sont solubles dans l'eau, que cette solubilité augmente rapidement avec la pression, et que, de même que l'on fabrique de l'eau de seltz en foulant et dissolvant de l'acide carbonique dans de l'eau ordinaire, de même l'eau d'un tuyau de refoulement aura encore assez vite fait de dissoudre et d'emporter l'air d'une cloche, surtout si la pression est considérable.

Il faut donc prendre la précaution de remplacer l'air de temps en temps, en en introduisant, par exemple, par un petit robinet à l'aspiration, ou en se servant à cet effet d'une petite pompe foulante spéciale.

Réservoirs d'air d'aspiration

Si l'utilité des réservoirs d'air au refoulement est généralement bien comprise, parce que l'on en *aperçoit* les effets, il est loin d'en être de même lorsqu'il s'agit de la colonne d'aspiration ; et cela par ce motif, que ce qui se passe du côté de l'aspiration *ne se voit pas*. Et cependant un réservoir d'air à l'aspiration d'une pompe à piston est *tout aussi nécessaire qu'au refoulement*, si l'on veut corriger les irrégularités du diagramme d'aspiration, les variations de vitesse de l'eau et les inconvénients qui en résultent.

Rappel de la loi du mouvement de la colonne d'aspiration.

Influence du réservoir d'air

Rappelons en effet la loi du mouvement de la colonne d'aspiration.

L'excédent seulement ($H - h'$) de la pression atmosphérique sur la hauteur réelle d'aspiration agit sur l'eau du tuyau d'aspiration, pour lui communiquer un mouvement ascensionnel, comme nous l'avons expliqué plus haut, en supposant un vide parfait, produit du côté de l'aspiration.

Si un vide absolu n'est pas produit du côté de l'aspiration, il faut substituer, en réalité, à $H = 10^m,33$, pression atmosphérique, une certaine valeur H' , plus petite que $10^m,33$, et la charge réelle ($H - h'$) se trouve donc diminuée d'autant.

Si l'on suppose qu'un piston, à mouvement rectiligne alternatif, fonctionne seul pour produire le vide dans un tuyau d'aspiration, on voit que dans les moments où ce piston sera au milieu de sa course, ou à son maximum de vitesse, il engendrera rapidement un assez grand volume, et produira par conséquent un vide énergique ; tout ira donc bien à ce moment, pourvu que la vitesse du piston soit *un peu inférieure* à celle que l'eau tend à prendre en vertu de la pression ($H - h'$). Si la vitesse du piston est plus grande en effet, le plein ne

pourra se faire derrière lui; donc, plus le piston va vite, et plus on sera obligé de réduire la hauteur d'aspiration h' pour ne pas trop réduire la charge ($H - h'$), dans laquelle H ne change pas. Mais, vers les extrémités de sa course, la vitesse du piston devient presque nulle, et le débit instantané, engendré aux points morts, est zéro. A ce moment donc, si le piston est seul, il faut qu'il arrête peu à peu la colonne d'eau d'aspiration, qu'il détruise sa vitesse acquise, et que le travail antérieurement dépensé pour produire cette vitesse soit perdu. Supposez au contraire un réservoir d'air placé sur la conduite d'aspiration. Qu'arrive-t-il ?

Sans doute il n'est plus possible de faire dans cette conduite un vide *absolu*, puisque, si l'on aspirait jusqu'à la fin des siècles de l'air d'un réservoir limité, il en resterait encore, puisque de l'air dissous dans l'eau se dégage, etc.; et dans la charge ($H - h'$) il ne faut donc plus supposer (même théoriquement) $H = 10^m, 33$, mais $H = 7, 8, 9$ mètres, moins ou plus, suivant la capacité plus ou moins grande du réservoir d'air. Mais qu'importe de ne pas produire un vide complet, si l'on ne dépense pas inutilement le travail nécessaire à la production de ce vide ? Il n'y a qu'à *établir la pompe avec une faible hauteur d'aspiration*, et alors on augmente la charge ($H - h'$) par la diminution de h' . Mais avec le réservoir d'air à l'aspiration, et malgré la diminution de H , les conditions générales de mouvement sont devenues bien meilleures.

Dans les moments en effet où le piston va vite, l'air du réservoir se détend et, vers les points morts, l'air de ce réservoir se comprime au contraire, en permettant à l'eau d'y pénétrer en vertu de sa puissance vive ou vitesse acquise.

Conclusion : les réservoirs d'air puissants sont indispensables à la bonne marche et au rendement satisfaisant des pompes à pistons, et ne sont guère moins nécessaires à l'aspiration qu'au refoulement

Réservoirs d'air sur les conduites

Quand la conduite d'aspiration est longue, on place également un réservoir d'air près du point où elle se réunit au corps de pompe. Alors il n'y a donc plus que la masse d'eau comprise entre les deux réservoirs d'air dont le mouvement soit intermittent; et cela réduit considérablement, non seulement les pertes de travail dues aux effets d'inertie, mais aussi les chocs des soupapes. (Voir pl. 2, fig. 4.)

Calcul des dimensions d'un réservoir d'air

Voilà donc les fonctions des réservoirs d'air indiquées d'une manière générale; mais voyons comment on devra procéder si l'on en veut calculer les dimensions, et reportons-nous à la disposition qu'indique la figure 4, pl. 2, pour fixer les idées.

Soit Q le volume d'eau refoulé par chaque descente du piston plongeur à simple effet représenté, et soient V_0 et P_0 le volume et la pression de l'air dans le réservoir avant l'arrivée de ce volume d'eau.

Il est clair que P_0 a pour valeur :

$$P_0 = P_a + ph$$

(en négligeant la faible hauteur de l'eau dans le réservoir lui-même).

Si l'on admet que le mouvement ascensionnel soit à peu près uniforme, le tuyau d'ascension dépense le volume $\frac{1}{2}Q$ pendant une course du piston, montée et descente. Si V_1 est le volume de l'air dans le réservoir quand le piston plongeur arrive en bas de sa course, on aura donc :

$$(1) \quad (V_1 - V_0) = \frac{1}{2}Q,$$

puisque évidemment, s'il est entré un volume d'eau Q dans le réservoir et qu'il en soit sorti un volume $\frac{Q}{2}$, il y est resté aussi un volume $\frac{Q}{2}$.

Imposons-nous la condition que la différence de pression ($P_1 - P_0$) ne dépasse pas la fraction $\frac{1}{n}$ de la pression moyenne $\frac{1}{2}(P + P_0)$.

Alors nous aurons :

$$P_1 - P_0 = \frac{1}{2n} (P_1 + P_0) \quad \text{ou} \quad \frac{P_1}{P_0} - 1 = \frac{1}{2n} \left(\frac{P_1}{P_0} + 1 \right).$$

Mais, d'après la loi de Mariotte, on a :

$$P_0 V_0 = P_1 V_1.$$

On peut donc écrire la relation précédente :

$$\frac{V_0}{V_1} - 1 = \frac{1}{2n} \left(\frac{V_0}{V_1} + 1 \right) \quad \text{ou} \quad V_0 - V_1 = \frac{1}{2n} (V_0 + V_1).$$

Ou enfin :

$$V_0 + V_1 = 2n (V_0 - V_1).$$

Mais, à cause de l'équation (1), cette dernière relation devient :

$$(2) \quad V_0 + V_1 = nQ.$$

Des relations (1) et (2), on déduit :

$$V_0 = Q \frac{2n+1}{4}, \quad V_1 = Q \frac{2n-1}{4}.$$

Puis, comme $\frac{P_1}{P_0} = \frac{V_0}{V_1}$, on a :

$$\frac{P_1}{P_0} = \frac{2n+1}{2n-1}.$$

Divers autres cas particuliers où les réservoirs d'air sont très utiles

Ainsi donc, en résumé, les réservoirs d'air constituent un excellent moyen de régulariser le mouvement de l'eau, tant dans le tuyau d'aspiration que dans le tuyau de refoulement; et l'utilité de cette régularisation que nous avons déjà fait ressortir, pour atténuer les pertes de travail dues à l'inertie, sera encore mieux appréciée plus tard. Mais, pendant que nous sommes sur ce sujet des réservoirs d'air, signalons un grand nombre d'autres cas particuliers dans lesquels ils rendent de grands services.

Dans les élévations d'eau pour services municipaux, il arrive géné-

ralement que les machines élévatoires sont installées près de la rivière afin de réduire la hauteur d'aspiration, et qu'il y a loin de là au réservoir d'alimentation de la Ville. De ce réservoir supérieur partent quelques conduites principales sur lesquelles s'embranchent une foule de conduites dérivées allant conduire l'eau dans les divers pâtés de maisons et chez les abonnés.

Mais en avant de chaque robinet de prise d'eau il convient de placer un petit réservoir d'air pour empêcher les coups de bélier et les ébranlements de tuyaux et dislocation de joints qui en résulteraient. C'est ce qu'indique la figure 5, pl. 2. Supposez en effet que ce petit réservoir d'air n'existe point. Lorsque l'on viendra à fermer brusquement le robinet, il faudra que *toute la colonne liquide*, en mouvement dans le tuyau pendant l'écoulement, s'arrête brusquement. Or cet arrêt brusque n'est possible qu'à la condition d'anéantir instantanément la puissance vive $\frac{1}{2} m V^2$ possédée par l'eau qui s'écoulait avec la vitesse V .

S'il n'y a pas de réservoir d'air, cela se traduit par un choc violent. Si, au contraire, il existe un réservoir d'air, toute la puissance vive de l'eau se transforme en travail de compression; et comme l'air est élastique, il réagit ensuite sur l'eau d'une manière progressive. La brutalité de l'effet est supprimée; et, au bout de quelques instants, la colonne liquide est ramenée au repos. L'air joue donc là le rôle d'un véritable tampon élastique amortissant le choc.

Exemple particulier

Pour que cela soit mieux compris encore, considérons un exemple particulier. Soit une conduite partant d'un réservoir NN et communiquant avec un réservoir S ou R en aval duquel est disposé un robinet S. (Voir fig. 6, pl. 2.)

Soit u_0 la vitesse de régime de la conduite, V_0 le volume d'air contenu dans le réservoir d'air, et P_0 sa pression au moment de l'écoulement. En négligeant la petite hauteur de l'eau dans le réservoir d'air, cette pression P_0 sera égale à :

$$P_0 + \rho h.$$

Si maintenant l'on ferme brusquement le robinet S, une portion de l'eau de la conduite, en vertu de sa puissance vive, va s'introduire dans le réservoir, et la pression de l'air supérieur croîtra et exercera sur le liquide un travail résistant qui, peu à peu, anéantira la vitesse u_0 .

On demande : 1° quel est à cet instant final la pression P du volume d'air V dans le réservoir ;

2° Quelle doit être la capacité V_0 de ce réservoir pour qu'à l'instant de la plus grande compression de l'air sa pression P_1 par mètre carré ne dépasse pas une limite donnée.

Pour répondre à ces questions, il n'y a pas autre chose à faire que de traduire en équations les phénomènes que nous venons de décrire et d'égaliser la variation de puissance vive de la colonne liquide à la somme des travaux des forces extérieures.

On aura donc :

$$0 - p \omega L \frac{u_0^2}{2g} = \Sigma t_f, \quad (1)$$

$p \omega L$ étant le poids de la colonne liquide arrêtée, et u_0 sa vitesse avant l'arrêt.

En ce qui concerne Σt_f , de quoi se compose cette somme ?

Il y a d'abord les travaux positifs ou s'exerçant dans le sens même du mouvement, et qui sont :

1° Le travail de la pression en amont ou $P_a(V_0 - V_1)$;

$(V_0 - V_1)$, représentant le volume d'eau qui s'introduit dans le réservoir ;

2° Le travail de la pesanteur $= p h (V_0 - V_1)$.

Il y a ensuite les travaux négatifs ou résistants, qui comprennent les éléments suivants :

1° Le travail de la pression de l'air. Si P désigne la pression dans le réservoir à un instant quelconque et V le volume d'air à cet instant, le travail résistant élémentaire sera représenté par $P dv$; et le travail résistant total dû à cette cause sera donc :

$$\int_{V_0}^{V_1} P dv.$$

Mais, d'après la loi de Mariotte, on a :

$$PV = P_0 V_0.$$

Donc

$$\int_{V_0}^{V_1} P dv = P_0 V_0 \int_{V_0}^{V_1} \frac{dV}{V} = P_0 V_0 \log \frac{V_0}{V_1} = \frac{1}{\log e} P_0 V_0 \log \frac{V_0}{V_1},$$

ou enfin

$$= 2,3026 P_0 V_0 \log \frac{V_0}{V_1}.$$

2° Il y a le travail résistant dû au frottement.

Si u était constant, l'expression de ce travail serait :

$$T_f = \frac{4}{D} L (au + bu^2) P,$$

avec la condition $1/4 DJ = au + bu^2$ (formule de Prony).

Si la vitesse est très grande, le terme en u devient négligeable devant le terme en u^2 ; et alors on peut admettre que :

$$(1) \quad T_f = \frac{4}{D} L b u^2 P,$$

avec la condition

$$(2) \quad \frac{1}{4} DJ = b u^2,$$

ce qui donnerait

$$(3) \quad T_f = PL,$$

équation dans laquelle, u étant constant, J est constant.

Malheureusement, dans le cas présent, u est variable à chaque instant et va en décroissant depuis u_0 jusqu'à zéro. Il en est de même de J (2). Mais, pendant un temps infiniment petit dt , u et J sont constants; et le travail élémentaire du frottement aura donc pour expression :

$$dT_f = p dV L J;$$

d'où le travail total

$$(4) \quad T_f = p L \int_{V_0}^{V_1} J dV.$$

Pour intégrer $\int_{V_0}^{V_1} J dV$, remarquons que J est variable. A l'origine

du phénomène, on a : $u = u_0$, et alors l'équation (2) donne :

$$J_0 = \frac{4b u_0^2}{D}.$$

Tandis qu'à la fin du phénomène pour $u = 0$ on a :

$$J = 0.$$

Admettons que J soit constant pendant tout le phénomène et égal à la moyenne $\frac{J_0}{2}$ de ces valeurs extrêmes.

On aura dans ce cas :

$$\int_{V_0}^{V_1} J dV = \frac{J_0}{2} \int_{V_0}^{V_1} dV = J_0 \frac{(V_0 - V_1)}{2};$$

par suite :

$$p \omega L \int_{V_0}^{V_1} dV = p \omega L \frac{J_0}{2} (V_0 - V_1) = T f.$$

Remplaçant Σt_f par sa valeur et changeant les signes des deux membres, l'équation du travail sera :

$$p \omega L \frac{u_0^2}{2g} = 2.3026 \log \frac{V_0}{V_1} + p \omega L \frac{J_0}{2} (V_0 - V_1) - (P_a + p h) (V_0 - V_1),$$

ou enfin :

$$(5) \quad p \omega L \frac{u_0^2}{2g} = 2.3026 \log \frac{V_0}{V_1} + (V_0 - V_1) \left[\frac{p \omega L J_0}{2} - (P_a + 2h) \right].$$

Cette formule nous donnera V_1 , connaissant V_0 ; et, ayant V_1 , nous en déduirons P_1 au moyen de la condition $P_0 V_0 = P_1 V_1$ (x), donnée par la loi de Mariotte. Les deux formules (x) et (5) montrent l'avantage de l'emploi des grands réservoirs d'air et permettent de résoudre les questions que nous nous sommes posées. En effet, si nous attribuons dans (2) une certaine valeur à V_0 et que nous en déduisons V_1 , la formule (x) nous donnera la pression finale correspondante.

Si nous recommençons les calculs en donnant à V_0 une valeur moitié moindre, on trouve que la pression finale correspondante est triple de la précédente. Il y a donc tout intérêt, au point de vue de la sécurité, à augmenter V_0 puisque P_1 diminue.

D'ailleurs, si l'on voulait déterminer exactement V_0 de manière que P_1 ne dépassât point une limite imposée, on raisonnerait comme il suit :

On connaît P_0 ; on s'impose P_1 et l'on a donc le rapport $\frac{P_1}{P_0}$ et par suite le rapport égal $\frac{V_0}{V_1}$. Alors, pour déterminer V_0 et V_1 , nous avons l'équation (5) et l'équation :

$$\frac{V_0}{V_1} = \frac{P_1}{P_0} = K.$$

Pour les réservoirs situés près des pompes, plus on augmentera V_0 et plus augmentera la durée du phénomène que nous étudions. Plus grandes aussi seront donc la durée de la période inverse d'expansion et la régularité du mouvement ascensionnel.

Pertes de travail dues aux soupapes ou aux clapets

Pour terminer l'exposé des considérations théoriques générales se rapportant à l'étude des pompes à piston à mouvement rectiligne alternatif, il nous reste encore deux problèmes à traiter :

- 1° Indiquer le calcul des pertes de travail dues aux étranglements et aux chocs des soupapes ou clapets;
- 2° Indiquer (ou plutôt rappeler, car tout le monde le connaît) le calcul du débit d'une pompe de ce genre.

Prenons d'abord le premier de ces deux problèmes.

Toutes les fois qu'il y a changement de section dans les passages offerts à l'écoulement d'une colonne liquide, il y a nécessairement changement de vitesse; et tout changement de vitesse correspond à une variation correspondante de puissance vive et par conséquent à une perte de travail, puisque la vitesse, après avoir augmenté, doit nécessairement décroître.

Les exigences pratiques de la construction ne permettent que bien rarement de donner aux clapets ou soupapes des pompes une

surface égale à celle du corps de pompe; et, sauf de très rares exceptions, toute soupape constitue donc un rétrécissement dans lequel l'eau est obligée de prendre une augmentation de vitesse. D'ailleurs les dispositions de ou des orifices offerts par la soupape aux passages de l'eau peuvent engendrer aussi une grande augmentation de périmètre frottant et des contractions des veines fluides. Mais nous laissons de côté ces circonstances, parce qu'il est impossible de les étudier avec quelque généralité et qu'elles se modifient dans chaque cas particulier. Nous ne nous arrêtons donc pour le moment qu'à la perte de travail due au rétrécissement de la section offerte au passage de l'eau par le fait de la présence d'un clapet ou d'une soupape. On peut donner le nom de coefficient de résistance au rapport qui existe entre le débit à section libre d'un tuyau et ce que devient ce débit lorsqu'une soupape capable d'une levée plus ou moins grande vient à être interposée sur le parcours du tuyau.

M. J. Weisbach ayant calculé ces coefficients de résistance pour des ouvertures plus ou moins grandes d'un clapet mobile autour d'une charnière, a trouvé les nombres suivants :

Angle d'ouverture du clapet en degrés.....	15°	20°	25°	30°	35°	40°	45°	50°	55°	60°	65°	70°
Coefficient de résistance.	90	62	42	30	20	14	9,5	6,6	4,6	3,2	2,3	1,7

Il a pris pour exemple de l'application de cette table une pompe foulante qui, à chaque abaissement du piston en 4 secondes, donne 154 litres 80 d'eau par un tuyau d'aspiration de 0^m,157, présentant une soupape conique, la section libre du siège de la soupape étant de 0^m,0915 et le plus grand diamètre de la soupape étant de 0^m,1177. M. Weisbach trouva dans ce cas que le coefficient de résistance était 10.43 et que la perte de charge était 10.43 \times 0^m,198 = 2^m,065. La quantité d'eau élevée par seconde était de $\frac{1}{4} \times 154,80 = 38,70$; et par conséquent le travail mécanique consommé par le passage de l'eau était de 2^m,065 \times 38,7 = 80 kilogrammètres environ.

Les traités d'hydraulique donnent d'ailleurs les moyens de cal-

culer les pertes de charge imputables à des rétrécissements ou étranglements, et aux contractions dues à telles ou telles formes d'orifices.

En ce qui concerne les pertes de travail dues au poids propre des soupapes, il faudrait des conditions de construction exceptionnellement mauvaises pour qu'elles prissent quelque importance; et généralement on peut les négliger. Les chocs des soupapes correspondent eux aussi à une certaine perte, puisque chaque choc est une destruction de puissance vive. Mais nous ne cherchons pas à y appliquer le calcul, d'abord parce que les éléments en sont trop variables, et ensuite parce que des chocs un peu accentués ne sauraient exister que là où la construction ou l'installation sont vicieuses. Alors il n'y a pas lieu de faire le calcul de la perte, mais bien d'en supprimer les causes. *Sublatâ causâ, tollitur effectus.*

Observations générales relatives aux pompes à piston

Si l'on réfléchit aux causes de pertes d'effet utile que nous avons signalées précédemment, on voit immédiatement que certaines de ces causes, telles que les effets d'inertie et les chocs des soupapes, n'ont pas grande importance lorsque le mouvement de la pompe est lent et que des réservoirs d'air le rapprochent suffisamment d'un mouvement uniforme. Mais supposez que la vitesse devienne considérable, et voilà tout de suite au contraire que ces pertes prennent une très grande importance, outre que les clapets n'ont plus le temps de s'ouvrir et de se refermer en temps utile. La marche des pompes à pistons devient donc en général très mauvaise pour peu que l'on en veuille forcer la vitesse et le débit; et c'est là un de leurs plus graves inconvénients pratiques, puisque tout appareil à allures lentes est nécessairement lourd, encombrant et coûteux. Nous verrons plus loin dans l'étude des exemples particuliers comment plusieurs habiles constructeurs ont tourné la difficulté et comment peut se résoudre l'étude des pompes à piston à vitesse relativement augmentée.

Débit d'une pompe à piston à mouvement rectiligne alternatif

Le débit d'une pompe à piston à mouvement rectiligne alternatif se calcule généralement en évaluant le volume engendré par le piston par seconde et en en prenant les $\frac{4}{5}$; c'est-à-dire que l'on admet $\frac{1}{5}$ de déchet pour les pertes dues aux fuites, au mauvais état des organes, en un mot à toutes les imperfections quelconques du mécanisme et de l'installation.

Lorsque la pompe fonctionne dans des conditions bien étudiées et est en parfait état, on est loin de perdre réellement $\frac{1}{5}$ et ce mode d'évaluation est donc pessimiste. Beaucoup de pompes à piston rendent en volume jusqu'à 90 ou 95 p. 0/0. C'est-à-dire que le volume effectivement fourni atteint 90 ou 95 p. 0/0 du volume géométrique engendré par le piston. Mais si la construction et l'installation ou l'état de l'appareil laissent beaucoup à désirer, il peut arriver que l'on perde bien plus de 20 p. 0/0 du volume théorique.

Le calcul du volume engendré par le piston ne présente évidemment aucune difficulté; puisque, si s est sa surface et si v est sa vitesse linéaire par seconde, il engendre évidemment par seconde le volume sv . D'ailleurs, si n est le nombre de coups de piston par minute (égal au nombre de tours de la manivelle ou au double, suivant que la pompe est à simple effet ou à double effet), on a évidemment :

$$v = C \frac{n}{60}$$

(C étant la course du piston).

Le volume sv est donc bien facile à déterminer et si la section de la tige du piston a quelque importance relativement à la surface s , on la retranche de celle-ci pour le calcul du volume engendré par la face du piston correspondante.

Il arrive quelquefois que certaines pompes à piston donnent le bizarre résultat d'un rendement en volume légèrement supérieur à 100 p. 0/0; c'est-à-dire que le volume d'eau réellement élevé est

légèrement supérieur au volume engendré par le piston, parce que l'eau continue à passer à travers les soupapes en vertu de sa vitesse acquise alors même que le piston s'est déjà arrêté. Mais, au point de vue de la bonne utilisation de la puissance vive de l'eau et du travail dépensé pour la produire, il n'y a aucun avantage à obtenir cet effet et il n'y a donc pas lieu de le rechercher.

CHAPITRE II

Quelques généralités sur les systèmes divers de pompes à piston à mouvement rectiligne alternatif

Dans notre chapitre I, nous avons exposé quelques considérations théoriques générales s'appliquant à tous les systèmes de pompes, et nous avons ensuite établi la théorie des pompes à piston à mouvement rectiligne alternatif. Nous allons maintenant étudier celles-ci au point de vue descriptif et décrire d'assez nombreux exemples. Il existe un si grand nombre de types qu'il ne nous sera pas possible de citer à beaucoup près tous ceux qui ont une valeur réelle. Mais nous pensons cependant que les exemples cités donneront la clef de l'examen de ceux que nous aurons dû omettre; et le rôle de l'ingénieur est précisément d'approprier aux cas spéciaux qui lui passent par les mains les considérations exposées pour d'autres cas. Quant à l'ordre des exemples décrits, il ne sera pas toujours aussi méthodique que nous l'aurions souhaité à cause de la difficulté et de l'incertitude avec lesquelles nous avons pu colliger nos renseignements. Un grand nombre d'ingénieurs et de constructeurs se figurent en effet que leurs modèles constituent des secrets très précieux et redoutent la moindre divulgation de leurs mystères.

Ce qui caractérise les systèmes particuliers, en supposant toujours l'étude générale bien traitée, ce sont d'abord les types spéciaux de pistons et de clapets. On fait des pistons et clapets qui laissent passer les sables et graviers, ou qui travaillent parfaitement dans des corps de pompe bruts (systèmes Letestu et Keyser que nous retrouverons plus loin).

On en a imaginé d'autres qui ne se prêteraient ni à l'une ni à l'autre de ces applications, mais qui, pour l'aspiration ou la compression des gaz, sont absolument parfaits (piston Giffard). Les dispositions spéciales des pistons et des clapets peuvent varier à l'infini.

Mais les meilleures études de pompes à piston n'échappent pas aux inconvénients généraux suivants :

a. Nombreuses transformations du mouvement, entre l'arbre moteur et les pompes elles-mêmes, pour arriver au mouvement rectiligne alternatif voulu, et au mouvement ascensionnel continu de l'eau ; transmissions coûteuses et compliquées, réservoirs d'air, etc. ;

b. Frottement, souvent considérable, du piston dans son corps de pompe ;

c. Travail résistant, dû aux étranglements et chocs des soupapes ;

d. Inertie des colonnes d'eau et des organes en mouvement, dont la vitesse varie à chaque instant, d'où perte de force vive et impossibilité d'atteindre de grandes vitesses sans chocs ;

e. Comme conséquence de l'impossibilité d'atteindre de grandes vitesses et de la complication du mécanisme, prix élevé d'installation et grand emplacement occupé ; graissage et entretien coûteux, etc.

Le point *a* a été expliqué plus haut.

Le point *b* ou frottement du piston est chose facile à saisir et dans le chapitre I nous en avons exposé le calcul. Comme la vitesse linéaire du piston d'une pompe n'est pas bien considérable (surtout au voisinage des points morts), il importe de faire ces pistons parfaitement *jointifs* si l'on ne veut perdre par les fuites une fraction notable du géométrique ou volume engendré. Cette jointivité n'est généralement obtenue qu'à l'aide de garnitures *emmanchées à force* ; et il résulte de cet état de choses qu'il faut développer un effort, souvent très considérable, pour mettre le piston en mouvement dans son corps de pompe, *même à vide*. Multipliant cet effort par la vitesse linéaire moyenne du piston, on trouve l'expression du travail perdu par cette cause ; et il arrive fréquemment, pour les applications importantes, que ce travail représente plusieurs chevaux-vapeur.

Ceci fait comprendre, soit dit en passant, qu'il est plus nuisible qu'utile de renouveler la garniture d'un piston de pompe, tant que cette garniture est dans un état à peu près satisfaisant. Une garniture qui a marché quelque temps *a*, en effet, pris la forme du corps de pompe et y fonctionne presque sans frottement ; tandis qu'une garniture entièrement neuve crée des résistances inutiles. Cette même observation s'applique aux pistons des machines à vapeur.

c. Le travail résistant, dû aux étranglements et chocs des soupapes,

est encore une chose que tout le monde comprend sans peine. Les soupapes et les clapets rétrécissent le passage offert à l'eau et imposent des contractions aux filets liquides, surtout lorsque la vitesse de ceux-ci est un peu considérable. Cela coûte une dépense supplémentaire de travail en pure perte ; mais en outre les soupapes, en se soulevant sur leurs sièges et en y retombant, absorbent une certaine puissance vive, qui se détruit par des chocs correspondants. Ces chocs deviennent violents, et la puissance vive absorbée devient considérable pour peu que l'allure imprimée au piston devienne rapide. Tout cela a été dit déjà et expliqué dans le chapitre I, et nous ne le rappelons que pour mémoire.

d. L'inertie des colonnes d'eau et des pièces en mouvement est encore une cause du même ordre de perte de travail ; et à chaque extrémité de la course du piston il faut que la vitesse acquise par ces pièces devienne nulle et prenne ensuite une direction inverse, ce qui n'est encore possible qu'au prix d'une certaine dépense de travail extérieur. En ce qui concerne les colonnes d'eau en mouvement, les réservoirs d'air obvient, en grande partie, à cet inconvénient. Ces effets d'inertie, sont d'autant plus marqués que plus grande est la vitesse linéaire du piston, puisque la puissance vive emmagasinée par les pièces du mécanisme croît comme le carré de de cette vitesse. — La même observation s'applique aux chocs des soupapes.

e. Les prix élevés des installations de pompes à piston, les grands emplacements qu'elles exigent, la complication de leur commande, l'impossibilité de les actionner à grande vitesse et le coût important de leur entretien ne sont que les corollaires des points énumérés précédemment. Ce sont des conséquences qui sautent aux yeux.

En ce qui concerne le rendement ou effet utile, il dépend de l'installation plus ou moins satisfaisante et des proportions plus ou moins bonnes.

Avec des réservoirs d'air à l'aspiration et au refoulement, et avec des pistons peu frottants et des clapets bien étudiés, on arrive, pour les pompes à piston bien construites, à d'excellents résultats, et à obtenir par exemple 80 à 85 p. 0/0 du travail dépensé, en travail utile. Mais cela n'est possible qu'à des vitesses relativement restreintes ; et, pour peu que l'on accélère l'allure du système, toute l'harmonie de l'ensemble est troublée.

Examen de quelques systèmes particuliers de pompes à piston à mouvement alternatif

Et maintenant nous pouvons aborder l'étude de quelques systèmes particuliers de pompes à piston.

Nos lecteurs n'attendent pas de nous que nous leur décrivions toutes les combinaisons possibles de pistons à eau, de clapets, ni de soupapes. Ce serait là une fort longue besogne ; et, comme tous les jours on imagine des dispositions nouvelles, notre énumération resterait incomplète, malgré tous les scrupules que nous aurions pu mettre à ne rien oublier. Nous répétons donc que nous nous contenterons de décrire quelques exemples remarquables, sans contester pour cela, en aucune façon, les avantages possibles d'autres dispositions non décrites. Nous décrirons également quelques ensembles d'installations de pompes, choisissant nos exemples parmi les travaux des meilleurs constructeurs ; et nous nous occuperons sommairement aussi des presse-étoupes et de leurs garnitures, donnant toujours le pas aux principes généraux sur les descriptions de détails.

Nous ne croyons devoir adopter, du reste, aucune classification rigoureuse pour cet examen, ne voyant pas trop sur quelles bases une telle classification pourrait être établie. — C'est une excellente chose que la méthode ; mais n'en abusons point. — Supposons, pour l'instant, une simple promenade à faire avec le lecteur dans une Exposition où l'on aurait mis un certain nombre de pistons, de clapets, de pompes, et exposé quelques dessins d'ensemble, etc., et ne prenons que le dessus du panier. Arrêtons-nous d'abord aux systèmes particuliers de pistons et de clapets ; et, en y joignant quelques renseignements sur les proportions et dispositions des presse-étoupes et des clapets eux-mêmes, nous aurons la matière de notre chapitre II.

Piston Giffard

Examinons d'abord le piston Giffard qui nous paraît être le piston théorique par excellence, donnant lieu tout juste au frottement nécessaire pour assurer la jointivité, mais n'en produisant pas davantage. Ce piston a été imaginé principalement au point de vue de la com-

pression et de la raréfaction des gaz et, en effet, c'était là un des premiers problèmes qui se présentaient à l'inventeur, lorsqu'il commença l'étude de sa machine frigorifique bien connue.

De la machine frigorifique, nous n'avons rien à dire pour le moment. Mais le piston Giffard n'en constitue pas moins un excellent piston de pompe à eau, toutes les fois que l'eau est claire et que l'on n'a pas à redouter la présence de corps étrangers.

Peut-être même arrivera-t-on à en faire un piston à vapeur, si l'on découvre un de ces jours une substance pouvant se débiter sous la forme de lanières modérément flexibles et capable de résister au contact prolongé de la vapeur.

Quoi qu'il en soit, suivant les applications à réaliser, le piston Giffard comprend trois types principaux, comportant eux-mêmes plusieurs variantes, appropriées à la nature des fluides à pomper. Ces types sont : le piston d'aspiration à simple effet ; le piston de compression à simple effet et le piston obturateur à double effet.

Ce dernier, résumant à peu près les fonctions des deux autres et les développements donnés ici sur ce point spécial, ne pouvant être qu'assez limités, nous ne décrirons ici que le piston obturateur à double effet.

Ce piston (fig. 1, pl. 3) consiste simplement en un disque ou plateau de fonte B à la circonférence moyenne extérieure duquel on a creusé au tour deux gorges à section rectangulaire. Ce disque est tourné à un diamètre un peu plus petit que celui du corps de pompe, dans lequel il doit fonctionner. Si l'on montait le piston, tel quel, dans son corps de pompe, il y aurait donc des fuites tout autour.

Mais supposez que, dans chaque gorge annulaire, on place un cercle A en caoutchouc durci, en cuir fort ou toute autre matière appropriée à la nature du fluide avec lequel le piston doit se trouver en contact. Supposez de plus que ce cercle formé par une sorte de lanière enroulée sur elle-même, et avec ses extrémités coupées comme l'indique la figure 2, pl. 3, présente une hauteur ou épaisseur un peu inférieure à celle de la rainure annulaire du piston, et que le piston se meuve verticalement : que va-t-il se produire ?

Lorsque le piston descendra, chaque cercle élastique ira se coller contre le rebord supérieur de la gorge ; et, comme il y a un peu de

jeu autour du piston, le fluide refoulé au-dessous pénétrera dans cette gorge et *dans la garniture* par les trous E et appliquera celle-ci contre la paroi du corps de pompe avec l'intensité *précisément nécessaire* pour empêcher toute fuite de se produire.

Lorsque le piston remontera, chaque cercle viendra de même se coller contre le rebord inférieur de la gorge et s'opposera, de même, à toute fuite du fluide refoulé par la face supérieure du piston.

Lorsque l'on examine les conditions générales de ce fonctionnement, on voit qu'en somme :

1° Le frottement du piston ou de l'anneau par centimètre carré, ou frottement relatif, est proportionnel à la pression engendrée ;

2° Le frottement total ou absolu de l'anneau est modifié par le rapport entre son diamètre inférieur et son diamètre extérieur, puisque c'est sur sa face intérieure que s'exerce la pression du fluide tendant à appliquer l'anneau contre le corps de pompe ;

3° Le frottement total, ou absolu, est proportionnel à la hauteur de l'anneau ;

4° L'usure, ne dépendant que du frottement relatif ou par unité de surface, est indépendante de la hauteur de l'anneau.

Ces propriétés, qui mettent en évidence les avantages du piston Giffard sur les autres systèmes de pistons, sont très faciles à démontrer.

Soit en effet D le diamètre extérieur de l'anneau, d son diamètre intérieur, h sa hauteur, p la pression du fluide par unité de surface, $f = 0.10$ le coefficient du frottement de l'anneau sur son corps de pompe.

La pression totale, tendant à appliquer l'anneau contre son corps de pompe, sera évidemment égale à $\pi d h p$.

Cette pression s'exercera à l'extérieur sur une surface $\pi D h$. Donc la pression, par unité de surface, appliquant l'anneau contre son corps de pompe, sera :

$$\frac{\pi d h p}{\pi D h} = \frac{d p}{D} = p \frac{d}{D}$$

D'ailleurs, le frottement sera évidemment égal à $f p \frac{d}{D}$ par unité de surface, ou; pour toute la surface de l'anneau, à :

$$f p \frac{d}{D} \times \pi D h = f p d \pi h.$$

Ceci met complètement en évidence les quatre propriétés énoncées.

En effet, le frottement par centimètre carré, égal à $f p \frac{d}{D}$ est bien proportionnel à p , ce qui justifie le 1°. Or, dans la plupart des pistons, on n'arrive à la jointivité nécessaire qu'en créant un frottement de beaucoup supérieur à celui-là.

Le frottement total ou absolu, égal à $f p d \pi h$ est bien modifié suivant la valeur attribuée à d par rapport à D . — Il est proportionnel à h . — Enfin le frottement relatif $f p \frac{D}{d}$ ne dépend pas de h .

Les quatre propositions ci-dessus sont donc justifiées.

En résumé, l'idée fondamentale du piston Giffard consiste à faire exercer la pression du fluide refoulé à l'intérieur de la garniture du piston, au lieu de s'évertuer à créer un frottement énorme, sous prétexte d'empêcher les fuites dues à cette pression. On fait de celle-ci une auxiliaire au lieu de la combattre, et l'on obtient ainsi :

- 1° Un fonctionnement automatique sans choc, ni perte de force vive;
- 2° Des surfaces de frottement très restreintes et une intensité de frottement réduite à son minimum, d'où économie de force et douceur de marche ;
- 3° La conservation indéfinie des corps de pompe, avec une herméticité absolue de contact;
- 4° Une grande simplicité d'exécution et une grande économie d'entretien, avec un certain raccourcissement des corps de pompe, puisque l'épaisseur du piston est très réduite.

Mais gare au sable et aux corps étrangers, susceptibles de rayer le corps de pompe, ou de boucher la rainure circulaire ! Gare aussi aux corps de pompe rugueux ! Si la rainure circulaire est obstruée, l'anneau ne peut plus fonctionner, et si le corps de pompe est rayé ou rugueux, ce même anneau est promptement hors de service. — Les meilleures inventions demandent à être mises à leur place ou utilisées dans leurs conditions normales,

Si donc vous vous trouvez en présence, non plus d'eaux limpides, mais d'eaux plus ou moins vaseuses ou sableuses, ce n'est plus au piston Giffard qu'il convient de recourir. Vous vous trouverez au contraire très bien d'employer alors, par exemple, le piston Letestu.

Piston Letestu

Le piston Letestu (voir fig. 7 et 8, pl. 2) est l'un de ceux qui ont reçu et qui reçoivent encore tous les jours le plus d'applications dans les épuisements où il s'agit d'extraire des eaux chargées de sable ou de gravier. Le point caractéristique de ce système est en effet d'exclure la précision des ajustements et de laisser passer les corps étrangers peu volumineux sans le moindre inconvénient.

Le corps de pompe E est en tôle brute. Le piston se compose d'un cône mince en fonte, en tôle ou en cuivre rouge, percé d'un très grand nombre de trous et s'assemblant avec une carcasse en fonte ou en fer de même forme présentant un rebord d'un diamètre un peu plus petit que celui du corps de pompe.

Jusqu'ici, rien de bien particulier. Mais à l'intérieur du cône creux il y a deux feuilles de cuir C pouvant se développer tout autour du cône en se recouvrant un peu à leurs jonctions et s'appliquant aussi à la paroi du corps de pompe par un rebord cylindrique.

Ces deux feuilles sont serrées au sommet du cône par l'assemblage même des pièces et de la tige, c'est-à-dire pincées entre la tête de piston et une cale a, le boulon D serrant le tout avec la carcasse extérieure. C'est avec ce boulon D que s'assemblent aussi le prolongement-guide de la tige du piston et la bielle de commande.

Quand le piston descend, l'eau aspirée précédemment, et qui se trouve en dessous, repousse les feuilles de cuir et passe tout autour d'elles et à travers les trous des pièces métalliques du piston (entraînant du sable et des cailloux si l'on veut).

Quand le piston remonte, au contraire, la pression due à la colonne de refoulement s'exerce à l'intérieur du cône en cuir, écarte les deux feuilles et applique exactement le rebord contre la paroi du corps de pompe. On a une idée à peu près exacte de ce fonction-

nement en prenant un parapluie et le renversant dans l'eau. Si vous l'enfonchez, le parapluie tend à se refermer ; et si vous le relevez, il tend au contraire à s'ouvrir, tout comme les feuilles de cuir dont il vient d'être question. Les clapets de la pompe elle-même sont d'une construction analogue.

Quelques observations au sujet des divers systèmes de pistons et de leur classification

Nous continuons notre revue des pistons à eau. Comme nous l'avons dit précédemment, et comme cela se comprend d'après la nature même de ses fonctions, le piston doit créer une séparation parfaitement étanche entre les deux parties de capacité variable en lesquelles il divise le cylindre ou corps de pompe parcouru. Si l'élasticité de la garniture est insuffisante pour que ce résultat soit obtenu, il y a des fuites. Si, au contraire, la tension de la garniture est exagérée, il se produit une résistance inutile de frottement et une perte correspondante de travail. L'avantage du piston Giffard, que nous avons décrit pages 48 et suivantes, c'est d'établir une égalité rigoureuse entre l'élasticité ou jointivité voulue et le frottement créé et d'éviter par suite les résistances inutiles d'une façon absolue.

Mais, du moment que le piston Giffard n'est pas applicable au cas spécial que l'on a considéré, il faut bien se résigner à employer des substances frottantes dont la tension soit un peu trop forte ; et alors un piston *épais* à garniture relativement peu tendue vaut mieux qu'un disque mince emmanché à force. Avec un piston épais, la jointivité est mieux assurée, la tige tend moins à se fausser dans son mouvement et l'usure est beaucoup moins rapide.

En examinant les divers types employés ou possibles de pistons à eau en dehors des pistons Giffard et Letestu, déjà décrits, nous remarquons qu'ils varient par le genre de leurs garnitures ou par la disposition des clapets ménagés au travers.

Au point de vue des garnitures, on distingue :

1^o Les pistons à garnitures de chanvre, très employés et d'un bon service pour les grands diamètres surtout;

2° Les pistons à garnitures de cuir, plus en usage que les précédents pour les petites pompes ;

3° Les pistons à garnitures métalliques, ressemblant plus ou moins aux pistons à vapeur ;

4° Les pistons à garnitures mixtes, comprenant l'emploi simultané de métal, de chanvre ou d'autres substances élastiques ;

5° Les pistons à garnitures de caoutchouc ou de bois ;

6° Les pistons genre Cavé, à cannelures et à grande épaisseur, mais sans garnitures proprement dites ;

7° Enfin, les pistons dits plongeurs.

Quelques mots d'abord au sujet de ces divers types considérés d'une façon générale.

Les pistons à garnitures de chanvre conviennent aux corps de pompe bien lisses et aux eaux à peu près exemptes de vase, de sable et de corps étrangers. Dans cette disposition, le piston consiste généralement en une sorte de poulie ou manchon à gorge avec une tresse en chanvre enroulée en hélice tout autour entre deux rebords saillants et dont les extrémités sont fixées au corps du piston qui présente deux trous à cet effet.

Les pistons à garnitures de cuir peuvent présenter diverses dispositions. Quelquefois le cuir est embouti, et alors, comme dans le cuir de Bramah de la presse hydraulique, l'eau, du côté du refoulement, vient faire pression à l'intérieur et empêche les fuites. C'est ce qu'il y a de mieux.

D'autres fois la garniture ne consiste qu'en rondelles de cuir découpées superposées et serrées entre deux disques métalliques. D'autres fois encore, on emploie deux cuirs emboutis superposés ; ce qui joint mieux qu'un seul cuir de hauteur double.

Nous ne parlons pas du piston en bois avec clapet en cuir des ontainiers, car, bien que très employé pour les pompes domestiques, il n'est guère applicable aux pompes industrielles.

Les pistons à garnitures de cuir ne se comportent bien qu'en présence de l'eau froide, et, pour peu que la température s'élève à 30 ou 40°, les cuirs se ramollissent et se déforment. C'est ce qui fait que, pour les pistons des pompes à air des condenseurs de machines, le cuir n'est pas applicable,

Les pistons à garnitures métalliques comportent un nombre plus ou moins considérable de segments ou cercles métalliques du genre de ceux qui servent à assurer la jointivité des pistons à vapeur. Mais en fonte, en fer ou en acier, ces cercles s'oxydent dans l'eau assez promptement; et en bronze ils manquent généralement de la roideur et de l'élasticité nécessaires.

Les pistons à garnitures de caoutchouc ou de bois sont les mêmes que ceux en chanvre avec cette différence que la tresse de chanvre est remplacée par un manchon en caoutchouc ou par une série de douves en bois.

Les pistons genre Cavé ou sans garnitures consistent en simples poulies à âmes pleines, au pourtour desquelles on a ménagé un certain nombre de gorges ou cannelures et qui sont simplement tournées au diamètre du corps de pompe. Il n'y a donc presque pas de frottement. Pour peu que le piston soit assez épais et les cannelures en nombre suffisant, l'inertie des masses d'eau emprisonnées dans ces gorges et la résistance de frottement qu'elles rencontrent pour s'échapper autour du piston suffisent pour assurer une jointivité presque parfaite.

La meilleure preuve en est que cette disposition est employée avec avantage même pour des souffleries à faible pression, telles que les souffleries à acide carbonique des sucreries. *A fortiori* les fuites sont-elles réduites lorsqu'il s'agit de pomper des liquides.

Toutefois (et pour les gaz surtout) les fuites deviendraient évidemment très importantes si l'on supposait un pareil piston fonctionnant avec une très faible vitesse linéaire ou avec une forte pression à vaincre au refoulement.

Quoi qu'il en soit, notons dès à présent, à ce sujet, qu'un piston ou organe propulseur *peut parfaitement être jointif en travaillant, c'est-à-dire effectivement et pratiquement, sans être jointif à l'état de repos*, et que la précision des ajustements dans une pompe quelconque n'est donc qu'une qualité toute relative qui peut n'avoir aucune importance par elle-même.

Les pistons plongeurs sont de simples cylindres lisses dépourvus de tout revêtement élastique et passant dans des presse-étoupes avec garniture fixe. Cette disposition est très simple; on a la

garniture sous la main, et l'on peut constamment la resserrer ou la refaire complètement, sans être obligé de rien démonter pour cela. Il suffit de donner quelques tours de clef aux boulons du presse-étoupes et le resserrage est fait. Mais il faut que cette opération soit exécutée avec assez d'attention et de soins ; car, si l'on serre à tort et à travers, on crée un frottement et un travail perdus considérables au point d'arrêter la machine motrice elle-même. C'est là le seul inconvénient que l'on puisse reprocher aux pistons plongeurs, et il suffit, comme on voit, pour l'éviter, de prendre quelques précautions bien élémentaires.

Les pompes d'un grand nombre de services d'eaux municipaux sont à pistons plongeurs.

Et maintenant, empruntons au bel ouvrage de M. Armengaud, *le Vignole des mécaniciens*, la description d'un certain nombre de systèmes particuliers appartenant aux diverses catégories que nous venons de considérer d'une façon générale.

Pistons à garnitures de chanvre — Exemples divers

Les pistons à garnitures de chanvre s'emploient beaucoup pour les pompes à air des machines, dont le corps est soigneusement alésé et que traversera de l'eau exempte de vase, de sable, etc. Le chanvre est alors doux au frottement et n'est pas détruit par la température élevée, comme si l'on voulait en garnir un piston à vapeur.

Les pistons de pompes peuvent être pleins (pompes à double effet) ou percés d'orifices et munis de clapets (pompes élévatoires à simple effet).

La figure 9 de la planche 2 représente tout monté dans son corps de pompe le piston de l'un des condenseurs des machines à vapeur élévatoires de la place de l'Alma, à Paris.

Ce piston et ses clapets sont en bronze, et la figure donne une idée suffisante de ses dispositions.

c est un anneau mobile serré par 12 boulons *d* taraudés dans le corps du piston, et serre la garniture de chanvre contre le rebord en congé de la couronne.

Des deux clapets C et C', l'un est circonscrit aux mamelons *f* et l'autre inscrit dans leur intérieur.

La figure montre également la disposition des clapets D rectangulaires d'aspiration placés au fond de la pompe, sur le double siège en fonte E. Ces clapets peuvent être équilibrés à l'aide d'un caisson *j* qui présente un vide dans lequel on peut couler du plomb ou de l'étain jusqu'à ce que l'équilibre soit exactement atteint.

La figure 10 représente un piston du même genre, mais de construction un peu plus simple.

A est un simple cylindre à rebords annulaires, comparable à une poulie à gorge, recevant les tresses de chanvre formant garniture.

Le clapet C est un simple disque plat enfilé sur la tige. Les autres détails se voient suffisamment par le dessin.

La figure 11 représente un piston de construction Farcot pour pompes à air verticales à simple effet. La forme conique du clapet se prête avec plus de facilité au passage de l'eau, et la conicité du joint avec le siège constitue également une bonne disposition pour en assurer l'herméticité.

La figure 12 représente le piston de pompe de la machine élévatoire des ponts de Cé, près Angers, établie en 1856 par M. Farcot. Ce piston fonctionne comme un piston plongeur foulant, mais en sens contraire, et soulève une colonne d'eau de 50 mètres de hauteur.

Le corps de ce piston consiste en un manchon en fonte à nervures intérieures, se reliant à un manchon central *b* dont la partie supérieure est garnie, ainsi que le bord intérieur de A, d'anneaux *cc'* en caoutchouc sur lesquels vient joindre le clapet C. La bague E, montée à vis à la partie inférieure du piston, serre la garniture de tresses de chanvre contre l'épaulement du piston. Ce piston est lui-même monté sur une tige *d'* clavetée avec le manchon en fonte B, qui constitue la tige proprement dite.

Cette volumineuse tige déplace l'eau au moment de sa descente et produit ainsi une élévation équivalente à celle de la phase ascendante.

L'écrou inférieur figuré fixe le piston sur sa tige en fer *d'* ; et la douille F en bronze enfilée sur la tige, et sur laquelle glisse le clapet, sert de point d'appui à ce serrage.

Le clapet consiste en un cône tronqué en bronze à jour et garni de nervures rattachant la couronne à son moyeu central. Ce clapet ferme en s'appliquant sur les anneaux en caoutchouc *c* et *c'* ; et le tracé pointillé le montre ouvert.

Pour les pompes élévatoires d'un faible diamètre, supportant de faibles charges d'eau, on peut adopter la disposition représentée fig. 13.

La tige ne traverse pas ce piston afin de laisser sa surface entièrement disponible pour loger le clapet *C* rectangulaire ; et l'assemblage de cette tige avec le piston se fait par une fourche dans l'ouverture de laquelle joue le clapet (à charnière). Les deux trous *d* traversant le corps du piston servent de points d'attache à la garniture ou tresse de chanvre enroulée en hélice.

Pistons à garnitures de cuir — Exemples divers

Après les pistons à garnitures de chanvre, nous avons à nous occuper de ceux à garnitures de cuir, et les figures 14 et 15, pl. 2, en fournissent deux exemples.

Dans la figure 14 (machine élévatoire Farcot), le corps évidé présente à sa partie supérieure deux plans inclinés portant 4 clapets en cuir *C* et *C'* correspondant à un même nombre d'ouvertures déterminées par deux fortes cloisons. Un cuir embouti *D* forme la garniture de ce piston, et se trouve pincé entre le corps conique et une bague en fer *d*. — La pression même de l'eau refoulée tend à presser la garniture contre la paroi du corps de pompe, comme dans la presse hydraulique. Mais du reste, dans l'exemple figuré, la hauteur de refoulement n'était que de 3^m,50.

Les clapets intérieurs *C'* consistent chacun en une seule lame de cuir pincée entre le piston et une traverse forgée avec la tige *B* clavetée au-dessous du piston. Une forte bande *f'* de caoutchouc, appuyant de chaque côté sur la plaque de renfort des clapets, aide à les faire retomber sur leurs sièges ; et une bande *f* semblable agit de la même façon sur chacun des clapets *C* extérieurs. Enfin avec la tige *B* est venue de forge une traverse *g* perpendiculaire à la première, et dont

les extrémités ainsi que les talons *g'* servent à limiter les levées des clapets.

La figure 15 représente un piston de construction analogue, mais plus simple.

La figure 3, pl. 3, est celle du piston de la pompe élévatoire à eau froide adjointe aux condenseurs des machines de l'usine hydraulique municipale de la place de l'Alma.

La figure 4 de la planche 3 indique un piston à garniture formée de rondelles de cuir superposées et serrées par une bague E à croisillons.

La figure 5 de la planche 3 est celle d'un piston plein à cuirs emboutis pour une pompe à air foulante appliquée par M. Nillus au service d'une cloche à plongeurs. Cette pompe se composait de 3 corps ou cylindres semblables ouverts à l'air libre par le bout, et dont les pistons aspiraient donc et refoulaient alternativement par la même face.

A et A' sont deux plateaux en fer montés sur une tige B, et par l'intermédiaire d'un anneau C ils retiennent les cuirs emboutis D et D'.

Pour réduire les espaces nuisibles, le dessous du piston ne présente aucune saillie et s'approche aussi près que possible du bas du cylindre.

Le piston à clapet, dit *des Fontainiers*, est représenté fig. 6. pl. 3; et il convient plutôt aux usages domestiques qu'aux applications industrielles. — Le corps A et la chape *a* sont taillés dans un bloc de bois de qualité choisie. — Le piston *Hussenet* à garniture conique supprime l'emploi du bois et le remplace par le bronze et le laiton.

Pistons à garnitures mixtes et métalliques

Exemples divers

Arrivant aux pistons à garnitures mixtes et métalliques, nous citerons d'abord le piston plein de la figure 7 de la planche 3, garni à la fois de tresses de chanvre et de cuirs emboutis, et employé à l'élévation des eaux de la ville de Châteauroux. — Comme on le voit, l'âme A du piston divise la garniture en deux parties tout à fait semblables et indépendantes. Chacune de ces parties entre en fonction à son tour

pendant chaque course simple du piston, et consiste en une zone de chanvre D, comprise entre la nervure de l'âme et une bague en bronze *a* faisant fonction de presse-étoupes.

Contre cette bague s'appuie un cuir E; et sur ce dernier vient une rondelle en fer *b*. Des boulons *c* taraudés dans le corps principal serrent le tout ensemble. — Un fort écrou *d* monté à filet carré sur la tige maintient l'ensemble du piston sur une portée conique ménagée à celle-ci.

Comme on le voit, la garniture de chanvre peut toujours être resserée à volonté; et la pression de l'eau soulevée, faisant fléchir les cuirs, complète la jointivité. — Pour une pompe à simple effet, on conçoit facilement qu'il suffirait de prendre en quelque sorte une *moitié* du piston ci-dessus.

La figure 8, pl. 3, représente un piston plein, à garniture exclusivement métallique, à peu près disposé comme un piston à vapeur système Ramsbottom. — Les pistons de ce genre ont l'inconvénient d'être assez promptement détériorés dans l'eau par l'oxydation des surfaces polies.

La même réflexion s'applique à toutes les variantes de cette disposition.

Proportions générales des pistons et de leurs garnitures

Nous devons dire maintenant quelques mots des proportions générales des pistons des diverses catégories que nous venons de considérer, c'est-à-dire des pistons autres que les pistons genre Cavé sans garnitures et les pistons plongeurs. — Nous ne nous occuperons pas de la tige, qui subit à la traction et à la compression des efforts qu'il est facile d'évaluer et dont le calcul rentre dans les calculs ordinaires des pièces de machines.

Mais nous nous attacherons à fixer les proportions de la garniture frottante, et nous suivrons encore dans cette détermination les indications du *Vignole des mécaniciens* de M. Armengaud.

Que doit faire la garniture? Elle doit créer la séparation étanche parfaite des deux parties dans lesquelles le piston divise constamment le cylindre qu'il parcourt; et elle doit réaliser ce résultat avec le minimum de résistance de frottement.

Plus sont grandes *les tensions* de la garniture et la hauteur ou surface sur laquelle elle frotte, et plus augmente évidemment le travail absorbé par le frottement. Il y a donc intérêt à ne pas exagérer ces deux éléments; et généralement on admet *que la tension élémentaire d'une garniture de piston doit être un tant soit peu plus forte que la différence des pressions régnant sur les deux faces du piston.* — Cela se comprend sans peine, puisque, si la différence des pressions était plus forte que la tension ou résistance de la garniture, celle-ci serait vaincue et refoulée vers l'intérieur du piston; et il se produirait donc des fuites d'autant plus accentuées que moindre serait la vitesse linéaire du piston.

Au premier abord, il semble théoriquement que, cette condition étant remplie, le piston pourrait être réduit en hauteur à un mince disque, puisque, la garniture ayant une tension suffisante, rien ne pourrait passer autour, même avec une épaisseur très faible. Mais une garniture mince fatiguerait énormément, et serait promptement hors d'usage; et l'on ne peut donc raisonner de la sorte.

Il faut donc en réalité que la hauteur du piston ou largeur de la zone frottante soit dans un certain rapport avec le diamètre, pour que le piston conserve dans son mouvement une stabilité convenable.

Faute de quoi, la garniture n'aurait aucune durée, et le piston tendrait en outre à se fausser, à son assemblage avec sa tige.

En pratique donc, il faut préférer un piston épais et à garniture relativement peu tendue à un piston mince très fortement tendu; et l'expérience a conduit à admettre que, pour les pistons métalliques, la hauteur de la garniture devait être égale en moyenne à $\frac{1}{20}$ du diamètre augmenté d'autant de centimètres que le piston supporte d'atmosphères effectives.

C'est-à-dire que $H = 0.05. D + (n-1)$ centimètres. On ne considère, bien entendu, comme faisant partie de H que les portions de la hauteur du piston joignant ou frottant réellement.

Pour les pistons à garnitures de chanvre ou de cuir, on admet :

$$H' = 0.3. D. + (n-1) \text{ centimètres.}$$

Il est évident, du reste, qu'il n'y a en général aucun inconvénient à tenir H un peu plus fort.

Des presse-étoupes et de leurs garnitures

Une autre question générale à examiner dans l'étude des pompes à pistons, c'est celle des presse-étoupes avec leurs bourrages en étoupes, chanvre, coton, cuir, caoutchouc, etc., ou leurs garnitures métalliques.

Chaque fois qu'une tige en mouvement doit traverser un couvercle de pompe ou de cylindre à vapeur sans laisser se produire autour d'elle aucunes fuites, la nécessité d'un presse-étoupes à garnitures *élastiques* surgit évidemment. Le choix de la matière élastique à employer dépend de la nature des fluides à maintenir, de leur pression, de leur température, etc.

Classification des diverses garnitures de presse-étoupes

On distingue :

1° Les garnitures à étoupes, qui s'emploient lorsqu'une température trop élevée ne s'y oppose point, et qui permettent le graissage de la tige ;

2° Les garnitures métalliques, qui se prêtent aux hautes températures et fonctionnent sans graissage ;

3° Les garnitures de cuir, convenant pour l'eau, l'huile et en général pour les liquides froids.

Dispositions générales d'une boîte à étoupes

La figure 9 de la planche 3 représente un type de boîte à étoupes appliqué à un cylindre à vapeur, mais également applicable à un corps de pompe à eau et qui se prête bien à l'exposé des considérations générales relatives à cette question.

Dans la boîte à bourrage A se loge la garniture d'étoupes traversée par la tige du piston *b*. La virole en bronze *c* rapportée sert de point d'appui à l'étoupe et est facile à remplacer en cas d'usure sensible éprouvée.

B est le *presse-étoupes*, c'est-à-dire la pièce à l'aide de laquelle on exerce sur la garniture élastique la pression nécessaire pour la serrer contre la tige.

Une bride circulaire ou à oreilles, faisant corps avec le presse-étoupes, permet aux boulons C d'agir pour obtenir ce serrage.

Quand le presse-étoupes est vertical, un godet *f* suffit pour recevoir l'huile destinée au graissage de la garniture, laquelle a été imprégnée de suif avant d'être introduite dans son logement.

Si le presse-étoupes est horizontal, le mode d'introduction de l'huile est naturellement modifié en conséquence.

Habituellement, les boulons sont fixés par un taraudage dans la bride de la boîte à étoupes ; c'est-à-dire que ce sont des *goujons*. Mais quelquefois ils présentent une tête, et sont mis en place en les introduisant par la partie inférieure. Ou encore ils sont à *œillets*. (V. fig. 10 de la pl. 3.)

Le presse-étoupes B est tantôt en bronze, tantôt simplement en fonte, ou encore en fonte avec virole de frottement en bronze à l'intérieur.

Il est bon que, sauf dans sa partie en contact avec l'étaupe, le corps du presse-étoupes soit tourné à un diamètre tant soit peu plus faible que celui de la boîte, afin de rendre son enfoncement plus facile.

Proportions générales d'une boîte à étoupes d'après

M. Armengaud

Les proportions d'une garniture de presse-étoupes n'ont évidemment rien d'absolu. Mais il est bon cependant d'harmoniser entre eux les modèles différents, en établissant d'avance une série de dimensions ou éléments proportionnels d'après les différents diamètres des tiges.

Voici à cet égard les règles que propose M. Armengaud dans son ouvrage le *Vignole des mécaniciens*, auquel nous avons fait, dans ce qui précède, de nombreux emprunts :

Le diamètre D du presse-étoupes est naturellement égal au diamètre de la tige plus deux fois l'épaisseur de l'étaupe ou garniture élastique.

Mais l'épaisseur de cette garniture élastique ne peut évidemment pas être *proportionnelle* au diamètre de la tige, et doit être relativement moins forte pour les grosses tiges que pour les tiges minces.

En résumé et par expérience, on s'est bien trouvé de faire l'épaisseur de la couronne d'étoupes égale à $m = 0.2. d + 3$ millimètres (d étant le diamètre de la tige); et alors le diamètre du bouchon ou presse-étoupes proprement dit est :

$$D = d + 2m = 1.4. d + 6 \text{ millimètres.}$$

Quant à la hauteur h de la partie cylindrique, on la fait généralement égale à $0.8. D$.

C'est-à-dire que $h = 1.12. d + 5$ millimètres.

L'épaisseur e de la bride doit évidemment être telle qu'elle résiste bien au serrage des boulons. Généralement, on admet que $e = 0.2 d + 5$ millimètres.

Pour le godet graisseur, son diamètre D' et sa hauteur g , on admet :

$$D' = 1.5 d + 10 \text{ millimètres.}$$

$$g = 0.5 d + 5 \text{ millimètres.}$$

Les boulons doivent avoir un diamètre d' calculé pour exercer une pression suffisante sur la zone annulaire de l'étoupe. Pour de petites et moyennes tiges, deux boulons suffisent. Mais pour de forts diamètres de tiges et de garnitures on est conduit à augmenter le nombre des boulons plutôt que leur diamètre pour réaliser commodément la section totale nécessaire, et pour exercer sur l'étoupe un serrage uniforme. On met alors 3 ou 4 boulons, ou bien rarement davantage; car plus il y en a et plus il devient difficile de les serrer uniformément.

S'il n'y a que deux boulons, on leur donne un diamètre égal à l'épaisseur de la bride.

S'il y en a davantage, on peut les mettre un peu plus faibles.

En résumé donc, pour deux boulons, on admet :

$$d' = e = 0.2 d + 5 \text{ millimètres,}$$

et l'on met 2 boulons jusqu'à 10 ou 12 centimètres de diamètre de tige, 3 boulons pour tiges de 12 à 20 centimètres et 4 au delà. Pour

3 boulons, on pose :

$$d'' = 0.16 d + 5.$$

et pour 4 boulons :

$$d''' = 0.14 d + 5.$$

En ce qui concerne la boîte à bourrage, il est évident que la dimension importante à considérer est sa hauteur H, de laquelle dépend l'étendue du contact de l'étope avec la tige. Étant donné ensuite le diamètre du vide, le diamètre extérieur D' n'est qu'une question d'épaisseur de paroi.

Pour les machines à vapeur à cylindre fixe, la hauteur de la boîte est en général égale à :

$$H = 2.5 d + 25 \text{ millimètres.}$$

Comme épaisseur de paroi, on prend : $n = 0.2 d + 5$ millimètres.

Alors donc le diamètre extérieur est :

$$D' = D + 2n = (1.4d + 6) + 2(0.2d + 5) = 1.8d + 16.$$

L'épaisseur des oreilles dans lesquelles sont taraudés les boulons ne doit pas être moindre de 1 fois $1/2$ leur diamètre, ou à $1.5 n$, puisque nous avons admis que $n = d'$ diamètre des boulons.

Alors donc $e' =$ épaisseur des oreilles $= 0.3 d + 7$ millimètres.

Pour les machines à vapeur à cylindre oscillant, la tige tend à fatiguer évidemment beaucoup plus la garniture du presse-étoupes ; et alors on donne à la boîte de celui-ci une hauteur beaucoup plus considérable sans augmenter cependant la garniture proprement dite.

Avec les règles que nous venons de formuler, on peut donc, en résumé, créer une série de modèles pour tiges de divers diamètres sur le type représenté figure 9 de la planche 3 ; et les proportions ainsi déterminées satisferont à toutes les exigences de la pratique.

Divers exemples de boîtes à étoupes

La figure 11 de la planche 3 représente un presse-étoupes du genre du précédent, mais avec rebord B' recouvrant et dissimulant à l'extérieur la bride de la boîte et les boulons.

La figure 12 de la planche 3 indique une bague creuse D, placée à l'in-

térieur de la garniture entre deux couches d'étaupe et pouvant recevoir la pression de la vapeur s'il s'agit d'un cylindre à vapeur, ou de l'eau refoulée s'il s'agit d'une pompe.

Pour les tiges horizontales ou très inclinées, on emploie un godet graisseur latéral distribuant l'huile à l'étaupe.

Ou encore le presse-étoupes porte une petite boîte *a* (fig. 13) dans laquelle on verse l'huile et qui communique par un trou vertical ou oblique avec l'intérieur évidé du presse-étoupes.

La figure 14 indique un presse-étoupes de machine horizontale Farcot, avec contre-presse-étoupes retenant l'huile.

Quelquefois (pour de petites tiges), on fait un presse-étoupes, un bouchon fileté lui-même sur la tige au lieu d'être serré par des boulons. Cette disposition est représentée par les figures 15 et 16.

Garnitures métalliques de presse-étoupes

On a essayé assez fréquemment de remplacer les garnitures à étoupes par d'autres garnitures opposant moins de résistance de frottement au mouvement de la tige et plus durables ; et, de même que les pistons à vapeur sont aujourd'hui entièrement métalliques après avoir été primitivement garnis en tresses de chanvre, de même il est logique d'admettre que les bourrages métalliques finiront par prévaloir. Néanmoins il ne semble pas qu'il existe encore de système assez simple et assez pratique pour que cette réforme s'impose dès à présent d'une façon absolue, ni pour les cylindres à vapeur, ni pour les pompes.

Nous décrirons, parmi les garnitures métalliques qui ont été essayées avec le plus de succès, les systèmes Million, Bréval, Furno et Pile.

La figure 17 de la planche 3 représente une garniture métallique système Million, et les figures 18 et 19, une garniture système Bréval.

Systeme Million

La garniture Million n'est pas à proprement parler *élastique*, mais consiste en une longue douille B en fonte alésée au diamètre de la tige et maintenue dans la boîte A fondue avec le couvercle *a* du cylindre. — Par son extrémité intérieure, cette douille s'appuie sur quelques rondelles élastiques *e*, qu'elle serre contre la virole de bronze *c*. — Par un rebord *f*, la douille s'appuie aussi sur la bride de la boîte, contre laquelle une bague C boulonnée la presse fortement en serrant une seconde garniture élastique *e'*. — L'écrou D venant à l'extrémité de la douille serre, lui, une autre garniture élastique *e''* qui empêche la tige d'entraîner au dehors aucune quantité d'eau.

En résumé, la tige glisse à frottement doux dans la douille en fonte, et l'étanchéité résulte de la difficulté que l'eau éprouve à passer entre les surfaces de la douille et de la tige.

Les garnitures *e* et *e'* empêchent les fuites entre la douille et la boîte A, et peuvent être serrées à fond sans inconvénient, puisqu'elles ne bougent pas.

Cette garniture crée beaucoup moins de frottements qu'un bourrage en étoupes, ainsi qu'on l'a expérimenté à la manufacture des tabacs de Paris, et elle s'applique aux pompes à eau comme aux cylindres à vapeur.

Systeme Bréval

Dans la garniture Bréval, on a recherché l'élasticité au lieu de la supprimer comme dans la douille directrice de la précédente. (V. fig. 18 et 19, pl. 3.) La tige *b* est entourée de plusieurs bagues *a* fendues et étagées, à coupures diamétralement opposées; et des rondelles plates *c* séparent ces anneaux concentriques, tandis qu'un bouchon B, serré par des boulons extérieurs ou autrement, maintient le tout.

Toute garniture accessoire non métallique est donc supprimée.

Systeme Furno

M. E. Furno a publié une intéressante notice sur les garnitures métalliques de presse-étoupes, dans l'Annuaire de la Société des anciens élèves des écoles d'arts et métiers, année 1864. — Il décrit une disposition qu'il a appliquée avec succès sur une locomotive du chemin de fer d'Orléans, et qui consiste en principe à entourer la tige de plusieurs bagues fendues et élastiques, séparées les unes des autres par d'autres bagues fixes à rebords, permettant aux premières de jouer isolément sans se transmettre la pression qu'elles éprouvent de la part de la vapeur s'insinuant dans la boîte.

Au premier abord, cela paraît identique à la disposition Bréval, mais en réalité il y a de grandes différences : 1° parce que les rondelles plates séparatives, non solidaires les unes des autres, ne rendent les bagues élastiques indépendantes que dans leurs fonctions contractives; — 2° parce que les bagues élastiques sont simples, au lieu d'être, comme dans la garniture Bréval, formées chacune de deux viroles concentriques.

Systeme Pile

La garniture Pile est représentée par les figures 1 et 2 de la planche 4.

Elle peut généralement se loger dans les boîtes à étoupe existantes, et se compose :

1° D'une pièce AA munie de gorges servant à intercepter l'action de la vapeur ;

2° D'un écrou et d'une bague BB faisant pression sur des segments métalliques, cylindriques et coniques et formant la garniture.

Ce système présente dans l'application les économies suivantes :

1° L'entretien en est presque nul ; il suffit tous les six mois de placer un segment métallique pour obtenir une garniture ne laissant rien à désirer ;

2° Elle demande peu de graissage, les segments étant humectés

par la vapeur qui s'est condensée dans les gorges, ce qui n'a pas lieu dans les garnitures ordinairement employées.

Des expériences faites contradictoirement pendant une année sur une garniture en chanvre et sur une garniture Pile, appliquée à des tiges de même diamètre et sur des machines marchant dans les mêmes conditions, il résulte que l'application de la garniture métallique a réalisé une économie sensible.

Dans l'entretien des bourrages, on n'a à mettre que des segments cylindriques qui prennent, par l'usure, la place des segments coniques.

Les détails varient suivant que la tige travaille horizontalement ou verticalement, et suivant que son mouvement est rectiligne alternatif ou de rotation. Les dispositions sont les mêmes pour pistons à vapeur que pour pistons à eau. Pour les tiges de pompes à air, on ajoute une double garniture en BB afin de lubrifier constamment la tige. — Pour les tiges tournantes, on rapporte les segments métalliques de A en B, et l'on place un robinet graisseur sur la bride.

La figure 3 de la planche 4 représente la garniture à deux bagues ou viroles coniques de l'une des pompes à air du vaisseau *le Tourville* (garniture qui n'appartient point du reste au système Pile).

Garnitures de cuir

Les figures 4 et 5 de la planche 4 représentent la garniture de cuir de l'ingénieur anglais Bramah, système que tout le monde connaît, et qui, dans les presses hydrauliques, est universellement employé.

La figure 5 représente le cuir en section. — Le grand mérite de cette garniture, c'est d'opposer aux fuites une résistance justement proportionnelle à la pression tendant à les engendrer. On emboutit en forme d'U une rondelle de cuir, et l'on en forme une couronne annulaire qu'on loge dans une gorge pratiquée au pourtour intérieur du corps de presse. Bien que le piston passe à frottement juste dans l'ouverture alésée du corps de presse, l'eau s'y insinue sous l'influence de la pression. Elle remplit le vide annulaire et l'intervalle

des lèvres du cuir embouti et serre énergiquement ces lèvres contre le corps de presse et contre le piston ; et plus l'eau est fortement pressée, plus augmente ce serrage, de manière que, sous plusieurs centaines d'atmosphères de pression, il ne fuit pas une seule goutte. — Dans la figure 6, on voit la garniture d'une pompe d'injection alimentant la presse hydraulique et supportant donc la même pression. Comme le diamètre est petit, on n'a pas besoin d'un cuir embouti de Bramah, mais seulement de deux cuirs *c* emboutis en forme de douilles cylindriques à rebords plats et serrés l'un contre l'autre par un bouchon à vis B, avec interposition d'une rondelle de cuir pour augmenter l'épaisseur compressible.

Garnitures des tiges des machines du Tremblay à vapeur d'éther

Les figures 6 et 7, planche 4, représentent les garnitures des tiges des machines du Tremblay à vapeur d'éther. — Ici une pression hydraulique s'exerce sur les corps élastiques en contact avec la tige mobile.

Une enveloppe *c* en tissu flexible entoure la tige du piston sur toute la hauteur de la boîte A. — Cette enveloppe est fixée à la partie conique inférieure du vase en bronze *f* vissé sur le couvercle B, et aussi à une partie conique surmontant la virole *c'*.

Si à l'aide d'une petite pompe on refoule de l'huile dans la boîte A par le tube *e*, la pression du liquide force l'enveloppe *c* à prendre la forme indiquée sur la figure et à se coller sur la tige, *g* idée, elle, par le bouchon *f* et la virole *c'*.

En ce qui concerne les pistons genre Cavé ou sans garnitures et les pistons plongeurs, nous n'avons rien à ajouter pour le moment à ce qui a été dit page 55 ; et nous en retrouverons quelques exemples, en décrivant dans un autre chapitre un certain nombre d'exemples d'installation.

Divers systèmes de soupapes ou clapets — Généralités

On appelle soupapes ou clapets des organes servant d'obturateurs mobiles à fonctions intermittentes, dans les conduits affectés à la circulation des gaz et des liquides ou dans le corps même des pistons. Ces organes peuvent être mis en mouvement sous l'influence même des fluides qui les traversent. D'autres fois encore ils possèdent un actionnement indépendant, lorsque l'on veut atteindre de grandes vitesses.

Nous allons examiner sommairement ces divers cas, citer quelques exemples de dispositions particulières, et résumer les règles générales d'établissement.

Le cas des clapets ou soupapes mis en mouvement par les fluides eux-mêmes est celui qui se présente le plus fréquemment. Ces clapets sont de véritables *portes*, qui s'ouvrent devant les molécules liquides lorsque celles-ci se précipitent dans un certain sens et qui se referment au contraire lorsque ces mêmes molécules tendent à revenir en sens inverse. Ici, plus que partout ailleurs, il faut *qu'une porte soit ouverte ou fermée* ; et ce, au moment voulu et sans hésitation

Prenons quelques exemples :

Clapets à charnière — Quelques considérations générales

Il y a d'abord le clapet à charnière s'ouvrant angulairement en pivotant autour d'une articulation fixe, comme une porte autour de ses gonds. Pour ce genre de clapet, la forme rectangulaire avec l'axe d'articulation parallèle au plus grand côté du rectangle est préférable à toute autre. Il importe, en effet, que l'axe d'articulation soit le plus long possible, pour que ses frottements s'exercent sur de grandes surfaces et déterminent peu d'usure, et aussi pour que l'ensemble soit rigidement maintenu.

Comme cela est parfaitement expliqué dans l'ouvrage *le Vignole des mécaniciens* de M. Armengaud, les clapets à charnière ou à soulèvement angulaire fonctionnent en décrivant un certain angle

autour d'une articulation fixe, et l'on n'en employait même guère d'autres avant l'avènement des clapets en caoutchouc et en cuir.

Les figures 8 et 9 de la planche 4 représentent un clapet métallique à charnière ; et ce clapet peut être supposé en fer, fonte ou bronze, suivant les dimensions et suivant la nature de l'application.

Comme on le voit, ce clapet consiste en une plaque ou porte à nervure A, s'abattant sur les bords du siège B en pivotant autour de la charnière *bb*. — Cette charnière doit être disposée évidemment avec des surfaces de contact suffisantes pour qu'elle ne s'use pas trop promptement et que le clapet ait de l'assiette sur son appui. — Généralement l'intérieur du clapet est évidé pour en diminuer le poids et pour n'avoir à dresser que la partie reposant sur le siège. La forme du siège B peut être ronde, rectangulaire ou carrée : mais ces deux dernières formes sont évidemment préférables comme permettant d'allonger plus commodément l'articulation.

La charnière est d'ailleurs évidemment la partie importante d'un organe de ce genre ; et il convient que son centre soit placé un peu en dehors de la perpendiculaire tracée sur le bord extérieur et à la face de contact, pour que le clapet se développe librement. — Si l'on réfléchit du reste que le clapet doit toucher bien exactement et uniformément sur toute l'étendue de son contact avec son siège, on comprend immédiatement que la charnière doit être exécutée avec une précision absolue, sous peine de tendre à prendre un jeu anormal ou à se gauchir. — Quoi que l'on fasse du reste, cette articulation, exposée sans aucun graissage dans un courant d'eau qui peut être accidentellement chargé de corps étrangers, s'use encore assez vite. — On fait généralement l'axe *c* en cuivre rouge, pour en éviter l'oxydation. Mais si le liquide élevé est de nature à exercer une action chimique corrosive, il y a lieu de faire en bronze les clapets et leurs sièges eux-mêmes.

Si un clapet de ce genre était abandonné à lui-même en présence des pressions successives et alternatives du liquide qui déterminent son mouvement, il serait brusquement rejeté en arrière et tendrait à se renverser complètement, avec choc violent ; puis il hésiterait à venir reprendre sa position de repos, ou ne la reprendrait même plus du tout. Il faut donc limiter la levée du clapet par une pièce de butée.

On comprend que ces mouvements si fréquemment répétés et les chocs éprouvés occasionnent la détérioration assez prompte des clapets métalliques à charnières. — Les chocs sont d'autant plus accentués que plus grande est la hauteur de refoulement et que plus considérable est la vitesse de marche. Aussi, pour les grandes élévations d'eau, ce système est-il abandonné.

Quelquefois le clapet et son siège sont simplement dressés et portent l'un sur l'autre par leurs surfaces métalliques. Mais il est bien préférable de les munir de garnitures élastiques de cuir ou de caoutchouc, tant pour assurer l'herméticité du contact que pour amortir les chocs.

Clapets à lames de cuir sans charnières proprement dites

On se débarrasse des inconvénients de l'articulation en constituant le clapet par deux lames de cuir rivées avec une épaisse lame de fer et une contre-plaque. L'articulation se fait alors par la simple flexion du cuir; et la plaque de fer, débordant partout l'ouverture du conduit et s'appuyant solidement sur le siège, fournit la résistance nécessaire à la pression. L'ouverture peut, du reste, être divisée en deux par une cloison avec portée saillante pour augmenter la résistance de la plaque à la flexion.

Comme exemple, la figure 10 de la planche 4 représente un clapet de ce genre, construction Farcot. Ce clapet consiste en deux fortes lames de cuir assemblées par des rivets *b* avec une tôle épaisse *c* et une contre-plaque *d*. Les deux lames de cuir flexibles sont fixées par un bord au bord du siège B. A cet effet, on les pince entre ce bord et une barrette métallique *e*, en serrant le tout ensemble par les boulons *f*. — La face de la barrette en contact avec le cuir est striée afin de s'y imprimer; et de cette manière le cuir ne tend pas à tirer sur les boulons ni à se déchirer autour des trous qui y sont pratiqués.

Dans cette disposition, c'est la flexibilité du cuir qui assure évidemment le fonctionnement de l'articulation. Mais toute la pression du refoulement est supportée par la plaque de fer *c*, puisque celle-ci est assez grande pour déborder tout autour de l'orifice et pour s'appuyer ainsi solidement sur le siège.

Quand l'orifice est de grandes dimensions, on le divise en deux parties (ou en un plus grand nombre même au besoin) par une cloison perpendiculaire à l'articulation, afin de fournir à la plaque *c* un point d'appui de plus et de l'empêcher de fléchir.

Le clapet dont nous venons d'indiquer les dispositions a fonctionné longtemps sous une pression de 8 kilogrammes par centimètre carré sans éprouver aucune détérioration, l'orifice ayant 0^m,540 sur 0^m,185.

Le côté faible du système, c'est que, si le cuir n'est pas de première qualité et parfaitement battu, il tend à s'écraser et à se détruire sous des pressions aussi considérables, et aussi à se déchirer suivant la ligne d'articulation.

Il faut, bien entendu, limiter la levée comme dans le système précédent, et s'arranger pour que cette levée s'opère autant que possible juste dans la direction suivie par l'eau, parce que tout changement de direction occasionne une résistance. — Enfin les clapets des pompes doivent toujours être placés dans des logements spéciaux ou chapelles dans lesquels on puisse les inspecter par des plaques de regard, sans démonter toute la pompe.

Clapets formés de lames en caoutchouc

Dans le même ordre d'idées et pour les pompes qui n'ont pas à supporter de pressions considérables, telles que les pompes à air des machines à vapeur, les clapets se font en lames épaisses de caoutchouc vulcanisé fonctionnant comme les cuirs dont il vient d'être question. (V. fig. 11, 12, 13, 14, 15, 16 et 17, pl. 4.) Le caoutchouc n'exige pas d'armatures et présente une élasticité bien plus grande que celle du cuir, assurant des contacts bien plus hermétiques. On l'obtient en lames aussi épaisses qu'on le veut. Mais on est obligé, lorsqu'il n'y a pas d'armature, de faire du siège du clapet une sorte de grillage, ce qui détermine des étranglements au passage de l'eau.

Cet inconvénient est d'autant plus grave qu'avec certaines eaux incrustantes les grillages s'obstruent de dépôts calcaires. On comprend facilement cependant que, si l'ouverture n'était pas ainsi divisée, le caoutchouc tendrait à être refoulé à travers sous l'influence

du poids de la colonne refoulée. Quoi qu'il en soit, les figures 11, 12, 13, 14, 15, 16 et 17 de la planche 4 représentent diverses dispositions de ce genre.

Les figures se comprennent sans explication. Mais il y a à tenir compte des inconvénients généraux que nous venons de signaler.

Autre observation importante :

Le battant d'arrêt *c* doit, lui aussi, être évidé et former grille, afin que la pression du refoulement ne cesse jamais d'agir sur le revers du clapet et qu'il retombe sur son siège sans hésitation.

Clapets à charnière à orifices multiples

Lorsque les proportions d'une pompe sont telles qu'un clapet unique rectangulaire devrait avoir des dimensions absolues trop considérables, on divise chaque orifice en plusieurs passages distincts, armés chacun d'un clapet indépendant. Cela dépend de la qualité du caoutchouc et des moyens de fabrication des fournisseurs que l'on a à sa disposition.

Comme exemple de clapet unique de très grandes dimensions, les figures 13 et 14 en représentent un qui s'applique à une ouverture rectangulaire de 0^m,60 sur 0^m,40 (soit 2,400 centimètres carrés) pour une machine marine, construction Mazeline de 800 chevaux. La lame de caoutchouc a 0^m,04 d'épaisseur et s'appuie sur un siège de bronze divisé en grille dont la surface présente quatre inflexions courbes régulièrement réparties par rapport aux quatre côtés du rectangle. Le clapet est pincé entre le siège et un bouton *C* en bronze, offrant sur ses quatre faces une courbure convenable pour que la lame de caoutchouc vienne s'y emboîter en se relevant. Les deux boulons *a* maintiennent le tout.

La figure 15 représente une disposition du même genre pour machine marine plus faible.

Les clapets circulaires isolés absorbent évidemment une plus grande surface totale que le clapet unique de section équivalente et augmentent le périmètre frottant résistant au passage de l'eau. Mais leur emploi permet de se servir de caoutchouc de moindre qualité, et il devient facile et peu coûteux de remplacer ceux qui viennent à man-

quer. Les figures 16 et 17 représentent l'un des clapets d'une machine du navire *le Castiglione*. — Le condenseur en possède 18 pour l'aspiration et autant pour le refoulement. Le siège de ces 18 clapets consiste en une forte plaque de bronze B, percée de 18 orifices à grille. Chaque clapet est enfilé sur un boulon *a*, muni d'une embase et qui maintient aussi le butoir C.

On préfère cependant en général les grands clapets rectangulaires.

Soupapes multiples

Une disposition quelquefois employée pour diminuer l'encombrement occasionné par les clapets et leurs sièges, sans cependant étrangler les sections offertes au passage de l'eau, c'est la *soupape multiple*.

La figure 18 de la planche 4 représente une soupape à 4 sièges superposés, munis chacun d'un clapet circulaire en caoutchouc. Ces quatre sièges appartiennent à une pièce de fonte unique, présentant cinq vasques B reliées entre elles par des nervures *a*, et les clapets de caoutchouc A, ainsi que leurs orifices, sont annulaires. Le regard D est assez grand pour que le siège puisse être introduit dans sa chapelle ou retiré tout monté et tout garni; et le boulon central *b* le maintient à sa place.

Avec cette disposition, il suffit d'une faible levée des clapets pour offrir à l'eau un très grand passage. Elle n'oblige pas à faire non plus le siège d'un diamètre beaucoup plus fort que celui de la conduite elle-même.

Observations de M. W.-G. Armstrong sur les inconvénients généraux des soupapes multiples ou à étages

Voici à peu près comment s'exprime M. W.-G. Armstrong au sujet des inconvénients généraux des soupapes à étages, dont l'étude et l'emploi exigent donc de la part de l'ingénieur et du constructeur

certaines précautions et beaucoup de discernement comme on va le voir :

On a rencontré de graves difficultés dans la construction des pompes foulantes fonctionnant sous une forte pression, telles que celles qui mettent en jeu les grues hydrauliques et autres machines analogues. — Il se produit des battements ou chocs que l'on attribue généralement à la chute de la soupape sur son siège; et lorsque la pompe marche vite ou que la pression augmente sensiblement, des accidents graves surviennent. — Je me suis assuré qu'en augmentant dans les soupapes annulaires l'aire offerte au passage de l'eau, en limitant leurs courses par des arrêts fixes, et en interposant des ressorts pour obtenir leur fermeture rapide, on ne remédiait point à ces inconvénients et que la cause du mal devait donc être cherchée ailleurs.

Mon attention s'est alors portée sur la soupape d'aspiration, parce que le choc avait lieu généralement au moment de la course en retour; et divers essais, dont il est inutile de reproduire ici les détails, m'ont convaincu que la cause du coup ou choc produit se rattachait à l'élévation de la soupape de refoulement ayant lieu simultanément avec la fermeture de la soupape d'aspiration. — Je m'explique.

Quand on examine la structure de la soupape de refoulement, il est évident que, lorsqu'il s'agit de la fermer, toute sa surface supérieure est influencée par la pression du refoulement ou pression de haut en bas. Pour l'ouvrir, au contraire, la pression de bas en haut due à l'action du piston n'agit pas sur toute la surface inférieure de cette soupape, mais seulement sur la portion de cette surface qui recouvre l'ouverture annulaire.

Il est donc clair que les efforts de bas en haut s'exercent sur une aire beaucoup moindre que ne le font les pressions de haut en bas et que cette circonstance exige de la part du piston un excès momentané de pression dans le corps de pompe avant que la soupape commence à se soulever. — Le corps de pompe soumis à cet excès momentané de pression est en quelque sorte distendu ou dilaté, et cette distension cesse brusquement avec la cause qui l'a produite, aussitôt que la soupape a commencé à se soulever. Voilà la cause des chocs et accidents.

On rencontre des cas dans lesquels la surface sur laquelle s'exerce la pression de bas en haut n'est pas le sixième de celle sur laquelle agit la pression de haut en bas, et alors donc la pression par centimètre carré exercée par le piston à l'intérieur du corps de pompe pour soulever la soupape est plus de six fois celle due à la colonne liquide à soulever.

En construisant des soupapes annulaires à ouvertures assez grandes pour diminuer les différences entre les aires supérieure et inférieure, on atténue les inconvénients, et avec des soupapes à simple battement, où les différences des aires sont très peu sensibles, ces inconvénients disparaissent tout à fait.

La conclusion de tout ceci, c'est que, dans tous les cas où des pompes doivent fonctionner sous de fortes pressions à des allures rapides, la soupape de refoulement doit être construite de manière à céder facilement à la pression du piston ; et pour que cela soit il faut que la moindre différence possible existe entre les surfaces sur lesquelles s'exercent les pressions de haut en bas et de bas en haut.

Dans bien des cas, le choc ne provient pas de la chute de la soupape, et sa violence est simplement due à ce que cette soupape reste béante jusqu'après le mouvement en retour. Alors elle est brusquement abaissée par la chute de la colonne refoulée.

On a dit aussi que la cause de cet effet était due à une élévation excessive de la soupape et à la rupture de la colonne dans le tuyau d'ascension ou d'élévation, par suite de la force vive acquise dans la course précédente de la pompe. — Quoi qu'il en soit, les grandes sections de passage offertes à l'eau, l'élévation très bornée de la soupape, les grands diamètres de tuyaux, les réservoirs d'air et l'uniformité du mouvement sont toujours les meilleurs remèdes.

M. Armstrong continue (nous citons textuellement) : « M. C. Cowper a adopté pour quelques grandes machines une modification à la soupape annulaire, dans laquelle les anneaux sont rangés en étages, les grands, ceux les plus extérieurs, étant plus hauts que ceux plus petits et intérieurs, de manière à permettre d'obtenir facilement un long guide très ferme au centre.

« Les chocs sont souvent dus aussi au retour du piston dans un espace vide et à ce qu'il vient frapper sur une masse d'eau morte et en

« repos, sans qu'il y ait intervention des soupapes. — Du reste, il est
« bien certain que la forme des ouvertures pour le passage de l'eau
« exerce une influence sur la production du choc par suite de la vi-
« tesse imprimée à la colonne, et si l'ouverture de la soupape était
« aussi grande que l'aire de section du tuyau d'aspiration, la forme de
« cette soupape n'aurait guère d'influence.

« Une expérience bien simple prouve l'exactitude du fait qui vient
« d'être rapporté sur l'effet de disjonction ou rupture d'une colonne
« d'eau.

« Quand on pousse avec une grande violence une colonne d'eau
« en avant, il se fait toujours un vide, quelle que soit la hauteur de
« la charge; et les tuyaux crèvent fréquemment.

« L'emploi du caoutchouc vulcanisé ne diminue pas les chocs dans
« le jeu des soupapes, quand il s'agit de pressions considérables :
« mais on l'a appliqué avec succès aux clapets des pompes à air des
« machines à vapeur de navigation; et il y a des exemples de soupapes
« en caoutchouc vulcanisé de 0^m,96 de diamètre fonctionnant à 36
« coups par minute sur un gril en métal dont les barreaux ont 3 mil-
« limètres d'épaisseur et les vides 4 centimètres carrés de surface, et
« qui ont continué à faire un excellent service pendant plus de
« douze mois.

« On a dit que le caoutchouc vulcanisé pouvait être soumis à une
« pression quelconque pendant un temps indéfini, mais qu'exposé à
« des alternatives d'extension et de retrait pendant longtemps il per-
« dait en partie son élasticité. — Or cet effet est peut-être dû à une
« portion de soufre qui, n'étant qu'en combinaison mécanique, est
« expulsé, la matière absorbant alors de la chaleur, lors de la con-
« struction, et étant exposée à une certaine désagrégation. »

Clapets à anches Perreaux et Keyser

Un mécanicien connu, M. Perreaux, a imaginé l'application de clapets en forme d'*anches*. (V. fig. 19, pl. 4.)

Supposez une pièce A moulée en caoutchouc, ayant à peu près la forme cylindrique, mais dont on aurait coupé une portion en sifflet.

Deux lèvres qui ne se touchent qu'à leur intersection en *ab* formeront la partie constitutive essentielle de la soupape ; et une bride plate *c*, pincée entre les brides métalliques B et B, en complètera l'ensemble. — Par le seul jeu des pressions intérieures ou extérieures qui les sollicitent à tour de rôle, les lèvres s'écartent ou se rapprochent comme des lèvres humaines et donnent passage au liquide refoulé ou aspiré.

Le système est simple et économique et permet au besoin le passage de corps solides assez volumineux ; mais il ne paraît pas convenir à de très fortes pressions.

Les clapets de la pompe à vidange Keyser ne sont autre chose que des clapets à anche en caoutchouc du genre de ceux que nous venons de décrire, mais à sections énormes de passage et établis dans des conditions exceptionnelles de solidité. Une bouteille de dimensions ordinaires y passe au besoin sans difficultés ni inconvénient. Les figures 20, 21, 22 de la planche 4 représentent un clapet de ce genre construit et appliqué par MM. Bichon et Cie.

Clapets à lanterne ou à champignon

On applique aux petites pompes alimentaires le clapet dit à lanterne ou à champignon, consistant en une sorte de cloche divisée par des ouvertures et surmontée d'une partie tronconique. C'est cette partie tronconique qui, retombant sur un siège de même forme, assure l'obturation, tandis que la partie cylindrique ne sert qu'au guidage. (V. fig. 23, pl. 4.)

Ces sièges coniques demandent beaucoup de soins d'exécution, et la précision des ajustements est promptement détruite pour peu que l'eau entraîne du sable. Aussi les remplace-t-on quelquefois par des sièges plats avec interposition d'une rondelle élastique.

C'est donc plutôt pour mémoire que pour en faire l'étude à fond que nous mentionnerons le clapet métallique à lanterne ou à champignon des pompes alimentaires de générateurs ; car ces appareils sont un peu en dehors de notre cadre, tout comme les pompes d'injection des presses hydrauliques, refoulant de très petits volumes d'eau sous de fortes pressions. Les sièges peuvent être coniques, comme celui représenté sur la figure, ou au contraire plats.

Le joint conique a l'inconvénient de s'user assez facilement et d'exiger de fréquentes rodages. Un grain de sable dans un joint conique empêche l'herméticité du contact ; et cet inconvénient n'existe point dans le joint plat s'il y a interposition d'une substance compressible.

Nous sautons à pieds joints sur les soupapes *de sûreté* des chaudières à vapeur et des presses hydrauliques ; car, bien que ce soient des soupapes, elles n'ont assurément rien de commun avec les machines à élever les eaux.

Soupapes à double siège ou de Cornouailles

Nous devons au contraire nous arrêter aux soupapes à double siège ou de Cornouailles, disposées pour que la différence des pressions entre l'aspiration et le refoulement puisse s'exercer sur une surface aussi restreinte qu'on le désire et pour que, par suite, l'effort nécessaire pour produire leur soulèvement soit extrêmement faible. Avec une levée d'une faible amplitude, ces soupapes offrent à l'eau une très grande section d'écoulement.

Comme exemple, nous citerons les clapets des pompes de l'usine municipale hydraulique de la place de l'Alma (fig. 24, pl. 4).

La figure est à l'échelle de $\frac{1}{25}$, et chacun de ces énormes clapets correspond à une conduite de plus de 1 mètre de diamètre, et fonctionne sous la pression d'une colonne d'eau de 45 mètres de hauteur. Le clapet consiste en une cloche en fonte V', reposant par deux bords sur un siège V, rapporté dans sa chapelle et constitué par une sorte de croisillon à nervures avec moyeu central. Ce moyeu central est tourné et sert de guide à la cloche, laquelle présente, à cet effet, une partie alésée. La cloche est également nervurée à son intérieur, et son trou central présente une douille en bronze rapportée qui adoucit les frottements et que l'on remplace quand il s'est déclaré une certaine usure. De même, une garniture en bronze rapportée protège le guide venu de fonte avec le siège fixe, et un fort boulon, placé dans l'axe de l'ensemble, maintient une rondelle en fonte limitant la levée de la soupape. Sur chaque zone de contact, le siège présente une

bague en bronze ou même en bois dur enchâssée dedans et formant une saillie de 0^m,025.

Ce système se comporte parfaitement, paraît-il, et l'on comprend sans peine que les parties soumises à la pression du refoulement se réduisent à la superficie de deux zones de contact projetées parallèlement à l'axe de la levée; et, comme la largeur de ces contacts est arbitraire, on peut rendre la résistance au soulèvement aussi faible qu'on le veut. De là, le nom de soupapes *équilibrées*, que l'on donne quelquefois à cette forme d'organes. En tout cas, la résistance au soulèvement devient indépendante de la section offerte au débit.

La soupape ne peut, du reste, être rigoureusement équilibrée, puisque la surface des contacts ne peut devenir nulle.

Clapets à boulets

D'autres fois encore, on emploie des clapets dits à *boulets*, c'est-à-dire des sphères métalliques ou en caoutchouc retombant sur des sièges circulaires arrondis ou à arêtes saillantes dans certains cas spéciaux. Les clapets sphériques ne peuvent se *coincer* et se présentent toujours sur leurs sièges dans des positions satisfaisantes. Néanmoins, sous l'influence d'un fonctionnement d'assez courte durée, la sphéricité disparaît souvent par l'inégalité de l'usure produite, et alors le clapet donne lieu à beaucoup de fuites. En outre, la sphère métallique, bien que creuse, est souvent très lourde.

La sphère en caoutchouc n'a pas ces inconvénients et fait toujours joint en vertu de son élasticité, mais elle n'est pratique et facilement exécutable que pour de petites dimensions.

En résumé donc, les soupapes sphériques ne peuvent guère s'employer avec avantage que pour des pompes de faible puissance ou dans des cas tout spéciaux. Par exemple, on s'en sert dans les sucreries et distilleries pour pomper la pulpe de betteraves, et si un fragment de betterave non rapé (une *semelle* en langage technique) vient à se présenter dans le siège de l'un des boulets, il n'en arrête pas le fonctionnement, car le siège est à arêtes vives, le boulet est lourd et la semelle est coupée. Mais lorsqu'il s'agit de pomper de l'eau on n'a plus à s'occuper de semblables considérations.

Observations générales sur les soupapes et clapets

Quel que soit le système de soupape ou de clapet employé, il importe beaucoup :

1° D'en réduire le poids le plus possible ;

2° De ne pas adopter de sections trop faibles en *tenant compte de la levée*. C'est-à-dire qu'il ne faut pas compter comme section effective de passage sur toute la surface de l'ouverture, mais seulement sur la section qui reste libre autour du clapet parvenu à l'extrémité de sa course.

En ce qui concerne le premier de ces deux points, il se comprend sans peine, puisque plus grand est le poids d'un clapet, et plus il faut dépenser de puissance vive pour en déterminer les mouvements successifs. D'ailleurs, dans certains cas, le poids exagéré du clapet serait un *obstacle absolu* à son fonctionnement.

Par exemple, le clapet de communication entre une pompe à air de machine et son condenseur se trouve entre deux milieux dont les tensions sont presque en équilibre. Lorsque le piston aspire, on ne peut compter que sur le *défaut de vide* du condenseur pour que le clapet se soulève. Si donc le clapet est tant soit peu lourd par rapport à la surface sur laquelle un si faible effort s'exerce pour déterminer le soulèvement, ce soulèvement n'aura pas lieu.

De même, un clapet d'aspiration de pompe à eau ou à gaz suffisamment lourd ne serait pas déplacé par la pression atmosphérique (surtout avec une hauteur d'aspiration exagérée). De même encore un clapet de refoulement de pompe à gaz ne bouge pas, tant que la compression du gaz refoulé ne dépasse pas l'effet de son poids propre.

On comprend donc que les clapets doivent être aussi légers que possible, et ce qui vient d'être dit explique également l'emploi qui a été fait de clapets à contrepoids. Nous y reviendrons encore.

En ce qui concerne les grandes sections de passage à offrir au fluide en mouvement à travers les soupapes, l'importance n'en échappera à personne, puisque tout rétrécissement de conduite occasionne un frottement et une résistance considérables. — Sans entrer à cet

égard dans des considérations théoriques qui ne seraient pas de circonstance, voyez quelle énorme résistance vous avez à vaincre lorsque vous voulez forcer l'eau à s'échapper par un petit orifice ou par un robinet presque fermé.

Proportions générales des clapets et des soupapes.

Leurs poids

Quelques considérations maintenant sur les proportions générales des clapets et des soupapes ; et examinons d'abord le débit d'un clapet à levée angulaire. Ou plutôt demandons-nous quelle doit être la levée de ce clapet pour qu'il donne, sans exagération de résistance, le débit que comporte la section offerte par son siège.

Si la levée d'un clapet libre à levée angulaire n'était pas limitée par une pièce de butée, il prendrait de lui-même le degré d'ouverture exigé par son débit, et même il le dépasserait et serait violemment rejeté en arrière. La pièce de butée ne peut donc être supprimée, et il faut seulement savoir où la placer.

En pratique, le siège étant supposé horizontal, la levée angulaire ne doit guère dépasser 20° , afin que le retour du clapet à sa place soit prompt, que le changement de direction ne soit pas exagéré et que la flexion du cuir ou du caoutchouc, s'il en existe, ne dépasse pas les limites acceptables.

Alors donc, la section offerte au débit de la pompe n'est plus en réalité celle du siège, mais bien une section moindre ; et il faut donc que la section effective du siège soit augmentée pour compenser cette réduction.

Dans la figure 10, planche 4, où l'on voit un clapet dans sa position d'ouverture maximum, l'orifice effectif de débit se compose d'un rectangle, plus deux triangles aux extrémités. Le rectangle a pour hauteur la perpendiculaire menée de l'arête g au plan du clapet, et pour longueur celle de cette arête g .

Les deux triangles ont pour base la hauteur du rectangle et pour sommet le point de flexion ou d'articulation du clapet.

Si l'ouverture du siège était carrée, cet orifice effectif serait

presque équivalent à la section transversale du conduit ; mais si, au contraire, ce conduit est rectangulaire ainsi que l'orifice du siège et le clapet, et que le grand côté du rectangle soit disposé suivant l'axe d'articulation, il est évident que la section effective est rétrécie, puisque le rectangle est plus allongé et que les deux parties triangulaires restent constantes.

En général, on ne tient compte que du passage rectangulaire, suivant la perpendiculaire menée au plan du clapet, passage qui, dans le cas actuel, est environ la moitié de la section transversale du conduit, et il faudrait que le clapet fût exceptionnellement allongé dans le sens de son articulation pour que les passages triangulaires extrêmes ne fournissent pas un supplément suffisant de section en comptant de la sorte.

Quant aux clapets à levée parallèle à leur axe, il faut, pour qu'ils offrent au débit un passage égal à la section libre effective du siège, que leur levée soit égale au quart du diamètre d'un cercle de section équivalente. Généralement, et en vertu de ce qu'un excédent de passage ne saurait nuire, on adopte pour levée un quart du diamètre du siège, sans tenir compte de ce qui peut réduire la section libre effective de celui-ci.

En se levant parallèlement à son axe, un clapet cylindrique circulaire démasque un orifice de même forme que lui-même et dont le développement est un rectangle ayant pour base la circonférence de l'ouverture du siège et pour hauteur la levée même du clapet.

Si donc l est la levée du clapet et D le diamètre de l'ouverture, la surface du rectangle est exprimée par $\pi \cdot D \cdot l$.

Mais la surface du cercle ayant D pour diamètre est égale à $\frac{\pi D^2}{4}$. Si donc on pose l'égalité de ces deux surfaces, on obtient :

$$\pi D l = \frac{\pi D^2}{4} \quad \text{ou} \quad l = \frac{D}{4}.$$

Si l'on applique ce principe à une soupape à deux sièges, comme celle de Cornouailles, décrite page 81, on en déduit que la levée d'une telle soupape peut être réduite au huitième de son diamètre le plus grand, ce qui constitue, évidemment, un avantage marqué.

Voici, du reste, les données du fonctionnement des clapets de l'usine du pont de l'Alma :

Diamètre de la conduite, 1^m,112.

Section offerte au débit : c'est la zone circulaire comprise entre le siège inférieur lui-même et le corps central.

Levée de la cloche : 45 millimètres ; ce qui donne 40 millimètres pour le passage effectif, puisque la pénétration des bagues est de 5 millimètres.

D'ailleurs, les diamètres intérieurs des deux bagues étant respectivement 1^m,311 et 0^m,961, la superficie totale de l'orifice offert à l'écoulement de l'eau est :

$$\pi (1^{\text{m}},311 + 0^{\text{m}},961) \times 0.04 = 0^{\text{m}},2855, \text{ ou } 2,855 \text{ centimètres carrés.}$$

Mais, comme il y a douze nervures, servant de guides à la cloche, et dont la largeur est de 7 centimètres dans la partie ajustée, l'orifice effectif disponible est, en réalité, moindre que ces 2,855 centimètres carrés.

Il n'est que de 2,855 — (12 × 7^c × 4^c,5) = 2,477 centimètres carrés.

Ainsi donc, la faible levée de 40 millimètres suffit à démasquer un passage effectif de 2,477 centimètres carrés (équivalant à un orifice circulaire de 562 millimètres de diamètre).

Le piston de la pompe à laquelle appartient cette soupape a 1^m,05 de diamètre et marche à la vitesse maxima de 0^m,80 par seconde. Le diamètre de 1^m,05 du piston lui donne une section de 8,659 centimètres carrés ; et si l'on compare cette section à celle qu'offre au débit la levée du clapet, on trouve pour la vitesse maxima de l'eau traversant les orifices de la soupape : 0^m,80 × $\frac{8,659}{2,477}$ = 2^m,79 par seconde.

Nous avons dit déjà page 83 quelques mots de l'influence du poids des clapets. Si, pour les clapets bien proportionnés et bien étudiés ce poids ne fait perdre que peu de puissance motrice et de force vive, il ne faudrait pourtant pas s'imaginer qu'il peut être absolument quelconque, sans qu'aucune conséquence fâcheuse en puisse résulter. Si le clapet est commandé mécaniquement et que son poids soit exagéré, le mécanisme moteur doit seulement dépenser un excès de travail pour le soulever. S'il s'agit d'un clapet libre ou empruntant son mou-

vement à la puissance vive du liquide il peut y avoir, dans un poids exagéré, un empêchement absolu de fonctionnement.

En effet, un clapet ne peut être soulevé de son siège (et *surtout rapidement soulevé*) qu'à la condition que l'excès de pression dû au jeu du piston excède suffisamment son poids propre

Si donc, le poids est trop considérable, le soulèvement ne s'opère que tardivement et avec hésitation, ou ne s'opère même pas du tout.

Par exemple, pour la communication entre un condenseur et sa pompe à air, il serait très mauvais que les clapets fussent lourds, puisqu'ils se trouvent entre deux colonnes d'eau qui ne sont pas bien loin de s'équilibrer. Quand la pompe aspire, le *défaut de vide du condenseur* permet seul au clapet de se soulever; et si le vide était absolu, il ne bougerait pas. On comprend donc qu'un tel clapet doive être extrêmement léger; et, dans certains cas particuliers, il serait même nécessaire de munir les clapets de contre-poids.

Ainsi donc, sans qu'il soit possible d'assigner d'une façon générale et absolue les limites maxima du poids à donner à un clapet de pompe, il ne faut pas négliger de contrôler, dans chaque application particulière, si l'effort disponible pour en assurer le soulèvement présente, par rapport au poids, un excédant suffisant; et s'il n'est pas possible de s'arranger pour réaliser cet excédant, il faut soit équilibrer le clapet par un contre poids, soit le mouvoir par un mécanisme indépendant. Mais tout cela a été dit déjà, page 83.

Clapets mus par mécanismes indépendants

L'actionnement des clapets par des leviers ou mécanismes indépendants des fluides en mouvement a l'avantage de diminuer les pertes de force vive et les chocs. Il permet d'atteindre de plus grandes vitesses sans inconvénient parce que les orifices s'ouvrent sans hésitation ni retard et complètement aux *moments précis, voulus*.

Dans les pompes alimentaires devant aspirer des eaux un peu chaudes, cette disposition est même de rigueur et la tension des vapeurs émises empêcherait le clapet d'aspiration de s'ouvrir s'il était abandonné à lui-même. Mais ce mécanisme constitue une complication, et l'on comprend que l'on s'en affranchisse autant que possible.

CHAPITRE II

Dispositions diverses adoptées pour augmenter la vitesse d'allure des pompes à pistons. — Raisons de cette recherche.

Pour les raisons développées pages 46 et 47, c'est-à-dire à cause de l'inertie des pièces mécaniques et des masses d'eau en mouvement, les pompes à pistons à mouvement rectiligne alternatif ne peuvent généralement pas atteindre des allures un peu rapides sans qu'apparaissent aussitôt des chocs violents, des pertes de puissance vive, et une foule d'inconvénients pratiques. Sans doute les réservoirs d'air remédient en partie à tout cela ; mais ils ne peuvent plus le faire lorsque l'on donne aux pompes une certaine vitesse, parce qu'alors le temps manque pour que les pressions engendrées dans les masses en mouvement aillent se transmettre à ces ressorts élastiques et pour que ceux-ci réagissent. On ne peut d'ailleurs multiplier facilement les réservoirs d'air sur les corps de pompes ni sur les conduites, et la pompe à piston ne pouvant marcher à une bien grande vitesse reste donc généralement un appareil très encombrant et très coûteux.

Nous allons nous occuper dans ce chapitre de divers dispositifs qui ont été imaginés pour atténuer cette défectuosité constitutionnelle et pour atteindre impunément des nombres de coups de piston plus multipliés par minute. — Cela nous fournira l'occasion de faire quelques applications de la méthode des diagrammes de M. le baron Greindl, dont nous avons exposé, page 12, les principes généraux.

Pompes J. Farcot à l'usine municipale hydraulique de Saint-Maur

Comme premier exemple de pompe à piston conçue sous l'empire de cette préoccupation, mais dans l'établissement de laquelle on ne voulait, bien entendu, nullement sacrifier l'économie du combustible, nous prendrons la grande machine élévatoire à action directe à grande vitesse de piston étudiée en 1871 par M. Joseph Farcot et installée pour la ville de Paris en 1876 à l'usine hydraulique municipale de Saint-Maur; des dispositions très nouvelles et très hardies ont été introduites dans l'étude de ce type. La vitesse normale est de 30 tours par minute; la vitesse des pistons plongeurs 1,80 par seconde; la longueur totale des tiges et pièces mises en mouvement alternatif à cette vitesse dépasse 20 mètres; le volume d'eau élevé est de 170 à 180 litres par seconde, et la pression au refoulement est de 8 à 10 atmosphères. — Nous sommes donc bien en plein dans les conditions du problème posé au début de ce chapitre, c'est-à-dire que l'on a rompu assez carrément dans cette circonstance avec la tradition des marches lentes et majestueuses attribuées à des pistons énormes.

Comme on le voit planche 5, l'ensemble se compose d'une machine Corliss horizontale perfectionnée par la maison Farcot, transmettant directement sa puissance à la pompe par le prolongement de sa tige de piston, laquelle, sortant par un presse-étoupes à l'arrière du cylindre à vapeur, vient par un manchon claveté se relier à la tige du piston plongeur de la pompe.

Points fondamentaux du système

Deux innovations essentielles dans la forme des corps de pompe et dans celle du piston plongeur distinguent nettement la nouvelle pompe de toutes celles qui l'ont précédée. Ces innovations ont été quelque peu copiées depuis par des constructeurs non inhabiles à s'assimiler les

idées des autres, après qu'elles ont réussi. — Avant de dire au juste en quoi consistent ces deux innovations, expliquons-en les motifs déterminants : car là en réside toute l'importance.

Comme nous l'avons dit page 5 et comme cela se comprend sans peine, la grande vitesse de translation d'un piston produit des chocs violents et des pertes de travail *toutes les fois que l'eau ne peut le suivre* du côté de l'aspiration ; et l'eau ne peut pas prendre une vitesse plus grande que celle qui correspond à la colonne d'eau ou charge utile produisant son mouvement. Si donc un plongeur enfermé dans un corps de pompe d'un diamètre peu différent du sien va très vite, il arrive que vers le milieu de sa course, c'est-à-dire au moment où sa vitesse est maximum, l'eau le quitte, et qu'ensuite, quand sa vitesse diminue, elle le rattrape. — De là des chocs qu'un réservoir d'air atténue, mais ne saurait supprimer.

Mais supposons que l'eau puisse affluer non seulement derrière le plongeur, mais aussi latéralement et par de grandes sections ; et alors, même avec une vitesse réduite due à une faible charge, l'eau pourra arriver en quantité suffisante pour ne jamais être en retard sur le volume instantané engendré par le piston, et alors donc jamais le *plein ne cessera de se faire* derrière le piston. Si donc vous voulez faire marcher un piston à grande vitesse, il y a nécessité d'augmenter le plus possible la section du corps de pompe par rapport à celle du piston et cela surtout en face de la position où se trouve le bout extrême du plongeur au moment du maximum de vitesse linéaire (ou milieu de la course).

C'est pour cela que M. Joseph Farcot a élargi considérablement le corps de pompe. — Première innovation.

La seconde innovation, c'est la forme donnée à l'extrémité du piston plongeur. Elle complète les résultats de la première.

En façonnant les extrémités du plongeur suivant une forme conique allongée et curviligne, analogue à celle d'un poisson ou d'un torpilleur sous-marin, on constitue suivant chacune de ses génératrices un plan incliné élémentaire ; et l'ensemble présente une courbure parabolique.

Alors l'eau pour suivre le mouvement du piston n'a plus à se mouvoir que suivant des directions normales aux génératrices succes-

sives, très inclinées par rapport à l'axe du solide de révolution plus ou moins conique qui termine le plongeur.

Alors, par conséquent, la vitesse réelle de translation de l'eau, normale aux surfaces élémentaires de la pompe du plongeur, peut se réduire à une fraction réduite de la vitesse de translation du plongeur.

Voilà ce qui est capital dans la pompe représentée planche 5.

Description

aa est le corps de pompe ;

b, tuyau d'aspiration, avec réservoirs d'air *b₁* et deux chapelles *b₂b₂* ;

c, chapelle de refoulement ;

c₁ c₁, robinets-vannes ; *c₂*, réservoir d'air de refoulement ;

d, petite pompe alimentant d'air le réservoir de refoulement ;

d₂, boîtes à clapets de la pompe.

La petite pompe *d* aspire et refoule l'air par l'intermédiaire de l'eau montant et descendant dans la boîte à clapets *d₁*. — Son piston à eau est un plongeur simplement formé par le prolongement de la tige du plongeur de la pompe élévatoire, et ce petit piston est, lui aussi, constitué en forme de pompe conique allongée, le corps de pompe ayant une section variable et très grande relativement à celle de ce piston.

Les deux extrémités du plongeur de la pompe élévatoire se raccordent avec lui par des courbes adoucies et sans aucune saillie, afin de laisser au mouvement du liquide toute sa continuité.

Clapets

Un autre point important s'imposait à l'étude de M. Joseph Farcot pour mener à bien la conception de cet appareil. — Il fallait que, malgré la grande vitesse et la grande hauteur de refoulement, les clapets pussent s'ouvrir et se fermer sans chocs, et pour cela on

s'est ménagé la faculté de régler à volonté et suivant les besoins la tension des ressorts de fermeture, à l'aspiration et au refoulement.

Les clapets brevetés que représente les figures 3, 4, 5 de la planche 5 atteignent pleinement ce but. Un ressort en caoutchouc en forme de tube e est plus ou moins aplati sur une traverse e_2 à l'aide d'écrous et contre-écrous e_1 ; et de cette manière on fait varier très rapidement et dans d'assez grandes limites la tension qu'il exerce sur les clapets. — On voit en e ce ressort comprimé pendant l'ouverture du clapet.

Le tube e peut du reste être remplacé par une feuille de caoutchouc arquée de forme quelconque, et les clapets peuvent être rectangulaires, polygonaux, circulaires, de substance et de forme quelconques.

Pour assurer encore la douceur des mouvements, une cloche communiquant par un tuyau d_3 avec le réservoir d'air, surmonte chaque clapet de refoulement et remédie à l'éloignement du réservoir d'air principal. — Les presse-étoupes sont à garnitures hydrauliques; c'est-à-dire que les garnitures toujours noyées ne peuvent laisser rentrer aucune trace d'air.

Conclusion

Nous ne pouvons donner ici la description du moteur, qui est très remarquable, mais qui sortirait du cadre de cet ouvrage.

Qu'il nous suffise de dire que la machine Corliss-Farcot nous paraît être la meilleure des machines Corliss actuelles, parce que les espaces nuisibles y ont été entièrement supprimés et que la question de l'enveloppe de vapeur et de la suppression de toutes condensations inutiles à l'intérieur y est plus heureusement résolue que dans la plupart des types concurrents, sans que pour cela aucune complication d'organes ait été créée.

Les constructeurs affirment (et l'on connaît la loyauté et la sincérité habituelles de leurs affirmations) que la machine de Saint-Maur ne consomme que 0 kilog. 900 à 0 kilog. 950 de charbon par cheval mesuré en eau montée et par heure, ce qui correspond à environ

0 kilog. 800 par cheval mesuré sur l'arbre du volant et à 0 kilog. 700 par cheval indiqué dans le cylindre, ou à 5 kilog. 500 de vapeur par cheval indiqué. — Dans tous les cas, ce qui est certain, c'est que la pompe est on ne peut mieux étudiée pour atteindre le but que l'on s'est proposé en la créant.

Pompes à tiroirs

La figure 4 de la planche 6 représente une pompe à tiroir que nous avons construite dans le temps. — La tubulure de refoulement est au-dessus, et celle d'aspiration, sur le côté derrière la figure.

Le soulèvement et la chute de clapets, étant remplacés dans ce système de pompe par l'ouverture et la fermeture automatiques d'orifices, sans que la puissance vive du liquide en mouvement ait à intervenir en rien pour assurer ces fonctions, on conçoit sans peine qu'un tel système de pompe permette de marcher avec des vitesses beaucoup plus grandes qu'avec les soupapes et les clapets. — On comprend en outre qu'il se prête au pompage des liquides visqueux ou tenant des corps solides en suspension, puisque ces corps solides ne peuvent généralement pas empêcher l'ouverture ni l'obturation des orifices, celles-ci s'opérant mécaniquement. — Néanmoins cette disposition et les dispositions similaires présentent les inconvénients généraux suivants : — 1° l'usure assez rapide du tiroir et de sa glace ou surface du travail ; — 2° l'ouverture et la fermeture progressives et non brusques et instantanées des orifices. — A ce second inconvénient on pourrait remédier par certains mécanismes de commande du tiroir ; mais ce ne serait qu'avec pas mal de complications que l'on y parviendrait.

En résumé donc, le principe de la pompe à tiroir était utile à faire connaître ; mais nous ne la croyons guère appelée à des applications nombreuses.

Pompe à courant continu de MM. Baillet et Audemar

Nous allons maintenant étudier une des meilleures pompes à plusieurs pistons imaginées pour arriver à une certaine continuité

d'effets ; et cela nous fournira une excellente occasion de faire une première application de la méthode des diagrammes, due à M. le baron de Greindl et que nous avons esquissée, pages 12 et suivantes. — On verra d'après cet exemple combien cette méthode des diagrammes éclaircit certaines questions très difficiles à bien voir si l'on s'en rapporte à de simples considérations de sentiment ou d'*à peu près* ; et nous choisissons à dessein, nous le répétons, l'une des pompes à plusieurs pistons les plus recommandables et dues aux constructeurs les plus compétents, MM. Guyon et Audemar à Dôle, et M. Piat à Paris. Mais décrivons d'abord ; et nous apprécierons après.

Comme description, nous ne pouvons mieux faire que de reproduire ci-après l'article de la *Revue industrielle* du 25 janvier 1882. Que le lecteur veuille bien se reporter aux figures 1 et 2 de la planche 6.

« Cette pompe est composée de quatre pistons à grilles garnies de cuirs, système Letestu, entraînés par un mouvement dans des cylindres parallèles. Elle n'a aucun clapet, ni organe intérieur.

« Dans quelque sens que les pistons se déplacent, deux d'entre eux travaillent, un de chaque côté, aspirant et refoulant l'eau qui traverse librement les deux autres. Deux courants réguliers s'établissent ainsi en même temps. Comme les pistons ne séjournent pas sensiblement aux points morts, et qu'aucun obstacle ne s'oppose au mouvement de l'eau, on obtient la continuité de ce double courant qui n'en forme plus qu'un seul à la sortie de la pompe.

« Le caractère essentiel de cette pompe est de réunir les avantages des pompes à pistons et des pompes rotatives.

« Les pompes rotatives donnent à l'eau un mouvement continu et régulier, sans arrêt ni rebroussement, et sont exemptes des pertes de travail dues aux changements brusques de direction et aux interruptions du courant, impossibles à éviter dans les pompes à pistons, lors de la fermeture des clapets. Leur vitesse peut, par suite, être considérablement augmentée, et une pompe relativement petite peut donner de gros débits. Quant aux pompes à pistons, elles ont pour caractères distinctifs d'avoir des garnitures en cuir bien étanches ; elles sont généralement d'une construction, d'un ajustage et d'un entretien faciles. Mais les chocs qui résultent des arrêts et des variations de vitesse obligent à marcher à des vitesses assez réduites. La

pompe dont nous publions ci-contre le dessin participe aux avantages des deux types. Elle emploie, en effet, des pistons étanches et l'eau y conserve un mouvement régulier, sans arrêts ni rebroussements. Comme les pompes rotatives, elle est directement conduite par une poulie. Sa vitesse peut être à volonté très réduite ou considérable, et entre ces limites son débit reste proportionnel à la vitesse et à la force dépensée. L'eau, grâce aux grandes sections offertes à son passage, y conserve une vitesse ne dépassant pas sensiblement 1 mètre par seconde.

« Ces pompes aspirent et refoulent aux plus grandes hauteurs et dans les mêmes conditions que les meilleures pompes à pistons. Elles sont d'une installation aussi facile que les pompes rotatives.

« Voici quelques chiffres relatifs à une de ces pompes, fournissant un débit de 1,200 litres à la minute :

Nombre de tours.	85
Diamètre des pistons.	200 millim.
Course des pistons.	120 millim.
Débit par tour.	15 litres.
Vitesse moyenne des pistons	0 ^m ,36.
Vitesse de l'eau dans les tuyaux.	1 ^m ,10.
Longueur de la pompe, bâti compris.	1 ^m ,70.
Largeur du bâti.	0 ^m ,70.
Poids de la pompe.	600 kilog.
Diamètre des tuyaux.	150 millim. »

(Voir les figures 2 et 3, pl. VI.)

Étude, par la méthode des diagrammes, de la pompe Baillet et Audemar décrite ci-dessus

Tout ce qui précède paraît à première vue assez plausible. Mais si l'on va au fond des choses et que l'on applique la méthode des diagrammes, on reconnaît qu'il n'en subsiste rien; et nous ne pensons pas d'ailleurs que l'on puisse s'en rendre compte autrement, quelque compétent que l'on puisse être en cette matière. Il n'y a donc rien d'offensant pour personne dans cette réflexion.

Après étude approfondie, il résultera de la description donnée que

cette pompe peut être assimilée à une pompe ordinaire dont le piston aurait une surface égale à la somme des surfaces des deux pistons.

Nous allons nous proposer d'étudier la marche de l'eau dans cet appareil en nous basant sur les chiffres mêmes énoncés page 95, et nous ferons l'application de la méthode des diagrammes encore plus complète que nous ne l'avons indiquée page 12.

Étude des volumes engendrés. — Proposons-nous d'abord de calculer le volume engendré à chaque instant de la course des pistons.

Nous remarquerons que ce volume est égal au chemin parcouru par les pistons multiplié par la surface de ces organes.

Les deux pistons foulants ont une surface égale à :

$$2 \times \frac{3.14 \times 0.20^2}{4} = 0^m,0628.$$

Un demi-tour de manivelle (soit une course simple des pistons) est parcouru en $\frac{1}{2} \times \frac{60''}{85} = \frac{6}{17}$ de l''. Divisons la demi-circonférence en 12 parties égales; et alors chacune d'elles sera parcourue en $\frac{1}{34}$ de l''. Il est très facile de calculer la vitesse des pistons correspondant à chacune de ces 13 positions de la manivelle. Puisque la bielle a une longueur suffisante, le mouvement des pistons est très approximativement identique à celui du bouton de manivelle projeté sur un diamètre horizontal.

Les volumes au bout de 0'', $\frac{1}{34}$ de l'', $\frac{2}{34}$ de l'', $\frac{3}{34}$ de l'', etc., nous sont donnés par le tableau suivant :

Temps.	Vitesses des pistons.	Volumes engendrés.
0''	0 ^m ,000	0',000
$\frac{1}{34}$ de l''	0 ^m ,0020442	0',128
$\frac{2}{34}$	0 ^m ,0080382	0',505
$\frac{3}{34}$	0 ^m ,0175734	1',104
$\frac{4}{34}$	0 ^m ,030000	1',884

Temps.	Vitesses des pistons.	Volumes engendrés.
$\frac{5}{34}$	0 ^m ,0444708	2 ^l ,793
$\frac{6}{34}$	0 ^m ,060000	3 ^l ,768
$\frac{7}{34}$	0 ^m ,0755292	4 ^l ,743
$\frac{8}{34}$	0 ^m ,090000	5 ^l ,652
$\frac{9}{34}$	0 ^m ,1024266	6 ^l ,432
$\frac{10}{34}$	0 ^m ,1119618	7 ^l ,031
$\frac{11}{34}$	0 ^m ,1179558	7 ^l ,408
$\frac{12}{34}$	0 ^m ,1200000	7 ^l ,536

Diagramme des volumes engendrés. — Pour construire ce diagramme, il suffira de porter comme abscisses les temps à une certaine échelle par $\frac{1}{34}$ de 1", comme il est indiqué figure 1, pl. 6, et comme ordonnées les volumes à l'échelle également indiquée, ce qui donnera la courbe figurée avec la désignation *Refoulement*.

Calcul des pressions exercées sur les pistons par la colonne d'eau aspirée

Ce calcul exige, comme nous le verrons plus loin, la connaissance des accélérations imprimées à la colonne d'eau aspirée. Mais, avant de considérer ces dernières, il est nécessaire tout d'abord de calculer les accélérations des pistons eux-mêmes à chaque instant de leur course.

§ 1. — Accélérations des pistons.

Le point *a*, bouton de manivelle, se meut avec une vitesse uniforme ωr (v. fig. 9, pl. 6). Son accélération tangentielle est donc nulle. Il ne reste à considérer que son accélération centrifuge, qui est constante et a pour valeur $\omega^2 r$.

Cette expression représente l'accélération des pistons si nous la multiplions par $\cos \alpha$ (figure 6, pl. 6).

Calculons ces accélérations $\omega^2 r \cos \alpha$ de $\frac{1}{34}$ en $\frac{1}{34}$ de 1".

Nous avons : $\omega = 8,89$, $r = 0,06$, et alors :

$t = 0$	$\frac{dv}{dt} = 4^m,74$		
$t = \frac{1}{34}$	$= 4^m,58$		
$t = \frac{2}{34}$	$= 4^m,11$		
$t = \frac{3}{34}$	$= 3^m,35$		
$t = \frac{4}{34}$	$= 2^m,37$		
$t = \frac{5}{34}$	$= 1^m,23$		
$t = \frac{6}{34}$	$= 0^m,00$		
$t = \frac{7}{34}$	$= 1^m,23$	(en sens inverse)	ou — $1^m,23$
$t = \frac{8}{34}$	$= 2^m,37$	»	ou — $2^m,37$
$t = \frac{9}{34}$	$= 3^m,35$	»	ou — $3^m,35$
$t = \frac{10}{34}$	$= 4^m,11$	»	ou — $4^m,11$
$t = \frac{11}{34}$	$= 4^m,58$	»	ou — $4^m,58$
$t = \frac{12}{34}$	$= 4^m,74$	»	ou — $4^m,74$

§ 2. — Accélérations de la colonne d'eau aspirée.

Si l'on appelle s' la section du tuyau d'aspiration et v' la vitesse de l'eau dans ce tuyau, S la section d'un piston et v sa vitesse, on doit nécessairement avoir :

$$s'v' = 2Sv ;$$

D'où :

$$v' = \frac{2S}{s'} v ;$$

Et :

$$\frac{dv'}{dt} = \frac{2S}{s'} \frac{dv}{dt} .$$

C'est-à-dire que pour connaître les accélérations de la colonne d'eau

aspirée il suffit de multiplier les chiffres trouvés dans le paragraphe précédent par le rapport $\frac{2S}{s'}$.

Or :

$$\frac{2S}{s'} = \frac{2 \times 3.14 \times \frac{0.2^2}{4}}{3.14 \times \frac{0.15^2}{4}} = \frac{32}{9}.$$

§ 3. — *Calcul des pressions s'exerçant dans un liquide parcourant un tuyau à section constante.*

On a d'une façon générale en projetant sur trois axes la courbe indiquant l'axe du filet liquide considéré (v. fig. 7, pl. 6) :

$$p = F(x, y, z);$$

D'où, en différentiant la fonction :

$$dp = \frac{dp}{dx} dx + \frac{dp}{dy} dy + \frac{dp}{dz} dz.$$

Les équations générales de l'hydrodynamique donnent d'ailleurs :

$$\frac{dp}{dx} = (X - j_x) f;$$

$$\frac{dp}{dy} = (Y - j_y) f;$$

$$\frac{dp}{dz} = (Z - j_z) f.$$

X, Y, Z sont les composantes de la force extérieure *appliquée à l'unité de masse*.

j_x , j_y et j_z sont les composantes de l'accélération totale j_s suivant les 3 axes.

f , masse spécifique du fluide.

Or, si l'on appelle α , β et γ les angles faits avec les axes par un élément ds du tuyau, on a :

$$j_x = j_s \cos \alpha;$$

$$j_y = j_s \cos \beta;$$

$$j_z = j_s \cos \gamma.$$

D'où :

$$\frac{dp}{dx} = Xf - j_s \cos \alpha f \quad \text{et} \quad dp = (Xdx + Ydy + Zdz) f - f(j_s dx \cos \alpha$$

$$+ j_s dy \cos \alpha + j_s dz \cos \alpha).$$

$$\frac{dp}{dy} = Yf - j_s \cos \beta f$$

$$\frac{dp}{dz} = Zf - j_s \cos \gamma f$$

Or :

$$\begin{aligned} dx &= ds \cos \alpha \\ dy &= ds \cos \beta; \\ dz &= ds \cos \gamma. \end{aligned}$$

D'où :

$$dp = f(Xdx + Ydy + Zdz) - f(j_s ds) (\cos^2 \alpha + \cos^2 \beta + \cos^2 \gamma)$$

Mais :

$$\cos^2 \alpha + \cos^2 \beta + \cos^2 \gamma = 1;$$

Donc :

$$dp = f(Xdx + Ydy + Zdz) - fj_s ds.$$

Et en intégrant :

$$(1) \quad p' - p = f \int (Xdx + Ydy + Zdz) - fj_s l,$$

en supposant j_s constant le long du tuyau et nommant l la longueur de ce tuyau.

La formule à laquelle on arrive ainsi n'est qu'approximative, puisqu'on néglige à l'entrée la faible dépression due à la vitesse (circonstance favorable au système).

§ 4. — Calcul des pressions exercées sur le piston du côté de l'aspiration.

Dans le cas où le liquide considéré est l'eau, f a pour valeur $\frac{1}{g}$. La seule force extérieure est la pesanteur; donc :

$$X = 0; \quad Y = 0; \quad Z = g.$$

Alors notre équation (1) devient .

$$p' - p = \int dz - \frac{j_s l}{g}.$$

Si l'on nomme h la hauteur d'aspiration, p la pression atmosphérique et p' la pression exercée contre les pistons, on a donc :

$$p' = p - h - \frac{j_s l}{g}.$$

Nous supposons, pour fixer les idées, que notre tuyau d'amenée soit incliné et mesure 9 mètres de longueur. Nous donnerons par hypothèse à h , hauteur d'aspiration, la valeur de 4 mètres.



Notre formule deviendra alors :

$$p' = 10^m,33 - 4 - \frac{j_s \times 9}{9,8}.$$

Et alors, en effectuant les calculs, on trouvera aux divers instants de la course les chiffres suivants :

Temps.	Accélérations.	Valeurs de p' .
$t = 0$	16.85	— 9.14
$t = \frac{1}{34}$	16.28	— 8.62
$t = \frac{2}{34}$	14.61	— 7.08
$t = \frac{3}{34}$	11.91	— 4.60

etc.

Il est inutile de poursuivre ces calculs puisque nous trouvons pour p' , pression contre le piston, une valeur négative, ce qui est un mode de fonctionnement inadmissible, cette pression ne pouvant être inférieure à 0.

Cela nous montre qu'au début du mouvement l'eau aspirée ne peut suivre le piston, c'est-à-dire qu'elle ne peut prendre d'accélérations aussi considérables que celles que nous avons trouvées pour le piston.

Cherchons alors quelle sera l'accélération que l'eau pourra prendre à l'origine du mouvement. Pour cela, faisons, dans la formule, $p' = 0$.

Il vient :

$$10^m,33 - 4^m,00 - \frac{j_s \times 9}{9,8} = 0;$$

D'où :

$$j_s = 6^m,89.$$

Cherchons à quel moment l'eau viendra rejoindre le piston. Au bout d'un temps t , l'eau aspirée parcourt un espace $\frac{1}{2}j_s t^2$ dans le tuyau; mais, comme nous l'avons montré précédemment, cet espace sera réduit à $\frac{9}{32} \times \frac{1}{2}j_s t^2$ dans le corps de pompe.

Soit :

$$\frac{9}{32} \times \frac{1}{2} \times 6,89 \times t^2.$$

Notre formule deviendra alors :

$$p' = 10^m,33 - 4 - \frac{j_s \times 9}{9.8}.$$

Et alors, en effectuant les calculs, on trouvera aux divers instants de la course les chiffres suivants :

Temps.	Accélérations.	Valeurs de p' .
$t = 0$	16.85	— 9.14
$t = \frac{1}{34}$	16.28	— 8.62
$t = \frac{2}{34}$	14.61	— 7.08
$t = \frac{3}{34}$	11.91	— 4.60

etc.

Il est inutile de poursuivre ces calculs puisque nous trouvons pour p' , pression contre le piston, une valeur négative, ce qui est un mode de fonctionnement inadmissible, cette pression ne pouvant être inférieure à 0.

Cela nous montre qu'au début du mouvement l'eau aspirée ne peut suivre le piston, c'est-à-dire qu'elle ne peut prendre d'accélérations aussi considérables que celles que nous avons trouvées pour le piston.

Cherchons alors quelle sera l'accélération que l'eau pourra prendre à l'origine du mouvement. Pour cela, faisons, dans la formule, $p' = 0$.

Il vient :

$$10^m,33 - 4^m,00 - \frac{j_s \times 9}{9.8} = 0;$$

D'où :

$$j_s = 6^m,89.$$

Cherchons à quel moment l'eau viendra rejoindre le piston. Au bout d'un temps t , l'eau aspirée parcourt un espace $\frac{1}{2}j_s t^2$ dans le tuyau; mais, comme nous l'avons montré précédemment, cet espace sera réduit à $\frac{9}{32} \times \frac{1}{2}j_s t^2$ dans le corps de pompe.

Soit :

$$\frac{9}{32} \times \frac{1}{2} \times 6.89 \times t^2.$$

D'autre part, le piston parcourt au bout d'un temps t un chemin $r(1 - \cos \alpha)$ (v. fig. 8, pl. 6).

Or $\alpha = \omega t$ en appelant ω la vitesse angulaire.

Nous poserons :

$$\frac{9}{32} \times \frac{1}{2} \times 6.89 \times t^2 = r(1 - \cos \omega t).$$

Développons $\cos \omega t$ en série, en négligeant les puissances supérieures à la 4^e.

Alors :

$$\cos \omega t = 1 - \frac{\omega^2 t^2}{1.2} + \frac{\omega^4 t^4}{1.2.3.4};$$

D'où :

$$\frac{9}{32} \times \frac{1}{2} \times 6.89 \times t^2 = r \left(\frac{\omega^2 t^2}{1.2} - \frac{\omega^4 t^4}{1.2.3.4} \right).$$

D'ailleurs :

$$r = 0.06; \quad \omega = 8^m,89;$$

D'où :

$$t = \frac{6}{17} \text{ de seconde environ.}$$

L'eau aspirée ne rejoint donc les pistons qu'à la fin de leur course.

Diagramme d'aspiration. — Recherchons la valeur du débit, à chaque instant, dans le tuyau d'amenée. Ce tuyau a une section de $\frac{3.1416 \times 0.15^2}{4} = 0.0176715$.

Le chemin parcouru par l'eau en un temps t a pour valeur :

$$\frac{1}{2} 6.89 \times t^2.$$

Le débit est donc donné par :

$$Q = 0.0176715 \times \frac{1}{2} \times 6.89 \times t^2.$$

Si l'on porte Q comme ordonnées et t comme abscisses, cette équation représente une parabole qu'il est très facile de construire par points, et qui figure planche 6, fig. 1, sous la désignation : *Aspiration*.

Calcul des pressions s'exerçant sur les faces des pistons du côté du refoulement

Reprenons la formule trouvée page 100 :

$$dp = f(Xdx + Ydy + Zdz) - f j_s ds.$$

Supposons le tuyau de refoulement vertical et d'une hauteur de 10 mètres.

L'équation précédente intégrée nous donnera alors :

$$p = f \int (Xdx + Ydy + Zdz) - f j_s l + \text{constante.}$$

Or, avec de l'eau, $f = \frac{1}{g}$.

La seule force extérieure est la pesanteur opposée au mouvement.

D'où :

$$X = 0; \quad Y = 0; \quad Z = -g;$$

Alors :

$$p'' = - \int dz - \frac{j_s l}{g} + \text{constante};$$

$$p = -l - \frac{j_s l}{g} + p';$$

p'' étant la pression sur les faces des pistons

p étant la pression atmosphérique.

D'où :

$$p'' = p + l + \frac{j_s l}{g}.$$

Dans le cas actuel :

$$l = 10 \text{ mètres};$$

$$p'' = 10^m,33 + 10 + \frac{j_s \times 10}{9,80}.$$

Calculons les valeurs de p'' de $\frac{1}{34}$ en $\frac{1}{34}$ de 1".

Nous aurons alors :

$t = 0$	$j_s = + 16,85$	$p'' = 37,52$
$t = \frac{1}{34}$	$+ 16,28$	$36,94$
$t = \frac{2}{34}$	$+ 14,61$	$35,23$
$t = \frac{3}{34}$	$+ 11,91$	$32,58$

$t = \frac{4}{34}$	+ 8.45	28.93
$t = \frac{5}{34}$	+ 4.37	24.79
$t = \frac{6}{34}$	0.00	20.33
$t = \frac{7}{34}$	- 4.37	15.87
$t = \frac{8}{34}$	- 8.43	11.73
$t = \frac{9}{34}$	- 11.91	8.08
$t = \frac{10}{34}$	- 14.61	5.43
$t = \frac{11}{34}$	- 16.28	3.72
$t = \frac{12}{34}$	- 16.85	3.14

Nous voyons donc que, du côté du refoulement, la pression sur la face des pistons reste constamment positive. Nous en concluons que l'eau refoulée suit exactement le mouvement des pistons et qu'à la fin de la course cette eau possède une vitesse nulle. Il s'ensuit que le débit est égal au volume engendré par les pistons pendant une course.

Le débit théorique complet, sans tenir compte des fuites et du mouvement des soupapes, est 7^l,536.

Recherche de l'effet utile de la pompe

§ 1. — Travail utile.

Le débit pour une course simple des pistons a pour valeur 7^l,536; ces 7^l,536 sont élevés à une hauteur totale de 14 mètres. Le travail utile exprimé en kilogrammètres a donc pour valeur :

$$7,536 \times 14 = 105^{\text{km}},804.$$

§ 2. — Travail utile de la contre-pression p' .

Nous pouvons négliger la valeur du travail de la contre-pression p' ; nous avons vu que l'eau aspirée ne rejoignait les pistons que vers

la fin de la course; et pendant presque la totalité de la course la pression exercée par la colonne aspirée est donc nulle. Vers la fin de la course, lorsque l'eau rejoindra les pistons, il se produira un léger choc qui sera éteint par l'élasticité des tuyaux.

§ 3. — *Travail de la pression p'' du côté du refoulement.*

Si nous construisons un diagramme dont les abscisses représentent les chemins parcourus par les pistons de $\frac{1}{34}$ en $\frac{1}{34}$ de 1" et les ordonnées, les valeurs des pressions p'' correspondantes, l'aire de ce diagramme représentera le travail accompli par la pression p'' pour une course du piston.

La surface de ce diagramme est 2.4396, comme le prouve le tableau ci-dessous :

Pressions.	Pressions moyennes.	Chemins.	Surfaces.
37.52			
36.94	37.230	0 ^m ,0020442	0 ^m ,076105566
35.23	36.085	0 ^m ,005994	0 ^m ,216293490
32.58	33.905	0 ^m ,0095352	0 ^m ,323290956
28.93	30.755	0 ^m ,0124266	0 ^m ,382180083
24.79	26.860	0 ^m ,0144708	0 ^m ,388685688
20.33	22.560	0 ^m ,0155292	0 ^m ,350338752
15.87	18.100	0 ^m ,0155292	0 ^m ,281078520
11.73	13.800	0 ^m ,0144708	0 ^m ,199697040
8.08	9.905	0 ^m ,0124266	0 ^m ,123085473
5.43	6.755	0 ^m ,0095352	0 ^m ,064410276
3.72	4.575	0 ^m ,005994	0 ^m ,027422550
3.14	3.430	0 ^m ,0020442	0 ^m ,007011606
Surface du diagramme,			2 ^m ,439600000

Pour avoir l'expression de ce travail en kilogrammètres, il suffit de multiplier cette aire du diagramme par la surface des deux pistons, soit 0^{mq},0628, et par 1,000 kilogrammes. Et alors :

$$T_p'' = 2.4396 \times 0.0628 \times 1,000^k = 153^{km}, 20688.$$

§ 4. — *Travail du frottement des pistons.*

Diamètre des pistons = 0^m,20.

Longueur de la garniture en cuir = 0^m,04.

La surface de la garniture d'un piston a donc pour valeur :

$$3.14 \times 0.20 \times 0.04 = 0.02512.$$

Si p'' est la pression en mètres du côté du refoulement, la pression exercée contre les parois des cylindres par les garnitures des deux pistons foulants aura pour valeur :

$$2 \times 0.02512 \times p''.$$

Cette pression fait naître un frottement égal à :

$$0.36 \times 2 \times 0.02512 \times p'' = 0.0180864 p'';$$

en adoptant 0.36 pour valeur du coefficient de frottement du cuir mouillé sur la fonte.

Le travail de ce frottement a pour valeur pendant une course :

$$T_f = 0.0180864 \int_0^l p'' dx;$$

Or $\int_0^l p'' dx$ n'est autre chose que l'aire du diagramme des pressions p et nous avons trouvé au paragraphe précédent :

$$\int_0^l p'' dx = 2.4396;$$

D'où :

$$T_f = 0.0180864 \times 2.4396 = 0.04412358144.$$

Ce travail, exprimé en kilogrammètres, aura pour valeur :

$$T_f = 0.0441236 \times 1,000^k = 44^{km}, 1236.$$

§ 5. — Travail du frottement des boîtes à étoupe.

Le bourrage doit être fait de façon à pouvoir résister à la pression la plus forte. Nous avons vu que cette pression avait pour valeur $37^m, 52$.

En supposant le diamètre de la tige du piston égal seulement à $0^m, 02$, et la longueur du bourrage de $0^m, 05$, le travail du frottement dans les presse-étoupes aura, par course, la valeur :

$$2 \times 3.14 \times 0.02 \times 0.05 \times 37.52 \times 0.12 \times 0.20 \times 1,000^k = 5^{km}, 66$$

(0.20 = coefficient de frottement). (Voir Sonnet, *Dictionnaire des mathématiques appliquées*, article Machines.)

§ 6. — *Résistance des soupapes.*

Les pistons de la pompe sont à grilles garnies de cuir formant soupapes. L'eau refoulée doit traverser un de ces pistons; on peut estimer à 1 mètre la valeur de la pression nécessaire pour vaincre la raideur du cuir et maintenir les soupapes ouvertes.

Le travail consommé par cette résistance, pendant une course du piston, aura donc pour valeur :

$$1.00 \times 0.0314 \times 0.12 \times 1,000^k = 3^{km},768.$$

§ 7. — *Frottement du bouton de manivelle.*

Le travail de ce frottement, par seconde, est donné par la formule :

$$T = \frac{0.1046F \times n \times r}{60} \times f.$$

(Voir *Formulaire* d'Armengaud, page 73.)

F = pression transmise par la bielle.

r = rayon du bouton de manivelle.

n = nombre de tours par minute.

f = coefficient de frottement.

Dans cette formule, donnons à F sa valeur moyenne.

Cette valeur comprend d'abord :

1° La valeur moyenne de la pression p'' , soit 20^m,33, ou en kilogrammes :

$$20.33 \times 0.0628 \times 1,000^k = 1,276^k,72;$$

2° Le frottement moyen de la garniture des pistons, soit :

$$0.0180864 \times 1,276^k,72 = 22^k,98;$$

(Voir le paragraphe 4 plus haut.)

3° Le frottement des boîtes à étoupes :

$$2 \times 3.14 \times 0.02 \times 0.05 \times 37.52 \times 1,000^k = 235^k,80$$

(Voir le paragraphe 5 plus haut.)

4° La résistance des soupapes :

$$1.00 \times 0.0314 \times 1,000^k = 31.40.$$

(Voir le paragraphe 6 plus haut.)

La valeur moyenne de F est donc :

$$1,276^k,72 + 22^k,98 + 235^k,80 + 31^k,40 = 1,566^k,90,$$

soit 1,600 kilogrammes.

Nous prendrons de plus :

$$r = 0.02 \text{ et } f = 0.05; n = 85;$$

D'où :

$$T = \frac{0.1046 \times 1,600^k \times 85 \times 0.02}{60} \times 0.05 = 0^{\text{km}},2371.$$

La valeur de ce travail, pour une course du piston, c'est-à-dire pour $\frac{6}{17}$ de 1'', sera :

$$0^{\text{km}},2371 \times \frac{6}{17} = 0^{\text{km}},083.$$

§ 8. — *Travail du frottement des guides des tiges du piston.*

Soit F l'effort horizontal transmis par la bielle (v. fig. 9, pl. 6).

L'obliquité de la bielle fait naître un effort vertical P, lequel développe un frottement fP sur les guides des tiges du piston.

Nous avons :

$$P = F \text{ tang } \alpha';$$

D'où :

$$fP = fF \text{ tang } \alpha'.$$

L'angle α' se déterminera facilement à chaque instant à l'aide de la relation :

$$\frac{\sin \alpha'}{\sin \alpha} = \frac{r}{b}; \text{ d'où } \sin \alpha' = \frac{r}{b} \sin \alpha.$$

Nous prendrons pour le rapport $\frac{r}{b}$ du rayon de la manivelle à la longueur de la bielle la valeur $\frac{1}{6}$; pour f , coefficient de frottement de fer contre fer, les surfaces étant enduites d'huile, la valeur 0.05; d'où :

$$fP = 0.05 F \text{ tang } \alpha'.$$

Le travail élémentaire de ce frottement a pour expression :

$$fPdx \text{ ou } 0.05 F \text{ tang } \alpha' dx;$$

Et le travail pendant une course :

$$\int_0^l 0.05 F \text{ tang } \alpha' dx.$$

F se compose à chaque instant de :

1° La pression sur les pistons du côté du refoulement, soit $0.0628 p'' \times 1,000$ kilog.;

2° Le frottement de la garniture des pistons, soit $0.0180864 p'' \times 1,000$ kilog.;

3° Le frottement des boîtes à étoupe, soit 235 kilog. 80;

4° La résistance des soupapes, soit 31 kilog. 40.

(Voir le paragraphe précédent.)

Donc :

$$F = 62.8 p'' + 18.0864 p'' + 235^k,8 + 31^k,40,$$

Ou :

$$F = 80.89 p'' + 267^k,20.$$

On a donc pour valeur en kilogrammètres du travail du frottement des guides :

$$0.05 \int_0^l F \tan \alpha' dx = 0.05 \int_0^l 80.89 \times p'' \tan \alpha' dx + 0.05 \int_0^l 267.20 \tan \alpha' dx ;$$

Ou :

$$4.0445 \int_0^l p'' \tan \alpha' dx + 13.36 \int_0^l \tan \alpha' dx.$$

On trouve que ce travail a pour valeur 1 kilogrammètre environ.

En résumé, le travail moteur se compose de :

	Kilogrammètres.
1° Travail des pressions du côté du refoulement.	153.21
2° — du frottement des pistons	44.12
3° — — des boîtes à étoupe.	5.66
4° — dû à la résistance des soupapes.	3.77
5° — du frottement du bouton de manivelle.	0.08
6° — — des guides des tiges des pistons	1. »
Total.	207.84

Le travail utile étant de 105.404 kilogrammètres, nous avons pour valeur de l'effet utile ou rendement en travail :

$$\frac{105.404}{207.84} = 0.50.$$

Nous avons construit (pl. 6, fig. 5) un diagramme qui résume les calculs précédents. Pour cela, nous avons pris comme abscisses les chemins parcourus par les pistons. Les ordonnées représentent en

kilogrammes les divers efforts qui s'exercent sur les pistons, c'est-à-dire : pressions exercées par la colonne de refoulement, frottement des pistons, etc., etc. (v. fig. 5, pl. 6).

Nous avons ensuite additionné toutes ces ordonnées et obtenu ainsi le diagramme des efforts à vaincre par les pistons. L'aire de ce diagramme représente le travail moteur.

Quant au travail utile, remarquons que si x représente un chemin parcouru par les pistons, le débit est $0.0628 \times x$ pendant le même temps.

Cette quantité d'eau étant élevée à 14 mètres de hauteur, le travail utile en kilogrammètres a pour valeur :

$$T_u = 0.0628 \times 1,000 \times 14 \times x.$$

Il s'ensuit que, si l'on porte x comme abscisse, l'ordonnée devra être constante et égale à $0.0628 \times 14,000$, soit $879^k,20$, pour que l'aire du diagramme obtenu représente T_u . Il résulte donc de là que le diagramme qui nous donnera le travail utile sera représenté par un rectangle, comme cela a déjà été dit page 10 de ce volume.

Conclusions

Il résulte de tout ce qui précède qu'en réalité et en pratique le but recherché par les constructeurs de la pompe dite à courant continu n'est pas du tout atteint.

1° *Elle n'est pas à courant continu*, puisque le débit est variable à chaque instant.

2° *Sa vitesse ne peut pas être à volonté très réduite ou considérable*. En effet les tuyaux d'aspiration et de refoulement offrent une section faible par rapport à la section du corps de pompe. L'eau est donc obligée de prendre dans ces tuyaux des accélérations considérables. De là résultent deux inconvénients : d'abord, si la vitesse dépasse une certaine limite, l'eau d'aspiration ne pourra plus suivre le piston ; et, par exemple, dans le cas que nous avons considéré, l'eau rejoint le piston à la fin de la course seulement. Il suffirait de donner au tuyau d'aspiration une longueur de 20 ou 30 mètres pour que l'eau

ne pût rejoindre les pistons qu'après un certain nombre de courses; d'où production de chocs.

Le second inconvénient résulte des fortes accélérations imprimées à la colonne refoulée, au début du mouvement. Les pressions à vaincre, au début du mouvement, sont très considérables et les organes de transmission doivent être calculés de façon à vaincre ces fortes pressions. Le serrage des presse-étoupes doit être énergique; d'où production d'un frottement qui consomme, dans le cas que nous avons examiné, environ 5 p. 0/0 du travail utile.

3° La courroie de transmission doit être fortement tendue; d'où production d'un frottement assez notable de l'axe de la poulie motrice dans ses tourillons. Nous n'avons pas calculé ce frottement, faute de données suffisantes.

4° Nous reprocherons encore à cette pompe de consommer un travail considérable (dans le cas examiné, environ 42 p. 0/0 du travail utile), par suite du frottement des garnitures de piston contre le corps de pompe.

5° Faible valeur de l'effet utile, et cependant nous avons encore calculé la pompe dans des conditions favorables, puisque le débit pratique n'est environ que 0.95 du débit théorique.

Nous sommes entrés dans d'aussi longs détails pour ce premier exemple de l'application de la méthode des diagrammes, beaucoup moins pour critiquer un système particulier que pour faire comprendre à quel point cette méthode permettait de se rendre compte de toutes les circonstances importantes du fonctionnement, et, répétons-le encore une fois, nous ne pensons pas que l'on puisse s'en rendre rigoureusement compte autrement.

Pompes élévatoires établies pour la distribution d'eau de Saïgon, par M. Dubuc

Un autre exemple de pompes à pistons créées pour uniformiser soi-disant le mouvement de l'eau et pour atteindre sans inconvénients d'assez grandes vitesses nous est fourni par la *Publication industrielle* de M. Armengaud, dans une livraison assez récente. Nous

saisissons avec empressement l'occasion d'emprunter un exemple à un ouvrage aussi universellement apprécié.

Il s'agit des pompes étudiées par M. Dubuc, ingénieur constructeur à Paris, pour la distribution de Saïgon (Cochinchine).

Reproduisons d'abord ci-après l'article Armengaud, en en supprimant tout ce qui concerne spécialement le moteur, dont nous n'avons pas à nous occuper ici.

Description

« Nous avons décrit et représenté dans le XXII^e volume de ce recueil l'installation, à Meulan, des pompes élévatoires du système de M. Dubuc.

« Les dispositions adoptées pour ces pompes ont été, depuis cette époque, notablement modifiées par leur auteur, qui est arrivé à créer un type remarquable par les excellents résultats qu'il a permis d'atteindre dans l'application spéciale qui en a été faite à l'élévation des eaux de la ville de Saïgon ; c'est ce type que nous avons représenté (v. pl. 7).

« Les moteurs commandant ces pompes diffèrent de ceux que nous avons décrits dans le XXII^e volume, par quelques détails de construction sur lesquels nous n'insisterons pas.

« Examinons ce qui caractérise la pompe installée à Saïgon : celle-ci comporte un piston plongeur à deux diamètres inégaux, disposé de façon qu'elle puisse fonctionner à *double effet avec un seul clapet d'aspiration et un seul clapet de refoulement*.

« M. FAIVRE a fait breveter, en 1846, un système débitant l'eau d'une façon continue, mais dans lequel les dispositifs étaient différents de ceux adoptés par M. Dubuc ; nous en avons publié un dessin dans le XII^e volume. Rappelons que, dans cette pompe, le piston du diamètre du corps de pompe est à garniture, il est muni des clapets de refoulement, et sa tige, dont la section est la moitié de la sienne, refoule un volume d'eau égal à la moitié de celui qu'il engendre.

« Dans la pompe à double corps de M. Dubuc, le plongeur est sans garniture ni clapet ; sa construction est donc beaucoup plus simple. Le débit de l'eau est de même continu et donne, pour chaque tour

complet du moteur, un volume égal à la section correspondante au grand diamètre multipliée par sa course. Quant au clapet d'aspiration et au clapet de refoulement, ils sont tous deux indépendants du plongeur ; ils ont été groupés près des corps de pompe : cette disposition permet de supprimer la pompe nourricière dont on fait d'ordinaire usage et rend, en outre, très facile la visite des soupapes.

Détails de construction

« L'installation complète comprenant, à Saïgon, trois groupes identiques à celui que nous avons représenté en plan, est faite dans une vaste salle ayant 20 mètres de longueur sur 9 mètres de largeur.

« Chaque machine à vapeur comporte, comme nous l'avons dit, deux cylindres horizontaux ayant respectivement 420 millimètres et 290 millimètres de diamètre intérieur ; la course du piston est de 500 millimètres ; la vitesse est normalement de 40 tours par seconde.

« Sur l'arbre *a* est fixé le volant *V* dont le diamètre est de 3^m,500. Cet arbre commande, par l'intermédiaire de plateaux-manivelles montés à ses deux extrémités, d'un côté la pompe du condenseur et de l'autre le plongeur de la pompe aspirante et élévatoire *P*.

« Ce piston *P* est creux et renforcé par quatre nervures intérieures ; il est, comme nous l'avons dit, à deux diamètres, le premier étant égal à 420 millimètres et le second à 310 millimètres ; sa course est de 600 millimètres ; le fond, rapporté et fixé par des boulons, a une forme particulière indiquée en coupe sur la figure 2. Pour réunir la bielle *b* au piston *P*, on fixe par des boulons *i* à la partie supérieure de celui-ci une pièce à fourche *I* portant l'axe d'articulation *h* de la bielle *b* qui, alors, oscille entre les deux branches.

« On voit sur la figure que le piston joue dans deux corps de pompe *B*, *B'*, de forme ovoïde ; le premier porte deux brides sur lesquelles sont boulonnés la chapelle d'aspiration *D* d'une part, et d'autre part le raccord qui reçoit la chapelle de refoulement *E* ; le second corps de pompe est en communication directe avec la colonne de refoulement *R*.

« A l'aspiration qui a lieu par le tuyau *F*, l'eau, soulevant la soupape

d, pénètre dans le corps de pompe B, et, au refoulement, cette eau, soulevant la soupape *e*, s'échappe par le tuyau R.

« C'est afin d'éviter l'intermittence qui se produirait dans le débit de l'eau si le fonctionnement se limitait à ce que nous venons d'indiquer, que le piston comporte un second diamètre tel que sa petite section soit environ la moitié de la grande. On voit, en effet, que, lors de la course descendante du plongeur, celui-ci aspire par le tuyau B², dans le corps de pompe B', une quantité d'eau égale à la moitié à peu près de celle qu'il refoule du corps de pompe B dans la colonne R. Dans sa course ascendante, cette quantité d'eau précédemment aspirée est au contraire refoulée dans la conduite R, ce qui fait qu'en définitive le mouvement de l'eau dans cette conduite est continu, et que la quantité totale d'eau élevée pour chaque tour de l'arbre *a* occupe un volume égal à celui engendré par le piston de grand diamètre.

« La pompe étant placée à 7 mètres au-dessus du niveau de l'eau à élever, il y avait lieu de grouper les soupapes près du corps de pompe inférieur pour n'avoir pas une trop forte colonne d'eau à aspirer.

« Nous avons représenté sur la figure 3 le détail d'une soupape : on voit qu'elle se compose de deux cônes en bronze entre les bords desquels est serré un anneau en caoutchouc *c* qui supporte directement les chocs contre les sièges en fonte.

« Le tuyau *t* sert, lors de la mise en train, à l'amorçage de la pompe, et le robinet *r* est employé à fermer la prise d'air.

« Signalons encore la présence d'un grand réservoir d'air T, qui n'a pas moins de 5^m,420 de hauteur sur 700 millimètres de diamètre extérieur, et de deux vannes de mise en train S, S'.

Conditions de marche

« Nous avons dit que le volume débité théoriquement à chaque tour de l'arbre moteur était égal à celui engendré par le grand piston plongeur de la pompe.

« Si nous faisons le calcul, nous trouvons pour le débit par seconde :

$$3.1416 \times \frac{(0.420)^2}{4} \times 0.600 \times \frac{40}{60} = 0^{\text{mc}},055418.$$

« Le nombre de tours est pris égal à 40.

« Remarquons que le rendement de la pompe étant très bon, nous pouvons dire que le débit effectif est de 50 litres. Si nous calculons maintenant la puissance en chevaux nécessaire pour élever le volume théorique de 0^{mc},055418 à 33 mètres, nous trouvons :

$$\frac{55,418 \times 33}{75} = 24^{\text{ch}},4.$$

« On peut satisfaire aux besoins de la pompe en faisant usage d'une détente totale de $\frac{1}{5}$; celle-ci correspond à une détente au petit cylindre égale à $\frac{1}{2,4}$, c'est-à-dire que la longueur de la course du piston durant laquelle se fait l'admission est égale à 0^m,208. »

Étude des pompes dont la description précède, par la méthode des diagrammes

Telle est la description des pompes Dubuc donnée par la *Publication* Armengaud, en éliminant tout ce qui se rapporte spécialement aux moteurs.

Pour les étudier par la méthode des diagrammes, je négligerai tous les frottements dans les calculs et je considérerai toujours le mouvement de l'eau comme n'étant influencé par aucune cause telle que la résistance des parois, celles des soupapes, coudes, élargissements brusques, etc., etc., car il sera ensuite très facile de tenir compte de toutes ces causes de perte de travail utile, si l'on veut se livrer à une étude plus minutieuse. Je me propose seulement de démontrer que l'assertion relative à la prétendue continuité du mouvement de l'eau est complètement inexacte, et que l'adjonction du second corps de pompe ovoïde B' n'a nullement pour effet de supprimer les intermittences du mouvement de l'eau dans le tuyau R. Il est évidemment très intéressant de faire justice de semblables assertions émises par les constructeurs de pompes à doubles pistons; car alors à quoi bon s'écarter des règles posées par tous les bons auteurs pour la construction des pompes à mouvement intermittent, règles qui sont résumées en quelques lignes, page 507, dans l'*Aide-Mémoire* du général Morin, édition de 1864?

Rappel des données

Ceci posé, abordons l'étude de cette pompe à l'aide des données empruntées à la description Armengaud, et rappelons d'abord ces données :

Hauteur d'aspiration.	7 mètres.
— de refoulement	26
	33 mètres.
Hauteur totale.	33 mètres.
Nombre de tours par minute	40
Course du piston	0 ^m ,60
Diamètre inférieur du piston	0 ^m ,42
— supérieur du piston.	0 ^m ,31
— du tuyau d'aspiration.	0 ^m ,40
— de refoulement.	0 ^m ,30

Étude de la marche du piston

J'appelle ω la vitesse angulaire uniforme de la manivelle. J'ai donc :

$$\omega = \frac{2 \times 3.1416}{60} \times 40 = 4.1888.$$

Voulant d'abord étudier les faits qui se passent pendant la course ascendante du piston, en tenant compte des restrictions exprimées ci-dessus, je détermine en premier lieu la marche du piston.

La bielle ayant une longueur suffisante, le piston se meut approximativement comme la projection du bouton de la manivelle sur la verticale.

Le mouvement circulaire étant uniforme, l'accélération tangentielle est nulle, l'accélération centrifuge a pour valeur $\omega^2 r$, en nommant r le rayon de la circonférence décrite par le centre du bouton de manivelle pour une position quelconque de ce centre ; l'accélération de la projection du centre du bouton a pour valeur $\omega^2 r \cos \alpha$.

D'ailleurs, dans le cas qui nous occupe, $\omega = 4.1888$, $r = 0.30$; d'où $\omega^2 r \cos \alpha = 5.264 \cos \alpha$.

Je calcule les valeurs de ces accélérations pour $\alpha = 0^\circ, 15^\circ, 30^\circ, 45^\circ, \dots, 180^\circ$. Comme 40 tours sont parcourus en 60'', la moitié d'un

tour, soit 180° , est parcourue en $\frac{60}{80} = 3/4$ de $1''$. Les positions $\alpha = 0^\circ$, $\alpha = 15^\circ$, etc., correspondent donc aux temps $t = 0$, $t = \frac{1}{16}$, etc., etc.

Voici donc alors les valeurs de α , de $\cos \alpha$ et des accélérations aux divers instants :

(1)	Temps.	Valeurs de α .	Cos α .	Accélérations.
	0''	0°	+ 1.0000	+ 5.264
	1/16	15°	+ 0.96593	+ 5.085
	2/16	30°	+ 0.86603	+ 4.559
	3/16	45°	+ 0.70711	+ 3.722
	4/16	60°	+ 0.50000	+ 2.632
	5/16	75°	+ 0.25882	+ 1.362
	6/16	90°	0.00000	0.000
	7/16	105°	- 0.25882	- 1.362
	8/16	120°	- 0.50000	- 2.632
	9/16	135°	- 0.70711	- 3.722
	10/16	150°	- 0.86603	- 4.559
	11/16	165°	- 0.96593	- 5.085
	12/16	180°	- 1.00000	- 5.264

La vitesse du piston à chaque instant est donnée par la formule connue :

$$v = -\omega r \sin \alpha.$$

Il est inutile de donner ici le tableau de ces valeurs faciles à calculer :

$$x = r \cos \frac{vt}{r}, \quad \frac{dx}{dt} = -v \frac{\sin vt}{r}, \quad \frac{d^2x}{dt^2} = -\frac{v^2}{r} \cos \frac{vt}{r}.$$

La vitesse moyenne du piston est évidemment $\frac{0.60 \times 80}{60} = 0.80$ à la seconde. Aux divers instants d'une course simple, on a comme vitesses du piston :

(2)	à		
	à	0°	0
	à	15°	0.32524
	à	30°	0.62832
	à	45°	0.88858
	à	60°	1.08824
	à	75°	1.21391
	à	90°	1.25664
	à	105°	1.21391
	à	120°	1.08824
	à	135°	0.88858
	à	150°	0.62832
	à	165°	0.32524
	à	180°	0

Voici maintenant le tableau des espaces parcourus par le piston et du volume engendré par la grande base :

		Espaces parcourus totaux.	Volumes engendrés.
à	0°	0.000	0.000
à	15°	0.010221	0.001416
à	30°	0.040191	0.005570
à	45°	0.087867	0.012173
à	60°	0.150000	0.020781
à	75°	0.222354	0.030870
à	90°	0.300000	0.041562
à	105°	0.377646	0.052320
à	120°	0.450000	0.062344
à	135°	0.512133	0.070953
à	150°	0.559809	0.077548
à	165°	0.589779	0.081700
à	180°	0.600000	0.083126

Les valeurs des volumes engendrés par la grande base du piston sont obtenues en multipliant les chemins parcourus par l'aire de cette grande base = 0.138544.

Détermination du mouvement de l'eau dans le tuyau d'aspiration

Pour arriver à déterminer d'une manière exacte, ou à peu près exacte, le mouvement de l'eau dans le tuyau d'aspiration, il manque plusieurs données importantes, qui ne sont pas contenues dans la description Armengaud.

La première de ces données est la configuration du tuyau d'aspiration. On voit planche 7 que ce tuyau devient horizontal, mais nous ne possédons aucun renseignement sur la longueur de cette partie horizontale.

On ne connaît donc pas la longueur réelle du tuyau d'aspiration. Or cette longueur réelle se trouve dans la formule $P = 10.33 - h - \frac{j \times l}{9.80}$ (démontrée page 100).

h , hauteur d'aspiration en mètres;

j , accélération de la colonne;

l , longueur totale de la colonne.

La seconde donnée manquante est la force du ressort tenant la soupape d appliquée sur son siège.

En l'absence de ces données essentielles, je calculerai le mouvement de l'eau dans le tuyau d'aspiration comme si le tuyau était vertical et n'avait qu'une longueur totale de 7 mètres, égale par conséquent à la hauteur d'aspiration, et comme si la soupape d n'avait aucun poids et n'était maintenue par aucun ressort. Ces deux simplifications ajoutées à toutes les simplifications déjà énumérées auront naturellement pour résultat de me donner une accélération théorique beaucoup plus considérable que l'accélération pratique; et le résultat théorique auquel je parviendrai sera donc favorable au système examiné. Alors donc les fautes commises par les constructeurs contre les règles du général Morin auront des résultats apparents *moins* fâcheux que ceux qu'elles ont en réalité.

Pour ne pas compliquer cette étude, je négligerai, par rapport à la hauteur d'aspiration, la longueur de la course du piston, quoique cette longueur soit environ un douzième de la hauteur d'aspiration, et je ferai les calculs comme si pendant toute la course la base inférieure du piston était à 7 mètres du niveau d'eau.

D'après les données, le diamètre du tuyau d'aspiration est 0^m,40, celui du piston est 0^m,42; donc l'aire du piston et l'aire du tuyau sont dans le rapport $\left(\frac{42}{40}\right)^2 = 1.1025$.

Lors donc que le tuyau donne passage à une quantité d'eau suffisante pour remplir le vide laissé par le piston, on doit avoir, en nommant v la vitesse du piston et v' la vitesse de l'eau dans le tuyau :

$$v = 1.1025 v', \quad \frac{dv}{dt} = 1.1025 \frac{dv'}{dt}. \quad (a)$$

D'après le tableau, page 117, je vois que l'accélération maxima du piston est 5.264. Pour qu'à ce moment l'eau pût suivre le piston, elle devrait donc avoir une accélération $5.264 \times 1.1025 = 5.80$.

Or, dans le tuyau, l'accélération possible est donnée par la formule $P = 10.33 - 7 - \frac{j \times 7}{9.8}$, dans laquelle on fait $P = 0$.

Ce qui donne pour j une valeur de 4.662. Donc l'eau ne peut, au commencement de la course, suivre le piston.

Le maximum d'accélération que l'eau pourra prendre lorsqu'elle remplit le corps de pompe se déduit de la formule (a) et est donc : $\frac{4.662}{1.1025} = 4.23$ environ ; l'espace parcouru par le piston ayant pour expression $0.30(1 - \cos \omega t)$, on trouvera le temps après lequel l'eau aura rejoint le piston en résolvant l'équation :

$$\frac{1}{2} \times 4.23 t^2 = 0.30(1 - \cos \omega t) \text{ (comme pages 101 et 102).}$$

Ce qui donne pour t la valeur très approchée de $\frac{6}{16}$ de seconde.

En effet, l'espace parcouru par l'eau aspirée au bout de ce temps sera :

$$\frac{1}{2} \times 4.23 \times \left(\frac{6}{16}\right)^2 = 0.2974.$$

L'espace parcouru par le piston au bout du même temps est 0.30.

La vitesse de l'eau au moment de la rencontre (dans le tuyau) est :

$$4.662 \times \frac{6}{16} = 1.75.$$

La vitesse du piston au même instant est :

$$4.1888 \times 0.3 = 1.257.$$

L'eau du tuyau d'aspiration devra donc prendre brusquement la vitesse $1.257 \times 1.1025 = 1.38$.

La masse d'eau contenue dans le tuyau d'aspiration est :

$$\frac{879.2}{9.8} = 90.$$

La perte de force vive est donc :

$$\frac{90}{2} \left(\overline{1.75^2} - \overline{1.38^2} \right) = \frac{90}{2} (3.06 - 1.90) = 52.20 \text{ kilogrammètres.}$$

Le choc devra être éteint par l'élasticité des parois et des organes conduisant le piston, ainsi que par un léger soulèvement de la soupape de refoulement.

A partir du moment où l'eau a rejoint le piston, le mouvement dans le tuyau d'aspiration correspond évidemment au mouvement du piston. On trouve donc facilement les vitesses et les accélérations ; il suffit de multiplier les vitesses et les accélérations du piston (tableaux

de la page 117) par 1,1025. Voici les vitesses et les accélérations pour l'eau du tuyau pendant la course ascendante :

Pendant la première partie de la course, l'accélération de l'eau du tuyau est uniforme et égale à 4.662.

La vitesse se déduit de la formule $v = gt$.

On a donc le tableau suivant :

	Accélérations	Vitesses.
0°	0	0
15° ou 1/16 de 1"	4.662	0.291
30°	»	0.582
45°	»	0.873
60°	»	1.164
75°	»	1.355
90°	4.662 — ∞ — 0	1.750
105°	— 1.50	1.334
120°	— 2.90	1.199
135°	— 4.103	0.979
150°	— 5.026	0.692
175°	— 5.605	0.358
180°	— 5.803	0.000

La pression par unité de surface se déduit de la formule connue $P = 10,33 - h - \frac{jl}{9,8}$, dans laquelle $h = 7$, $l = 7$. Voici le tableau de la pression en mètres, ainsi que celui de la pression en kilogrammes, sur la face inférieure du piston; cette dernière valeur s'obtient en multipliant la pression en mètres par 10 et par l'aire du piston en décimètres carrés :

	Pressions en mètres.	Pressions en kilogrammes.
0°	0	0
15°	0	0
30°	0	0
45°	0	0
60°	0	0
75°	0	0
90°	0 — ∞ 3 ^m ,33	0 — ∞ 461 ^k ,215
105°	+ 4 ^m ,40	631 ^k ,4
120°	+ 5 ^m ,40	749 ^k ,9
135°	+ 6 ^m ,259	867 ^k ,01
150°	+ 6 ^m ,913	957 ^k ,03
165°	+ 7 ^m ,332	1015 ^k ,20
180°	+ 7 ^m ,493	1039 ^k ,36

Pour la position à 90°, les trois valeurs des pressions sont celles immédiatement avant le choc, pendant le choc, et immédiatement après ce choc.

La valeur ∞ n'est évidemment pas exacte, parce qu'elle n'aurait lieu que si toutes les parois étaient complètement dépourvues d'élasticité ; mais dans ce cas le choc briserait tout l'appareil.

Voici donc déterminées, en tenant compte des restrictions faites, toutes les circonstances intéressantes de la marche de l'eau dans le tuyau d'aspiration pendant la demi-course ascendante du piston. Pendant la demi-course descendante de ce piston, l'eau du tuyau d'aspiration est évidemment au repos. Il est donc facile de construire le diagramme représentant la marche de l'eau dans le tuyau d'aspiration.

Mouvement de l'eau dans le tuyau conduisant de l'espace B au réservoir T

Pour étudier le mouvement de l'eau dans ce tuyau, je fais les mêmes hypothèses restrictives que pour le tuyau d'aspiration, c'est-à-dire absence de poids des soupapes, etc., etc.

Pendant la marche ascendante du piston, l'eau contenue dans la première partie du tuyau jusqu'à l'embranchement B' est évidemment au repos.

Depuis l'embranchement B' jusqu'au réservoir, l'eau coule avec une vitesse telle que le tuyau qui a 0^m,30 de diamètre donne passage à toute la quantité de fluide refoulée par la partie supérieure du piston; l'aire de la partie supérieure est égale à 0.455 de l'aire de la partie inférieure, soit à 0^{mq},0631; l'aire du passage B² jusqu'au réservoir est 0^{mq},0707.

La vitesse de l'eau et l'accélération seront donc égales à la vitesse et à l'accélération du piston (tableaux de la page 117) multipliées par le rapport $\frac{631}{707} = 0.92$ environ.

Voici les tableaux de ces vitesses et de ces accélérations :

Tableau des vitesses et des accélérations dans B² pendant la marche ascendante

	Accélérations.	Vitesses.
0	4.844	0
15°	4.678	0.299
30°	4.194	0.5777
45°	3.438	0.3169
60°	2.421	0.9936
75°	1.263	1.1132
90°	0	1.15
105°	- 1.263	1.1132
120°	- 2.421	0.9936
135°	- 3.438	0.8169
150°	- 4.194	0.5777
165°	- 4.678	0.2990
180°	- 4.844	0.000

Pendant la marche descendante du piston, la première partie du tuyau de raccord doit donner passage à toute l'eau refoulée; les vitesses et les accélérations sont donc égales à celles que l'on trouverait dans le tuyau d'aspiration si l'eau suivait exactement le piston.

Voici ce tableau :

	Accélérations.	Vitesses.
0°	5.803	0
15°	5.605	0.358
30°	5.026	0.692
45°	4.103	0.979
60°	2.900	1.199
75°	1.500	1.334
90°	0.000	1.380
105°	- 1.500	1.334
120°	- 2.900	1.199
135°	- 4.103	0.979
150°	- 5.026	0.692
165°	- 5.605	0.358
180°	- 5.803	0.000

Pendant cette même période, la seconde partie du tuyau de raccord, celle comprise entre le tuyau B² et le réservoir d'air, donne passage à la quantité refoulée diminuée de la quantité passant par B². Cette quantité est égale à $1 - 0.455 = 0.545$ de la quantité totale engen-

drée par la grande base du piston. On obtiendra donc les vitesses et les accélérations en multipliant les vitesses et les accélérations des tableaux de la page 117 par le rapport $\frac{0.545 \times 0.1385}{0.0707} = 1.07$.

Voici le tableau de ces vitesses et de ces accélérations :

	Accélérations.	Vitesses.
0°	5.63	0
15°	5.44	0.34775
30°	4.868	0.6719
45°	3.98	0.9501
60°	2.81	1.1641
75°	1.457	1.2989
90°	0	1.3439
105°	— 1.457	1.2989
120°	— 2.81	1.1641
135°	— 3.98	0.9501
150°	— 4.868	0.6719
165°	— 5.44	0.34775
180°	— 5.63	0

Étude du mouvement de l'eau dans le tuyau de refoulement — Deux cas à considérer

Le mouvement de l'eau ainsi déterminé dans le tuyau de raccord, il reste à déterminer le mouvement de l'eau dans le tuyau de refoulement. Cette détermination est facile, et il y a à considérer deux cas : 1° celui où le réservoir d'air est plein d'air ; 2° celui où, par suite d'une circonstance quelconque, le réservoir d'air est plein d'eau. Dans d'autres hypothèses, le mouvement est à peu près impossible à déterminer ; mais les deux cas signalés offrent seuls de l'intérêt. En effet, lorsque l'on fait un réservoir d'air, il est évident que l'on désire qu'il soit complètement plein d'air ; et telle est donc la marche normale. En cas d'accident, si l'alimentation d'air vient à manquer, ou bien on s'en aperçoit tout de suite et l'on revient immédiatement à la marche normale, ou bien on ne s'en aperçoit pas et le réservoir d'air est bientôt rempli d'eau.

J'examine d'abord le cas où le réservoir d'air est plein d'air. Ce réservoir a une capacité de 2 mètres cubes ou 2,000 litres ; et l'on peut

admettre que l'écoulement par le tuyau de refoulement se fait avec une vitesse uniforme. Cette supposition admise (et je montrerai que dans le cas actuel elle est admissible), je vais faire voir que la pression varie très peu et que, dans les calculs, on peut donc la regarder comme uniforme.

Par le tuyau de refoulement, il sort, si la vitesse est uniforme, une quantité Ωvt par unité de temps. Par le tuyau de raccord, il entre une quantité $r(1 - \cos \omega t) \Omega'$ (Ω , section du tuyau de refoulement; Ω' , section du tuyau de raccord). La variation du volume d'eau contenue dans le réservoir d'air est donc :

$$\Delta V = r(1 - \cos \omega t) \Omega' - vt\Omega.$$

Dans l'exemple actuel, $\Omega = \Omega'$ et en calculant les quantités on trouve pour ces variations :

à 0°	0		
à 15°	}	0.010221	— 0.05 = — 0.039779
à 30°		0.040191	— 0.10 = — 0.059809
à 45°		0.087867	— 0.15 = — 0.062133
à 60°		0.150000	— 0.20 = — 0.05
à 75°		0.222354	— 0.25 = — 0.027646
à 90°		0.30	— 0.30 = — 0.00
à 105°		0.377646	— 0.35 = 0.027646
à 120°		0.450000	— 0.40 = 0.05
à 135°		0.512133	— 0.45 = 0.062133
à 150°		0.559809	— 0.50 = 0.059809
à 165°		0.589779	— 0.55 = 0.039779
à 180°		0.600000	— 0.60 = 00.0

Les variations extrêmes de volumes sont donc $+\Omega \times 0.062133$ et $-\Omega \times 0.062133$ ou, puisque $\Omega = 0.0707$, les variations de volumes extrêmes sont égales à ± 0.00439 ; et les positions du piston auxquelles correspond le niveau moyen dans le réservoir d'air sont 0°, 90° et 180°, ce qu'il était du reste facile de prévoir par le raisonnement. Je suppose que, à la position 45°, il y ait 2,000 litres d'air dans le réservoir (ce qui est le cas examiné); à la position 135°, il n'y aura plus que $2,000 - 2 \times 4.39 = 1,991,22$; et si à la position 45° la pression est 33^m,28, à la position 135° la pression sera $= \frac{2,000 \times 33,28}{1,991,22} = 33,42$. La variation totale de pression dans le réservoir d'air est donc 0.14, et la pression moyenne est 33^m,35. Cette pression moyenne existe à 0°, 90° et 180°.

Aussi longtemps que la pression du réservoir est supérieure à la pression moyenne, la vitesse de la colonne de refoulement augmente. Mais cette augmentation étant insensible, comme le calcul le montrera, on peut regarder la vitesse comme constante, afin de simplifier l'équation de Resal (*Traité de mécanique générale*, tome IV, page 77).

Alors on a :

$$P' - P = -H - \frac{v^2}{2g} - \frac{Jl}{g}.$$

Je fais dans cette formule $P' = 10.33$, et $\frac{v^2}{2g} = 0.02$ (pour éviter les fractions de centimètre), puis $l = 30$ mètres, $H = 23$, et je prends la pression P égale à la moyenne des pressions qui existent de 90° à 180° , c'est-à-dire $33.35 + 0.035 = 33.385$. Je suppose de plus que cette pression moyenne ait agi pendant tout le temps employé pour passer de 90° à 180° . J'aurai alors une expression très approchée de l'accélération j et je pourrai facilement en déduire la vitesse finale à 180° . J'ai donc :

$$10.33 - 33.385 = -23 - 0.02 - \frac{30J}{g}, \text{ d'où : } J = \frac{0.035 \times 9.80}{30} = 0.011.$$

La pression s'exerçant pendant $\frac{1}{4}$ de tour, soit pendant $\frac{40}{60 \times 4} = \frac{1}{6}$ de seconde, la variation de vitesse déduite de la formule $v = v_0 + jt$ montre que la variation positive de vitesse depuis 90° jusqu'à 180° ne sera approximativement que de $\frac{0.011}{6} = 0.002$, soit moins de 2 millimètres après la position 180° ou 0. La variation de vitesse sera négative et d'égale valeur. On voit donc que je puis dire que la vitesse et la pression peuvent être considérées comme constantes dans le réservoir d'air pour le cas actuel, et que je pouvais faire les hypothèses qui m'ont conduit à la simplification de l'équation de Resal.

Si le réservoir d'air est, par suite d'un accident quelconque, rempli d'eau, il est évident que la vitesse dans le tuyau de refoulement est égale à celle du tuyau de raccord, puisque les diamètres sont égaux. Donc les accélérations seront aussi les mêmes dans ces deux tuyaux.

Étude des pressions dans les tuyaux B² de raccord et de refoulement

Pour arriver à déterminer les pressions, dans les tuyaux B² de raccord et de refoulement, à chaque instant, il y a encore deux cas bien distincts à examiner : le cas du réservoir d'air plein d'air ; le cas du réservoir d'air plein d'eau.

1° — Cas du réservoir d'air plein d'air.

Pour étudier le premier cas, je détermine d'abord la pression du réservoir. Je vois, d'après la planche 7, que le réservoir doit être placé à 23^m,50 au-dessus du niveau de refoulement ; qu'il existe une distance verticale de 2^m,50 entre le niveau le plus bas du réservoir et la soupape de refoulement, puis une distance verticale de 7 mètres entre ce niveau moyen et le niveau d'aspiration. La vitesse dans le tuyau de refoulement est environ 0.7. Donc, en appliquant le théorème de Bernouilli au tuyau de refoulement (car j'ai montré que l'on peut regarder le mouvement comme permanent), on a :

$$Z - \frac{P}{\pi} - \frac{v^2}{2g} - Z_0 + \frac{P_0}{\pi} + \frac{v_0^2}{2g} = 0;$$

Ou, en prenant le niveau supérieur pour plan fixe :

$$23.50 - h - 0 - 0 + 10.33 + \frac{0.7^2}{19.6} = 33^m,85.$$

Pression sur la partie supérieure du piston pendant la marche ascendante.

Pour ne pas faire intervenir la longueur de la course du piston, je supposerai que cette face reste constamment à une distance de 4^m,20 du débouché dans le réservoir d'air, et à 2^m,50 en dessous de ce débouché.

La pression en mètres est donnée par la formule :

$$P = P_0 + h + \frac{Zl}{g} = 33.85 + 2.50 + 0.42 J,$$

en prenant J dans le premier tableau de la page 123. Voici le tableau de ces pressions en mètres et en kilogrammes. Ces dernières pres-

sions sont obtenues en multipliant les pressions en mètres par 10 et par l'aire soumise en décimètres carrés, soit 63.067 :

	Pressions en mètres.	En kilogrammes.
0°	36.35 + 2.03 = 38.33	2,421.11
15°	36.35 + 1.96 = 38.31	2,415.82
30°	36.35 + 1.76 = 38.11	2,403.21
45°	36.35 + 1.44 = 37.79	2,383.03
60°	36.35 + 1.01 = 37.36	2,355.92
75°	36.35 + 0.53 = 36.88	2,325.65
90°	36.35 + 0 = 36.35	2,292.23
105°	36.35 - 0.53 = 35.82	2,258.81
120°	36.35 - 1.01 = 35.34	2,228.54
135°	36.35 - 1.44 = 34.91	2,201.42
150°	36.35 - 1.76 = 34.59	2,181.24
165°	36.35 - 1.96 = 34.39	2,168.63
180°	36.35 - 2.03 = 34.32	2,164.22

Pour obtenir la pression en kilogrammes qui s'oppose au mouvement ascendant du piston, il suffit d'ajouter aux nombres de ce dernier tableau la valeur en kilogrammes de la pression atmosphérique qui s'exerce sur la surface libre (soit $103.3 \times 7.54 = 777.88$), et de soustraire la pression motrice donnée au tableau de la page 121. On arrive ainsi aux résultats suivants :

	Pressions résultantes en kilogrammes.
0°	3,193.99
15°	3,193.70
30°	3,181.09
45°	3,160.91
60°	3,133.80
75°	3,103.53
90°	3,070.11 — 2,608.96
105°	2,405.86
120°	2,257.33
135°	2,112.29
150°	2,002.09
165°	1,934.35
180°	1,902.74

Les deux valeurs à 90° sont celles immédiatement avant le choc et immédiatement après; la pression résultante pendant le choc est incalculable.

Pressions sur le piston pendant la marche descendante.

Pour le calcul de ces pressions, je considérerai encore le piston à une hauteur invariable de 2^m,50 au-dessous du niveau du réservoir d'air, et le conduit, depuis ce piston jusqu'au réservoir, comme ayant une longueur invariable de 5 mètres.

Je considérerai de plus l'accélération, dans le tuyau de raccord, comme uniforme et égale à celle de l'eau dans la première partie du tuyau, accélération donnée au deuxième tableau, page 123.

Pour calculer la pression sur la partie immergée de la face supérieure du piston, je considérerai l'eau du tuyau B² comme n'ayant pas d'accélération et soumise à la pression du réservoir d'air. Voici la raison de cette simplification : pendant la première partie de la marche descendante, l'eau de R, depuis le réservoir jusqu'à l'embouchure de B², a une accélération dans le sens de la vitesse ; donc, à ce débouché, la pression est plus forte que dans le réservoir. Mais l'eau de B² a une accélération dans le sens de la vitesse dans ce tuyau. Donc la pression contre le piston est moindre que celle existant au débouché de B² dans R. On peut supposer que ces deux inégalités sont équivalentes, et que, depuis le réservoir jusqu'à la face immergée supérieure du piston, l'eau n'est soumise qu'à la pesanteur.

En faisant ces simplifications, je m'écarte donc très peu de la vérité.

La pression sur la face inférieure du piston sera donc donnée par la formule $P = 33.85 + 2.50 + 0.5J$.

Voici ces pressions en mètres et en kilogrammes (sur une aire de 13.8544 décimètres carrés) :

0°	36.35 + 2.90 = 39.25	5,427.85
15°	36.35 + 2.80 = 39.15	5,413.99
30°	36.35 + 2.51 = 38.86	5,383.81
45°	36.35 + 2.05 = 38.40	5,320.08
60°	36.35 + 1.45 = 37.80	5,236.96
75°	36.35 + 0.75 = 37.10	5,139.98
90°	36.35 + 0 = 36.35	5,036.07
105°	36.35 - 0.75 = 35.60	4,932.16
120°	36.35 - 1.45 = 34.90	4,834.18

135°	36.35 — 2.05 = 34.30	4,752.05
150°	36.35 — 2.51 = 33.84	4,688.32
165°	36.35 — 2.80 = 33.55	4,648.15
180°	36.35 — 2.90 = 33.45	4,634.29

Pour obtenir les pressions motrices en kilogrammes, je n'ai, d'après les observations précédentes, qu'à retrancher des nombres du dernier tableau $(33.85 \times 6.307 \times 10 + 777.88) = 2,912.80$.

J'arrive ainsi aux pressions suivantes, comme forces résultantes, pendant la marche descendante du piston :

Pressions résultantes pendant la marche descendante du piston.

0°	2,515.05
15°	2,501.19
30°	2,471.01
45°	2,407.28
60°	2,324.16
75°	2,227.18
90°	2,123.27
105°	2,019.36
120°	1,921.38
135°	1,839.25
150°	1,775.52
165°	1,735.35
180°	1,721.49

2° — Cas du réservoir d'air plein d'eau.

Pour trouver les pressions dans la seconde hypothèse, c'est-à-dire lorsque, par suite d'une circonstance quelconque, le réservoir d'air est rempli d'eau, il est nécessaire de connaître la longueur du tuyau de refoulement. Je la suppose égale à 30 mètres, à la base du réservoir où débouchent les tuyaux de raccord et de refoulement. Alors la pression est donnée par la formule :

$$P = P_0 + h + \frac{j^2 l}{g} = 23.50 + 10.33 + \frac{j \times 30}{g}, \text{ ou } P = 33.83 + 3.06j.$$

L'accélération j est évidemment la même dans le tuyau de refoulement que dans le tuyau de raccord. Les accélérations dans le tuyau de raccord étant données, pages 123 et 124, il est facile de calculer

les accélérations dans le tuyau de refoulement et de former le tableau suivant qui, celui-ci, s'étend de 0 à 360 degrés; car les accélérations ne sont pas les mêmes pour la marche descendante que pour la marche ascendante.

Le tableau commence à 0 de la marche ascendante.

La seconde colonne indique les différences en kilogrammes des pressions s'exerçant, à la hauteur du réservoir d'air, sur une aire, égale : 1° pendant la marche ascendante, à la face supérieure immergée du piston; 2° pendant la marche descendante, à la différence des faces immergées. Donc, pendant la marche ascendante, la pression en mètres est multipliée par 10×6.3067 ; pendant la marche descendante, la pression en mètres est multipliée par 10×7.54 .

	Pressions en mètres.	Pressions en kilogrammes.
0	33.83 + 14.92 = 48.75	3,074.41
15°	» + 14.31 = 48.14	3,041.04
30°	» + 12.83 = 46.66	2,942.70
45°	» + 10.52 = 44.25	2,790.71
60°	» + 7.40 = 41.23	2,600.25
75°	» + 3.86 = 36.69	2,313.92
90°	» + 0 = 33.83	2,133.55
105°	» - 3.86 = 29.97	1,890.11
120°	» - 7.40 = 26.43	1,666.86
135°	» - 10.52 = 23.31	1,470.19
150°	» - 12.83 = 21.00	1,324.40
165°	» - 14.31 = 19.52	1,234.06
180°	» - 14.92 = 18.91	1,192.59
180° R	» + 17.22 = 51.05	3,849.00
195°	+ 16.54 = 50.37	3,797.00
210°	+ 14.90 = 48.73	3,674.00
225°	+ 12.17 = 46.00	3,484.00
240°	+ 8.59 = 42.42	3,198.00
255°	+ 4.45 = 38.28	2,886.00
270°	+ 0 = 33.83	2,550.00
285°	- 4.45 = 29.38	2,215.00
300°	- 8.59 = 25.24	1,903.00
315°	- 12.17 = 21.66	1,633.00
330°	- 14.90 = 18.93	1,427.00
345°	- 16.54 = 17.19	1,296.00
360°	- 17.22 = 16.61	1,252.00

Au moyen de ces données, il est facile de calculer les pressions dans le cas considéré. Il suffit de diminuer les pressions trouvées pour

le premier cas de la quantité fixe 2,134.81 pendant la marche ascendante et de 2,552.29 pendant la marche descendante pour obtenir les pressions résultantes provenant du mouvement de l'eau depuis le niveau d'aspiration jusqu'à la base du réservoir d'air, puis d'ajouter les pressions indiquées dans le dernier tableau provenant du mouvement de l'eau dans le tuyau de refoulement; et l'on obtient la pression totale cherchée.

Pressions totales lorsque le réservoir d'air est plein d'eau. — Diagramme de la planche 8

0°	3,198.29	— 2,134.31	+ 3,074.41	= 4,138.59
15°	3,193.70	— »	+ 3,041.04	= 4,099.93
30°	3,181.09	— »	+ 2,942.70	= 3,988.98
45°	3,160.91	— »	+ 2,790.71	= 3,816.81
60°	3,133.80	— »	+ 2,600.25	= 3,599.24
75°	3,103.53	— »	+ 2,313.55	= 3,282.27
90°	3,070.11	— »	+ 2,133.55	= 3,068.85
90° B	2,608.91	— »	+ 2,133.55	= 2,607.70
105°	2,405.05	— »	+ 1,890.11	= 2,160.95
120°	2,257.33	— »	+ 1,666.86	= 1,789.38
135°	2,112.29	— »	+ 1,470.19	= 1,447.67
150°	2,002.09	— »	+ 1,324.40	= 1,291.68
165°	1,934.35	— »	+ 1,234.06	= 1,033.60
180°	1,902.74	— »	+ 1,192.59	= 960.52
180° B	2,515.05	— 2,552.29	+ 3,849.00	= 3,802.05
195°	2,501.19	— »	+ 3,797.00	= 3,745.90
210°	2,471.01	— »	+ 3,674.00	= 3,588.78
225°	2,407.28	— »	+ 3,484.00	= 3,338.99
240°	2,324.16	— »	+ 3,198.00	= 2,969.87
255°	2,227.18	— »	+ 2,886.00	= 2,560.89
270°	2,123.27	— »	+ 2,550.00	= 2,220.98
285°	2,019.36	— »	+ 2,215.00	= 1,683.07
300°	1,921.33	— »	+ 1,903.00	= 1,272.09
315°	1,839.25	— »	+ 1,633.00	= 909.96
330°	1,775.52	— »	+ 1,427.00	= 650.23
345°	1,735.35	— »	+ 1,296.00	= 481.06
360°	1,721.49	— »	+ 1,252.00	= 421.20

Au moyen des données des tableaux, je trace le diagramme (1) de la planche 8, indiquant en kilogrammes l'effort à transmettre au piston pendant un tour entier (le temps étant pris pour abscisses :

à l'échelle de 0.01 par $\frac{1}{16}$ de seconde, et pour les ordonnées 0.001, représentant 20 kilogrammes). Lorsque le réservoir d'air est plein d'eau, le diagramme 2 représente la pression en fonction de l'espace parcouru à la même échelle que précédemment pour les ordonnées, mais à l'échelle de 1/4 de la grandeur réelle pour les abscisses.

Ces deux diagrammes sont tracés en traits pleins.

Le diagramme 1 (en traits interrompus), tracé sur la même base que le diagramme 8, représente la pression en fonction du temps lorsque le réservoir d'air est plein d'eau. Le diagramme 4 en traits interrompus donne la pression en fonction de l'espace parcouru dans le même cas.

Remarque

Une remarque de nature à beaucoup faciliter la confection et la vérification des diagrammes de pression se présente ici :

Lorsque l'on prend la pression comme fonction du chemin parcouru par un piston guidé par une manivelle et que l'on se sert de la formule simplifiée $P = H + aj$, le coefficient différentiel est constant.

On a en effet :

$$dP = adj = a \frac{d^3x}{dt^2};$$

$$x = r(1 - \cos \omega t), \quad \frac{dx}{dt} = r\omega \sin \omega t;$$

$$\frac{d^2x}{dt^2} = r\omega^2 \cos \omega t, \quad \frac{d^3x}{dt^2} = -r\omega^3 \sin \omega t dt;$$

$$dP = -ar\omega^3 \sin \omega t dt;$$

$$dP = -a\omega^2 dx, \quad \frac{dP}{dx} = -a\omega^2.$$

Donc, connaissant la pression au commencement de la course, il est très facile de trouver graphiquement la pression à l'un quelconque des points de cette course. Il suffit pour cela de tracer la droite dont le coefficient angulaire est $-a\omega^2$ par le point connu, et alors chaque ordonnée donne la pression du point correspondant. Les diagrammes 2 et 4 trouvés par le calcul sont donc justes, puisque les sommets des ordonnées sont en ligne droite.

Diagramme de la vitesse de l'eau dans le tuyau d'aspiration en fonction des temps

Pour tracer ce diagramme, je n'ai qu'à prendre, pendant la marche ascendante, les nombres du tableau de la page 121. Pendant la marche descendante, la vitesse est nulle. Je trace le diagramme à l'échelle de 1/10 pour les vitesses et 0,01 par $\frac{1}{16}$ de seconde ; j'ai ainsi le diagramme (5). On voit que la vitesse dans le tuyau d'aspiration est extrêmement irrégulière.

Diagramme de la vitesse de l'eau dans le tuyau de raccord ou dans le tuyau de refoulement

Si le réservoir d'air est plein d'eau, ce diagramme, tracé sur la même base que le diagramme 5, se déduit des tableaux des pages 123 et 124; il est tracé en traits interrompus à la même échelle que le diagramme 5. La vitesse est loin d'être continue; elle n'est pas même symétrique pour la marche ascendante et pour la marche descendante.

Diagramme des variations du niveau de l'eau dans le réservoir d'air

Je donne en dernier lieu le diagramme des variations en vraie grandeur du niveau de l'eau dans le réservoir d'air; j'ai trouvé ces variations en vraies grandeurs en multipliant les nombres d'un tableau précédent par le rapport $\frac{9}{49}$ ou $\frac{0.3^2}{0.7^2}$ qui est le rapport des surfaces du tuyau de refoulement et du réservoir d'air. On voit que ces variations sont complètement négligeables eu égard à la hauteur du réservoir, 5^m,420.

Remarques

D'après l'*Aide-Mémoire* du général Morin (page 507, édition de 1864), la vitesse des pistons dans les grandes pompes doit être maintenue entre 0^m,16 et 0^m,25 par seconde; et la course des pistons doit être de 1 mètre à 1^m,50. Ce sont des données résultant de l'expérience. Si je prends la vitesse de 0^m,25 à la seconde, c'est-à-dire la vitesse maxima indiquée, et la course de 1 mètre, je vois que le nombre de tours par minute doit être égal à 7.50, pour une pompe de 1 mètre de course bien construite. La vitesse angulaire ω sera alors égale à $\frac{6.28 \times 7.5}{60} = 0.785$. Le rayon de la manivelle étant 0.5, l'accélération maxima sera donc $0.785^2 \times 0.5 = 0.3081$ pour le piston, et l'accélération maxima de l'eau dans les tuyaux sera $0.3071 \times \frac{3}{2} = 0.462$, d'après la dimension de tuyaux donnée par le général Morin.

Ces vitesses et accélérations sont déterminées évidemment pour que le jeu des soupapes puisse avoir lieu sans choc sensible, et pour arriver à avoir un travail et une pression aussi uniformes que possible avec un appareil à mouvement intermittent. Je ne puis donc voir dans la vitesse exagérée donnée à la pompe de Saïgon qu'une erreur provenant de ce que le constructeur de cette pompe a cru que le mouvement de l'eau était exempt d'intermittence, tandis qu'il est en réalité aussi intermittent que possible; *plus intermittent* que le mouvement que l'on obtient au moyen d'un seul piston et de quatre soupapes; car dans ce dernier cas l'on obtient le même débit pour la course ascendante que pour la course descendante du piston.

Les diagrammes montrent que, pour la pompe de Saïgon même, l'entrée de l'eau dans le réservoir d'air n'est pas la même pour la course ascendante que pour la course descendante.

L'adoption de la faible vitesse recommandée par le général Morin aurait eu aussi pour effet de permettre à l'eau d'aspiration de suivre continuellement le piston pendant l'aspiration, et d'éviter, par conséquent, la perte de travail et les effets nuisibles du choc qui se

produit dans l'appareil examiné avec une force certainement beaucoup plus grande que celle calculée.

C'est aussi à cause de la vitesse exagérée de l'eau dans les tuyaux que le constructeur a été forcé de mettre des ressorts destinés à aider au mouvement de descente des soupapes. L'adjonction de ces ressorts a nécessité celle d'un bourrage; et il est très probable que, par suite de ces deux causes, il faut une force de plusieurs kilogrammes pour soulever les soupapes. Il y a donc là une perte sérieuse de travail.

D'après les données de la description Armengaud, le volume élevé effectivement est de 50 litres par tour; le débit théorique étant 0.055418, le rapport du débit pratique au débit théorique est 0.902; moindre par conséquent que les rapports cités page 505 de l'*Aide-Mémoire* pour les pompes Delpech, Denizot et Letestu. Il n'y a donc pas lieu de considérer « le rendement même en volume de la pompe comme étant très bon ».

Enfin le plongeur lui-même est sans garniture; mais il est entouré de *trois* bourrages, dont l'un au moins est complètement inutile. Si la pompe était rationnellement construite, il ne faudrait qu'une seule garniture. Or on sait que toute garniture absorbe un grand travail puisque le coefficient de frottement est 0.36 (*Formulaire de l'Ingénieur*, d'Armengaud, page 69).

Conclusion générale

Dans la pompe Dubuc, le mouvement de l'eau est très mal étudié; et l'irrégularité de ce mouvement n'est en partie compensée que par l'énorme dimension du réservoir d'air.

Il y a 5 garnitures (3 au corps de pompe, 2 pour les soupapes), là où une seule suffirait si le mouvement de l'eau était bien réglé, et si l'on s'était contenté des bons vieux types connus depuis longtemps.

Les méandres que l'eau doit parcourir pour entrer dans l'espace

ovoïde et pour en sortir ne sont d'aucune utilité pour la régularité du débit et sont par conséquent nuisibles.

Je ne cherche pas à faire le calcul de l'effet utile probable de cet appareil parce qu'étant données les considérations qui précèdent, cet effet utile ne saurait être satisfaisant.

Nous aurions désiré pouvoir étudier encore ici les pompes à doubles pistons Letestu, Thiollier et d'autres. Mais nous nous sommes déjà laissé entraîner à de bien longs développements; et les exemples qui précèdent suffisent pour faire voir avec quelle circonspection il faut compter sur les combinaisons de ce genre pour donner réellement à l'eau un mouvement continu.

CHAPITRE IV

Des pompes à vapeur à action directe — Quelques réflexions générales

Bien que presque tous les systèmes de pompes puissent se prêter à l'application directe d'une manivelle motrice faisant partie d'un moteur, et bien que toute pompe devienne alors facilement une pompe à vapeur à action directe, cependant, on entend généralement par cette désignation dans le commerce une pompe à piston dans laquelle une tige commune réunit le piston à vapeur au piston à eau, ce qui donne évidemment le maximum de simplicité (apparente tout au moins), et ce qui se rapproche plus ou moins du type connu sous le nom de petit cheval alimentaire. Ce sera donc pendant que nous traitons la question des pompes à piston à mouvement rectiligne alternatif que nous nous arrêterons aux pompes à vapeur à action directe et que nous en décrirons quelques exemples. Nous devons dire dès à présent, du reste, qu'en dehors *de l'alimentation des chaudières* et de l'*élévation de faibles volumes d'eau à de grandes hauteurs ou d'installations provisoires*, cas pour lesquels ces pompes fournissent des solutions simples et économiques, nous n'en sommes guère partisan. En effet, tous les systèmes de ce genre présentent à des degrés divers les inconvénients généraux suivants :

1° De donner une même course et une même vitesse linéaire au piston à vapeur et au piston à eau, alors qu'au point de vue des pertes de travail dues aux effets d'inertie il est généralement logique de faire marcher le second plus lentement que le premier ;

2° De présenter des moteurs à vapeur généralement assez mal étudiés, défectueux et engendrant une grande consommation de vapeur, puisqu'il n'y a, la plupart du temps, ni détente ni distribution économique possibles ;

3° De laisser toutes les réactions de la pompe et du moteur en conflit direct les unes avec les autres, sans volant ni modérateur quelconque de puissance ;

Ce sont la plupart du temps des machines ne marchant que par *chocs* (autrement dit à coups de poing, pour employer une expression vulgaire, mais qui rend fidèlement la chose).

Tout cela n'empêche point d'ailleurs que les pompes à vapeur à action directe ne puissent rendre de précieux services dans les cas particuliers que nous avons énoncés plus haut ; et nous allons donc en décrire un certain nombre d'exemples. Dans une note publiée en 1878 ou 1879, dans les *Bulletins de la Société scientifique de Marseille*, M. Stapfer de Duclos, ingénieur, a assez bien résumé la question des pompes à vapeur à action directe telle qu'elle se présentait à cette époque ; et nous allons reproduire à peu près cette note, parce qu'elle a servi de point de départ à la conception d'un type nouveau et qu'il y a donc là une filiation d'idées à suivre. Nous formulerons ensuite nos réserves et appréciations personnelles, et citerons les autres exemples remarquables qui ont pu se produire depuis cette époque.

Pompes à vapeur sans volant, par M. D. Stapfer, Ingénieur

(Extrait des *Bulletins de la Société scientifique de Marseille*.)

« Malgré la réputation universelle des pompes de Cornouailles
« sans volants, il n'avait été fait avant 1860 que des essais infruc-
« tueux de petites pompes à vapeur directes, sans cataracte, et les
« journaux américains étaient à peu près seuls à parler de machines
« de ce genre dans lesquelles le tiroir était renversé à chaque extré-
« mité de la course par le choc brusque d'un doigt fixé sur la tige de
« piston. On ne voyait à l'Exposition de 1867 que trois pompes directes :
« celles de Earle, de Merryweather et de Lee.

Pompe Earle

« La pompe américaine de Earle, construite en France par la
« maison Dietrich, de Reichshoffen, a été le point de départ de toute
« la série des pompes à taquets exposées à Philadelphie sous les
« noms de Knowles, Norwalk, Niagara, etc.

« Le tiroir, dont les extrémités formaient piston, était traîné par
« les taquets, un peu au delà du milieu de la course, et là il dé-
« couvrait de petits orifices supplémentaires par lesquels la vapeur
« passait pour lui faire achever sa course (fig. 3, pl. 9).

« Cette pompe est assez répandue en Allemagne, et elle figurait à
« l'Exposition de Vienne à côté de la pompe Schaeffer qui paraît lui
« ressembler un peu.

Pompe Merryweather

« La pompe anglaise de Merryweather, très connue comme pompe
« à incendie, ne semble pas avoir reçu d'autres applications. Cepen-
« dant sa construction est intéressante parce que c'est la première
« machine dont le tiroir ait été entièrement conduit par la vapeur
« (fig. 8, pl. 10).

« Les taquets ne manœuvrent qu'un petit tiroir auxiliaire qui
« absorbe très peu de force et qui donne la vapeur sur l'une ou
« l'autre face du tiroir principal cylindrique dont les extrémités for-
« ment pistons.

« En sorte que le piston-tiroir se déplace subitement par l'action de
« la vapeur sans que le taquet ait à le traîner un certain temps à
« contre-vapeur comme dans les pompes américaines citées plus haut.

« Comme ces pompes marchent ordinairement à grande vitesse et
« font beaucoup de bruit, on règle la compression à bout de course
« par un orifice variable, et l'inventeur a cherché, dans ces dernières
« années, à remplacer les taquets par une glissière tordue en hélice à
« ses extrémités, qui reçoit un mouvement de torsion d'une douille

« montée sur la tige de piston ; les tiroirs sont alors doubles et placés
« perpendiculairement à l'axe du cylindre pour être facilement con-
« duits par les bras que porte la glissière.

Pompe Lee

« La pompe Lee, devenue la propriété de la maison Mazeline,
« du Havre, présente un intérêt particulier en ce que, bien réglée,
« elle réalise une distribution de vapeur analogue à celle des excen-
« triques calés à 90 degrés. Elle se compose en effet (fig. 1 et 2,
« pl. 9) de deux cylindres parallèles dont chaque piston conduit
« par un système de leviers le tiroir de son voisin.

« Quoique les pistons ne soient pas reliés entre eux, on admet
« que l'un doit être à mi-course quand l'autre est à bout de course,
« et cela se réalise très sensiblement, grâce à la tendance de l'eau
« à prendre un mouvement uniforme dans le tuyau de refoulement.

« Ces appareils marchent bien, surtout à allure rapide, mais ils
« sont un peu délicats et font beaucoup de bruit, car la distribution
« se fait, ainsi que dans les deux types ci-dessus, avec une avance
« notable qui ne peut être vaincue que par l'inertie des pièces en
« mouvement.

Pompe Tangye

« Depuis cette époque, la maison Tangye brothers a acheté le brevet
« américain de Cameron, qui conduisait le tiroir au moyen d'un grand
« levier rattaché par une bielle à la tige de piston, de manière à
« réduire la course à la quantité voulue, mais toujours avec une
« avance exagérée ; et ils ont tellement modifié et perfectionné l'in-
« vention primitive, qu'ils en ont fait une pompe d'un système tout
« à fait à part, où le tiroir n'est entraîné que par l'action d'un fluide
« élastique et non plus par des organes matériels, et sans choc sen-
« sible.

« Ces constructeurs ont supprimé la bielle, et ils n'ont conservé le le-

« vier que comme appareil de mise en marche saisissant le tiroir entre
« deux petits pistons dont le déplacement très rapide s'opère auto-
« matiquement au moment où le piston, arrivé à quelques centimè-
« tres du fond du cylindre, soulève un petit clapet d'échappement.
« Afin de ne pas avoir à s'occuper d'ouvrir un orifice d'introduc-
« tion sur la face opposée, on ménage par un petit trou une fuite
« constante de vapeur aux deux extrémités et il suffit que l'orifice
« d'échappement ouvert automatiquement soit plus grand que la
« fuite, pour qu'il se produise un défaut d'équilibre capable de
« déplacer le tiroir. Après bien des modifications dans la construc-
« tion du clapet d'échappement, on est arrivé à une disposition très
« heureuse, qui supprime les joints délicats et diminue l'intensité
« du choc sur la tige du clapet (fig. 1 et 2, pl. 10).

Pompe Hayward Tyler

« Peu de temps après, Hayward Tyler obtint de très bons résultats
« en plaçant tout l'appareil distributeur à l'intérieur du piston, que
« l'on dut faire assez long pour que, pendant toute l'amplitude de la
« course, les tubulures d'entrée et de sortie de vapeur placées au
« milieu du cylindre ne cessent pas de communiquer avec des rai-
« nures convenablement tracées sur le piston.

« Le tiroir, dont les extrémités forment piston, est forcé de se dé-
« placer un peu avant la fin de course par les courants opposés qui
« se produisent dans les petits canaux supplémentaires creusés dans
« l'épaisseur du piston (fig. 4 et 5, pl. 10).

Pompe Duclos et C^{ie}

« A la même époque, après plusieurs tentatives infructueuses de
« distribution par taquets, nous avons reconnu, avec M. Duclos,
« que les pompes à vapeur sans volant ne pouvaient fonctionner qu'à
« la condition d'ouvrir subitement en grand leur tiroir à chaque
« fin de course, quelle que fût l'allure de la machine, et nous étions

• arrivés à une solution presque identique à celle de Hayward-Tyler ;
• Nous avons toutefois cherché à équilibrer la poussée latérale sur le
• piston, en faisant arriver la vapeur par les deux côtés à la fois ; et
• nous avons fait d'un seul bloc de bronze à rainures le piston-tiroir
• (fig. 6 et 7, pl. 10).

• Quelques-uns de ces appareils placés sur des ponts de navires
• fonctionnent encore sans donner d'ennuis ; mais nous avons aban-
• donné notre brevet quand nous avons connu la priorité des
• pompes Hayward-Tyler, maintenant introduites en France sous
• le nom de Lloyd.

Pompes Walker, Pickering et Blake

• Le succès de ces deux systèmes principaux à l'Exposition de
• Vienne a donné une nouvelle impulsion aux chercheurs. En Angle-
• terre, les pompes Walker (fig. 4 et 5, pl. 10) et Pickering (fig. 7,
• pl. 10) ont conservé le piston allongé de Hayward-Tyler, tout en
• reportant le tiroir à l'extérieur, tandis que la pompe Blake (fig. 6,
• pl. 10) marche par l'action de deux butoirs conduisant un petit
• tiroir qui commande le tiroir principal.

• Les pompes Walker et Blake ont été décrites en détail dans
• la *Revue coloniale* de mars 1876. Quant à la pompe Pickering, qui
• est compliquée seulement pour le fondeur, il est facile de voir que,
• pendant toute la course, la partie évidée du piston fait commu-
• niquer avec l'échappement par un orifice central les deux faces du
• piston-tiroir et que, à bout de course, un des petits canaux distri-
• buteurs, subitement découvert, amène la vapeur sur l'une des faces
• et détermine le déplacement du tiroir.

Pompe Belleville

• En France, M. Belleville est parvenu à assurer la marche des
• pompes anciennes, à taquet simple, en supprimant, vers la fin de
• la course, le travail de refoulement de la pompe. A ce moment, en

« effet, un robinet met en communication les conduits de refoulement et d'aspiration, et le piston n'a plus de difficulté à achever sa course en renversant son tiroir.

Pompe Stapfer

« Après avoir essayé de remplacer le long piston par des pipettes ou trombones, qui avaient le défaut de créer des frottements considérables, nous avons essayé de faire mouvoir un tiroir extérieur, à simple coquille, sans frapper sur un seul taquet, et en agissant à la fois sur l'introduction et l'échappement, afin d'éviter les fuites inutiles ; et nous avons cherché à isoler la face avant du piston, de manière à arrêter sa course par un coussin de vapeur comprimée. (V. fig. 3, pl. 10.)

« Au centre d'un mamelon, placé au milieu de chacun des conduits de distribution, se trouve un petit dé en bronze, pressé en dessous par la vapeur du cylindre et en dessus par la vapeur du conduit.

« Pendant presque toute la marche du piston, ces deux poussées sont égales et chaque dé tombe par son poids sur le fond de son logement, faisant ainsi communiquer avec l'échappement la face correspondante du piston-tiroir. Mais, à chaque bout de course, l'équilibre se trouve rompu pour le dé que le piston vient de dépasser, lequel se trouve pressé énergiquement en dessous par la vapeur du cylindre, tandis que sa face supérieure est en contact avec l'échappement.

« Ce dé, en se soulevant, amène la vapeur sur la face correspondante du piston-tiroir, qui se déplace à son tour. Pendant ce temps, le piston, en vertu de son inertie, continue sa course, mais alors il recouvre l'orifice du conduit d'échappement ; et la vapeur enfermée et comprimée devant lui l'arrête sans choc, tout en remplissant l'espace nuisible.

« La dépense de vapeur est ainsi réduite, autant qu'il est possible de le faire, avec un cylindre à pleine introduction ; la pompe fonctionne régulièrement aux allures les plus variables, depuis 5 jus-

« qu'à 150 coups simples à la minute et sans temps d'arrêt appréciable aux extrémités de course.

Pompes à vapeur diverses — Conclusions Stapfer de Duclos

« En Angleterre, les journaux sont remplis d'annonces et de des-
« sins sommaires de pompes sans volants qu'il suffit de citer; ce
« sont :

« L'*Imperial steam pump*, qui, d'après l'*Engineering*, paraît utiliser
« comme nous le passage du piston devant un orifice distributeur;

« La *Caledonia steam pump*, construite à Paisley, qui paraît avoir
« un long piston;

« La *Surety steam pump*, de Hamilton, qui a aussi un long piston
« et peut fonctionner verticalement;

« L'*Excelsior steam pump*, de James Clarkson;

« La *Lancashire steam pump*, de Thorpe et Prince, dont les organes
« distributeurs sont conduits par un système de leviers articulés, qui
« leur communiquent une sorte de mouvement différentiel.

« Toutes ces pompes à vapeur fonctionnent à pleine introduction
« et échappent leur vapeur subitement, quand finit l'introduction;
« aussi s'est-on préoccupé des moyens de faire de la détente quand
« on a eu à les appliquer à de grandes élévations d'eau.

« Le moyen adopté par tous les constructeurs, pour détendre la
« vapeur, est l'application du système Wolf, par la combinaison de
« deux ou trois cylindres à vapeur; et comme dans les grandes ma-
« chines les masses en mouvement ont une inertie suffisante, il a
« été possible, dans beaucoup de cas, de conduire les tiroirs par des
« leviers différentiels, avec le secours d'une cataracte ou d'un servo-
« moteur.

« La description de ces diverses machines serait trop longue, nous
« nous contenterons de citer :

« Les pompes Compound, à cataracte, de Davey;

« La pompe à taquet, avec servo-moteur, de Valdonne;

« Les pompes Compound, à cataracte, de Hayward-Tyler;

« Les pompes à trois cylindres, de Tangye ;
« Les pompes à trois cylindres, de Wilson ;
« Les pompes à cylindres concentriques, de Field et Cotton.
« Les plus connues, celles de Davey, ont été décrites ici en 1872,
« par M. d'Hauthuille ; il suffira de rappeler qu'elles sont munies d'un
« système de leviers différentiels constituant un véritable servo-mo-
« teur dont le conducteur est la cataracte, ce qui permet d'assurer
« aux pistons une vitesse sensiblement uniforme.

« On a beaucoup fait valoir, en faveur des pompes différentielles
« conduites par des cataractes, que la machine ne risquait pas de
« s'emporter, dans le cas où l'eau viendrait à manquer à la pompe.

« On conçoit, en effet, qu'une trop grande vitesse peut faire frap-
« per le piston avec violence contre les fonds de cylindre et les
« briser, mais nous avons remarqué que, dans la plupart des pompes
« directes, les organes distributeurs cessaient de fonctionner au delà
« d'une certaine vitesse ; et dans notre système, en particulier, il
« semble que la compression brusque de la vapeur, enfermée derrière
« le piston, suffit pour faire retomber le petit dé avant que son sou-
« lèvement ait déterminé le déplacement du tiroir, et il paraît pos-
« sible de limiter pour chaque pompe la vitesse *maxima*, qu'elle ne
« pourra pas dépasser sans s'arrêter brusquement.

« Il est aussi à remarquer que le déplacement subit du tiroir pro-
« duit un échappement extrêmement brusque, favorable à la bonne
« utilisation de la vapeur, mais capable de produire, dans les appa-
« reils de grande dimension, des vibrations exagérées ; aussi doit-il
« être prudent, dans certains cas, de donner au tiroir du recouvre-
« ment, pour étrangler un peu l'échappement, ce qui contribuerait
« encore à empêcher l'emportement du piston.

« En somme, si les pompes directes ne se prêtent pas aussi bien
« que les pompes à volant à l'utilisation économique de la vapeur,
« elles se prêtent cependant à l'application du système Wolf ; elles
« sont plus légères et plus simples et fonctionnent d'une façon beau-
« coup plus régulière dans les faibles vitesses, ce qui les fera préférer
« tant qu'on pas n'aura trouvé un système de clapets permettant
« l'adoption des allures rapides sans bruit et sans choc. »

Observations diverses

Pour les raisons que nous avons énoncées au commencement de ce chapitre, nous ne croyons nullement l'importance pratique et industrielle des pompes à vapeur à action directe, aussi grande que l'indique M. Stapfer de Duclos dans ses conclusions. L'industrie n'a pas besoin en effet de systèmes à *clapets* pouvant fonctionner sans bruit ni chocs, puisqu'elle est douée d'excellentes pompes rotatives ou *sans clapets du tout*. Néanmoins, il y a des pays (Angleterre, États-Unis, Allemagne), où l'imagination et les études des inventeurs de pompes ont une tendance marquée à toujours se porter sur cette même recherche d'une pompe à action directe avec ou sans volant ; et c'est ce qui nous décide à en citer encore un certain nombre d'exemples, malgré le peu de sympathie que nous inspire cette famille d'appareils, et, tout en pensant que ce n'est pas dans cette voie que le véritable progrès doit être cherché.

Il faut bien parler de ce qui est à la mode, alors même que la mode est illogique, comme cela lui arrive si souvent. Il serait intéressant (au point purement spéculatif), d'appliquer aux divers types de pompes à vapeur à action directe, la méthode des diagrammes ; mais cela nous entraînerait beaucoup trop loin et serait d'autant moins justifié que nous ne croyons nullement rationnel d'appliquer cette catégorie de pompes en dehors des limites tracées au commencement de ce chapitre. Citons cependant, encore un certain nombre d'exemples, dont le lecteur pourra établir lui-même les diagrammes, s'il le juge intéressant, avec les indications que nous avons données précédemment. Il trouvera le plus souvent, que l'eau ne peut absolument pas suivre le mouvement du piston.

Pompe Belleville nouveau modèle

Depuis la publication du travail Stapfer, que nous venons de citer, le progrès a marché ; et un certain nombre de pompes à vapeur ont pris dans l'industrie une place plus importante qu'elles n'en possédaient jusqu'en 1878. Par exemple, la pompe Belleville est de plus

en plus employée comme petit cheval alimentaire ; et la planche 11 représente cette pompe avec une légende assez détaillée pour qu'il soit inutile d'entrer ici dans plus d'explications.

Pompe Lloyd et Lloyd

La pompe Lloyd et Lloyd (brevet Hayward, Tyler et C^{ie}, déjà citée) a reçu, elle aussi, dans le commerce d'assez nombreuses applications, ce qui nous engage à en donner les dessins complets, planche 12.

Le piston à vapeur est très allongé, et la distribution est faite par un tiroir cylindrique à l'intérieur. La tige des pistons à vapeur et à eau est commune aux deux, et les clapets consistent en quatre soupapes en bronze ou quatre boulets en caoutchouc, suivant les cas.

Un assemblage très solide réunit les deux cylindres, et des brides ou semelles circulaires permettent d'attacher facilement l'ensemble sur n'importe quel genre de bâti.

La coupe CD représente à droite l'orifice d'échappement et à gauche celui d'arrivée de vapeur. Le piston à vapeur se compose de deux plateaux à segments réunis en haut par des nervures et en bas par une table de friction circulaire. Le tiroir consiste en un cylindre creux évidé à sa partie supérieure et possédant des orifices du genre de ceux des tiroirs ordinaires à coquilles. L'espace libre compris entre les deux plateaux du piston est toujours rempli de vapeur ; car l'orifice d'amenée de celle-ci débouche au milieu du cylindre. Ce qui fait changer le tiroir de position à chaque extrémité de la course, c'est que les espaces compris entre les fonds du piston et les faces des tiroirs sont alternativement mis en communication avec la vapeur ou avec l'atmosphère. Pour bien comprendre ce fonctionnement, il suffit d'examiner attentivement la coupe longitudinale faite par les orifices moteurs du tiroir. Il n'y a aucune butée, et l'action progressive de la vapeur évite les chocs.

La forme cylindrique de toutes pièces en rend l'exécution simple et facile, et les sections des orifices de vapeur sont aussi fortes que dans les machines ordinaires (ce qui, pour les pompes à action directe, n'a généralement pas lieu).

Pompe Wright

Dans la pompe américaine à vapeur de Wright, assez répandue aux Etats-Unis (V. pl. 12), le cylindre supérieur est le cylindre à vapeur ; et en bas se trouve la pompe avec un réservoir d'air à l'aspiration et un au refoulement.

Un regard H tenu par un seul boulon permet de visiter rapidement les boîtes à clapets ; et les soupapes sont de simples rondelles en métal ou en caoutchouc, montées sur des tiges fixées aux sièges. Toutes les pièces du mouvement sont en acier. La figure indique d'ailleurs suffisamment les dispositions intérieures, pour qu'il soit inutile d'insister davantage ; et ici du moins, un volant intervient pour modérer les réactions entre la puissance et la résistance.

Pompe Blake

Autre exemple : la pompe à action directe de Blake, construite par MM. Owens et Cie, de Londres, et dans laquelle l'action combinée de deux tiroirs tend à assurer à l'appareil une certaine continuité de débit, quelles que soient la pression et la vitesse de marche.

On voit dans la figure 1 du groupe du milieu planche XII, l'appareil en coupe longitudinale. Il a déjà été cité dans le mémoire Stapfer de Duclos, mais se trouve décrit ici beaucoup plus complètement.

La figure 2 est la coupe d'un second cylindre à piston vu en plan figure 3 et donnant le mouvement au tiroir principal. La figure 4 est la coupe transversale du même cylindre ; et les figures 5 à 8 montrent le plan, l'élévation, la vue extérieure et la vue de bout du tiroir auxiliaire. Les figures 9 et 10 sont des coupes du tiroir principal, et les formes des deux tiroirs sont suffisamment indiquées par les dessins. La figure 7 montre deux rainures pratiquées à la partie intérieure du tiroir auxiliaire, rainures en communication avec l'orifice d'échappement et pouvant laisser passer la vapeur du tiroir principal aux deux extrémités du tiroir auxiliaire ou du tiroir principal alternativement.

Aussitôt que le tiroir auxiliaire est mis en mouvement sous l'im-

pulsion de la tige, la vapeur est admise sur l'une des faces du piston auxiliaire, tandis que l'échappement se produit de l'autre côté.

A la partie supérieure du tiroir auxiliaire (voir la coupe fig. 7), il existe une autre rainure qui, au moment convenable, laisse passer une certaine quantité de vapeur vers l'échappement du piston auxiliaire pour former ressort et empêcher le piston de frapper le fond du cylindre.

En résumé, le mouvement du piston à vapeur est bien continu, sans point mort et sans le secours d'aucun mécanisme extérieur.

En ce qui concerne les clapets de la pompe, leur disposition se comprend d'elle-même.

Ces renseignements sont empruntés à la *Revue industrielle* de MM. Fontaine et Buquet.

Pompe Silver

Toujours dans la *Revue industrielle* de MM. Fontaine et Buquet, nous trouvons, page 245 de l'année 1876, la description d'une pompe américaine à vapeur, pour épuisements, construite par M. W. Silver pour la mine Ontario (Utah). (V. planche 14.)

Le piston à vapeur conduit directement, par sa tige prolongée, deux pompes à pistons plongeurs à simple effet placées bout à bout. La figure 2 fait comprendre les dispositions du tiroir réglant l'admission et l'échappement de vapeur. Les figures 1, 3 et 4 indiquent les détails relatifs aux pompes dont les deux cylindres sont reliés à l'aide de collerettes boulonnées. Les soupapes d'aspiration représentées figures 5 et 6 sont sur le côté de chaque corps de pompe, et les soupapes de refoulement au sommet.

Des regards en permettent la visite commode. Les soupapes d'aspiration consistent en disques de caoutchouc extérieurement garnis de plaques en fer et glissent sur une tige fixe autour de laquelle existe un ressort. — Les soupapes de refoulement sont de simples clapets disposés comme l'indique la figure 5 et venant buter en se levant contre un arrêt à ressort. — La boîte de chaque soupape est tout d'une pièce avec le siège correspondant, ce qui permet de tout enlever du

même coup. Les boîtes et les sièges étant circulaires, une simple vis de serrage permet de faire à chacune un joint hermétique.

Les dessins de la planche 14 sont assez complets pour nous dispenser d'entrer ici dans plus de détails.

Pompe Prunier

Les pompes représentées par la figure 1 de la planche 13 ont été étudiées par M. Prunier, ingénieur lyonnais, pour élever de 2 à 300 litres par seconde à 37 mètres, avec parcours de 190 mètres de tuyaux.

Chaque pompe est commandée par une machine de 150 chevaux donnant 300 chevaux effectifs sur l'arbre du volant, et un travail utile de 250 chevaux mesuré en eau montée.

Chaque piston à vapeur actionne directement un piston de pompe, et les corps de pompe sont en communication entre eux, les tiges étant communes aux deux groupes de pistons.

Les soupapes font en quelque sorte partie des pistons. Elles sont équilibrées, s'ouvrent facilement et sans choc, et offrent au passage de l'eau une large section sans coudes ni changements brusques de direction.

Dans chacune de ces soupapes, le clapet oscille autour d'un axe placé à quelque distance du centre de l'orifice, et à la fermeture le grand côté s'abaisse tandis que le petit s'élève.

Les pistons peuvent prendre une assez grande vitesse sans que le poids de l'eau sur les parties mobiles des clapets vienne déterminer des chocs. Un ressort aide à la fermeture et la produit avant le retour de l'eau. Lorsque la soupape est fermée, comme elle présente la même section sur ses deux faces, il n'est pas nécessaire de faire intervenir un supplément d'effort pour l'ouvrir, et il n'y a à vaincre que la résistance de la colonne d'eau.

M. Prunier est l'auteur de nombreuses installations de pompes, dont plusieurs d'un grand mérite ; et les figures 2 et 3 de la planche 13 représentent un autre système de piston imaginé également par lui et qui était appliqué à des pompes fonctionnant à l'Exposi-

tion de la vapeur dans le cylindre est suivie du déplacement du tiroir auxiliaire.

La vapeur employée pour faire mouvoir le grand tiroir s'échappe par le passage E', puis par la rainure L' du tiroir auxiliaire, et par une série de petits trous ménagés dans un canal de ce même tiroir pour se rendre finalement dans la chambre M et, de là, par l'orifice C, dans la conduite d'échappement. Quand le grand tiroir a accompli à peu près la moitié de sa course, il ferme l'échappement C, et la vapeur emmagasinée reste entre l'extrémité du tiroir et le couvercle de l'enveloppe, où elle forme matelas et empêche les chocs.

Après avoir ainsi décrit le travail de la vapeur dans le système des tiroirs, nous allons montrer comment fonctionne la détente.

Nous supposerons que les pistons se déplacent dans le sens des flèches. La vapeur est introduite dans le canal A par l'intermédiaire du tiroir d'admission B, placé dans l'enveloppe de vapeur C, et arrive par les conduites de distribution dans le cylindre D. La vapeur, à l'autre extrémité D', s'échappe par la conduite E dans l'enveloppe de vapeur F, et arrive à l'extrémité du cylindre à basse pression G, l'autre extrémité G' étant reliée par les tuyaux H au condenseur I sur le tuyau d'aspiration de la pompe. Quand les pistons sont arrivés à fond de course, les tiroirs se déplacent, ouvrent l'admission pour D', l'échappement de D en G', et de G au condenseur, ce qui amène le renversement de la marche.

Le tiroir B est commandé de la manière suivante. Un petit régulateur à eau K est placé au milieu du cylindre de la pompe et communique avec le tiroir B au moyen du tuyau L, qui passe en dessous et le long du bâti.

Le régulateur à eau est représenté en section (fig. 5). Le rôle de la soupape à boulets est de laisser à l'eau un passage libre dans un sens quand elle soulève le tiroir et le retour de l'eau est modéré au moyen d'une vis qui, poussée plus ou moins, empêche la soupape de tomber trop brusquement.

Les figures 6 et 7 montrent plus nettement le détail du tiroir B. Le piston M monte et descend à l'intérieur du cylindre et est rattaché par trois ailettes à l'anneau N qui couvre ou découvre l'en-

« trée O et règle l'admission de la vapeur. Le piston M est relié par
« une petite tige au piston P logé à l'intérieur du cylindre Q, au
« fond duquel le tuyau L amène l'eau.

« Quand les pistons de la machine sont dans les positions indi-
« quées et se déplacent suivant la flèche, il y a assez de pression
« du côté droit du cylindre de la pompe pour maintenir le tiroir
« levé, ce qui permet l'entrée libre de la vapeur dans l'enveloppe
« du cylindre à haute pression. Dès que le piston de la pompe
« dépasse le milieu du cylindre, il découvre l'orifice du régulateur
« à eau ; le tiroir tombe par suite de l'action de la vapeur sur son
« sommet et ferme l'introduction de vapeur.

« Quand les pistons sont à fond de course, il y a un arrêt pour don-
« ner à la vapeur le temps d'agir sur l'autre face, et, ensuite, à
« mesure que la pression augmente dans la pompe, l'eau agissant
« sous le piston P règle la consommation de vapeur proportionnelle-
« ment au travail utile.

« Cette disposition est excellente et prévient tout accident dans
« les cas de fuite ou de rupture de tuyau d'aspiration : autrement il
« arriverait que le cylindre principal étant en pleine vapeur, le pis-
« ton continuerait sa course et viendrait frapper les fonds du cylin-
« dre. Le condenseur est d'un modèle simple ainsi que permet
« d'en juger la figure 2. Il fonctionne très bien et augmente beau-
« coup le rendement de la pompe.

« Les dessins représentent une pompe dont les cylindres à vapeur
« ont de diamètre, 200^{mm} pour la haute pression, 300^{mm} pour la
« basse pression, et le cylindre de la pompe 200^{mm}. Elle peut refou-
« ler par heure 60,000 litres à une hauteur de 40 mètres.

(Engineering.)

Pompes Worthington

Les pompes doubles de Worthington sont représentées par une
figure de la planche 13 ; et nous en empruntons encore la descrip-
tion à M. Hippolyte Fontaine (*Revue industrielle* du 29 mai 1878) :

« L'alimentation d'eau de l'Exposition de Philadelphie était assu-

« rée par deux pompes Worthington, installées dans un bâtiment
« spécial sur la rive droite de la charmante rivière la *Schuykill*. Les
« moteurs du type *Compound*, actionnant directement ces pompes,
« permettaient de réaliser une économie importante sur le combus-
« tible. L'ensemble des appareils fonctionnait bien, sans secousse,
« sans irrégularité, sans bruit.

« Voici les dimensions principales de cette installation, qui a sur-
« vécu à l'Exposition et qui est supérieure à tout ce que nous avons
« vu jusqu'à ce jour, dans ce genre :

« Le bâtiment de la machine mesure $13^m,50$ sur $11^m,40$ avec une
« hauteur de $5^m,40$. Le bâtiment de la chaudière, de même hauteur,
« mesure $11^m,40$ sur $6^m,90$. La cheminée forme à la base un carré
« de 3 mètres de côté, sa hauteur est de 24 mètres, et le passage
« de la fumée a une section de $1^m,30$, de côté.

« La colonne d'alimentation a $1^m,20$ de diamètre, 36 mètres de
« hauteur et est située à 60 mètres au-dessus de la rivière. La con-
« duite de refoulement a une longueur de 290 mètres environ et un
« diamètre de $0^m,45$.

« Des conduites secondaires de différents diamètres se dévelop-
« pent sur une longueur totale de 12 à 13 kilomètres.

« La machine Worthington est, comme nous le disons plus haut,
« du système *Compound* avec détente et condensation, enveloppe
« de vapeur et tiroirs équilibrés. Elle se compose de deux cylindres
« à haute pression de $0^m,725$ de diamètre et de deux cylindres à
« basse pression de $1^m,256$ de diamètre. Les deux plongeurs de
« pompes ont $0^m,556$ de diamètre et $1^m,20$ de course, et le pouvoir
« d'aspiration est de 1,960 litres par minute ou 22,800,000 litres par
« jour.

« L'installation se compose de deux pompes exactement sembla-
« bles fixées sur un massif en maçonnerie, l'une à côté de l'autre et
« possédant cette particularité originale que la distribution de l'une
« est actionnée par le mouvement de l'autre. Il résulte de cette dis-
« position que l'on peut donner à chaque extrémité de course un
« repos assez long : les soupapes à eau, très nombreuses d'ailleurs,
« viennent reposer sur leur siège sans aucun choc, les deux plon-
« geurs ont une vitesse très uniforme et la constance du déverse-

« ment est telle, qu'il est impossible de s'apercevoir que le jet
« est produit par une série de mouvements de va-et-vient.

« Une autre particularité remarquable de cet appareil consiste
« dans la légèreté excessive des organes mobiles. Comparée à ce
« point de vue aux meilleures pompes européennes, celle de Wor-
« thington est dans le rapport de 1 à 10, c'est-à-dire qu'au lieu
« d'avoir 10,000 kilogrammes de pièces en mouvement, elle n'en n'a
« que 1,000.

« Les tiroirs sont suspendus à l'extrémité de longues tiges et
« oscillent sur leurs sièges comme de véritables pendules, en rédui-
« sant à son minimum le frottement contre les tables. Les cylin-
« dres à basse pression sont dans le prolongement des cylindres à
« haute pression et sont munis de deux tiges. L'appareil de con-
« densation est actionné par un levier oscillant triangulaire.

« Deux chaudières tubulaires à retour de flamme présentent une
« surface totale de chauffe de 187 mètres carrés et sont reliées de
« manière à pouvoir marcher séparément.

« L'appareil d'alimentation est indépendant et peut fournir de
« l'eau froide ou chaude, soit à la fois aux deux chaudières, soit
« isolément à chacune d'elles. »

Pompes Carr

« La pompe Carr (V. encore pl. 13) a beaucoup d'analogie, en ap-
« parence, avec celle de Worthington ; cependant elle en diffère par
« une série de détails très importants.

« Les cylindres sont placés en ligne droite, la pompe est toujours
« à action directe et il n'y a qu'une seule tige pour les trois pistons.
« Un piston auxiliaire, qui fait mouvoir le tiroir principal du cylindre
« à haute pression, est relié directement au tiroir du grand cylindre
« ou cylindre à basse pression, de sorte que les tiroirs des deux cy-
« lindres se meuvent simultanément, la vapeur de l'échappement
« passant directement du cylindre à haute pression dans la chapelle
« du cylindre à basse pression, et, de là, dans ce dernier. Les tuyaux
« de vapeur employés dans ce but, de même que la chapelle, sont

« très volumineux et leur capacité est égale à deux ou trois fois
« celle du cylindre à haute pression; on a ainsi une chambre de dé-
« tente qui tend à régulariser la pression dans le grand cylindre
« (c'est-à-dire que la pression initiale est plus faible et la pression
« finale plus élevée que si cette chambre de détente n'existait pas).
« Comme cette régularisation n'est pas complète, le cylindre à
« haute pression a deux conduits de vapeur à chaque extrémité,
« l'un situé tout à fait à l'extrémité et l'autre à une certaine distance,
« à peu près égale à l'épaisseur du piston à vapeur; ce dernier laisse
« seul passer la vapeur fraîche, tandis que tous deux sont ouverts
« à l'échappement.

« Avec cette disposition, le piston du cylindre à haute pression
« doit aller assez loin pour découvrir la lumière avant qu'il reçoive
« aucune pression effective; le renversement du mouvement de la
« pompe est donc produit exclusivement par le cylindre à basse
« pression et s'opère à un instant où il y a un excès de pression
« pour l'effectuer. Au moment précis où cet excès est dépensé pour
« renverser le mouvement de la pompe, la lumière du cylindre à
« haute pression est mise à découvert et la pompe marche aisément
« jusqu'à la fin de la course, sans qu'il y ait aucune diminution
« apparente de vitesse. On corrige donc entièrement le choc brusque
« qui se produit lors du renversement du mouvement et qui a tou-
« jours été la principale objection faite aux pompes à action directe.

« Le tiroir est du modèle plat ordinaire; la base de la machine
« est creuse en dessous des cylindres à eau et forme la chambre
« d'aspiration. La forme des soupapes leur donne de très longs côtés
« d'admission et d'émission, de sorte qu'une très courte levée ouvre
« une surface égale à celle du tuyau d'aspiration et que les soupapes
« retombent très rapidement sur leurs sièges. Le condenseur à in-
« jection est placé à côté du cylindre à eau; la vapeur, à son entrée
« dans le condenseur, pénètre dans le centre du courant d'eau; l'eau
« de condensation est prise dans la base de la grande pompe et re-
« tourne au même endroit. La tige du piston de la pompe qui ali-
« mente la chaudière est formée par le prolongement de la tige du
« piston de la pompe du condenseur; le tuyau d'aspiration de la
« pompe alimentaire est relié à l'extrémité extérieure du cylindre

« de la pompe du condenseur, de sorte que l'aspiration de la première a lieu pendant la décharge de la seconde. L'eau qui passe dans la pompe alimentaire est celle qui a d'abord traversé le condenseur et l'on utilise, par conséquent, la chaleur absorbée dans ce dernier; un robinet d'arrêt sert à régler la quantité d'eau fournie à la pompe alimentaire.

« Une soupape placée dans la chapelle du cylindre à basse pression permet de modifier la marche de la pompe, de manière à la faire fonctionner à volonté d'après le système *Compound* ou à utiliser les deux cylindres simultanément, en y faisant arriver de la vapeur fraîche venant de la chaudière, et à condenser ou non la vapeur, suivant qu'on le désire; cette soupape peut être disposée de telle façon, qu'un peu de vapeur fraîche entre et vienne s'ajouter à celle qui est chassée du cylindre à haute pression, pour faciliter le démarrage.

« En somme, cette pompe est bien étudiée; mais elle nous paraît inférieure à celle de Worthington, surtout pour une distribution d'eau où l'économie de combustible est la question primordiale. »

Chevaux alimentaires, construction Locoge et Rochart

Dans les sucreries et les distilleries, la vapeur est employée en bien plus grande quantité encore pour les opérations de concentration, évaporation ou distillation que pour le service des machines motrices proprement dites; et les générateurs de vapeur y sont donc de puissances très considérables. Alors les pompes alimentaires, au lieu d'être de simples accessoires des machines, sont généralement desservies par des machines spéciales pouvant fonctionner d'une façon tout à fait indépendante des moteurs généraux de l'usine.

De même dans les teintureries et apprêts et d'autres industries; et l'emploi des pompes à vapeur à action directe est donc là tout indiqué.

Les planches 15 et 16 représentent sommairement des types de ce genre établis par MM. Locoge et Rochart, constructeurs à Lille. — Les pompes sont alors généralement à pistons plongeurs; et lors-

L'enveloppe extérieure en fonte est fermée, en haut, par un couvercle en fonte muni d'un presse-étoupes en cuivre ; et présente un réservoir d'air pour l'aspiration et un réservoir d'air pour le refoulement.

En résumé, toutes les surfaces de joints sont rabotées ou tournées ; et toutes les pièces susceptibles de s'user sont en cuivre et faciles à démonter et à remplacer, ce qui rend l'entretien très commode. Aucune chambre d'air ne peut se former lorsque la pompe fonctionne ; car les clapets de refoulement sont tout en haut, et laissent donc l'air se dégager immédiatement, s'il s'en présente.

Lorsque ces pompes doivent servir à épuiser des eaux chargées de sable ou de corps étrangers, les clapets en bronze sont remplacés par des sphères en caoutchouc ; et alors les sièges de ces sphères sont arrondis en forme de bourrelets. — Rien ne peut donc s'y arrêter ni empêcher les boules de bien porter sur leurs sièges. La grandeur des sections offertes au passage de l'eau permet d'atteindre au besoin des allures assez rapides.

Entre autres applications, dans un puits de 70 mètres de profondeur, à Graissessac (Hérault), un homme élève de 7 à 8 litres d'eau par minute, sans fatigue, en travaillant huit heures par jour.

Assez souvent, cette pompe est directement actionnée par l'axe d'un moulin à vent.

Pompe alimentaire et pompe à double effet, construction Locoge et Rochart

La seconde et la troisième figure de la planche 18 représentent une pompe alimentaire et une pompe à double effet, construction Locoge et Rochart, de Lille. — Le clapet d'aspiration de la pompe alimentaire est mu par le mécanisme de commande de celle-ci ; et les dispositions employées se comprennent d'elles-mêmes, d'après les figures, bien qu'une erreur typographique ait fait oublier d'inscrire sur les dessins les lettres correspondant à la légende.

Pompe à trois corps Thiollier et Macabies

La planche 19 représente une pompe élévatoire à trois corps, construite par M. Thiollier, de Saint-Chamond (Loire). — Chaque corps est à simple effet ; et ici encore, le dessin est assez complet pour nous dispenser d'entrer dans plus de développements.

MM. Thiollier et Macabies construisent également des pompes à doubles pistons du genre des pompes Baillet et Audemar, décrites et longuement analysées dans un chapitre précédent.

Pompes à pistons plongeurs Boulet et C^{ie}

Les figures 1, 2 et 3 de la planche 20 représentent les dispositions essentielles de pompes à pistons plongeurs, construites par MM. Boulet et C^{ie} (ancienne maison Hermann-Lachapelle). Chacune est à simple effet ; et des regards circulaires rendent commodes la visite des clapets d'aspiration et celle des clapets de refoulement.

Pompes à piston plongeur à simple effet, construction Fives-Lille avec clapets Girard

La figure 4 de la planche 21 représente les coupes longitudinales et transversales d'une pompe à piston plongeur à simple effet, construction de la Compagnie de Fives-Lille avec clapets Girard.

Les figures de la planche 23 représentent la vue d'ensemble en plan des machines élévatoires, construites par la Compagnie de Fives-Lille, pour le canal du Berry, et le détail d'un des clapets Girard, employé dans ces pompes. Nous n'avons pu, à notre grand regret, nous procurer sur cette installation des détails aussi complets que ceux que l'on trouvera plus loin sur les machines élévatoires avec pompes Girard, du canal de l'Est à Pierre-la-Treiche.

Pompes à pistons plongeurs de la Compagnie du chemin de fer du Nord

Nous devons à l'obligeance de M. Contamin, ingénieur au chemin de fer du Nord, les dessins très complets des planches 21 et 22,

représentant les dispositions des pompes à pistons plongeurs employées par la Compagnie du chemin de fer du Nord pour le service des réservoirs de ses gares. Les planches représentent avec tous les détails désirables, une pompe installée au-dessus d'un puits ou dans le puits lui-même, suivant la position du niveau de l'eau à aspirer.

Pompe à piston plongeur pour forage, construction Locoge et Rochart

De même la planche 24 indique complètement les dispositions d'une pompe à piston plongeur installée sur un forage, par MM. Locoge et Rochart, constructeurs à Lille. L'installation d'une pompe sur un forage réclame toujours une étude et des soins tout particuliers; et il importe surtout que le débit effectif de la pompe soit un peu inférieur à ce que le forage peut débiter. — Sans cela, outre que le niveau baisse dans le forage et que la hauteur d'aspiration tend à devenir exagérée, il arrive fréquemment qu'il y ait entraînement du sable et des pierres du sol voisin; et voilà alors la pompe faisant fonctions de drague, ce qui peut occasionner de nombreux et graves accidents.

Pompes à pistons plongeurs et clapets Girard de Pierre-la-Treiche (canal de l'Est)

Les figures de la planche 25 représentent les dispositions principales des turbines et pompes élévatoires établies à Pierre-la-Treiche, il y a quelques années, pour l'alimentation du canal de l'Est et du canal de la Marne au Rhin. M. Picard, ingénieur en chef des ponts et chaussées, a publié sur cette installation un ouvrage remarquable, dont la plupart des publications scientifiques périodiques ont cité des extraits, et auquel nous emprunterons quelques renseignements.

Étudiées par MM. Callon et Féray, et construites par M. Féray d'Essonnes, les turbines motrices de Pierre-la-Treiche sont du type Fontaine-Baron, à écoulement parallèle, modifié par Girard et Callon; mais les moteurs hydrauliques sortant du cadre de notre ouvrage, nous ne nous arrêterons pas à cette partie de l'installation.

Chaque turbine actionne trois pompes à pistons plongeurs à double effet, dont la planche 25 représente divers détails. Chaque piston plongeur pénètre alternativement dans chacun des deux corps de pompe entre lesquels il est placé. — Ces pistons ont $0^m,384$ de diamètre et $0^m,59$ de course; et en déduisant le volume de la tige de $0^m,077$ de diamètre, chaque coup de piston déplace en moyenne $69^l,4$. — Les pistons sont creux, ce qui en diminue considérablement le poids; et les presse-étoupes présentent pour leurs garnitures en coton, des espaces de $0^m,30$ de largeur.

Le diamètre des corps de pompe est de $0^m,47$; et les figures de la planche 25 en représentent nettement les formes et aussi celles des soupapes.

Les deux chapelles d'aspiration de chaque pompe communiquent avec un large tuyau formant récipient d'air, et qui communique lui-même, par une conduite d'aspiration, avec les conduites d'alimentation. — D'autre part, un seul tuyau met en relation les deux chapelles de refoulement de chaque appareil avec un réservoir d'air central commun à toutes les pompes. — Dans chaque groupe, la pompe la plus éloignée de ce récipient central porte un réservoir d'air de refoulement spécial supplémentaire, et des clapets de retenue sont interposés entre le récipient central et chaque branchement le faisant communiquer avec une chapelle de refoulement.

Chaque soupape de pompe a $0^m,295$ de diamètre, et sa levée calculée est de $0^m,049$.

Ces soupapes et leurs sièges sont en fonte, et les portées des soupapes sur leurs sièges sont garnies de cuir, le mouvement étant guidé par une tige centrale prolongée, traversant un presse-étoupes et recevant la pression d'un ressort extérieur convenablement réglé.

La vitesse maxima des pompes correspond à 20 tours $1/2$ par minute; et à cette allure, avec la levée de soupape de $0^m,049$, l'eau traverse l'ouverture libre qui lui est fournie avec une vitesse de $2^m,55$ par seconde.

Le diamètre des tuyaux d'aspiration et de refoulement est de $0^m,295$.

L'arbre de la turbine porte à son extrémité supérieure une partie

coudée de 0^m,20 de diamètre, dont le coude est assez large pour servir de point d'articulation aux trois bielles.

Les différentes parties de tout cet ensemble sont rendues parfaitement solidaires.

Le rendement garanti par les constructeurs des turbines et des pompes de Pierre-la-Treiche était, paraît-il, de 58 p. 0/0; et M. Picard décrit, dans son ouvrage, les diverses séries d'expériences auxquelles on les a soumises.

Les résultats accusent 61.8 p. 0/0 d'effet utile en eau élevée quand les turbines sont noyées, et 63.9 p. 0/0 quand elles ne le sont pas.

Le poids total des turbines et de leurs accessoires est de 26 tonnes 1/2, et celui des pompes avec leur commande 55 tonnes 1/2. Ne sont pas compris dans ces chiffres, le réservoir d'air central de refoulement, ni son socle, ni les tuyaux de refoulement, pesant 12 tonnes 1/4. — Les divers renseignements qui précèdent sont extraits et résumés du journal *l'Ingénieur* (traduction autorisée de *l'Engineering* anglais).

Pompe de cale et pompe à incendie, J. Stone et C^{ie} de Deptford

Les figures de la planche 26 représentent une pompe à bras pour épuisement de cales et pour incendies, construite par MM. J. Stone et C^{ie}, de Deptford, et ingénieusement combinée. — Dans un corps unique, se meuvent deux pistons pleins et deux pistons à clapets, reliés deux à deux.

Le piston supérieur à clapets a sa tige commune avec le piston plein inférieur; et cette tige glisse librement dans le piston plein supérieur, lequel a sa tige commune avec le piston à clapets inférieur. Cette seconde tige traverse librement le piston plein inférieur.

Les extrémités des tiges sont reliées à des bielles à coulisses, mises en mouvement par des manivelles, et convenablement guidées. Des coussinets garnis de presse-étoupes portent l'arbre des manivelles;

et chaque extrémité de cet arbre se termine par une manivelle à bras avec un volant d'un côté pour régulariser le mouvement.

Il existe trois ouvertures au corps de pompe : deux d'un côté et la troisième du côté opposé. Les deux ouvertures situées du même côté communiquent avec un conduit reliant les espaces intermédiaires libres entre chaque piston à clapets, et le piston plein de même tige. — La troisième ouverture se présente entre les deux pistons pleins et communique avec une chambre latérale présentant une soupape d'admission et une soupape d'émission.

Supposons maintenant, que partant de la position figurée planche 26, l'arbre exécute une demi-révolution. — On voit immédiatement qu'il y aura rapprochement simultané entre le piston supérieur à clapets et le piston plein voisin et entre les autres pistons.

Le piston supérieur à clapets laissera passer par ses clapets l'eau du corps de pompe, et cette eau se déchargera au sommet, tandis que l'eau d'en bas s'en ira par le conduit latéral correspondant à deux ouvertures du corps de pompe. — D'ailleurs, en même temps, les deux pistons du milieu s'éloignent l'un de l'autre, et de l'eau est aspirée dans cette capacité croissante par la troisième ouverture située du côté opposé. En même temps, le tuyau d'aspiration fournit directement de l'eau sous le piston le plus bas.

Pendant la demi-révolution suivante, les organes reviennent aux positions respectives figurées sur les dessins. Alors les deux pistons du milieu se rapprochent, et l'eau emprisonnée entre eux s'en va par une soupape latérale, tandis que le piston supérieur à clapets remonte et expulse par le tuyau de décharge l'eau qui le surmonte. En même temps, de l'eau traverse les clapets du piston inférieur et la conduite latérale pour remplir les vides produits en haut et en bas par l'éloignement des pistons.

En résumé donc, pendant un tour complet de l'arbre moteur, la quantité d'eau débitée est égale à celle que fourniraient, par tour, trois pompes à double effet de même diamètre de piston et même course. — Des regards latéraux rendent très facile l'inspection des parties mobiles.

Pompe Geerts

La pompe Geerts est un curieux exemple des dispositions que l'on peut adopter pour pomper des eaux très chargées de sables et matières en suspension.

Nous en empruntons la description à la *Revue industrielle* du 20 février 1878. — Inventée et construite par M. Geerts, de Malines, pour enlever des eaux chargées de sable et de gravier, dans des travaux de draguage et de fonçage de puits, cette pompe, représentée figures 4 et 5 de la planche 27, se compose de deux paires de pistons à tiges horizontales, ayant une grande surface et une faible course. Dans le fonctionnement de chacune de ces paires de pistons, ces organes s'écartent l'un de l'autre à peu près comme les deux parties d'un soufflet, mais avec cette différence que les deux pistons se déplacent symétriquement et parallèlement à eux-mêmes, tandis que dans le soufflet une seule partie est mobile et que le déplacement est angulaire. — Une bielle communique le mouvement aux pistons, à l'aide de tiges articulées.

Lorsqu'ils s'écartent l'un de l'autre, l'aspiration se produit par le tuyau *a*, et lorsqu'ils se rapprochent, il y a refoulement par le tuyau *b*. — Des regards à charnières *c* permettent l'inspection des organes.

L'espace nuisible est nul entre les clapets d'aspiration. Ces clapets, recouverts de cuir, reposent sur des sièges en bronze; et les cuirs des pistons subissent une préparation spéciale, qui leur assure une très longue durée.

Comme on le voit, il n'y a pas de frottement des pistons, et cette pompe convient à merveille pour pomper des eaux tenant en suspension de fortes proportions de sable, de gravier, etc. — Le tuyau de refoulement, placé en bas, assure du reste le dégagement des corps étrangers; et il suffit pour nettoyer l'appareil, de marcher avec de l'eau seulement avant d'arrêter.

Pompe à caisson de Fynje

Les figures 1, 2 et 3 de la planche 27 représentent l'ensemble et quelques détails d'une pompe connue en Hollande sous le nom de pompe à caisson de Fynje; et cette pompe sert à assurer le dessèchement de grandes surfaces de pays que les eaux de la mer tendent constamment à envahir.

La pompe à caisson de Fynje présente un seul corps de pompe *b* cylindrique et à double effet. La partie supérieure du corps du caisson est au-dessous du plus bas niveau des eaux environnantes, et les soupapes sont remplacées par des clapets battants dont le poids propre suffit à les fermer avant que le piston commence sa course de retour.

Le diamètre du corps de pompe cylindrique atteint 2^m,239, ce qui lui constitue une surface de près de 4 mètres carrés (rigoureusement 3^m,94). La course est de 2^m,20, et le piston donne de 18 à 20 coups par minute.

Indépendants du corps de pompe, les clapets sont placés sur les parois d'aspiration et de refoulement dans deux chambres à panneaux au milieu desquelles se trouve le cylindre ou corps de pompe. Ces dispositions permettent de placer sur les parois latérales un nombre assez considérable de clapets offrant ensemble une très grande section de passage. Et puis, en outre, la construction très solide des clapets les rend aptes à résister au besoin à des chocs même violents. D'ailleurs, les ébranlements résultant de leurs mouvements d'ouverture et fermeture se reportent sur le très fort massif en maçonnerie qui reçoit leur châssis en fer, et ce massif amortit considérablement les vibrations.

Avec ces sections considérables et la lenteur des mouvements, la colonne d'aspiration ne tend pas sensiblement à s'arrêter quand cesse l'avancement du piston, et elle se précipite aussitôt par les clapets qui s'ouvrent de nouveau dans l'autre subdivision.

Même pendant les hivers rigoureux et sous la glace, cette machine peut continuer à fonctionner, les clapets étant à une profondeur suffisante pour échapper à la gelée.

Le grand caisson rectangulaire en *aaaa*, au milieu duquel se présente le cylindre ou corps de pompe, a entre les clapets une longueur de 4^m,688 sur une largeur de 3^m,898. En avant et en arrière il s'appuie sur une maçonnerie très stable, fort épaisse et traversée par de fortes entretoises ou tirants en fer.

Le bord supérieur du fond inférieur du caisson est à 4^m,498 au-dessous du niveau des plus basses eaux de l'étiage, et le bord inférieur du fond supérieur de fermeture est encore à 0^m,457 en contrebas de ce niveau. Ce dernier fond est convexe par dessous, ce qui augmente sa résistance à la pression de l'eau.

Enfin une cloison médiane *dd* partage le caisson par son milieu, en deux capacités entièrement isolées. — Les trois fonds sont en fonte et solidement boulonnés l'un sur l'autre, ce qui les rend parfaitement solidaires.

Le corps de pompe cylindrique *b*, également en fonte, a 2^m,239 de diamètre extérieur et 2^m,602 de hauteur. Il est assemblé par une espèce de socle sur le fond inférieur du caisson et percé d'ouvertures permettant le passage de l'eau.

Ce même corps de pompe traverse la cloison médiane, et il s'y assemble extérieurement d'une manière étanche. Ouvert par le haut, le cylindre met en communication la subdivision supérieure du caisson avec la subdivision inférieure, le piston toutefois réglant cette communication.

Entre les murs en maçonnerie, à l'avant et à l'arrière de la pompe, se présentent, deux par deux, quatre robustes châssis en fonte, partagés en panneaux dans chacun desquels il y a douze clapets *hh*. — Les panneaux ont 0^m,985 de longueur sur 0^m,222 de largeur, et couvrent donc une ouverture de 0^m,219 chacun, soit 2^m,628 pour chaque châssis.

Tous ces clapets sont en fonte, et une planchette en bois garni l'intérieur de chacun. Ils sont suspendus sous un angle de 22°,5 avec la direction moyenne des veines d'eau extérieures affluentes, et ils pivotent par leurs arêtes supérieures autour de charnières horizontales. Sur les 48 clapets de la pompe, il y en a 24 qui, placés sur la face interne du caisson, servent à l'introduction de l'eau, et 24 sur la face externe pour l'évacuation.

En regardant la figure, on voit facilement que si le piston monte, les clapets intérieurs de la subdivision inférieure se soulèvent, et alors l'eau afflue de l'extérieur sous le piston. En même temps l'eau, refoulée par la face supérieure, s'en va par les clapets extérieurs et supérieurs.

Quand le piston redescend, les clapets qui étaient ouverts se ferment, et ceux qui étaient fermés s'ouvrent, et l'aspiration et le refoulement continuent donc.

Le canal d'amont et celui d'aval ont 4 mètres de largeur et présentent des entrées bien évasées. Des vannes ou espèces d'écluses permettent de les fermer pour isoler le caisson en cas de réparations.

Ces renseignements sont empruntés au manuel des pompes de l'*Encyclopédie Roret*.

Pompe à diaphragme

Les figures 6 et 7 de la planche 27 représentent une pompe fondée sur un principe tout particulier, susceptible d'être quelquefois utilisée avec avantages, et dite : *Pompe à diaphragme*. Elle a quelque analogie avec la pompe Geerts décrite page 168. Il s'agit d'un piston flexible, représenté par la figure 7, et dont le centre seul se déplace tandis que ses bords restent complètement fixés et emprisonnés dans un joint.

aa est le corps de pompe ou chambre dans laquelle travaille le piston, et *bb* est le piston. Celui-ci consiste en un diaphragme en cuir, en caoutchouc ou autre matière flexible, moulé à la forme voulue. La forme ordinaire est celle d'une calotte sphérique aplatie au sommet et sur les bords.

Quelquefois l'on emploie à la fois le cuir et le caoutchouc, et ce dernier est collé sur le cuir au moyen d'une sorte de ciment de caoutchouc.

La tige *c* du piston s'attache à un plateau circulaire *d*; et *e* est un anneau circulaire boulonné au plateau et pinçant entre lui et ledit plateau le bord interne du diaphragme flexible.

Quant au bord externe de ce même diaphragme, il est attaché et

fixé par les collerettes *f* et l'anneau *g*. — Le piston flexible ne présente aucune ouverture ni aucun passage, et il se comporte donc en poussant l'eau à droite et à gauche, comme un piston plein, tandis que les soupapes ou valves d'admission et de refoulement figurées, assurent le surplus du fonctionnement.

On trouve dans la publication industrielle Armengaud, vol. XII, pl. 19, la description d'une pompe Nillus, construite d'après un principe analogue, et très intéressante à étudier.

Pompe Donnadiou

Les figures 8 et 9 de la planche 27 représentent deux variantes d'un type de pompe à piston assez original, dit système Donnadiou ou à *piston fixe*, et conçu pour les prises d'eau à faire dans des puits profonds ou dans des sondages.

La préoccupation principale de l'auteur de ce système a été d'éviter le frottement (souvent considérable) de la tige du piston dans son presse-étoupes, et la nécessité de descendre dans les puits profonds et peu accessibles, pour aller refaire cette garniture. — Le piston est fixe au sommet du tuyau vertical d'aspiration EK. Sa garniture se compose simplement de segments en cuir superposés, à joints croisés, constamment pressés, par un ressort intérieur, contre la paroi du corps de pompe, disposition figurée en D.

Un vase cylindrique H, plein d'eau, forme joint hydraulique et empêche toute rentrée d'air extérieur, puisque le fourreau P mobile autour du piston, y plonge constamment.

Le piston E (creux et formant tuyau d'aspiration) étant fortement fixé sur la pièce de bois M scellée dans les parois du puits, sa tige creuse se prolonge par le tuyau K d'aspiration terminé en bas par une crépine. En haut de la tige creuse du piston, se trouve le clapet *e*, et le corps de pompe P oscille autour d'un mouvement vertical. Ce corps de pompe est surmonté du tuyau de refoulement, et ce tuyau est supporté, s'il est long, latéralement par des leviers articulés avec charnières, dont les axes d'oscillation sont fixés dans les parois du puits. C'est à ce tuyau de refoulement que s'applique, à l'orifice du puits, le mécanisme de commande du mouvement.

Le corps de pompe se compose d'ailleurs de deux parties : le fourreau P ou corps de pompe proprement dit ; puis la boîte à clapets C, surmontée de la colonne ascensionnelle.

À l'inspection de la figure 9 on saisit tout de suite le fonctionnement. En effet, si le corps de pompe se soulève, le clapet *d* se referme, tandis que le clapet *e* s'ouvre pour donner passage à de l'eau aspirée. Les effets inverses se produisent au moment de la descente, et le débit par coup est bien égal à la surface du piston multipliée par la course effectivè.

Vers l'orifice du puits, le tuyau mobile vertical se rattache à la canalisation fixe de distribution, par un bout de tuyau en caoutchouc.

Pour visiter les clapets, il suffit de déboulonner le joint G et de soulever la colonne ascensionnelle.

La figure 8 de la planche 27 représente un appareil de ce genre pour sondage de 300 mètres de profondeur, avec corps de pompe de 1 mètre de diamètre et 1^m,20 de course, pouvant débiter près de 19.000 litres par minute.

Il n'y a aucun coude, et le système peut s'installer même dans des trous de sonde de 0^m,15 de diamètre seulement.

Pompe Fourneyron

Les figures 13 et 14 de la planche 27 représentent une pompe à deux pistons marchant en sens inverse l'un de l'autre, imaginée par M. Fourneyron et ne présentant pas de clapets aux tuyaux d'aspiration et de refoulement, ce qui supprime les rétrécissements de section correspondants. Les clapets sont placés sur les pistons et présentent, si on le veut, des sections supérieures à celles des tuyaux de la pompe.

L'ensemble se compose de deux bâtis creux B, reposant sur une plaque de fondation A et entretoisés par les entretoises également creuses *a*. Ces bâtis portent deux coulisses dans lesquelles sont guidées les traverses des deux tiges des pistons. Des deux arbres C et D, le premier reçoit la commande d'une poulie ou d'une paire d'engrenages, et communique le mouvement au second par les pignons *b* et les roues *c*.

La tige *d* du piston inférieur est clavetée sur une traverse com-

mandée par une bielle *e* articulée elle-même à un bouton réunissant les deux roues d'engrenage.

Au piston supérieur s'attachent deux autres tiges *ff'* boulonnées sur une traverse *g* qui se prolonge en dehors du bâti pour recevoir l'emmanchement des deux bielles *hh'*. Au milieu de cette traverse est ménagé un œil qui laisse passer librement la bielle *e*. Les deux bielles sont articulées sur un bouton que portent les deux plateaux *ii'* clavetés sur l'arbre principal.

La traverse, recevant la tige *d* du piston inférieur, porte également deux coulisseaux *j* glissant dans une rainure creusée de chaque côté de la coulisse.

Le corps de pompe consiste en un cylindre de 0^m,40 de diamètre, boulonné sur la plaque de fondation par une bride supérieure. — Le tuyau d'aspiration s'adapte à une tubulure évasée *n* attachée à la bride inférieure cylindrique du corps de pompe.

Au-dessus du corps de pompe se présente une tubulure formant coude et portant les trois presse-étoupes des trois tiges des pistons. Quand on met la pompe en mouvement, le piston inférieur, dans son mouvement ascensionnel, a son clapet fermé et aspire l'eau en même temps que le piston supérieur refoule l'eau qui se trouve au-dessous du piston inférieur dans la conduite d'évacuation.

Le piston inférieur présente quatre orifices séparés par une nervure et recouverts par un clapet unique *o*.

Les deux pistons sont garnis de chanvre.

Le piston supérieur reçoit les deux tiges *ff'* et porte en son centre un trou alésé au diamètre de la tige du piston inférieur, de façon à laisser passer cette tige, laquelle, pendant la descente du piston inférieur, sert donc de guide au clapet *p* muni d'un presse-étoupes.

En montant, le piston supérieur soulève le clapet du piston inférieur, et aspire à son tour l'eau du tuyau de prise, tout en soulevant la colonne de refoulement.

En résumé, la pompe Fourneyron est aspirante, foulante, élévatrice et à double effet.

L'abondance des matières ne nous permet pas de rechercher, par la méthode des diagrammes, jusqu'à quel point elle tend à donner à l'eau un mouvement continu.

Pompe agricole de Caligny

Une pompe agricole assez curieuse est celle que représente la figure 12 de la planche 27, et qui est fondée sur l'*utilisation du frottement*, s'il est permis de s'exprimer ainsi. En quelques heures un ferblantier ou un poëlier peut la fabriquer avec un vieux tuyau hors d'usage.

Un simple tuyau en tôle ou en zinc, ayant 0^m,10 environ de diamètre intérieur et 1^m,50 de longueur, se termine en bas par une partie légèrement évasée, de manière à atteindre la longueur totale de 3 mètres (soit donc 1^m,50 de partie évasée). Le grand diamètre, tout en bas de la partie évasée, est de 0^m,18.

Le tube, ainsi construit, est surmonté d'une sorte de champignon et entouré, près de son sommet, d'un bac collecteur de l'eau élevée, auquel s'ajuste le tuyau d'écoulement.

L'espèce de balancier représenté sur la figure permet de donner un mouvement alternatif de bas en haut à l'instrument.

Sans entrer ici dans des calculs trop longs, contentons-nous de constater que l'expérience a permis, avec ce dispositif si simple et si élémentaire, d'élever de l'eau, à bras, à 4 mètres au-dessus de son niveau primitif, et il est évident que le frottement à l'intérieur du tuyau vertical est la seule cause qui empêche cette eau de redescendre avant d'avoir été portée jusqu'au niveau de déversement.

Après quelques oscillations, l'eau jaillit en haut du tube ; et, à chaque descente nouvelle produite par un brusque mouvement du levier, la colonne d'eau jaillit à l'orifice supérieur comme si elle était poussée par un piston inférieur, la pression qui tend à la faire monter, s'exerçant sur une surface plus grande que celle qui tend à la faire descendre, et le frottement retardant assez la chute pour qu'il y ait déversement en haut.

Selon l'amplitude du mouvement et la hauteur de l'élévation, le tube doit pénétrer dans l'eau de 1/3 à 1/2 de sa hauteur.

Il serait intéressant, pour le public, que M. de Caligny, auteur de ce dispositif, en donnât l'étude théorique et établît les relations mathématiques existant entre les diamètres en haut et en bas, les lon-

guez des parties immergée et extérieure du tube, la vitesse, la course, le débit effectif, le travail absorbé, etc.; car cela fixerait exactement les limites d'emploi avantageux du système.

Pompe aéro-hydraulique de Legat

Dans la *Revue industrielle* du 11 septembre 1878, nous relevons la description d'une disposition imaginée par M. D. Legat (l'inventeur constructeur bien connu de détenteurs de vapeurs et autres appareils), et dite : *pompe aéro-hydraulique*. (V. pl. 27, fig. 10 et 11.)

Cette disposition a surtout pour but de supprimer, pour les puits profonds, les transmissions de mouvement compliquées entre la puissance motrice et la pompe, et l'intermédiaire choisi (docile et infallible) est l'air comprimé et détendu, agissant comme un ressort entre la puissance et la résistance.

Pour l'élévation de l'eau, ce système est réalisé par les dispositions générales dont voici la légende explicative :

Fig. 10. — A, boîte à clapets, divisée en deux compartiments B et C, munis chacun d'un clapet D d'entrée du liquide à élever, et d'un clapet E de retenue du liquide refoulé.

F, compresseur d'air formé d'un cylindre G dont le piston H comprime et raréfie alternativement l'air contenu.

I, reniflard s'ouvrant de dehors en dedans, en temps opportun, pour remplacer la petite quantité d'air dissous et entraîné par le liquide refoulé.

K, tuyau de refoulement d'air, faisant communiquer le compresseur avec la boîte à clapets.

L, tuyau ascensionnel et branché au-dessous des clapets de refoulement.

Fig. 11. — K, L, tuyaux de refoulement d'air et d'eau remplissant les mêmes fonctions que dans la figure précédente.

M, O, pistons différentiels à grande pression et à surface réduite.

N, cylindre du piston M.

P, corps de pompe des pistons O.

R, clapets de prise d'eau.

Q, clapets de refoulement d'eau.

En résumé donc, la pompe comprend deux organes essentiels : le compresseur d'air placé sur le sol en haut du puits, dans un endroit parfaitement accessible, et la boîte à clapets placée au fond du puits. Ces deux parties sont reliées entre elles par des tuyaux d'air, et par le tuyau d'ascension de l'eau, en contact direct avec la boîte à clapets. Les proportions des diverses parties varient avec la quantité d'eau à élever et avec la profondeur à laquelle il faut la prendre.

En avançant, le piston à air comprime cet air dans le compresseur, les tuyaux et la boîte à clapets, et quand la pression de cet air dépasse la résistance opposée par la colonne d'eau ascensionnelle, celle-ci est soulevée et ouvre le clapet de refoulement.

En revenant en arrière, le piston à air permet à l'air qui vient d'être refoulé et comprimé, de se détendre et de revenir à sa pression minimum, et l'eau rentre par le clapet spécial de la boîte à clapets, qui se remplit, pour se vider à nouveau au coup suivant, sous la pression de l'air.

Un reniflard, placé sur le compresseur, laisse rentrer l'air extérieur, en quantité suffisante pour remplacer celui qui a été dissous dans l'eau ou perdu par les fuites, ce qui assure la régularité de la pression, de la détente et du fonctionnement.

Dans la disposition de la figure 10, l'air agit directement sur l'eau à élever et doit donc être comprimé jusqu'à la pression correspondant à la résistance de la colonne ascensionnelle.

Dans la disposition de la figure 11, la boîte à clapets est pourvue de pistons différentiels, recevant l'action de l'air comprimé sur une grande surface, et pressant l'eau sur une petite surface, et les pressions étant multipliées par le rapport inverse des surfaces, on peut, avec de l'air à basse pression, refouler l'eau sous une pression considérable.

Plus il s'agit d'élever l'eau et plus cette seconde disposition devient avantageuse.

Le grand piston différentiel peut être un piston ordinaire ou un piston sans frottement, par exemple un piston à membrane métallique ou à diaphragme en caoutchouc.

Pour faciliter le montage et l'entretien, M. Legat a imaginé un

système de joint à garniture prisonnière, assurant l'étanchéité et permettant la pose et le démontage des tuyaux par longueurs séparées, sans démontage des tuyaux voisins.

Pompe Keller et Binzegger

La pompe Keller et Binzegger (V. pl. 28) est encore un appareil dans lequel l'air comprimé sert d'intermédiaire entre l'application de la puissance et la résistance, et supprime des mécanismes plus ou moins compliqués. Il y a deux parties distinctes : la pompe à air pouvant être placée à une distance quelconque du réservoir à épuiser, et l'appareil d'éjection ou boîte à clapets, que l'on descend simplement au fond du puits. Deux tuyaux *b* et *o*, d'un faible diamètre, établissent la communication entre les deux parties. Le premier conduit l'air comprimé à la pompe proprement dite, et le second retourne au compresseur, lequel peut, suivant les cas, fonctionner à bras ou au moteur.

Ce compresseur consiste en un corps de pompe dont le piston est rattaché par sa tige à deux bielles latérales commandées par deux manivelles calées sur un arbre commun. Vers le milieu de cet arbre, un engrenage droit, à dents inclinées, est actionné par un pignon appartenant à l'arbre du volant et de la poulie de commande.

Assemblé en porte-à-faux avec le bâti, le cylindre ou corps de pompe est surmonté d'une chapelle ou boîte à soupapes, divisée en quatre compartiments communiquant deux par deux, et dont les uns servent à la décharge de l'air comprimé, tandis que les autres en permettent la rentrée. Pour cela, des soupapes s'ouvrent et se ferment en sens inverse. (V. les coupes longitudinale et transversale du compresseur.)

L'appareil immergé dans le liquide à élever se compose de deux cylindres verticaux *f* et *m* juxtaposés et terminés par des clapets d'aspiration *pp* surmontant des grilles qui arrêtent les corps solides. A une hauteur convenable viennent, dans ces cylindres, deux flotteurs *iq*, pouvant fermer les orifices *K* des tuyaux fixes *ll'*. Dans la

paroi mitoyenne et diamétralement opposés l'un à l'autre, se présentent deux conduits de refoulement *gg* reliés obliquement avec chacun des réservoirs et fermés par des soupapes à boulets, placées à l'origine de la colonne *h* ascensionnelle.

Une disposition ingénieuse rend automatique l'action alternative de l'air dans chacun des réservoirs *f* et *m*.

Les tubes *ll'* aboutissent en effet à une chambre circulaire *c* enveloppant partiellement un cylindre *d* muni de deux tubulures *ee'* prises sur le fond supérieur des réservoirs. Dans les compartiments *c* et *d* peut se mouvoir un tiroir formé par quatre pistons appartenant à une seule tige et deux à deux de même diamètre.

Deux conduites flexibles, de 8 millimètres de diamètre, relient la boîte à soupapes du compresseur aux chambres à tiroir. Le tuyau *b* d'admission est branché sur la paroi du cylindre *d*, et la conduite de retour *o* communique avec la chambre *c*, tandis qu'une petite soupape à boulet *r*, disposée sur le canal *o*, sert à l'introduction de l'air dans le compresseur.

Pendant le fonctionnement, lorsque le tiroir occupe la position indiquée en coupe transversale, l'air comprimé arrivant de la conduite *b* pénètre entre les petits pistons *d*, et se rend par le tuyau *e* dans le cylindre *f* rempli d'eau. La pression exercée sur le liquide force alors celui-ci à s'élever par l'orifice *g* dans la colonne montante *h*. Dès que le niveau du liquide dépasse la ligne de suspension du flotteur *i*, ce dernier descend par son propre poids et ouvre la soupape *K*. L'air comprimé s'introduit dans le tube *l* et pénètre derrière le piston correspondant du tiroir *d*, qui est vivement poussé à droite. — Cette nouvelle position du tiroir, figurée dans les dessins de détails, met en relations la capacité comprise entre les petits pistons, avec le tuyau d'arrivée *b* et le canal *e*, et l'air comprimé arrive au cylindre *m*, dont l'eau se dirige par *g* dans le tuyau *h* de refoulement.

En outre, le cylindre *f* communique par le tube *e* avec le canal *n*, sur lequel est branchée la conduite *o*. L'air comprimé contenu dans l'espace *f* retourne ainsi vers le piston de la pompe foulante, auquel il apporte son contingent de puissance pour vaincre le travail résistant de compression.

Cet air est alternativement aspiré, comprimé et expulsé dans le

tuyau *b*, jusqu'au moment où le degré de détente atteint permet à l'air atmosphérique d'entrer par *r*.

Pendant que le réservoir *m* alimente la conduite *h* d'éjection, un nouveau volume d'eau entre par la soupape d'aspiration *p* du cylindre *f*, lequel se trouve rempli avant le retour du tiroir vers sa position primitive, et le fonctionnement de la pompe se continue ainsi de suite automatiquement.

Par course simple, dans le type représenté, le piston du compresseur engendre un volume de 864 décimètres cubes, et chaque réservoir *f* ou *m* possède une capacité utile de 7 décimètres cubes. 4. Il faut vingt coups de piston pour qu'un réservoir soit complètement vidé, et les dix premières courses utilisent l'air comprimé de retour. Dans ces conditions, le débit moyen est de 37 litres par minute. Le travail absorbé par la pompe foulante se calcule facilement en retranchant du travail dépensé pour la compression celui développé par la détente de l'air comprimé.

Ce système de pompe n'exige aucun montage et peut s'installer dans les endroits d'un accès difficile.

Pompe Fauler

On trouvera, planche 29, la vue extérieure et la coupe de la pompe Fauler, spécialement imaginée pour pomper des purins et des liquides chargés de toutes sortes d'impuretés. C'est une pompe à bras, foulante et à piston plongeur.

L'appareil, entièrement en fonte, se compose d'un corps de pompe-lanterne contenant la chambre des clapets, d'un cylindre dans lequel fonctionne un piston fixé au bout d'une tringle en bois, et de tuyaux à emboîtements, constituant la longueur variable de canalisation dont on a besoin.

On place le corps de pompe dans le liquide (où il peut, si l'on veut, être noyé). Il suffit que la partie inférieure ou lanterne de 0^m,15 de hauteur *y* plonge. On voit, sur la figure, la forme des clapets, qui ne peuvent s'engorger ni se déranger. Il peut *y* passer des bouchons,

des chiffons, etc., introduits soit sous le piston, soit par les ouvertures de la lanterne.

Le piston plongeur est tout simplement un cylindre en fonte, sans aucune espèce de garniture, ce qui fait qu'il n'est jamais exposé aux dérangements.

Les tuyaux élévatoires s'emboîtent solidement, et au moyen de bagues en caoutchouc les joints sont établis d'une façon simple mais parfaite.

La pompe du modèle représenté débite environ 2^l litres pour chaque course complète du piston, soit environ 100 litres à la minute. Une lance d'arrosage, avec tuyau en caoutchouc qui s'emboîte soit sur le corps de pompe, soit sur l'un des tuyaux, permet de projeter le liquide à une distance de 10 à 12 mètres à la ronde.

L'appareil est parfait pour élever les liquides jusqu'à la hauteur de 8 mètres environ. Exceptionnellement on peut s'en servir pour des hauteurs de 9 à 10 mètres; mais tel n'est évidemment pas le but de la conception du système, avantageux surtout pour les hauteurs moyennes de 3 à 7 mètres.

La pompe et les tuyaux élévatoires sont goudronnés extérieurement et intérieurement pour prévenir l'oxydation. Une soupape de vidange permet de débarrasser les tuyaux du liquide qui s'y trouve, lorsqu'on veut démonter la colonne ou mettre la pompe à l'abri des accidents occasionnés par la gelée.

Cet appareil réunit certainement toutes les qualités requises pour constituer une excellente *pompe à purin* ou à vidange, pouvant servir à toutes sortes d'épuisements; et comme tel il paraît appelé à rendre de réels services aux agriculteurs et sera sans doute adopté utilement par les horticulteurs maraîchers. Il n'a pas besoin de balancier ni de volant, et on l'actionne par un mouvement de va-et-vient imprimé à la tige du piston d'une façon quelconque.

Pompe Amos et Smith

Les figures de la planche 29 représentent encore une disposition simple de pompe à double effet, imaginée et construite par MM. Amos et Smith. — Il y a, comme on le voit, deux cylindres ou corps de

pompe parallèles. — La partie inférieure de l'un et la partie supérieure de l'autre communiquent respectivement avec les tuyaux d'aspiration et de refoulement; et un passage ménagé dans le bâti met en relation le haut du premier cylindre avec le bas du second, sans qu'il existe d'ailleurs d'autre communication entre les deux.

Dans chaque cylindre travaille un piston plongeur avec soupape, s'ouvrant de bas en haut, et dont le mouvement est commandé par un axe à mouvement alternatif et un balancier, comme il est indiqué. — L'arbre traverse le passage établi entre les deux corps de pompe par des garnitures de cuir embouties, et sort du bâti par des presse-étoupes. (V. la figure.)

On voit qu'en résumé, pendant la manœuvre, il y a accroissement et diminution alternatifs de l'espace compris entre les pistons, la capacité minimum correspondant à la position de la coupe verticale. — Les soupapes des deux pistons travaillent comme soupapes d'aspiration et d'évacuation.

Le piston de gauche aspire du tuyau d'aménée, pendant sa course montante, et renvoie en même temps du liquide dans l'autre cylindre. Le piston de droite refoule en montant et aspire le liquide du premier cylindre.

Pompe Jacob Hunk

Enfin les dernières figures de la planche 29 représentent la pompe aspirante et foulante universelle, système Jacob Hunk de Vienne (Autriche). — *a* est le cylindre ou corps de pompe dans lequel monte et descend le piston *D*, recevant dans une garniture étanche l'extrémité inférieure de la tige creuse *S*, fermée à sa base par *mn*, capsule évasée. — La tige présente en outre, au-dessus du piston, une embase *mm* et quatre orifices *HH*, *JJ*, qui établissent la communication entre l'intérieur de la tige et le haut ou le bas du cylindre, à divers instants, suivant la position du piston.

A chaque montée ou descente de la tige, le piston est entraîné; mais comme il y a un jeu ou écartement entre le piston et les parties *mm* ou *nn* qui l'entraînent, les orifices d'admission supérieurs

ou inférieurs sont alternativement fermés ou ouverts, et le jeu est assez grand pour en permettre le dégagement ou l'obturation d'une façon complète. Cette disposition rend inutile l'emploi de soupapes traversant le piston.

La dernière figure indique l'aménagement d'une pompe de ce système dans une maison, et aussi son emploi possible comme pompe à incendie. Il suffit pour en faire un appareil à incendie ou à jet, de fermer le tuyau de refoulement avec la capsule recouvrant l'extrémité du tuyau d'ascension, et de visser un raccord de lance sur ce tuyau, comme cela est indiqué en traits pointillés.

Pompe Denizot

Les figures de la planche 30 représentent différentes pompes dont nous extrayons la description du *Manuel Roret*.

Les figures 1, 2, 3 s'appliquent à la pompe de Denizot, qui, essayée au Conservatoire des Arts et Métiers, a donné, paraît-il, le rendement entravail (relativement élevé pour une pompe de ce genre) de 69 p. 0/0, avec une aspiration de 4^m,70. Les orifices sont grands ; et il y a peu de frottements de la part des pistons, garnis d'un simple cuir, genre Letestu, frottant contre des parois lisses (quoique non alésées si l'on veut).

La pompe Denizot est à deux corps AA dont chacun contient un cylindre fixe C, recouvert d'une cloche mobile D. Chaque cylindre fixe est muni en haut d'une garniture conique en cuir *a* maintenue entre deux brides et dont le bord est destiné à former joint avec la cloche correspondante. Le bord de cette garniture retombe à l'extérieur des brides ; et l'intérieur du cuir est évidé au diamètre du cylindre fixe.

Chaque cloche D porte à son sommet le clapet de refoulement ; et la cuvette B sert à la décharge des eaux.

Les clapets de refoulement E reposent sur des sièges inclinés à 25 degrés.

GH, tuyau d'aspiration ; JJ, soupapes d'aspiration inclinées à 25 degrés.

K, plateau en bois supportant l'appareil.

L, support du balancier NMN.

NN, tiges d'actionnement des cloches, reliées à celles-ci par des brides demi-circulaires.

Quand une cloche s'élève, la soupape d'aspiration correspondante s'ouvre, et la pression atmosphérique appuie le cuir contre la cloche. Quand la cloche descend, l'eau aspirée précédemment la traverse par le clapet supérieur de refoulement et passe même en petite quantité par les interstices que lui ouvre la garniture de cuir qui, à ce moment, n'est plus pressée. Les soupapes sont assez grandes pour permettre le passage de corps solides même volumineux, et des regards rendent commodes les inspections intérieures et les nettoyages.

Pompe Beaume

Les figures 4 et 5 de la planche 30 représentent une pompe à purin, système Beaume, capable d'enlever, sans difficultés, des eaux même très chargées de paille hachée, d'herbes, de cailloux, etc.

Le corps de pompe est unique, mais à double effet, grâce à la boîte à clapets représentée fig. 5.

Dans cette figure 5, le réservoir d'air R est figuré renversé pour le nettoyage de la pompe. Mais quand celle-ci fonctionne, cette cloche R est boulonnée aux deux points F sur la boîte à clapets. Quand le piston est soulevé, l'eau s'introduit par A, soulève le clapet C'' et traverse l'entrée B du corps de pompe. Quand le piston descend, le liquide est au contraire aspiré en B', soulève le clapet C''' et pénètre dans la chambre R pour s'échapper par le refoulement. Les deux clapets de droite de la figure 4 se prêtent aux mêmes phénomènes, mais en sens inverse, et à chaque coup de piston, il y a donc un certain volume de liquide aspiré, et le même volume refoulé.

Veut-on visiter l'intérieur de la pompe? On dévisse l'un des boulons maintenant R, et l'on fait pivoter ou se renverser le réservoir d'air autour du second boulon. On enlève à la main la plaque en alliage inoxydable soutenant les deux clapets de refoulement, et alors l'intérieur de la boîte se nettoye sans difficulté.

Pompe Ertel

Les figures 6, 7 et 8 de la planche 30 représentent une pompe à double effet perfectionnée de MM. de Ertel de Munich, et conçue pour simplifier la construction et faciliter les réparations.

La figure 7 est la vue en plan; et tandis que la figure 8 est une coupe par la ligne xy du plan, la figure 6 donne l'élévation latérale avec coupe de la chambre à clapets et soupape de refoulement.

A, corps de pompe ou cylindre présentant deux chambres B et C venues de fonte avec lui.

D, réservoir d'aspiration venu de fonte avec les sièges aa recevant les clapets d'aspiration. La partie supérieure b de la pièce D sert de fond au corps de pompe dont la partie inférieure présente une bride repliée d'équerre, s'assemblant avec celle b , par les vis c .

A mi-hauteur du corps A, une saillie intérieure dd' annulaire, reçoit deux cuirs emboutis, séparés entre eux par une rondelle de même matière. Le piston E consiste en un cylindre de laiton tourné, ajusté et rodé, fermé à chaque extrémité par un couvercle en fer.

F est un cylindre ou une douille en fonte de faible épaisseur, vissé sur le corps de pompe et servant à serrer fortement les cuirs emboutis. Le bord libre du cuir embouti supérieur est tourné vers le haut, et celui du cuir inférieur, vers le bas. C'est la pression même du refoulement qui les serre à tour de rôle, et qui maintient l'étanchéité.

G, couvercle serré par les vis g aux brides supérieures du corps de pompe.

H, boîte à étoupes de la tige du piston, garnie de deux cuirs emboutis inverses.

K, L, tuyaux courbes à brides quadrangulaires fixées chacune par quatre vis aux parois latérales des boîtes B et C.

Vers le haut de K et L viennent latéralement d'autres bouts de tuyaux M et N venus de fonte avec eux et fixés de même par des joints à vis sur le corps de pompe. Tout en haut des tuyaux K et L, les brides circulaires KK' reçoivent un autre tuyau courbe horizontal O ou réservoir d'ascension, renfermant deux chambres U , sur les fonds

desquelles ont leurs sièges les soupapes *m* de refoulement en laiton. Au milieu, vient le tuyau P de déversement.

Les quatre chambres B, C, *ll'*, sont ouvertes en haut et fermées par les couvercles *oo*, *pp* assujettis par des vis, avec interposition de rondelles de cuir.

m, butées limitant l'élévation des clapets.

Q, levier de manœuvre pour actionner à bras (supprimé si l'on fonctionne avec un moteur inanimé).

La chambre inférieure B communique avec le dessous du piston; et par l'ouverture *s*, le tuyau K met cette chambre en communication avec le réservoir D, lorsque la soupape *m* est ouverte.

Le bout de tuyau M n'a pas d'ouverture.

Aucune communication ne met le dessous du piston en relation avec l'autre chambre inférieure C. Mais le tuyau L, le bout de tuyau N et l'ouverture *l* font communiquer cette chambre avec l'espace au-dessous du piston, et par la soupape en *l* avec le réservoir O.

Quand le piston monte, la soupape *v* se lève, et l'eau montant dans le réservoir d'aspiration remplit le volume engendré sous le piston; tandis que l'eau du dessus du piston est chassée par *t* dans le bout du tuyau N, ce qui ferme la soupape V et ouvre *l*. L'eau monte dans le réservoir O, qui la transmet au tube de décharge P.

Quand le piston redescend, la soupape *v* se lève, et par l'ouverture *y*, l'eau du réservoir d'aspiration monte dans le tuyau courbe L, et entre par *t* au-dessus du piston, tandis que sous celui-ci l'eau est refoulée par *s* et monte par *m* dans le tuyau courbe K et le réservoir O. Celui-ci reçoit donc les eaux arrivant par *l* et *l'*.

Pompe Japy frères

Dans la plupart des pompes à double effet, les quatre clapets d'aspiration et de refoulement sont entièrement séparés ainsi que leurs sièges, ou accouplés deux par deux. Dans la pompe de MM. Japy frères (fig. 9, 10, 11 et 12 de la pl. 30), les deux clapets de refoulement ont leurs sièges fondus ensemble. Il y a une plaque unique à quatre ouvertures, et fixée au corps de pompe par un seul joint.

Cette disposition simplifie la construction et réduit l'espace nuisible.

Les figures de la planche 30 représentent les différentes vues d'une petite pompe Japy, à double effet, du débit de 25 litres par minute.

Vue d'ensemble, coupe verticale par le milieu du corps de pompe, section horizontale par l'axe, et vue extérieure du côté de la boîte à clapets; telles sont les figures représentées.

On voit que cette pompe est caractérisée dans son genre par la disposition nouvelle et spéciale de la plaque unique A venue de fonte avec quatre sièges de clapets. — Les deux clapets inférieurs BB' sont ceux d'aspiration, et les deux clapets supérieurs CC' sont ceux de refoulement. — La plaque A présente quatre oreilles *a*, servant à la boulonner à l'enveloppe en fonte D; et c'est dans celle-ci que se trouve le corps de pompe E, sorte de fourreau en métal mince.

Sur la face opposée de A est rapportée la boîte ou chapelle en fonte F, avec une cloison médiane horizontale *d*, et les boulons assemblant la plaque A avec l'enveloppe D servent en même temps à l'assemblage de la chapelle. En bas de celle-ci vient le tuyau d'aspiration C; et en haut, le tuyau de refoulement H. — Les sièges *bb'* des clapets d'aspiration BB' sont naturellement disposés en sens inverse des sièges *cc'* des clapets de refoulement CC'. — Ces sièges sont venus de fonte avec la plaque A, ainsi que les oreilles *oo'* auxquelles s'articulent les clapets.

Quand le piston I fait le vide derrière lui, le clapet B s'ouvre, et l'eau arrive par G dans la partie inférieure de la boîte et passe dans la première moitié *m* de l'enveloppe, et par conséquent dans le corps de pompe. — Quand le piston revient sur lui-même, au contraire, le clapet B se ferme, et le clapet supérieur C s'ouvre pour laisser l'eau passer dans la partie supérieure de la boîte et de là au refoulement. — Pendant ce temps, le second clapet inférieur B' s'ouvre également et permet à l'eau aspirée de s'élever dans la seconde moitié *m'* de l'enveloppe, et par conséquent dans le corps de pompe. C' se referme naturellement.

Comme les bouts du cylindre ou corps de pompe touchent presque les fonds de l'enveloppe en deux pièces le contenant, et que la plaque des quatre clapets n'est distante de la circonférence du

cylindre que de la longueur nécessaire pour permettre le mouvement des clapets d'aspiration, on voit que l'espace nuisible est dans cette pompe extrêmement réduit.

Il y a, en outre, peu de coudes et de changements de direction.

Le point d'appui du levier ou balancier actionnant la pompe est solidaire avec l'enveloppe même contenant le cylindre.

Pompe et moteur hydraulique, système Schmidt

Nous allons étudier maintenant deux ou trois dispositifs qui, bien que créés et conçus originellement pour servir de moteurs à pistons à pression d'eau, n'en constituent pas moins de véritables pompes en renversant les fonctions.

Voici d'abord la pompe-moteur Schmid, décrite dans la *Revue industrielle*, année 1881, page 93. (V. les fig. 1 et 2, pl. 31.)

Ces figures représentent deux machines à pression d'eau, chacune à simple effet, mues par l'eau sous pression d'une conduite. Chaque cylindre est muni d'un piston plongeur et l'eau admise à l'arrière du piston est, au coup suivant, refoulée jusqu'au niveau supérieur, ce qui donne à la fois un moteur et une pompe. On voit facilement que *a* est la soupape de refoulement, *b* le tiroir de distribution, *c* la conduite du trop-plein, *c* le cylindre moteur.

Deux réservoirs d'air régularisent les phénomènes dans la conduite d'amenée et celle de refoulement.

Nous préférons de beaucoup ces dispositions à celles du premier moteur-pompe Schmid (le plus ancien des systèmes de ce genre, croyons-nous), à cylindre oscillant avec table de distribution à profil circulaire, dans lequel des vis, réglant le serrage du cylindre oscillant sur la table concave fixe de distribution, serraient toujours de trop ou pas assez, ce qui occasionnait des frottements considérables, ou des fuites.

Moteur et pompe Wyss et Studer

Voici ensuite le moteur Wyss et Studer (*Revue industrielle* de 1875, page 112), représenté par les figures 1 à 5 de la planche 31.

Ce moteur est une machine à piston avec cylindre oscillant. L'eau y arrive des deux côtés, et les paliers des tourillons du cylindre et de l'arbre coudé appartiennent à un même support. — Les chapeaux de paliers peuvent être serrés à volonté pour rattrapper tout jeu dans le sens de la marche du piston. Des douilles rattachent les boîtes de distribution aux tourillons. L'eau d'une conduite arrive par là sous pression du cylindre et s'échappe par d'autres canaux après avoir agi sur le piston. Des deux côtés du cylindre, les lumières d'introduction et d'échappement se présentent sur des surfaces planes bien dressées, contre lesquelles s'appliquent les boîtes de distribution. La pression de l'eau est équilibrée sur les tourillons et le frottement est minimum. Dans un essai fait d'un de ces appareils employé comme moteur, M. Burkli-Ziégler, ingénieur de la ville de Zurich, a trouvé un effet utile de 90,2 p. 0/0.

Pompe-moteur Mégy

Dans la *Revue industrielle* de 1882, nous relevons encore la pompe-moteur Mégy, appareil construit par MM. Sautter, Lemonnier et C^{ie}. (V. pl. 32.) — Ce moteur fonctionne sous toutes les pressions, depuis 2 mètres d'eau jusqu'aux fortes pressions usitées dans le service des accumulateurs hydrauliques. Il peut, en outre, se prêter à de très grandes variations de vitesse. — Comme on le voit par les dessins, le cylindre moteur est oscillant et la distribution est rotative. Un bâti en fonte porte les tourillons du cylindre et les paliers de l'arbre coudé. Le cylindre oscillant B est venu de fonte avec les conduits K et L d'admission et d'émission. La tige-bielle E se relie à un piston étanche en deux parties. Le tiroir cylindrique M est calé sur un arbre horizontal dont le centre coïncide avec celui de courbure du tiroir. Le mouvement spécial de distribution comprend un arbre *b* tournant

librement dans deux douilles en bronze, puis un levier H à tige cylindrique, calé au bout de l'arbre, et une équerre SJ. — La branche J de l'équerre est attachée sur le bâti par deux boulons, tandis que la branche S s'assemble avec le levier H par une articulation à rotule que représentent les coupes de détails. — Les orifices *aa'*, servant alternativement à l'admission et à l'évacuation, règnent sur toute la largeur de la glace cylindrique de la distribution, et l'ouverture *b* communique avec le tuyau d'évacuation de l'eau L. — En bas du cylindre B et sur le côté, un galet d'appui roule sur un secteur en acier fixé au bâti.

L'eau, arrivant sous pression par le tuyau K et remplissant la boîte M du tiroir, s'introduit alternativement sur les deux faces du piston, tandis que l'échappement inverse s'effectue par *b*. Quand le piston est conduit ainsi à l'extrémité de sa course avant, la tige-bielle E fait décrire à l'arbre coudé environ une demi-circonférence et, en même temps, chacun des points du cylindre B décrit un arc de cercle autour d'un centre commun O. La tige G du tiroir décrit, elle, l'arc GG' ; d'un autre côté, l'extrémité de l'arbre G est reliée au levier H, et celui-ci, par sa jonction spéciale avec la branche S, est forcé de passer constamment par un point *i* invariable.

Cette combinaison cinématique produit un déplacement relatif du tiroir coexistant avec l'oscillation du cylindre, et c'est ce déplacement relatif qui produit la distribution.

L'épure du mouvement de distribution et la courbe de la période d'introduction figurées pl. 32 rendent ces phénomènes visibles.

Le cercle dont le centre est en O représente celui que décrit l'axe de la manivelle, et les chiffres 1 à 24 correspondent à 24 positions équidistantes de cet axe. La courbe *abcd* a pour abscisses les distances du piston au fond du cylindre pour les positions successives correspondant à celles de la manivelle de 1 à 24. Quant aux ordonnées de cette même courbe, elles expriment les longueurs d'orifices découvertes par le tiroir. La courbe rend donc sensibles les rapports existant entre les volumes engendrés par le piston et les sections libres des orifices. Comme ces rapports sont à peu près constants, il y a peu de variations de vitesse d'introduction de l'eau, et peu de contractions et étranglements.

L'épure de distribution figure en particulier les trois positions respectives du tiroir et des orifices lorsque la manivelle se trouve aux positions 24, 5, 12 et 19.

Quand le piston est en *a*, à l'origine arrière, l'axe de la manivelle est dans la position 24; le levier H est vertical et le tiroir occupe sa position moyenne 24, fermant également les orifices d'arrière et d'avant. Dans la première période de rotation, la manivelle étant à la 5^e division, l'axe du tiroir est sur l'arc GG' au point 5, et le levier H prend la direction 15, le tiroir occupant une position normale à cette direction. L'eau entre alors par l'orifice d'arrière et s'échappe par celui d'avant.

Dans une deuxième période, l'axe de la manivelle décrit l'arc 5, 12, et le piston, quittant sa position moyenne, arrive à la fin de sa course arrière. Le levier H reprend la direction verticale 12, et le tiroir occupe à nouveau la position moyenne 12, les orifices ayant fonctionné comme dans le précédent parcours.

Le mouvement se continue de même pour une troisième période s'arrêtant au point 19; et le piston rétrograde vers sa position moyenne pendant que le cylindre continue à se relever. Le centre G prend la position 19, et le levier H prend la direction 1, 19.

Dès le commencement de ce troisième parcours, l'orifice d'avant se découvre et sert à l'introduction, tandis que l'orifice d'arrière sert à l'échappement.

Enfin, en quatrième lieu, le moteur décrit l'arc 19, 24, et le système revient à la période initiale, et ainsi de suite.

On a supposé dans le tracé de l'épure et dans tout ce qui précède, un mouvement uniforme, tandis que les déplacements relatifs du tiroir par rapport aux orifices se produisent, en définitive, avec un mouvement varié, accéléré aux origines d'ouverture et de fermeture et ralenti vers la fin du démasquement. Mais c'est là une qualité de cette distribution; et elle permet de fonctionner sans inconvénient à d'assez grandes vitesses.

Le tiroir cylindrique se rode par l'usage au lieu de se détériorer; et son étanchéité est toujours parfaite. Les joints sont de surfaces très restreintes et ne sont soumis à aucun effort. Le galet d'appui *e* atténue considérablement les frottements développés sur les touril-

lons. Les orifices a et a' ayant plus d'un quart de la surface du piston en section, il y a très peu de pertes de charge, à l'introduction et à l'échappement de l'eau.

Comme moteur, l'appareil a donné 30 p. 0/0 de rendement comme limite inférieure à 300 tours, et a atteint 75 p. 0/0 à 100 ou 170 tours.

Quelques légères modifications dans la distribution rendent le système utilisable comme moteur avec de très fortes pressions; et une combinaison de leviers suffit pour y appliquer un changement de marche comme le représentent les dernières figures de la planche 32.

Alors pour éviter les frottements dus aux fortes pressions, on équilibre la distribution au moyen d'une portion circulaire venue de fonte avec le tiroir et diamétralement opposée à sa surface travaillante. L'ensemble oscille dans une douille P en métal dur servant de glace au tiroir, et la pression de l'eau s'équilibre donc autour de l'axe G. Un orifice permet de graisser constamment la surface frottante supérieure.

Quant au changement de marche, il est réalisé par un levier qui déplace la position du point fixe i , autour duquel oscille le levier de manœuvre H.

Ce point i est amené à une position symétrique de sa position primitive par rapport à l'axe G du tiroir. Par la manœuvre de J, le pied-de-biche N est amené aux deux positions extrêmes de sa course. Il fait osciller alors à volonté le balancier H autour de l'axe e ou du point f rendu fixe et le moteur tourne dans un sens ou dans l'autre, suivant que le tiroir est commandé par l'un ou l'autre des axes. Le changement de marche s'opère graduellement pour éviter les chocs et coups de béliers.

On peut conjuguer des moteurs Mégy, l'un fonctionnant comme moteur et l'autre comme pompe, et c'est leur application possible comme pompe, qui nous a déterminé à en parler ici.

Tous les renseignements qui précèdent sont extraits de la *Revue industrielle*, année 1882.

Pompe Waterwitch

Le journal anglais l'*Engineering* (traduit par le journal français l'*Ingénieur*) donnait en 1882 la description d'une disposition de pompes inventée par MM. Blundell frères de West India Road Lime-house, et à laquelle ses constructeurs ont donné le nom de pompe Waterwitch. Nous lui empruntons cette description, et les figures 1 et 2 de la planche 33 donnent une idée générale d'un appareil de ce genre conjugué avec une machine à vapeur horizontale. Comme on le voit à l'inspection du dessin, les cylindres à vapeur sont montés au-dessus des corps de pompe; et la pompe est actionnée par un arbre à trois coudes. Elle est à quatre pistons et présente deux jeux de soupapes d'aspiration et de refoulement. En désignant par 1, 2, 3, 4 les pistons en partant de la gauche, les pistons 1 et 3 sont fixés sur une tige commune, commandée par le coude du milieu. De même 2 et 4 dépendent d'une même tige attachée à une traverse dont les extrémités sont commandées par les coudes extérieurs de l'arbre au moyen de tiges latérales. Les deux pistons 1, 3 et 2, 4 marchent donc deux par deux en sens inverse.

Quant aux deux jeux de soupapes d'aspiration et de refoulement, l'un communique avec les espaces existant entre le premier et le deuxième piston et entre le troisième et le quatrième, tandis que l'autre est en relation avec l'espace compris entre les deuxième et troisième pistons et les capacités situées entre le piston extrême et le fond du cylindre de la pompe de chaque côté.

Pendant un demi-tour de l'arbre de commande de la pompe, l'eau est refoulée entre les pistons 2 et 3 et 3 et 4, puisque ces pistons se rapprochent l'un de l'autre, deux à deux. En même temps, les autres espaces se remplissent d'eau par aspiration.

Au demi-tour suivant, c'est le contraire.

Ces dispositions permettent de disposer une pompe à grand débit dans un espace très limité; et une machine de ce genre, employée pour des épuisements à Silvertown, débite 9 mètres cubes par minute sous des dimensions assez restreintes. Les tuyaux d'aspiration et de

refoulement ont 0^m,354 de diamètre et la pompe laisse passer au besoin des corps étrangers volumineux, tels que cadavres d'animaux.

Le steamer *Austral* a reçu des pompes Waterwitch de 0^m,17 et 0^m,14 avec moteur à vapeur; et ces pompes peuvent débiter ensemble plus de 2,250 litres d'eau par minute.

Nous regrettons de n'avoir pas les cotes et dimensions rigoureuses nécessaires pour étudier une pompe de ce genre par la méthode des diagrammes.

Pompe Barrufet

Les journaux techniques espagnols sont occupés depuis quelque temps d'une pompe imaginée par M. Pedro Barrufet y Veciana et dont les figures des planches 33 et 34 donnent la représentation complète. Chaque pompe est à simple effet : mais le constructeur les combine deux par deux ; en plaçant les corps symétriquement par rapport à l'axe du balancier de commande, et réunissant les tuyaux d'aspiration entre eux, ainsi que ceux de refoulement.

Chaque corps de pompe est formé par un tube *b* (V. pl. 34) dont le clapet d'aspiration occupe le fond.

Le piston consiste en un tuyau *d'd'*, au milieu duquel se trouve le clapet d'évacuation de l'eau; et en ce même milieu se trouve un assemblage à joint permettant de séparer chaque piston *d'd'* en deux moitiés pour faciliter les inspections intérieures.

Chaque piston *d'd'* est relié extérieurement avec les bielles de suspension *ee'*, transmettant au piston le mouvement qu'elles reçoivent du balancier.

Chaque piston également se meut dans son corps de pompe et dans le tuyau supérieur ou de refoulement de l'eau, dans lequel il pénètre par un presse-étoupes, lequel sert en même temps de guide.

Le but du constructeur a été de créer une pompe exigeant l'emploi de peu de matières, de réduire la perte de force vive au passage de l'eau du tuyau d'aspiration au corps de pompe et de celui-ci au tuyau d'évacuation, en supprimant les étranglements entre les uns et les autres, et de pouvoir atteindre ainsi, sans inconvénient, des

vitesses relativement considérables. Enfin il a voulu également rendre impossibles les obstructions.

Les figures des planches 33 et 34 représentent deux variantes de la même disposition générale, consistant à faire pénétrer le piston dans les corps de pompe (qui portent alors les presse-étoupes), ou au contraire les corps de pompe dans les pistons (disposition inverse). Mais cela n'a pas grande importance.

Pompe Garriga

Une figure de la planche 33 représente l'ensemble des dispositions d'une autre pompe espagnole, système Manuel Garriga.

Cette pompe est aspirante et foulante ; et le piston est formé par un cylindre T mis en mouvement par sa partie inférieure F, d'où font saillie deux tourillons qui mettent la pièce en relation avec le balancier K. — L'effort moteur se transmet aux tourillons qui meuvent le piston par l'intermédiaire d'un jeu de pièces parallèles composé d'un balancier inférieur K, un autre balancier supérieur K', deux tirants X et X' et les pièces additionnelles S' et S'. — Le but principal de ce jeu de pièces parallèles est de faire que les pièces travaillent toujours par traction, tant à la montée qu'à la descente.

Si, dans la position que figure le dessin, on imprime au cylindre T un mouvement de montée en tirant l'extrémité N du balancier K', l'eau de l'intérieur du corps de pompe H ouvrira la soupape C, fermera C' et passera au tuyau d'ascension G. — Si ensuite nous faisons descendre le cylindre T par un mouvement inverse, la soupape C restera fermée, tandis que C' s'ouvrira ; et l'eau chassée par la pression atmosphérique remplira le corps de pompe H.

Le constructeur revendique en faveur de son système les avantages suivants :

- 1° D'éviter tout autre ajustement que celui du piston ;
- 2° De faire par le jeu des pièces parallèles, que tous les efforts exercés sur les pièces soient des efforts de traction, évitant le frottement qu'exerce habituellement le tourillon contre ses supports au moment de travailler par compression ;

3^o De donner aux orifices d'entrée et de sortie de l'eau autant de section qu'au corps de pompe lui-même, évitant les étranglements et pertes de travail correspondantes. — Pas d'étranglement non plus à l'aspiration, pour empêcher l'eau de suivre le mouvement du piston.

En somme, les dispositions nous paraissent assez compliquées pour le résultat à atteindre, bien que d'une certaine originalité.

Pompe Voss

Les figures 10, 11, 12, 13, 14, 15 de la planche 35 représentent les dispositions d'une pompe système Voss, que nous relevons dans le *Manuel Roret*.

La pompe Voss est à trois corps et sans soupapes, et peut, d'après l'inventeur, servir également de moteur hydraulique au besoin. Elle peut être mue à bras ou au moteur et servir au besoin à pomper des liquides visqueux. En tous cas, elle est actionnée par un arbre tournant *a* (fig. 13).

A (fig. 10) est une colonne creuse en fonte, assujettie sur le réservoir de prise d'eau. — B et C, cylindres avec collets boulonnés, constituant la pompe proprement dite. — Le fond du cylindre B (fig. 13) présente d'un côté une boîte à étoupes *a* et de l'autre un anneau *b*; et ces deux pièces sont reliées par une traverse *c* horizontale, ce qui constitue deux chambres demi-annulaires, que l'inventeur appelle *distribution de la pompe*.

La chambre supérieure ou chambre d'aspiration correspond au tuyau d'aspiration D qui s'élève d'abord, puis se prolonge ensuite horizontalement à l'extérieur du cylindre, puis plonge dans l'enveloppe intérieure du cylindre C (fig. 10). — Là, cette chambre d'aspiration descend pour déboucher dans la pièce d'assemblage C' du cylindre *c* avec la colonne A. — A partir de ce point, le tuyau d'aspiration est continué par le tuyau en plomb D' qui descend dans le réservoir à eau. Quant à la chambre annulaire inférieure d'aspiration, elle est d'un côté en communication avec la capacité creuse de la pompe, par une fente pratiquée dans l'anneau *b*. Le fond du cylindre

C présente une douille G, percée de part en part, mais disposée obliquement par rapport à l'axe du cylindre ; et là s'insère la queue d'un disque H, qui peut ainsi tourner et faire fonctions de coussinet. Ce disque H présente en son milieu une cavité hémisphérique.

En outre, en trois points *iii* (fig. 13 et 14), équidistants par rapport à l'axe de rotation, viennent des coussinets à boulets recevant les extrémités des tiges de trois pistons. — L'arbre moteur O passe à travers le presse-étoupes *a* et se prolonge dans la pompe jusqu'à la cavité hémisphérique *d*, où il se termine en une sphère précédée de deux faces planes opposées. Pendant la rotation de l'arbre G, le disque H tourne également sous l'influence du conducteur *h*, reposant sur une bague pliée.

Une pièce K en fonte est calée sur l'arbre, entre les chambres annulaires EF et le disque H. — Cette pièce consiste en trois cylindres I, L, P, alésés et dont les axes sont parallèles à celui de l'arbre *o*.

Tandis que l'une des extrémités de chacun de ces cylindres est entièrement ouverte, l'autre présente des ouvertures rectangulaires, qui pendant que la pompe fonctionne, sont mises en communication avec les chambres *b* et *a*. — Chaque cylindre contient un piston *m* en deux pièces assemblé à rotule avec sa tige, tandis que l'autre extrémité de cette tige s'assemble de même à rotule avec le disque F.

A son extrémité de gauche, la pièce H a la forme d'un disque dont la face extérieure est parfaitement rodée sur les bords de *b* et *a*. — D'ailleurs, afin que la fermeture soit constamment bien étanche, l'arbre G présente en outre en *n* une bague sur laquelle travaille le manchon *p* ; et une seconde bague *q* roule sur la bride *r* du chapeau de la boîte à étoupes. — G₁, manivelle de mise en mouvement.

Le tuyau N de déversement part du haut de l'extrémité de droite du cylindre C, se prolonge horizontalement et se recourbe vers le bas.

Comme on le voit sans peine, lorsque l'on fait tourner la manivelle dans le sens de la flèche, il se passe ce qui suit : — Lorsque les orifices *h* dans les cylindres passent devant la chambre d'aspiration, les pistons s'éloignent.

L'eau est donc aspirée, en vertu de l'augmentation de volume de la capacité aspirante. — Au contraire, lorsque les orifices h passent devant la portion inférieure de la capacité annulaire b , a , les pistons revenant, refoulent d'abord de l'air, puis de l'eau. — L'évacuation de l'eau aspirée a lieu d'ailleurs, dès que la capacité aspirante est complètement remplie.

Les figures 12, 14 et 15 de la planche 35 représentent une pompe de Voss disposée pour être mue par une machine; et la manivelle motrice est alors remplacée par la poulie B.

Le tuyau d'aspiration D et celui N de refoulement montent verticalement et se terminent par un collet.

Deux pattes L servent à fixer la pompe; et une bride vissée sur la portion B de la pompe aide à maintenir l'arbre moteur G.

Sur l'arbre G, une vis sans fin v , mettant en mouvement une roue hélicoïdale w et par suite un compteur contenu dans la boîte Z, permet d'utiliser l'appareil comme compteur à eau. — Il est clair que lorsque l'eau dans le tuyau d'aspiration D descend d'une certaine hauteur, elle met en mouvement l'arbre G, et que l'appareil peut alors fonctionner comme moteur hydraulique. — De même la pompe peut servir de compteur d'eau, lorsqu'elle aspire l'eau d'un réservoir.

En somme et en résumé, ces dispositions sont originales, mais assez compliquées. L'assemblage du disque H dans sa douille et avec les quatre têtes o et i est complexe; et l'ajustage des trois cylindres EF sur les boîtes EF ne peut être parfait qu'à l'aide d'un serrage énergique, lequel opposera au mouvement une grande résistance.

Nous préférons, en somme, une bonne pompe ordinaire, et n'avons décrit celle-ci que comme un exemple des complications auxquelles le désir d'inventer peut conduire un chercheur même éclairé et consciencieux.

Pompe californienne Hansbrow

La pompe californienne Hansbrow, représentée en coupe verticale par la figure 5 de la planche 35, peut être mue par un moteur quelconque animé ou inanimé, occupe peu de place, et est d'une construc-

tion simple et solide. Elle reste amorcée, et les soupapes sont facilement accessibles.

La plaque B boulonnée contre un mur vertical porte un pivot C autour duquel tournent les deux leviers coudés conjugués $aa'b$, dont dont les bras peuvent être prolongés à volonté par des brimbales. — Le bras b porte un bouton D qui se meut dans un enfourchement inférieur de la barre EE' à mouvement alternatif. — Ce bouton D sert donc à transmettre la pression verticale exercée sur les brimbales ou les bras aa' des leviers coudés, à la barre EE'' fonctionnant horizontalement entre des guides.

Sur cette barre se relève à angle droit la poupée d dans laquelle est arrêtée la tige de piston G.

Le piston garni d'anneaux métalliques fonctionne dans le corps de pompe horizontale JJ', venu de fonte avec une boîte à soupapes II' et fermé à chaque extrémité par un couvercle à presse-étoupes.

Deux lumières cc' font communiquer le cylindre J avec la boîte à soupapes ; et celle-ci est à deux chambres. De plus, le tuyau d'aspiration H débouche dans une chambre d'aspiration dont les deux orifices gg' sont formés par des soupapes ff' , tandis que d'autres soupapes hh' ferment deux autres orifices correspondant au régulateur à air L. Celui-ci avec son tuyau de décharge M se termine en bas par un socle KK' en forme de caisse. Des boulons à charnières ii' permettent d'assujettir cette caisse promptement et d'une façon étanche, sur la plaque supérieure de la boîte à soupapes.

Quand on abaisse le bras a' du levier à double coude, le piston marche de J vers J' ; et le volume d'air ou d'eau qui se trouve en avant de ce piston est refoulé par la lumière c' dans la chambre de soupape I'.

La soupape f' ferme alors l'orifice g' ; et la soupape h' s'ouvre pour laisser écouler l'air ou l'eau dans le régulateur L, et par suite à l'orifice M de décharge. — En même temps l'air qui se trouvait derrière G est raréfié ; et tandis que f' s'ouvre, h se ferme ; et l'eau afflue par le tuyau d'aspiration H, pour remplir la chambre I.

Quand on renverse le mouvement, ou plutôt que l'on abaisse le bras a en relevant a' , le piston retourne et des phénomènes semblables se produisent en sens inverse.

**Quelques autres exemples de pompes à pistons
à mouvement rectiligne alternatif**

On trouvera dans la publication Armengaud de nombreux exemples d'installations de pompes à pistons à mouvement rectiligne alternatif, que nous regrettons de n'avoir pu décrire ici, et qui sont :

Vol.	Pl.
3. — Pompe triple, aspirante et foulante.	39
12. — Pompes élévatoires de divers systèmes.	13
12. — Pompe double et pompe verticale, par M. Nillus.	19
12. — Pompes élévatoires (Fontaine et Brault)	31
12. — Machines et pompes élévatoires, par M. Farcot.	35-37
14. — Machines élévatoires de Marly, par M. Dufrayer.	20-21
15. — Pompe d'épuisement (Lebrun et Lévêque)	15
15. — Épuisement des formes de carénage.	19
16. — Machines d'épuisement des formes de radoub, par M. Nillus	25-26
17. — Machines et pompes élévatoires (Lebrun et Lévêque)	30
18. — Machine d'alimentation de 60 chevaux (Van- der Elst)	35
19. — Machines de 36 chevaux et pompes élévatoires de Suresnes	1-2
20. — Pompe à incendie, à vapeur, par M. Petau	1
20. — Pompes élévatoires (Schabaver et Fourès).	6
21. — Pompes élévatoires, par M. Colson	41
24. — Pompes élévatoires (Béthouart et Brault).	27
24. — Pompe à incendie, par M. Biber.	43
25. — Machines et pompes élévatoire, par M. Farcot.	1-2
25. — Pompe à vapeur double et à double effet, par M. Durenne.	20
26. — Pompes élévatoires, par M. Lebrun	45

On trouvera encore, dans le nouveau *Manuel complet du fabricant*

de pompes de tous systèmes, de Roret, la description des systèmes suivants :

Corps de pompe resserrable à volonté, système Whitworth, page 63.

Piston autoclave de M. Henvaux, page 71.

Soupapes-ressorts de M. Humphrys, page 79.

Soupapes à deux sièges de MM. Harvey et West, page 85.

Soupapes à trois clapets circulaires de M. R. Jenkyn, page 88.

Soupape à étages de M. Simpson, page 89.

Soupape annulaire de M. R. Hosking, page 89.

Gill-valve, ou soupape en ouïes de poisson, de M. John Hosking, page 90.

Soupape allemande en caoutchouc, page 95.

Soupapes en caoutchouc de M. John Hosking, page 96.

Soupape à lèvres circulaires de M. Field, page 101.

Pompe à double effet du docteur Lardner, page 119.

Pompe portative sans piston et à manivelle de MM. Rollé et Schwilgué, page 120.

Pompe dite royale, page 124.

Pompe des prêtres, page 131.

Pompe Milch, page 157.

Pompe de jardin, système Paget, page 158.

Pompe Thibault, page 161.

Pompe foulante à deux corps, page 168.

Pompe américaine à jet dit continu, page 173.

Observations de M. de Caligny sur un moyen de diminuer les inconvénients des réservoirs d'air dans les pompes élevant l'eau à de très grandes hauteurs, page 175.

Pompes diverses à vapeur à action directe, pages 299 et suivantes.

Pompes d'épuisement des mines, pages 319 et suivantes.

Dispositions contre les eaux corrosives, page 323.

Pompes rotatives oscillantes ou semi-rotatives

Il existe un certain nombre de pompes à pistons à mouvement rectiligne alternatif dont le piston ou organe propulseur décrit un arc de cercle au lieu de parcourir une ligne droite ; et, bien qu'au point de vue des principes fondamentaux cela importe peu, cependant ces appareils constituent entre les pompes ordinaires à pistons et les pompes rotatives une espèce de transition. Nous allons en décrire quelques exemples.

Pompe Hardy

Voici d'abord la pompe aspirante et foulante de M. Hardy, consistant en une boîte métallique en forme de secteur renfermant un diaphragme animé d'un mouvement alternatif oscillatoire ou angulaire autour de l'axe. (V. pl. 35 les coupes 6 et 7.)

Ce diaphragme ou piston fait corps avec un arbre en fer logé au sommet du secteur, c'est-à-dire au centre de l'arc décrit. Cet arbre traverse un presse-étoupes, et une manivelle est calée à son extrémité pour le mettre en mouvement. On voit sur les côtés du secteur les clapets d'aspiration et de refoulement, et les figures indiquent également la soupape permettant à l'eau de passer à travers le piston.

Celui-ci se compose de deux palettes en tôle K fixées à l'axe E et séparées par une plaque de métal ou en bois L, le tout étant serré ensemble par des rivets, des vis ou des boulons. Sur les bords sont ajustées des bandes de cuir fortement pincées entre les palettes en tôle et assurant la jointivité du piston contre la paroi intérieure du secteur dressée à la meule.

Des couvercles plats B et C ferment le secteur et sont fixés sur la pièce principale A par des vis ou des boulons.

L'un des couvercles présente un presse-étoupes pour le passage de l'arbre E, et l'autre couvercle est établi de même ou présente

pour recevoir l'extrémité de l'arbre une douille fermée par un couvercle F.

Chaque clapet consiste en une simple plaque de cuir chargée d'une platine en fer, plomb, zinc ou cuivre.

Pompe Hayot

Voici ensuite la pompe Hayot représentée par les figures 8 et 9 de la planche 35 et composée de trois parties principales : 1° un cylindre tronqué A couché horizontalement, et renfermant le mécanisme ; — 2° un tuyau B garni en bas d'une soupape T ; — 3° un récipient C posé au-dessus du cylindre A.

Un arbre *a* traverse le cylindre suivant son axe, et porte un balancier à branche simple et à simple levier ou à deux branches et double levier, selon l'importance de l'appareil.

Deux ailes *d* sont fixées à l'axe sur des côtés opposés en formant entre elles un angle de 145° à peu près. Le pourtour de ces ailes touche exactement les génératrices et les fonds plans du cylindre ; et l'axe *a* leur imprime un mouvement oscillatoire. — Chaque aile *d* est garnie d'une soupape *e* qui reste fermée lorsque l'aile monte pour faire le vide, et qui s'ouvre pour donner passage à l'eau lorsque l'aile descend.

Considéré suivant un plan vertical passant par son axe, le cylindre est divisé en deux parties par une paroi pleine au-dessus de l'arbre et par une chambre à soupape en dessous, chambre à laquelle aboutit le tuyau d'aspiration.

Les parois *ff* de la chambre s'inclinent l'une vers l'autre, se rejoignent et montent unies jusqu'à l'arbre. — Des soupapes établies sur des parois inclinées, correspondent aux soupapes des ailes, et s'ouvrent quand les premières se ferment, et réciproquement.

La partie tronquée du cylindre se sépare du récipient supérieur par les plans *gg* légèrement inclinés, réunis un peu au-dessus de l'axe ; et chacun de ces plans supporte une nouvelle soupape pour laisser passer l'eau quand les ailes *d* la refoulent et la retenir lorsque les ailes *d* descendent ou se retirent.

Les soupapes supérieures et inférieures sont inclinées de manière à coïncider autant que possible avec les ailes *d* lorsque celles-ci approchent.

En oscillant sur lui-même, l'arbre *a* met alternativement chacune de ses ailes *d* en contact avec les cloisons obliques *ff*. — De là, une série d'aspirations et de refoulements produits par les ailes agissant séparément l'une de l'autre.

Le récipient se détache à volonté du cylindre ; et les fonds de celui-ci sont également démontables.

L'eau est déversée du récipient par un seul côté ou par deux côtés.

Les descriptions des pompes Hayot et Hardy sont empruntées au *Manuel Roret*, des fabricants de pompes.

Pompe Mintzer

Voici encore la pompe oscillante américaine Mintzer décrite dans la *Revue Industrielle* du 16 septembre 1874. (V. pl. 36, fig. 6 à 9.)

Ce système consiste essentiellement en un cylindre horizontal dans le fond duquel sont établies deux soupapes d'aspiration et au centre duquel fonctionne un piston oscillant muni de deux soupapes de refoulement. Le mouvement d'oscillation est donné au piston soit par des leviers extérieurs, calés sur son axe, qui traverse le fond du cylindre, soit par des leviers intérieurs agissant sur sa partie centrale.

Il existe trois types ou variantes de la disposition générale, suivant que l'on veut aspirer et refouler, ou aspirer et refouler accidentellement, ou enfin aspirer seulement.

La figure 6 est une coupe du type d'aspiration et refoulement, et cette coupe est faite par un plan perpendiculaire à l'axe du cylindre

a est le cylindre de la pompe reposant sur le sol par les pieds *bb* et présentant une tubulure d'aspiration *c*.

d, partie supérieure ou chapeau, réuni à *a* par les brides *e* boulonnées. Ce chapeau présente une tubulure *f* de refoulement, et la capacité *g* remplit l'office de réservoir d'air. Entre les brides est interposé pour l'étanchéité un cuir *h*.

Les soupapes d'aspiration placées sur la tubulure *c* sont fixées à une traverse venue de fonte avec les pieds *b* et faisant joint étanche contre l'axe du piston oscillant, grâce à l'interposition d'un caoutchouc. Le piston oscillant présente deux clapets de refoulement et se termine à ses deux extrémités par des tourillons portant l'un dans le fond du cylindre *a*, l'autre dans un couvercle adapté à ce dernier. Ce piston est manœuvré à l'aide de leviers fixés sur deux parties saillantes.

On comprend que si l'on imprime un mouvement de va-et-vient au levier de commande, le piston oscillant bascule, et l'une des soupapes de refoulement, descendant vers la soupape fermée d'aspiration, s'ouvre et laisse passer le liquide. Pendant ce temps-là, l'autre soupape de refoulement se referme, tandis que sa soupape d'aspiration s'ouvre et livre passage à l'eau.

Quand la pompe est construite pour aspirer seulement et ne doit refouler qu'accidentellement, le réservoir d'air *y* est supprimé, et l'on ajoute une soupape supérieure à travers laquelle l'eau débouche directement dans une auge d'où elle se déverse.

Enfin, pour avoir une pompe aspirante seulement, M. Mintzer supprime cette dernière soupape, et alors le mouvement de va-et-vient est imprimé au piston par un levier dont l'extrémité inférieure est attachée directement au centre de ce piston, tandis que l'autre extrémité se présente en dehors de la pompe à une hauteur convenable pour la facilité de la manœuvre.

Dans les derniers types créés, l'intérieur du corps de pompe a été garni de porcelaine ou d'émail, et la partie du cylindre traversée par le piston a été revêtue de caoutchouc vulcanisé, tandis qu'à l'endroit où joue le piston, on a rapporté et fixé à l'aide de mastic une feuille mince d'acier ou de cuivre rendue visible dans la figure 6.

Un autre perfectionnement (fig. 8) consiste à constituer le corps de pompe dans lequel fonctionne le piston en deux pièces : 1° la partie inférieure ou bassine *a* ; 2° un segment supérieur *l* recouvert par le chapeau à réservoir *d*, le tout étant boulonné par les brides *e*.

Enfin la figure 9 indique un piston muni de portions cylindriques qui, par leur contact avec des garnitures fixes, jouent le rôle de

corps de pompe oscillatoire. *m* est un piston oscillant autour de son axe *m'* et présentant les parties cylindriques *mn*.

Entre les brides *ee* de la bassine inférieure *a* et son chapeau *d* est adaptée une garniture fixe.

Pompes Harry Held, à Ludwigshafen sur le Rhin

Les figures 4 et 5 de la planche 36 représentent une pompe allemande de la même famille, exécutée en douze grandeurs différentes. Le système consiste en une chambre circulaire conique munie de tubulures d'aspiration et de refoulement et fermée par un couvercle facile à démonter et fixé avec 4 ou 6 boulons pour les petites pompes. Dans la chambre circulaire se trouvent montées sur pivot deux ailes en cuivre jaune avec leur clapet. L'arbre intérieur est en fonte et coulé dans le moyeu des ailes ; il traverse le couvercle par devant, tandis que par derrière il tourne dans une logette. La fermeture taraudée est également en laiton. Sur le siège d'aspiration sont des soupapes et clapets en laiton (cuivre jaune).

En dehors, sur l'arbre qui porte les ailes, est adapté un levier pour l'actionnement, oscillant d'environ $1/3$ de tour.

Pompe Nines

La pompe Nines est encore une pompe à piston à mouvement alternatif, du même genre. (V. fig. 16 et 17 pl. 37.) Elle a été décrite d'une façon complète dans le *Technologiste* du 22 novembre 1879.

C'est une pompe à double piston rectangulaire, calé sur un axe auquel un grand levier extérieur sert à imprimer le mouvement circulaire oscillant. Ce double piston rectangulaire et diamétral se meut dans un tambour cylindrique, présentant en haut un tuyau vertical de refoulement, et en bas, un tuyau vertical d'aspiration.

La capacité intérieure du tambour est divisée en deux chambres égales par une cloison diamétrale venant faire joint contre la douille du double piston, avec interposition d'un cuir.

A chaque extrémité de la cloison diamétrale se présente une portion cylindrique, concentrique à l'intérieur du tambour ; et de ces deux espèces d'ailes, l'une est à droite et l'autre à gauche de l'axe de la cloison. A chacune de ces parties existent deux lumières, situées dos à dos et donnant issue dans deux directions opposées au liquide contenu dans le corps de pompe.

Les bords du double piston rectangulaire, frottant sur le cylindre, font joint par deux feuilles de cuir pincées ; et il convient d'éviter de laisser ces cuirs se dessécher, quand on ne se sert pas de la pompe.

Le fonctionnement est doux et régulier, et ce système paraît convenable pour l'incendie, l'arrosage, le transvasement de la bière, du vin, etc. ; surtout pour les petites applications.

Il présente, pour ces sortes d'usages, un ensemble plus simple, plus ramassé et moins coûteux que les pompes à plusieurs corps, susceptibles de donner les mêmes résultats. Mais il paraît difficile d'employer ces dispositions pour des débits ou hauteurs considérables.

Pompe à vanne

La pompe à vanne représentée pl. 38, n'est pas entièrement circulaire. — V est une vanne formant piston et fixée à l'axe X, avec lequel elle se meut d'un mouvement oscillant jusqu'à la rencontre alternative de deux cloisons percées de soupapes P et P'. — Entre ces deux cloisons est compris un espace communiquant directement avec le tuyau A d'aspiration ; et enfin les soupapes SS' sont adaptées aux deux tubes RR' qui se réunissent pour constituer le tuyau de refoulement.

Si la boîte est pleine d'eau et que l'axe tourne suivant la flèche, on voit que l'eau sera refoulée par S' et R' ; et tandis que P restera fermée, il y aura aspiration par P' ; et ainsi de suite.

Il convient d'aspirer à de faibles hauteurs avec des pompes de ce genre, dont les ajustements ne sont pas toujours bien précis.

Pompe Mongodin

La pompe Mongodin est encore une pompe à mouvement en partie circulaire et alternatif; et les fig. 1 à 4 de la pl. 37 représentent une pompe élévatoire et une pompe foulante de ce système. Dans la première l'enveloppe en fonte *a* sert de corps de pompe par sa réunion avec les couvercles boulonnés avec elle. — Le socle en fer *c* peut être boulonné sur une assise quelconque et porte deux soupapes *dd*. — Vers le milieu de ce socle, une saillie intérieure sert de coussinet au piston *h* dans la rotation alternative de ce dernier. Cette saillie se prolonge sous forme de plan incliné et se joint par une bride ovale avec le tuyau d'aspiration *e*. — Le piston *h* à double branche *ii* est disposé sous un angle obtus invariable et porte deux soupapes *gg'*. — Un arbre en fer le traverse et est reçu dans une cavité circulaire ménagée à l'intérieur des couvercles ou joues *bb*. — Le balancier *j* a la forme d'un pendule renversé et est assemblé au piston *b* par des vis ou des boulons *ll*. — Une caisse plate *m* surmonte le corps de pompe *a* et sert d'enveloppe au tuyau dégorgeoir *o*.

La pompe fig. 1 est aspirante à double effet et non foulante. Mais on a construit des pompes aspirantes et foulantes fondées sur le même principe. (V. fig. 2.)

La plaque *b* est alors munie de deux soupapes *dd'* et se prolonge sous forme de plan incliné portant intérieurement une cloison de séparation. — Elle se termine par une bride *e* s'assemblant avec le tuyau *d* d'aspiration.

Le piston *h* est sans soupape et se compose de deux ailes *ii* formant un angle invariable. Il est muni d'une garniture de cuir sur toutes ses faces de contact; et cette garniture de cuir n'est tenue que par des vis, pour faciliter son renouvellement. — Le frottement s'exerce sur des surfaces en cuivre rapportées, et ces surfaces laissent pour le passage de l'eau un double fond entre elles et la pièce en fonte *a'*.

Le piston *h* a son moyeu supporté par une pièce sur laquelle il oscille alternativement; et il vient en contact au-dessus avec une plaque en fonte *p*, établissant la séparation des pièces enveloppes. —

Cette plaque est munie de deux soupapes gg' ; et l'eau introduite alternativement par chacune de ces soupapes s'élève dans le tube q de refoulement dont la base est évasée, et tend à former un jet continu, grâce à la pression de l'air renfermé dans la partie à demi-annulaire.

Un balancier callé sur l'arbre du piston, met celui-ci en mouvement.

Grâce aux dispositions de l'axe fixe d'oscillation du piston reposant sur des saillies de la plaque b , et maintenu vers le haut et de chaque côté par une vis taraudée dans l'épaisseur de chaque joue, chacune des ailes ou branches du piston h produit, dans une oscillation simple, une aspiration et un refoulement, ce qui fait de la part de chaque branche deux aspirations et deux refoulements dans une oscillation complète.

Cette pompe produit donc, d'après l'inventeur l'effet de quatre pompes ordinaires, tout en n'exigeant que le frottement d'une seule de ces pompes. Mais en réalité, elle ne nous paraît susceptible que d'applications de peu d'importance.

Pompe Champonet

La pompe Champonet est une pompe aux trois quarts rotative, dans laquelle l'inventeur s'est préoccupé d'avoir des clapets facilement visitables, de maintenir l'appareil constamment amorcé, et d'arriver, par l'intermédiaire d'un segment denté pour la commande, à obtenir une rotation des trois quarts à une grande vitesse, avec une simple course ordinaire de brimbale. Les figures 12 à 15 de la planche 37 représentent les dispositions employées dans ce but.

La palette du piston faisant le vide est en fonte, et sur les trois côtés qui doivent recevoir le cuir de garniture, existe une rainure dans laquelle entre une tige de bois dur assemblée à coulisse, sur laquelle tige le cuir est vissé. — Il contourne l'arbre de la palette avec une nervure saillante qui entre dans une rainure de la plaque formant matrice, ce qui remplace le stuffing-box ou boîte à graisse.

(Voir, pour plus de détails sur cette pompe, le *Mamel Roret du fabricant de pompes*).

Pompe rotative alternative

Les figures de droite de la planche 38, représentent une pompe aspirante et foulante à double effet, rotative alternative, composée d'un cylindre A dans lequel sont fixées deux parois B embrassant l'axe C. — Cet axe, monté sur l'arbre D, porte deux palettes E faisant fonctions de piston, qui aspirent et refoulent alternativement d'après le mouvement que leur communique le levier F. — Lorsque l'une d'elles monte et que l'autre descend, elles chassent à la fois l'eau dans les deux espaces 1 et 2. — Cette eau monte par les orifices 3 et 6 comme l'indiquent les flèches. — Mais en même temps le vide se formant derrière les palettes E, l'eau est aspirée par les orifices 4 et 5 pour être refoulée à la descente des palettes et vice versa.

Lorsque l'eau contenue dans les capacités 1 et 2 commence à être refoulée par les palettes E, le clapet K s'ouvre pour la laisser passer en même temps que H s'ouvre également et que l'eau aspirée vient remplir les vides formés derrière les palettes pour être, dans le mouvement rotatif contraire, refoulée à son tour. Ce sont alors les clapets K' et L' qui se lèvent.

Lorsque K' s'ouvre, L' se ferme ; et, de même, L se ferme quand s'ouvre K.

Lorsque le levier F a fait son mouvement en M et N, les deux palettes E décrivent un angle de 90° de chaque côté, dont la somme est donc de 180°. Un cube d'eau égal à la moitié de volume du cylindre est donc expulsé ; et un nouveau volume semblable est classé en revenant de N en M. Le mouvement alternatif étant donné au levier F par un arbre coudé portant un volant, il y a donc une cylindrée complète élevée par tour du volant, moins le volume de l'axe portant les palettes. (Voir Roret, *Manuel du fabricant de pompes*).

Observations diverses

Nous terminerons le chapitre V par la description de quelques dispositifs qui auraient dû logiquement, trouver leur place avant les pompes oscillantes ou semi-rotatives, mais sur lesquels nous n'avons

pu obtenir que tardivement les renseignements nécessaires. Nous les avons résumés sur les planches XXXIV *bis* et XXXIV *ter*, numérotant ainsi ces planches pour qu'elles passent avant celles qui contiennent des pompes semi-rotatives ou rotatives.

Disposition de pompe construction Locoge et Rochart permettant d'atteindre l'eau à toutes profondeurs

Voici d'abord (V. pl. XXXIV *bis*) une disposition de pompe construite par MM. Locoge et Rochart, de Lille, permettant d'atteindre l'eau à toutes profondeurs, comme avec les dispositions Legat, Keller et Binzegger, étudiées pages 176 et 178.

Comme on le voit par la figure, la hauteur CD est égale à la somme des hauteurs C' D' et *cd*. Cette hauteur CD peut varier de 0 à 4 ou 500 mètres et d'avantage; pourvu que les organes soient déterminés en conséquence, et que la puissance motrice appliquée soit suffisante. La distance EF égale à E'F' peut également être aussi grande que l'on veut, en engendrant simplement des pertes de charge ou frottements correspondants dans le tuyau.

L'appareil élévateur AB peut aussi bien se placer verticalement qu'horizontalement, suivant les dispositions du puits, pour occuper moins de surface; et l'étude de chaque cas particulier est du reste à refaire suivant les conditions locales et spéciales.

Pompe à double effet Locoge et Rochart actionnée directement par moteur à vapeur

Voici ensuite un type particulier de pompe à eau à double effet, étudié par MM. Locoge et Rochart, pour le service général des eaux dans une sucrerie. La pompe est commandée directement par une machine à vapeur horizontale à arbre coudé à deux volants poulies, glissière à double frottement, détente spéciale variable à la main, régulateur Andrade actionnant une valve équilibrée, permettant des

vitesses variables suivant les besoins. L'échappement de vapeur de la machine se rend au ballon d'utilisation des vapeurs d'échappement pour l'appareil à triple effet de la sucrerie. Mais ce moteur (très bien étudié du reste) n'a pu trouver sa place sur la planche, et sort du cadre de notre étude.

B est le corps de pompe coupé par l'axe pour montrer les dispositions intérieures et les presse-étoupes à joint hydraulique.

C, piston à frottement central, présentant des garnitures élastiques obéissant à la charge, et avec couronnes extrêmes dirigeant les veines liquides.

D, boîte d'aspiration double, à séparations pointées et clapets multiples.

E, boîte de refoulement établie comme la précédente, toutes deux présentent des regards latéraux pour favoriser les réparations et rechanges.

F, boîte à air de refoulement, avec tuyau ascensionnel.

G, pompe à air spéciale, injectant de l'air dans la boîte de refoulement, et munie de ses robinets de réglementation et de vidange. Les tuyaux *h i j* servent à l'admission de l'air comprimé et à la disparition de son excès au delà du réglage du niveau KL correspondant à la charge constituée par la hauteur ascensionnelle.

Grâce à cette disposition, le piston peut, dit-on, marcher à une de vitesse 0^m,75 à 1^m,00 par seconde, sans qu'apparaissent des chocs nuisibles au bon entretien du mécanisme.

Pompes à transmission hydraulique de la mine de Veyras (Ardèche)

Nous extrayons des *bulletins* de la Société de l'industrie minière de Saint-Étienne (Juillet 1883) et nous représentons pl. XXXIV *bis*, un intéressant exemple de pompe à transmission hydraulique. Il s'agit d'un ensemble installé à la mine de Veyras (Ardèche) et décrit comme il suit, dans une communication de M. Radisson :

« Depuis dix ans, il y a dans les mines de Veyras deux pompes
« qui sont actionnées à de grandes distances par des transmissions
« hydrauliques. Elles donnent de bons résultats et elles sont appli-

« cables dans les cas assez nombreux où il y a des difficultés pour
« transmettre le mouvement par les moyens ordinaires.

« J'ai pensé qu'une courte notice sur ces pompes serait bien ac-
« cueillie par les lecteurs du *Bulletin*. Déjà au mois de décembre 1876
« et au mois de janvier 1877, le *Petit Bulletin mensuel* a parlé de
« pompes analogues construites en Allemagne ; mais on n'a pas encore
« publié les résultats pratiques qu'on en obtient à Veyras.

« Ces pompes ont été construites par les ateliers de la Compagnie
« de l'Horme qui est propriétaire des mines de Veyras. L'une est
« placée à 290 mètres du moteur et l'autre à 160 mètres.

« Elles se composent de cinq parties principales, savoir : un mo-
« teur, un appareil communicateur, les colonnes de transmission et
« de refoulement, un appareil récepteur et la pompe proprement dite.
« Les figures de la planche représentent comment sont disposés
« ces divers appareils dont voici la description sommaire.

« *Moteur*. — Il peut être celui qu'on veut : à vapeur, à air, à
« eau ou électrique, etc. ; à Veyras, c'est une petite machine à
« vapeur de 300 millimètres de diamètre et 500 millimètres de
« course, qui n'a de remarquable que son type robuste peu sujet à
« réparations. Elle est placée au sommet de la descenderie qu'il
« s'agit de tenir épuisée.

« *Communicateur*. — Cet appareil se compose :

« 1° D'un cylindre A en fonte alésé à 100 millimètres, se projetant
« derrière le cylindre E et portant une tubulure *aa* de 50 millimètres
« à chaque extrémité de la course du piston ;

« 2° D'un piston B, commandé directement par la machine ; ce pis-
« ton est en acier, il a une forme particulière ; ses deux faces verti-
« cales sont creusées en ménisques, dans lesquels on loge des garni-
« tures en cuir gras embouti : deux calottes en fonte, percées en
« leur milieu, servent à tenir appuyées les garnitures de cuir contre
« leurs sièges. On comprend aisément que ces cuirs agissent à peu
« près comme ceux de Bramah dans les presses hydrauliques, c'est-
« à-dire que la pression que le piston a à vaincre dans un sens ou
« dans l'autre, tend à faire coller le cuir sur les parois du cylindre ;

« 3° D'un cylindre-réservoir E placé parallèlement au cylindre A
« avec lequel il communique par l'intermédiaire des tubulures *a, a*, et

« portant lui-même trois tubulures. La tubulure centrale F reste con-
« tinuellement ouverte; elle est surmontée par un robinet qui sert
« à remplir d'eau les appareils et à les maintenir pleins. Les deux
« autres tubulures H, H' servent à relier le réservoir aux boîtes à sou-
« papes ;

« 4° De quatre boîtes à soupapes KK', LL' qui portent aussi deux
« tubulures pour les relier aux colonnes de transmission YY'. Les
« soupapes ont 25 millimètres de diamètre; elles sont en bronze, les
« deux supérieures LL' portent chacune une tige traversant un presse-
« étoupe pour recevoir un poids P variable avec la pression qui
« existe dans les colonnes de transmission. Chaque soupape inférieure
« est simplement guidée par une petite tige qui coulisse dans le
« creux du couvercle. Chaque couvercle est maintenu en place par
« une vis et un chevalet. L'emploi de ces soupapes s'explique ainsi: si
« la conduite Y manque d'eau la soupape K se soulève par l'action du
« vide et laisse pénétrer l'eau du réservoir E en quantité voulue, tan-
« dis que si, au contraire, la conduite Y a trop d'eau, la soupape L est
« soulevée par l'excès de pression et l'eau s'écoule dans le réservoir.

« *Colonnes de transmission et de refoulement.* — Elles sont formées
« par des tuyaux à brides tournées de 50 millimètres de diamètre;
« il importe que les joints soient bien faits. La colonne de refoule-
« ment a 108 millimètres de diamètre; elle est faite en tuyaux à em-
« boîtement parce qu'ils sont moins coûteux que ceux à brides.

« *Récepteur.* — Cet appareil est semblable au communicateur, mais
« débarrassé du réservoir et des boîtes à soupapes; le piston est
« fait de même et directement attaché à celui de la pompe.

« *Pompe.* — La pompe est horizontale à double effet, elle a 200 mil-
« limètres de diamètre et 500 millimètres de course; les garnitures
« du piston sont en coton.

« *Fonctionnement de l'ensemble.* — Le fonctionnement de ces divers
« appareils est bien simple et a lieu comme suit: après avoir complè-
« tement rempli d'eau, au moyen de la tubulure centrale F du réservoir
« E, les deux colonnes de transmission et les deux appareils commu-
« nicateur et récepteur, on met en marche le moteur. Aussitôt que
« le piston du communicateur se meut, il déplace un certain volume
« d'eau qui oblige le piston du récepteur à se déplacer aussi en en-

« traînant celui de la pompe. S'il n'y avait aucune perte d'eau, on
« obtiendrait pour tous les pistons une course identique, mais jus-
« qu'à ces derniers temps, nous n'avions pas pu obtenir à la pompe
« plus de 76 0/0 de la course totale du communicateur. Mainte-
« nant, grâce à un artifice bien simple, nous obtenons toute la
« course; il a suffi de réaléser le cylindre du communicateur à un
« diamètre plus grand de un millimètre environ que celui du
« récepteur pour compenser les fuites qui ont lieu par les garnitures
« des pistons, les presse-étoupes et les joints. Le débit théorique de la
« pompe est de 15^l,7 par coup de piston et nous obtenons un débit
« pratique de 12^l,10 et même davantage lorsque l'aspiration est courte.

« Ce système de transmission est préférable aux autres dans cer-
« tains cas: 1^o parce qu'il se prête facilement aux coudes et sinuosi-
« tés des galeries et qu'il se place à volonté au toit, au mur ou sur les
« flancs de façon à ne pas gêner le roulage et la circulation; 2^o parce
« qu'il est plus économique, attendu qu'il ne s'use pas et ne néces-
« site ni graissage, ni entretien. Lorsque les joints sont bien faits, ils
« durent indéfiniment.

« Comparons-le, par exemple, à une transmission par câbles de
« fils de fer comme celle qui existe aussi à Veyras dans la même
« descenderie où fonctionne l'une des pompes à transmission hydrau-
« lique. Cette descenderie a pour le moment 300 mètres de longueur
« avec une pente de 15 0/0. Les câbles de transmission ont 22 mil-
« limètres de diamètre, et coûtent 1 fr. 20 le mètre; les tuyaux de la
« transmission hydraulique ont 50 millimètres de diamètre, et coûtent
« 4 fr. 10 le mètre. Après dix mois de service, il faut changer
« les câbles parce qu'ils sont usés; et dans l'intervalle il faut les rac-
« commodier souvent parce qu'ils cassent. Ces ruptures occasionnent
« des arrêts à la pompe pendant lesquels l'eau envahit les chantiers
« inférieurs qu'il faut abandonner pendant quelques jours. Les
« câbles sont placés au mur de la galerie, et sont supportés tous les
« cinq mètres par des poulies-guides qu'on doit graisser souvent et
« qui néanmoins s'usent. Les câbles occupent une place précieuse
« dans la galerie, et faut qu'ils soient posés en ligne droite, car le
« moindre coude entraîne une usure rapide au point où le câble
« frotte sur la poulie.

« Les tuyaux de la transmission hydraulique sont placés tantôt
« sur les toits, tantôt au mur ou sur les flancs, de façon à ne gêner
« aucunement le trafic de la descenderie qui a vingt niveaux à
« desservir; ils traversent cette galerie sur un point en faisant
« quatre coudes arrondis pour venir rejoindre le moteur qui est placé
« dans une galerie parallèle. La seule dépense occasionnée par la
« transmission hydraulique est le renouvellement des garnitures
« de cuir des deux pistons du communicateur et du récepteur;
« ces garnitures coûtent un franc l'une, il faut les changer envi-
« ron tous les mois, soit une dépense mensuelle de quatre francs.
« La transmission hydraulique permet de marcher aussi vite que la
« transmission par câbles: nos pompes donnent 10 à 12 coups par
« minute; à la fin du mois la pompe à bielle d'eau a quelquefois donné
« cent mille coups de piston de plus que l'autre, parce qu'elle n'a
« pas eu autant d'heures d'arrêt pour les réparations.

« Au point de vue de l'utilisation de la force motrice, je pense que
« la transmission hydraulique est préférable aussi. Je ne peux pas
« donner les consommations de charbon dans les deux cas, parce
« que la machine à vapeur qui commande la pompe à transmission
« par câbles prend sa vapeur dans une conduite commune à d'autres
« machine; mais je peux résumer, comme il suit, la dépense et le
« travail d'une de nos pompes à transmission hydraulique, celle de
« Saint-Léonard.

« Cette pompe est établie au fond d'une descenderie, à 160 mètres
« de la machine à vapeur qui est installée au sommet de la galerie
« près d'une chaudière. La chaudière est horizontale, cylindrique, sans
« bouilleur; elle a 1^m,20 de diamètre et 9^m,40 de longueur; les
« flammes font un aller et un retour et s'échappent par un vieux
« puits d'environ 40 mètres de hauteur. L'alimentation est faite par
« un Giffard avec de l'eau de la mine à 12° centigrades. Cette eau
« est très calcaire; au bout d'un mois il y a beaucoup de boue et de
« tartre adhérent dans la chaudière; et il faut la nettoyer. La surface
« de grille est de 116 décimètres carrés; on brûle en moyenne 431
« grammes de houille par heure et par décimètre carré de grille.
« La houille est de bonne qualité, c'est du menu Montmartre
« (5^e couche). Pendant le mois de mai dernier, on a brûlé 25,200 ki-

« kilogrammes de houille qui ont vaporisé 149,940 kilogrammes d'eau
« à trois atmosphères, soit $5^k,959$ de vapeur par kilogramme de
« houille. La consommation d'eau a été mesurée en faisant aspirer
« le Giffard dans un réservoir cubé; on a répété l'expérience pendant
« que la chaudière était propre et aussi après vingt-neuf jours de
« marche sans arrêt de nuit.

« Le travail effectué par la pompe pendant ce mois de mai a été
« 12,860,000 kilogrammes d'eau élevés à 24 mètres de hauteur, soit
« un travail théorique de $12,860,000 \times 24 = 308,640,000$ kilogram-
« mètres. On calcule le travail de la pompe en multipliant le nombre
« de coups de pistons accusés par le compteur, par 14 litres, qui est
« le débit d'un coup de piston constaté par de nombreux jaugeages.

« Chaque kilogramme de vapeur a donc fourni $\frac{308,640,000}{149,940} = 2,058$ kilo-
« grammètres. On sait qu'un kilogramme de vapeur à 3 atmosphères
« employé sans détente, ni condensation peut produire 12,790 kilo-
« grammètres; le rapport entre le travail obtenu et celui que pouvait
« produire la vapeur est exprimé par $\frac{2,058}{12,790} = 0,16$, c'est-à-dire que
« nous avons utilisé 16 0/0 de la force de la vapeur. Mais en réalité
« il faut plus que doubler ce rendement.

« 1° Parce qu'il est admis que le travail des machines est le double
« du travail théorique produit à cause des résistances mécaniques
« et des frottements;

« 2° Parce que nous avons compté comme vapeur toute l'eau
« injectée dans la chaudière, mais qu'en réalité il y a de l'eau non
« vaporisée qui est entraînée par la vapeur. D'ailleurs en outre, il y a
« de la vapeur condensée avant d'arriver au cylindre; et il y a des
« fuites par les joints et les soupapes;

« 3° Parce que nous avons calculé le travail fait par la pompe, seu-
« lement d'après le volume d'eau refoulé, tandis qu'en réalité le tra-
« vail est augmenté par les pertes de charge de la conduite, et par
« les fuites, remous, etc.

« Ce n'est pas un beau résultat certainement, si on le compare
« à ceux des puissantes machines d'épuisement établies avec tous
« les perfectionnements connus; mais eu égard à l'installation com-

« plète à l'intérieur de la mine et à la petitesse de la pompe et de la
« machine qui marche à 3 atmosphères de pression, sans détente, ni
« condensation, ni enveloppe de vapeur, on peut le considérer comme
« un résultat pratique bien acceptable.

« Avant de terminer cette notice, il est tout naturel que j'explique
« pourquoi nous avons, à Veyras, dans la même descenderie, deux
« pompes à transmission par câble et une à transmission hydraulique.

« La première pompe installée a été commandée par des câbles,
« parce que la descenderie était en fonçage et avait encore 250 mètres
« à avancer pour arriver aux limites de concession. Cette pompe est
« fixée sur un truc roulant sur la voie de 0^m,80. Quand on veut la
« déplacer, il n'y a qu'à enrouler ou dérouler les câbles de trans-
« mission sur le tambour qui reçoit de la machine à vapeur un mou-
« vement de va-et-vient. Pendant le fonçage de cette galerie, on a
« rencontré plusieurs fois des sources d'eau qui obligeaient à
« remonter rapidement la pompe pour ne pas la laisser noyer; si on
« avait commandé la pompe par des tuyaux remplis d'eau, les dépla-
« cements auraient été trop longs.

« La deuxième pompe a été installée lorsqu'on a vu que la première
« était devenue insuffisante, soit à cause des sources nouvelles ren-
« contrées, soit à cause de la profondeur qu'on avait atteinte. Elle
« est plus forte que l'autre parce qu'elle prend dans un réservoir
« situé à peu près au milieu de la descenderie, non seulement
« toute l'eau amenée par la pompe à câbles, mais encore l'eau four-
« nie par tous les chantiers en amont de ce réservoir. On avait dé-
« cidé de commander cette pompe par des tiges rigides creuses,
« comme les appareils Saxby pour les aiguilles de chemins de fer;
« mais on a livré des tiges mal fabriquées qui cassaient à chaque ins-
« tant. L'épuisement ne pouvait pas s'arrêter sans laisser noyer le
« bas-fond; on a remplacé à la hâte les tiges creuses par des câbles
« parce que l'installation était prête pour cela, et qu'il n'y avait
« rien à modifier. »

Nous croyons que c'est là un exemple à imiter dans certains cas
spéciaux; et la chose est tout aussi bien réalisable avec des pompes
rotatives à mouvement continu qu'avec les pompes à pistons à mou-
vement rectiligne alternatif.

Pompe à simple effet à refoulement constant

Les figures de la planche XXXIV *ter* représentent les dispositions d'une pompe à simple effet à refoulement constant, étudiée et construite encore par MM. Locoge et Rochart, de Lille, à qui nous avons déjà emprunté de si nombreux exemples.

En voici la légende explicative :

Cette pompe est installée de façon à rendre constant le refoulement du liquide par la tubulure de sortie de l'eau, c'est-à-dire que quoique la pompe soit à simple effet pendant l'aspiration, elle est en réalité à double effet pendant le refoulement, parce que le volume d'eau contenu dans le cylindre quand le piston est en haut de sa course, est égal au volume total engendré par le piston, c'est-à-dire au produit de sa base entière par la course ; et que quand il redescend, le plongeur rentrant dans le corps de pompe déplace environ la moitié du volume d'eau qui a été aspiré. Mais lorsque ce piston arrivé au bas de sa course va remonter de nouveau, le reste du volume d'eau contenu dans le cylindre et qui n'a pu s'échapper pendant la descente, va nécessairement continuer à s'écouler.

On voit par conséquent que pendant la montée comme la descente, l'eau ne cesse pas de sortir par la tubulure de sortie.

Données.

Diam. piston, corps de pompe. = 0,480	surf. = 0 ^m 2,18095	} Rapport des surfaces 1 à 2 sensiblement.
Diam. piston plongeur. = 0,350	surf. = 0 ^m 2,09627	
Nombre de tours de l'arbre des pompes.		17 1/2
Course de la pompe.		0 ^m ,700
Vitesse par seconde.		0.400
Débit théorique de la pompe 36 ^l ,19 par seconde à 0.80 0/0 de rendement égale 28 ^l ,95 soit.		29 litres
Débit par heure 104,400 litres, en 24 heures. =		2,505 ^m 3

Calcul de l'effort exercé sur le tourillon.

D. Diamètre piston, corps de pompe = 0.480	surface =	0 ^m 2,18095
D'. Diamètre piston, plongeur. . . = 0.350	surface =	0 ^m 2,09627
P. Poids des tringles, plongeur, piston et bielle. =		700 kil.
V. Volume d'eau déplacé par le piston, plongeur, etc. =		95 litres

Effort sur le tourillon à chaque coup de pompe.

Montée surf. $D \times 2.5 + (P - V) - D^2 \times 2.3 = 2,915k.$	} pour 25 mètres d'élevation.
Descente surf. $D \times 2.3 - (P - V) = 1,607k.$	
Montée surf. $D \times 3 + (P - V) - D^2 \times 2.3 = 3,810k.$	} pour 30 mètres d'élevation.
Descente surf. $D' \times 2.3 - (P - V) = 1,607k.$	
Différence des efforts à la montée et à la descente	
	{ Premier cas. . 1,308 kilos.
	{ Deuxième cas 2,203 —

On peut éviter cet inconvénient et obtenir des efforts égaux en adoptant un système de contrepoids. Soit P' ce contrepoids; nous devons trouver :

Premier cas. $2,915 - P' = 1,607 + P$ d'où $P' = 654$ kilos.

Nous aurons donc :

Effort à la montée	$2,915 - 654 = 2,261$ kilos	} efforts égaux.
Effort à la descente	$1,607 + 654 = 2,261$ kilos	

Deuxième cas. $3,810 - P' = 1,607 + P$ d'où $P' = 1,101$ k. 1/2.

Effort à la montée	$3,810 - 1,101 \frac{1}{2} = 2,708 \frac{1}{2}$	} efforts égaux.
Effort à la descente	$1,607 + 1,101 \frac{1}{2} = 2,708 \frac{1}{2}$	

CHAPITRE VI

Observations générales. — La question des pompes rotatives

Nous nous occuperons dans ce chapitre des pompes rotatives à un seul axe.

Comme nous le faisons ressortir pages 9 et suivantes il y a dans l'étude des pompes des considérations générales que l'on ne devrait jamais perdre de vue.

Quand il s'agit de l'élévation des eaux, on remarquera que le travail moteur est généralement fourni par un arbre tournant d'un mouvement uniforme; que par conséquent ce travail peut être représenté par un rectangle, et que d'un autre côté le travail utile à obtenir est représenté par un rectangle également.

Or, si nous faisons le diagramme du travail d'une pompe à piston à mouvement alternatif supposée parfaite, nous remarquons que ce travail comparé au rectangle théorique donne forcément lieu à des déformations considérables, déformations que corrigent bien imparfaitement les réservoirs d'air, conjugaisons de manivelles différentes sur le même arbre, et autres expédients. — Il est donc évident à priori que si l'on peut arriver *sans déformations de diagrammes* à la transformation du travail moteur en travail utile, on aura par ce seul fait réalisé un progrès sensible, puisque l'on aura supprimé des causes de pertes indéniables.

Si donc nous prouvons que, par une certaine combinaison d'organes, on peut arriver à se rapprocher beaucoup du rectangle théorique dans l'expression graphique du travail utile développé, et que ce résultat soit obtenu à l'aide d'une pompe rotative, la supériorité théorique de celle-ci sur les pompes à pistons à mouvement rectiligne

alternatif sera parfaitement établie. — Il ne restera plus qu'à livrer cet appareil dans de bonnes conditions d'exécution et à éviter les inconvénients pratiques auxquels peut donner lieu une construction défectueuse, pour que son triomphe ne soit plus qu'une question de préjugés à extirper et par conséquent une affaire de temps, de patience et d'énergie.

Et, alors les gens superficiels et peu sérieux pourront seuls continuer à dire que parce qu'il a été fabriqué un nombre effrayant de pompes rotatives mal conçues et mal étudiées (ou plutôt pas étudiées du tout) l'idée d'élever l'eau en lui donnant un mouvement uniforme et continu ne vaut rien en *principe*, ou tout au moins que cette idée n'est pas pratique.

Lorsqu'une chose théoriquement rationnelle et logique ne réussit point dans un cas particulier, ne faut-il pas se dire au contraire que ce sont de mauvaises conditions d'application qui seules l'empêchent de fonctionner ?

C'est ce qui est arrivé longtemps à la pompe rotative ; et quand on examine le dossier de la plupart des systèmes, on constate bien facilement que loin d'être consultées dans leur étude, les lois de la physique et de la mécanique y ont été conspuées. Comment donc alors l'appareil aurait-il une valeur quelconque ?

Ce n'est pas cependant que ces lois soient incompréhensibles ni même peu sociables. Les plus importantes dans l'espèce sont simplement, en effet, l'incompressibilité sensible de l'eau et son inertie. — On ne peut ni comprimer de l'eau comme un fluide élastique, ni lui demander de prendre dans aucun sens des vitesses ni des accélérations hors de proportion avec les forces extérieures qui les produisent.

On ne peut pas faire que dans toute machine ayant atteint son allure de régime, le travail moteur dépensé soit inférieur ni supérieur à la somme des travaux des résistances utiles et passives ; et pour l'eau, il faut tenir compte dans les résistances passives des remous et tourbillons. En d'autres termes, il n'existe pas d'effets mécaniques sans causes, ni hors de proportion avec les causes qui les engendrent.

Enfin, quelle que soit la précision d'exécution et d'ajustement de la machine et la résistance de ses pièces à l'usure et au frottement, on ne peut faire frotter des pièces métalliques dans l'eau les unes

contre les autres sans les user rapidement. Qui dit frottement dit du reste pression ; et il n'existe pas de frottement entre des surfaces qui ne sont que juxtaposées. Le frottement de l'eau n'use pas sensiblement les métaux ; et des coussinets et des arbres convenablement entretenus et graissés ne s'usent pas non plus, lorsqu'ils ne sont pas soumis, à des pressions excessives.

La torsion d'un arbre suffisamment fort est très faible, mais ne peut être évitée d'une façon mathématique et absolue.

Il n'y aura donc en résumé de bonne pompe possible que celle dans laquelle *dans aucune des positions relatives* d'organes étudiées par les diagrammes, les lois précédemment énoncées n'auront été violées.

Ce qui a introduit une grande obscurité dans cette question, c'est que les inventeurs et constructeurs ont la plupart du temps confondu les conditions que devait remplir une bonne pompe rotative avec celles que l'on devait exiger d'un bon moteur hydraulique ou même d'une bonne machine à vapeur rotative. Un grand nombre de personnes sont même allées jusqu'à faire presque de la machine rotative et de la pompe rotative un appareil unique. Or les données de ces deux problèmes sont en réalité absolument différentes. Dans une machine à vapeur rotative en effet, les fuites constituent le principal obstacle ; et c'est donc contre les fuites surtout qu'il y a lieu de se prémunir, ce qui est d'autant plus difficile qu'il se produit à chaud des effets de dilatations inégales et à la marche des usures sensibles. Dans une pompe rotative au contraire la question des fuites a infiniment moins d'importance ; et ce qu'il faut réduire avant tout au minimum, ce sont les *frottements et compressions d'eau* (ou accélérations exagérées imprimées à l'eau dans certaines positions des organes).

C'est donc bien à tort qu'un grand nombre d'inventeurs et de constructeurs de pompes rotatives, se préoccupent de faire *de la jointivité* d'organes, sans s'apercevoir qu'ils perdent bien plus de travail par les frottements qu'ils n'en auraient perdu en laissant subsister quelques fuites.

Tout d'abord, quand peut-on dire qu'un organe propulseur de pompe à eau (piston, palette ou tout autre) est *jointif* ? Est-ce lorsque même à l'état de repos, il ne laisse échapper entre lui et la paroi du corps de pompe aucune trace du fluide à pomper ?

Non, il n'est pas nécessaire que cette condition soit remplie d'une manière absolue ; et pour qu'un piston, par exemple, soit considéré comme jointif, il suffit qu'il ne laisse perdre que des quantités de fluide insignifiantes lorsque *l'appareil est en mouvement*.

Pour bien saisir la différence de ces deux ordres d'idées (dont le second est seul pratique) : soit un piston travaillant dans un corps de pompe avec un certain jeu, et soit S la surface annulaire représentée par ce jeu. Soit h la hauteur totale à laquelle la pompe élève le liquide : il est clair que si la pompe est arrêtée le liquide tendra à *fuir* par la surface S avec une vitesse v égale à $\sqrt{2gh}$. — Si C est le coefficient de contraction et de frottement de la veine, fluide spécialement applicable à la forme et aux dimensions de l'orifice d'écoulement S, le débit de la fuite par seconde sera évidemment CSv . Il deviendra $C''Sh$ si laissant S et v tels qu'ils sont, nous introduisons dans les conditions générales une modification qui donne au coefficient de contraction une nouvelle valeur C'' . Plus C'' prendra une petite valeur absolue, et plus l'importance de la fuite, c'est-à-dire le produit $C''Sv$, diminuera.

Or, lorsque nous mettons la pompe en mouvement, que faisons-nous? Nous donnons à son piston, et par suite à la surface annulaire interne de l'orifice de fuite S, une vitesse inverse de celle que l'eau tend à prendre par S, en vertu de la hauteur h . L'eau éprouve donc à passer par S une résistance beaucoup plus grande ; et plus croît la vitesse du piston (dans certaines limites pratiques bien entendu), plus diminue la valeur pratique de C'' et par suite du produit $C''Sv$. On conçoit donc facilement une certaine vitesse de piston pour laquelle la valeur de $C''Sv$ devienne moindre que toute quantité donnée ; et pour cette vitesse, le piston peut être considéré comme *jointif*.

Ce qui précède suffit pour faire comprendre que, dans une pompe fonctionnant, la jointivité peut être *relative* et n'a aucune raison d'être absolue.

Mais tout cela deviendra bien plus clair, lorsque nous aurons étudié quelques pompes rotatives d'une façon complète, par la méthode des diagrammes due à M. le baron Greindl et dont il a déjà été question au commencement de cet ouvrage et nous commencerons naturellement notre étude par celle des pompes rotatives à un seul axe.

Description de la pompe Ritz Schweizer et Nebele

Nous aurions voulu pouvoir appliquer la méthode des diagrammes à la nouvelle pompe allemande, système Ritz Schweizer et Nebele, mais nous n'avons pu malheureusement nous procurer pour cela des renseignements assez complets ni assez précis, et nous ne pouvons donner de cette pompe, représentée par les figures de la planche XXXV, qu'une simple description :

Cet appareil se compose d'un cylindre *a* calé sur l'arbre *e* et tournant en même temps que lui, lorsque ce dernier est mis en mouvement par l'intermédiaire d'une poulie ou d'une manivelle à bras. Ce cylindre présente un espace libre *f* dans l'intérieur duquel se trouve un guide fixe *c*, qui porte de tous côtés dans l'espace *f*.

Le guide *c* est maintenu dans cette position invariable, à l'aide d'un goujon *i* qui traverse le plateau de fermeture *d*.

Les orifices d'aspiration et de refoulement sont représentés par les lettres *k* et *l*, et sont séparés l'un de l'autre par le guide *c*.

Sur toute la longueur de l'espace *f*, on a ménagé sur le cylindre *a*, deux cannelures demi-circulaires, destinées à loger les obturateurs *b*, lesquels remplissent les fonctions ordinaires des palettes dans les pompes rotatives à un axe.

Ces obturateurs sont fixés sur leurs axes, lesquels sont calés dans des ouvertures pratiquées aux centres des cames *g*.

Les cames *g* sont conduites dans leur mouvement par les guides *h*.

La figure (1) montre la vis de réglage servant à maintenir un contact à frottement doux entre le cylindre rotatif et le plateau de fermeture.

Enfin, l'appareil présente généralement une enveloppe *o* qui n'est pas utile, lorsque cette machine est employée comme pompe.

Si, au contraire, on l'emploie comme moteur hydraulique, ou moteur à vapeur, on est obligé de mettre ce deuxième couvercle, pour que le premier ne soit pas soumis au maximum de la pression intérieure.

On a soin, dans ce cas, de mettre l'espace qui sépare ces deux enveloppes, en communication avec la vapeur ou l'eau sous pression.

Dans le cas où l'appareil est employé comme moteur à vapeur, on obtient ainsi une enveloppe de vapeur autour du premier cylindre pour éviter les condensations trop rapides.

Cela posé, revenons au cas de l'appareil servant comme pompe, et examinons son fonctionnement.

Le mouvement étant donné à l'arbre *e*, ce dernier entraîne avec lui, la rotation du cylindre *a*. Le guide *c* reste fixe.

L'obturateur *b* (fig. 2) passe devant le guide. A ce moment, la came *g* est dirigée par le guide extrême *h*, de façon à donner à la pièce *b*, la position indiquée à la partie supérieure de la figure 2.

L'autre obturateur *b* ferme alors l'espace annulaire qui se trouve divisé en deux parties distinctes.

La rotation ayant lieu dans le sens des flèches, il se forme un vide à l'arrière; et tandis qu'il y a aspiration de ce côté, par l'augmentation du volume en communication avec l'aspiration, il y a refoulement de l'autre côté, par diminution du volume en communication avec le tuyau de refoulement.

La rotation continuant, chacune des chambres passe alternativement devant le tuyau d'aspiration et devant le tuyau de refoulement.

En résumé, il s'agit comme on le voit, d'un appareil étudié à la fois comme moteur et comme pompe; et en le considérant comme pompe, nous doutons fort, malgré son caractère mécanique intéressant, que la complication des organes et la précision nécessaire des ajustements, soient compensés par des avantages suffisants.

Pompe Bartrum et Powell ou Tulpin

Avant d'aller plus loin, prenons maintenant pour appliquer complètement la méthode des diagrammes une pompe rotative bien connue; et choisissons à dessein comme premier exemple, celle peut être dans laquelle l'analyse des mouvements est la plus complexe et présente le plus de difficultés.

Nous voulons parlé de la pompe Bartrum et Powell ou Tulpin.

La pompe système Bartrum et Powell, construite par MM. Tulpin

frères, de Rouen, repose toujours sur le même principe; mais suivant les dimensions de la pompe, les dispositions de détail varient un peu; et c'est ce qu'indiquent les figures de la planche 39.

Voici en quels termes cette pompe est décrite dans la *Revue industrielle* de MM. Fontaine et Buquet (n° du 15 décembre 1880).

« Nous reproduisons ci-après une communication à la Société des Sciences industrielles de Lyon, sur la nouvelle pompe aspirante et foulante, dont nous publions ci-dessus les dessins (fig. de droite pl. 39).

« MM. Tulpin frères, à Rouen, construisent une pompe rotative qui présente sur les systèmes employés jusqu'alors, certains avantages que je crois utile de vous signaler.

« Cette pompe, aspirante et foulante à simple effet, à piston rotatif et oscillant, se compose : 1° d'un cylindre alésé D; 2° d'un piston dont le centre décrit un cercle autour du centre du cylindre D, et par conséquent amène successivement tous les points de la surface extérieure du piston en contact avec l'intérieur du cylindre D. Le piston se termine par une tige rectangulaire E de même hauteur.

« La tige porte une cavité *d* livrant passage à l'eau de refoulement. Cette tige traverse à frottement doux un guide oscillant C en bronze. Le corps de pompe F qui renferme les parties décrites ci-dessus se divise en deux compartiments : celui G sert à l'aspiration, celui G' au refoulement.

« Le piston est guidé latéralement par les plateaux H' et H; ce dernier est traversé par l'arbre-manivelle *b* sur lequel sont montées les poulies motrices.

Fonctionnement de la pompe.

« Le mouvement étant communiqué à l'arbre moteur, le bouton manivelle *b* entraîne avec lui le piston qui vient frotter dans toutes ses parties contre la paroi intérieure du cylindre; en même temps la tige E qui reproduit exactement les mouvements d'une bielle de longueur variable, coulisse dans le guide C, et, en passant dans ses diverses positions, lui communique un mouvement d'oscillation. Il est facile de voir que la tige et son piston divisent le

« cylindre en deux parties distinctes, l'une renfermant l'eau aspirée,
« l'autre l'eau à refouler.

« Lorsque le piston est à son point de départ, c'est-à-dire lorsqu'il
« recouvre exactement l'orifice *m*, la cavité *d* de la tige ne commu-
« nique qu'avec le compartiment *G'* ; car en ce moment le recouvre-
« ment *n* se trouve engagé dans le guide, dans le but d'empêcher la
« communication du refoulement avec l'aspiration. Dès que l'orifice
« d'aspiration est découvert, celui du refoulement l'est également ; et
« alors a lieu le travail de la pompe, qui aspire d'un côté du piston et
« refoule de l'autre. On voit que le piston fait l'office des clapets
« d'aspiration et de refoulement des pompes ordinaires à piston ; et,
« de plus, l'espace nuisible qui existe forcément dans les autres
« pompes est pour ainsi dire nul dans celle-ci, puisque le piston glisse
« comme un tiroir sur l'orifice.

Emploi et avantages.

« Les avantages de cette pompe sur tous les systèmes de pompes
« rotatives et à piston, sont :

« 1° Le nombre d'organes en mouvement qui se trouve réduit ici
« à deux, savoir : Le piston et son guide, qui restent dans un état
« parfait de lubrification étant constamment dans un milieu liquide ;

« 2° *La vitesse de rotation* de l'arbre du piston variant de 50 à 100
« révolutions par minute et produisant des résultats supérieurs aux
« pompes centrifuges de tout autre système dont la vitesse de 200 à
« 1000 tours et au-dessus exige l'emploi de renvois de mouvement ;

« 3° Grande facilité d'accéder aux deux pièces en mouvement ou
« de les retirer au besoin par l'enlèvement d'un des couvercles du
« cylindre ;

« 4° Moyen facile et simple de rattraper l'usure ou de modifier le
« contact entre le piston et le cylindre par l'emploi d'une bague ou
« douille excentrée, montée sur le bouton de manivelle et arrêtée dans
« sa position au moyen d'un écrou de serrage ;

« 5° Absence totale de clapets ;

« 6° Le mouvement de la pompe peut être renversé sans modifier
« le rendement, l'aspiration se faisant alors par la tige du piston. Cet

« avantage est d'une grande importance, car dans le cas d'une obstruction d'un tuyau ou d'un passage, en renversant le mouvement on arrive facilement à refouler les corps étrangers qui peuvent pénétrer dans les conduites.

« Cette pompe trouve son emploi dans toutes les branches de l'industrie et de l'agriculture ; notamment dans les papeteries, huileries, teintureries, blanchiments, irrigations, mines, chemins de fer, usines quelconques.

Rendement.

« Avec cette pompe on est arrivé à obtenir un rendement pratique de 84.40/0, d'après des expériences faites avec une pompe débitant 1,000 litres par minute, dans les conditions suivantes :

« Diamètre des tuyaux d'aspiration et de refoulement, 100 millimètres.

« Capacité de la pompe, 12^l,50.

« Distance de la surface de l'eau à l'orifice de l'aspiration, 8^m,360.

« Colonne d'eau de refoulement, 12^m,160.

« Nombre de tours par minute, 84.

« Aucun clapet de retenue ne fut employé.

« La pompe a rempli un réservoir de 4,200 litres en 4 minutes 45".

« En 4 minutes 45" et avec 84 tours par minute, la pompe dont la capacité est de 12^l,50 produira théoriquement $4,75 \times 12,50 \times 84 = 5000$ litres.

« Le véritable débit étant de 4,200 litres, le rendement sera de 84,40/0 en volume.

« Le débit par heure sera de 52,000 litres ; celui par minute de 866 litres.

« Différents numéros de pompes correspondent à des débits variant de 100 à 2,000 litres par minute.

« Nous n'avons pas besoin d'ajouter que ces pompes sont établies dans les meilleures conditions, au point de vue de la solidité des différents organes et du bon emploi du métal. »

Cet exposé étant fait, nous allons voir en appliquant la méthode des diagrammes, ce qui en subsistera. Le rendement en volume n'est d'ailleurs évidemment qu'un point très secondaire.

Pompe système Tulpin ou Bartrum et Powell de 600 litres de débit par minute à 60 tours

Analyse par la méthode des diagrammes

Les dessins de la planche 39 indiquent que certaines de ces pompes sont munies d'un réservoir d'air du côté du refoulement (voir pl. 39, fig. de droite). D'autres fois, on croirait que le constructeur, tout en conservant la même forme extérieure de l'appareil, a préféré diminuer, dans une proportion notable, le volume de ce réservoir d'air, afin d'en avoir un deuxième du côté de l'aspiration (voir les fig. de gauche).

Dans tous les cas, les appareils servant, à remplir d'air ces réservoirs, font complètement défaut ; de sorte que, généralement, en pratique ces réservoirs seront pleins d'eau ; et en conséquence, nous construisons les diagrammes de cette pompe, dans cette hypothèse.

Avant de commencer cette étude, nous ferons remarquer que nous ne tiendrons pas compte de la perte de force vive due aux étranglements des orifices de communication.

1° Entre l'aspiration et le corps de pompe.

2° Entre le corps de pompe et le refoulement.

Cette perte de force peut d'ailleurs se calculer facilement, lorsqu'on connaît les surfaces des orifices de communication ; et nous donnons un peu plus loin le calcul détaillé de ces orifices.

Tous les tracés et épures relatifs à ce qui va suivre, sont réunis sur les planches 40 et 41.

Calculs préliminaires

Nous supposerons l'aspiration de 5 mètres avec 10 mètres de longueur de tuyau et le refoulement de 10 mètres, avec 15 mètres de longueur de tuyau.

La longueur des génératrices du cylindre aspirateur est de 0^m,190. Proposons-nous de déterminer la surface de passage entre le corps de pompe et le réservoir de refoulement.

Ce passage a une largeur constante égale à $0^m,156$ et une hauteur égale à la différence entre le troisième côté BC du triangle ABC et la quantité fixe $0^m,1775$.

Les sommets du triangle ABC, sont :

- 1° Le centre de l'arbre fixe (A) ;
- 2° Le bouton de la manivelle (B) ;
- 3° Le centre du guide oscillant (C).

Les côtés AC et AB ont donc des longueurs constantes, savoir : la distance entre le centre de l'arbre fixe et celui du guide et la longueur de la manivelle.

Soit l la longueur variable du troisième côté BC. En désignant à chaque instant par α l'angle décrit par l'axe de la manivelle, depuis la position initiale, nous aurons pour déterminer la longueur du côté variable BC la relation :

$$l^2 = 0.235^2 + 0.067^2 - 2 \times 0.235 \times 0.067 \cos \alpha.$$

Lorsque l'orifice d'évacuation présentera une surface nulle, nous aurons donc :

$$\begin{aligned} (0.133 + 0.0445)^2 &= 0.055225 + 0.004489 - 0.03149 \cos \alpha \\ 0.03150625 - 0.059714 &= 0.03149 \cos \alpha \\ \cos \alpha &= \frac{0.02820}{0.03149} = 0.8955. \end{aligned}$$

D'où :

$$\alpha = 26^{\circ},25'.$$

Par conséquent, depuis la position initiale, (c'est-à-dire, lorsque l'axe de la manivelle est vertical, le bouton étant au-dessous de l'axe de rotation), jusqu'à ce que la manivelle ait tourné d'un angle de $26^{\circ},25'$, il n'y a aucune communication entre le corps de pompe et le refoulement.

Lorsque la manivelle aura tourné d'un angle de $333^{\circ}34'$, la communication sera de nouveau interrompue entre le corps de pompe et le refoulement; et il en sera ainsi, jusqu'à ce que la manivelle soit revenue au point de départ, c'est-à-dire qu'elle ait décrit un angle de 360° .



Calcul des hauteurs ε et des surfaces Ω de passage entre le corps de pompe et le refoulement

$$\begin{aligned} \text{Pour } \alpha = 30^\circ, l^2 &= 0.059714 - 0.03149 \times 0.866. \\ &= 0.059714 - 0.02720. \\ &= 0.032444. \end{aligned}$$

$$l = 0.180, \varepsilon = 0.0025, \Omega = 0.00039.$$

$$\begin{aligned} \text{Pour } \alpha = 45^\circ, l^2 &= 0.059714 - 0.03149 \times 0.707. \\ &= 0.037451. \end{aligned}$$

$$l = 0.1935, \varepsilon = 0.016, \Omega = 0.002496.$$

$$\begin{aligned} \text{Pour } \alpha = 60^\circ, l^2 &= 0.059714 - 0.03149 \times 0.5. \\ &= 0.043969. \end{aligned}$$

$$l = 0.209, \varepsilon = 0.0315, \Omega = 0.004914.$$

$$\begin{aligned} \text{Pour } \alpha = 75^\circ, l^2 &= 0.059714 - 0.03149 \times 0.258819. \\ &= 0.051564. \end{aligned}$$

$$l = 0.227, \varepsilon = 0.0495, \Omega = 0.007722.$$

$$\begin{aligned} \text{Pour } \alpha = 90^\circ, l^2 &= 0.059714 - 0.03149 \times 0. \\ &= 0.059714. \end{aligned}$$

$$l = 0.244, \varepsilon = 0.665, \text{ en r\u00e9alit\u00e9 } 0.05 \text{ (maximum)} \Omega = 0.00780.$$

A partir de cette position, jusqu'à la position (7), la distance ε irait toujours en augmentant, si on la calculait par la formule précédente. Il faudra \u00e9videmment, pour toutes ces valeurs, prendre en r\u00e9alit\u00e9 la dimension 0^m,05 qui est celle de l'\u00e9videment du guide.

A partir de la position (7), nous retomberons en sens inverse sur les valeurs que nous venons de trouver.

Calcul des hauteurs ε et des surfaces Ω de passage entre le corps de pompe et l'aspiration

Nous compterons les angles \u00e0 partir de la droite qui joint le bec du corps de pompe au centre de l'arbre fixe. Cette droite fait un angle de 33° avec la ligne des centres dans la position (1).

Désignons par l , la distance variable BD. Nous aurons la relation :

$$l^2 = \overline{0.1905^2} + \overline{0.067^2} - 2 \times 0.1905 \times 0.067 \cos \alpha.$$

Supposons $\alpha = 10^\circ$,

Alors :

$$l^2 = 0.040779 - 0.025527 \times 0.984.$$

$$= 0.040779 - 0.025118 = 0.0157.$$

$$l = 0.1253.$$

$$\varepsilon = 0.1253 - 0.1235 = 0.0018.$$

$$\Omega = 0.0018 \times 0.190 = 0.000342.$$

Supposons $\alpha = 20^\circ$,

Alors :

$$l^2 = 0.040779 - 0.2397.$$

$$= 0.1680.$$

$$l = 0.12961, \varepsilon = 0.0061.$$

Il résulte de ces calculs une conclusion importante, c'est que dans l'intervalle compris entre $26^\circ 25'$ et 33° , il y a communication entre l'aspiration et le refoulement.



Étude des volumes engendrés

Proposons-nous de calculer le volume aspiré à chaque instant de la course du cylindre mobile remplissant les fonctions d'un piston.

Position (1).

Dans la position (1), il n'y a évidemment ni aspiration, ni refoulement. Il se produit au contraire, jusqu'à ce que la manivelle ait parcouru un angle de $26^\circ 25'$ des phénomènes inverses, c'est-à-dire que du côté du refoulement, il y a dans le tuyau un mouvement rétrograde dû à ce qu'une partie du guide rentre dans le corps de pompe et par suite produit une aspiration. Du côté de l'aspiration, il se produit en même temps le phénomène contraire, c'est-à-dire qu'une certaine quantité d'eau contenue dans le corps de pompe est refoulée du côté de l'aspiration.

Proposons-nous de calculer les volumes de ces rentrées, afin de nous rendre compte de l'importance de ces mouvements inverses.

Le volume cherché sera égal à la section droite de la queue mul-

multipliée par le chemin parcouru par le bouton de la manivelle multiplié par le cosinus de l'angle formé par l'axe de la queue et la circonférence.

Supposons que la manivelle ait tourné d'un angle de 10° et proposons-nous de calculer à ce moment le volume des rentrées d'eau.

La section droite de la queue a une surface égale à :

$$0.190 \times 0.06 = 0.01140.$$

Le chemin parcouru par le bouton de la manivelle est égal à :

$$0.067 \times 6.28 = 0.42076.$$

Or, l'axe de la tige fait avec la direction du mouvement un angle de $77^\circ, 30'$ (voir l'épure, fig. 2, pl. 40).

Le volume des rentrées sera donc égal à :

$$\begin{aligned} & 0.01140 \times 0.42076 \cos 77^\circ, 30' \\ & 0.00479 \times 0.21644 = 0.001036. \end{aligned}$$

Supposons maintenant que la manivelle ait tourné, à partir de la position initiale, d'un angle de 20° et faisons comme précédemment le calcul du volume engendré par le mouvement du guide :

$$\begin{aligned} & 0.01140 \times 0.42076 \cos 63^\circ \\ & 0.00479 \times 0.45399 = 0.002174. \end{aligned}$$

Au moment où la manivelle atteindra la position $26^\circ, 25'$, ces rentrées d'eau cesseront brusquement et à ce moment le volume engendré par la rentrée du guide dans le corps de pompe est de :

$$\begin{aligned} & 0.01140 \times 0.42076 \times \cos 55^\circ \\ & 0.00479 \times 0.57358 = 0.002747. \end{aligned}$$

Position (2).

L'aspiration est produite par une surface mobile de grandeur variable dont nous allons déterminer à chaque instant le centre instantané de rotation et la vitesse instantanée de rotation autour de ce centre.

Nous pouvons assimiler le mouvement de l'organe mobile à celui d'une courbe qui se déplace dans son plan en restant constamment tangente à deux autres courbes fixes.

Ces courbes fixes sont :

1° Le cercle représentant la surface intérieure du corps de pompe ;

2° Le cercle ayant pour centre le centre du guide oscillant et pour diamètre la largeur de la tige rectangulaire ou queue.

Dans ces conditions, à chaque instant, le centre instantané de rotation se trouvera à l'intersection des normales, aux points de contact de la courbe mobile avec les courbes fixes.

Dans la position (2) que nous considérons actuellement, l'aspiration est produite par une surface dont la projection circulaire sur un plan perpendiculaire à la direction du mouvement, a pour dimensions : (fig. 1).

$$0.023 \times 0.190 = 0.00437.$$

Le volume engendré par seconde à l'aspiration sera égal au produit de cette surface par le chemin parcouru par la partie moyenne de cette projection.

A cet effet, proposons-nous de calculer, à l'instant considéré, la vitesse angulaire autour du centre instantané de rotation.

Remarquons que le bouton de la manivelle peut être considéré comme un point invariablement lié au système mobile. Par conséquent, à un instant quelconque, la vitesse de ce point, aux infiniments petits du deuxième ordre près, est la même que si, à partir de cet instant, la figure tournait autour du centre instantané de rotation.

Désignons par ω la vitesse angulaire du bouton de manivelle tournant autour du centre du corps de pompe.

Soit r la longueur de la manivelle.

Désignons par Ω la vitesse angulaire autour du centre instantané de rotation, et par R le rayon correspondant. En vertu du principe énoncé précédemment, nous aurons la relation :

$$\begin{aligned} \omega \times r &= \Omega \times R \\ 2\pi \times 0.067 &= \Omega \times 0.239. \end{aligned}$$

D'où :

$$6.28 \times 0.067 = \Omega \times 0.239, \quad \Omega = \frac{0.42076}{0.239} = 1.760.$$

Le volume engendré par seconde à l'aspiration sera égal à :

$$\Omega \times R' \times 0.00437 = 1.760 \times 0.128 \times 0.00437 = 0.225 \times 0.00437 = 0.00098325.$$

(R' désigne le rayon de la partie moyenne de la surface produisant l'aspiration).

L'ordonnée ainsi calculée n'est pas tout à fait exacte. Nous avons vu en effet que dans cette position, il y a communication entre l'aspiration et le refoulement. Proposons-nous de calculer le volume

d'eau qui s'échappe, par cette communication, afin de le retrancher de celui que nous venons de calculer. Cherchons d'abord la surface de l'orifice de passage. Nous aurons en considérant le triangle ABD :

$$l^2 = 0.1905^2 + 0.067^2 - 2 \times 0.1905 \times 0.067 \cos \alpha.$$

$$l^2 = 0.040779 - 0.025527 \cos 3^\circ = 0.040779 - 0.025476 = 0.015303.$$

$$l = 0.1237, \quad \varepsilon = 0.1237 - 0.1235 = 0.0002.$$

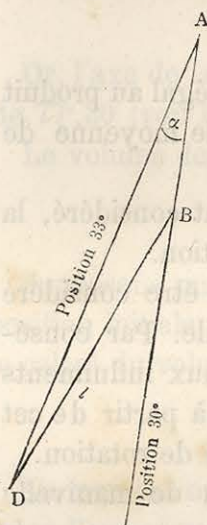
L'aire de l'orifice de fuite sera donc $0,0002 \times 0,190 = 0,000038$;

et comme la vitesse que l'eau peut prendre est très approximativement $V = \sqrt{2gh} = \sqrt{2g \times 15} = 17,15$, l'eau qui passerait par seconde par cette ouverture aurait un volume de $17,15 \times 0,000038 = 0,000651$.

Si nous tenons compte, qu'au sortir de cet espace, le tuyau s'élargit brusquement d'une manière considérable, nous pouvons réduire cette perte de moitié. Le volume aspiré sera :

$$0.00098325 - 0.000325 = 0.000658.$$

Position (3).



Le bouton de la manivelle a décrit à partir de la position (1) un arc correspondant à un angle au centre de 60° .

La projection circulaire de la surface qui produit l'aspiration, sur un plan perpendiculaire à la direction du mouvement, a pour dimensions : (fig. 1).

$$0.069 \times 0.190 = 0.01311.$$

En multipliant cette surface par la vitesse de la partie moyenne de cette projection, nous aurons le volume d'eau aspiré par seconde.

La vitesse angulaire instantanée sera donnée par l'équation :

$$\omega \times r = \Omega \times R.$$

$$6.28 \times 0.067 = \Omega \times 0.844.$$

$$\Omega = \frac{0.42076}{0.844} = 0.498.$$

Le volume engendré par seconde à l'aspiration sera égal à :

$$0.498 \times 0.755 \times 0.01311 = 0.37599 \times 0.01311 = 0.00492922.$$

Position (4).

La manivelle a tourné à partir de la position initiale, d'un angle de 90°. — La projection circulaire de la surface produisant l'aspiration est égale à : (fig. 1).

$$0.128 \times 0.190 = 0.02432.$$

La vitesse angulaire autour du centre instantané de rotation aura pour valeur :

$$\Omega = \frac{0.42076}{0.908} = 0.463.$$

Le volume d'eau aspiré par seconde sera :

$$0.463 \times 0.970 \times 0.02432 = 0.449 \times 0.02432 = 0.010919.$$

Position (5).

La manivelle a tourné à partir de la position initiale d'un angle de 120°.

Les dimensions de la projection circulaire de la surface produisant l'aspiration, sont : (fig. 2).

$$0.196 \times 0.190 = 0.03724.$$

La vitesse angulaire instantanée sera, dans cette position, donnée par l'équation :

$$0.42076 = 0.408 \Omega.$$

$$\Omega = \frac{0.42076}{0.408} = 1.031.$$

Le volume engendré à l'aspiration sera par conséquent égal à :

$$1.031 \times 0.445 \times 0.03724 = 0.458795 \times 0.03724 = 0.017085.$$

Position (6).

La manivelle a tourné d'un angle de 150°.

La projection circulaire de la surface produisant l'aspiration est égale à : (fig. 1).

$$0.279 \times 0.190 = 0.05301.$$

La vitesse angulaire autour du centre instantané de rotation sera

$$\Omega = \frac{0.42076}{0.324} = 1.298.$$

Le volume d'eau aspirée par seconde aura pour valeur :

$$1.298 \times 0.308 \times 0.05301 = 0.399 \times 0.05301 = 0.021150.$$

Position (7).

La manivelle a tourné, à partir de la position initiale, d'un angle de 180°.

A ce moment, la projection circulaire de la surface produisant l'aspiration est égale à : (fig. 1).

$$0.370 \times 0.190 = 0.0703.$$

Cherchons la vitesse angulaire instantanée du système mobile.

Nous avons l'équation :

$$\Omega \times 0.304 = 0.42076.$$

$$\Omega = \frac{0.42076}{0.304} = 1.384.$$

Le volume d'eau aspirée par seconde, aura pour valeur :

$$1.384 \times 0.242 \times 0.0703 = 0.334928 \times 0.0703 = 0.023545.$$

Position (8).

L'angle dont a tourné la manivelle, depuis la position initiale, est de 210°. — La surface qui produit l'aspiration projetée circulairement, sur un plan perpendiculaire, à la direction du mouvement, a pour dimensions : (fig. 2).

$$0.338 \times 0.190 = 0.06422.$$

La vitesse angulaire, autour du centre instantané de rotation, a pour valeur :

$$\Omega = \frac{0.42076}{9.324} = 1.298.$$

La volume engendré par seconde à l'aspiration, sera :

$$1.298 \times 0.279 \times 0.06422 = 0.362142 \times 0.06422 = 0.023256.$$

Position (9).

L'angle dont a tourné la manivelle est de 240°.

Les dimensions de la projection circulaire de la surface produisant l'aspiration, sont : (fig. 1).

$$0.259 \times 0.190 = 0.04921.$$

La vitesse angulaire instantanée sera dans cette position :

$$\Omega = \frac{0.42076}{0.408} = 1.031.$$

Le volume d'eau aspirée par seconde sera égal à :

$$1.031 \times 0.400 \times 0.04921 = 0.4124 \times 0.04921 = 0.020294.$$

Position (10).

L'angle dont a tourné la manivelle est de 270° .

La projection circulaire de la surface produisant l'aspiration, a pour dimensions : (fig. 1).

$$0.184 \times 0.190 = 0.03496.$$

La vitesse angulaire instantanée du système mobile sera donnée par l'équation :

$$\Omega \times 0.908 = 0.42076.$$

$$\Omega = \frac{0.42076}{0.908} = 0.463.$$

Le volume engendré par seconde à l'aspiration sera égal à :

$$0.463 \times 0.938 \times 0.03496 = 0.434294 \times 0.03496 = 0.015183.$$

Position (11).

La manivelle a tourné d'un angle de 300° , à partir de la position (1).

L'aspiration est produite par une surface dont la projection circulaire sur un plan perpendiculaire à la direction du mouvement, est égale à : (fig. 1).

$$0.130 \times 0.190 = 0.0247.$$

La vitesse angulaire autour du centre instantané de rotation, aura pour valeur :

$$\Omega = \frac{0.42076}{0.844} = 0.498.$$

Le volume aspiré par seconde sera :

$$0.498 \times 0.786 \times 0.0247 = 0.391428 \times 0.0247 = 0.009663.$$

Position (12).

Angle dont a tourné la manivelle : 330° .

Projection circulaire de la surface produisant l'aspiration : (fig. 1).

$$0.076 \times 0.190 = 0.01444.$$

Vitesse angulaire instantanée :

$$\Omega = \frac{0.42076}{0.239} = 1.760.$$

Volume engendré par seconde à l'aspiration.

$$\Omega \times R' \times 0.01444 \\ 1.760 \times 0.154 \times 0.01444 = 0.271 \times 0.01444 = 0.003913.$$

Calcul des volumes en communication à chaque instant avec l'aspiration

Le volume, en communication avec l'aspiration, sera égal au produit de la longueur constante des génératrices (0^m,190) par la section droite du cylindre.

Or, la surface de cette section s'obtient, à chaque instant, en faisant la somme des surfaces d'un quadrilatère et d'un secteur et en retranchant de cette somme de l'aire d'un deuxième secteur. (Voir le tracé graphique fig. 4).

Surfaces des quadrilatères.

Position (2)	Premier triangle	$\frac{0.1905 \times 0.02}{2} = 0.001905$	
—	Deuxième —	0	0
			<hr/> 0.001095
Position (3)	Premier triangle	$\frac{0.1905 \times 0.047}{2} = 0.00447$	
—	Deuxième —	$\frac{0.028 \times 0.043}{2} = 0.00060$	
			<hr/> 0.005070
Position (4)	Premier triangle	$\frac{0.1905 \times 0.064}{2} = 0.006096$	
—	Deuxième —	$\frac{0.063 \times 0.045}{2} = 0.001417$	
			<hr/> 0.007513
Position (5)	Premier triangle	$\frac{0.1905 \times 0.064}{2} = 0.006096$	
—	Deuxième —	$\frac{0.096 \times 0.042}{2} = 0.002016$	
			<hr/> 0.008112
Position (6)	Premier triangle	$\frac{0.1905 \times 0.043}{2} = 0.004095$	
—	Deuxième —	$\frac{0.121 \times 0.02}{2} = 0.00121$	
			<hr/> 0.005305

Aires des secteurs.

Position (2)	Grand secteur (angle au centre, 18°)	0.0056988
—	Petit — (— — 26°)	0.0034606
Position (3)	Grand secteur (angle au centre, 45°)	0.0142470
—	Petit — (— — 64°)	0.0085184
Position (4)	Grand secteur (angle au centre, 75°)	0.0237450
—	Petit — (— — 92°)	0.0122452
Position (5)	Grand secteur (angle au centre, 105°)	0.0332430
—	Petit — (— — 120°)	0.0159720
Position (6)	Grand secteur (angle au centre, 140°)	0.0443240
—	Petit — (— — 143°)	0.0190333

Aires des sections droites.

Position (2)	0.0056988 — 0.0034606 — 0.001905 = 0.0003330
— (3)	0.0142470 — 0.0085184 — 0.005070 = 0.0006586
— (4)	0.0237450 — 0.0122452 — 0.007513 = 0.0039868
— (5)	0.0332430 — 0.0159720 — 0.008112 = 0.0091590
— (6)	0.0443240 — 0.0190333 — 0.005305 = 0.0199857
— (7)	$\frac{0.114009 - 0.047916 - 0.12 \times 0.06}{2} = 0.0294410$

Volumes en communication avec l'aspiration.

Position (2)	0.000063270
— (3)	0.000125134
— (4)	0.000757492
— (5)	0.001740210
— (6)	0.003623110
— (7)	0.005493790
— (8)	0.012557620 — 0.00503671 = 0.00752091
— (9)	— — 0.00309421 = 0.00944321
— (10)	— — 0.00166569 = 0.01089930
— (11)	— — 0.00058873 = 0.01196889
— (12)	— — 0.00022287 = 0.01233473
— (13)	— — 0 = 0.01255762

Vérification.

Le diagramme d'aspiration présente une surface de 0^m,007530 qui, divisée par la base 0^m,60, donne comme ordonnée moyenne 0^m,012550.

Le volume engendré par l'organe aspirateur en un tour, est donc égal à 12^l,550.

Or, ce volume peut se calculer à priori.

Il doit être égal à la différence des volumes entre le corps de pompe et le piston, c'est-à-dire à :

$$\frac{\pi}{4}(D^2 - d^2) = \frac{3.14}{4}(\overline{0.381^2} - \overline{0.247^2}) = 0.012557.$$

Soit 12 litres 557.

Comparaison entre les résultats obtenus par la méthode des Quadrilatères et celle des centres simultanés de rotation

Nous avons calculé, par la méthode des centres instantanés de rotation, le volume engendré à chaque instant par l'organe aspirateur. Nous venons de calculer, par la méthode des quadrilatères, le volume en communication à chaque instant, avec l'aspiration. Si les opérations ont été bien conduites, il faut que dans chaque position considérée, la surface du diagramme d'aspiration, (comprise entre l'ordonnée de cette position et l'origine), divisée par 0^m,600, soit égale au volume calculé par la méthode des quadrilatères. (fig. 3).

Méthode des centres instantanés de rotation.

Méthode des quadrilatères.

Positions	Surfaces	Volumes	Volumes
3	0.000133 - 0.000058 = 0.000075	0.000125	0.000125134
4	0.000075 + 0.000394 = 0.000469	0.000781	0.000757492
5	0.000469 + 0.000695 = 0.001164	0.001940	0.001740210
6	0.001164 + 0.000955 = 0.002119	0.003531	0.003623110
7	0.002119 + 0.001180 = 0.003299	0.005498	0.005493790
8	0.003299 + 0.001190 = 0.004489	0.007481	0.007520910
9	0.004489 + 0.001115 = 0.005604	0.009340	0.009443210
10	0.005604 + 0.000885 = 0.006489	0.010815	0.010899300
11	0.006489 + 0.000620 = 0.007109	0.011843	0.011968890
12	0.007109 + 0.000340 = 0.007449	0.012415	0.012334730
13	0.007449 + 0.000081 = 0.007530	0.012550	0.012557620

Étude du mouvement de l'eau dans la colonne d'aspiration

Le diamètre de la colonne d'aspiration est égal à 0^m,102.

Par suite, la section droite de ce conduit a une surface égale à :

$$\frac{\pi}{4} \times 0.102^2 = 0.008167.$$

La surface de l'orifice de passage, entre le corps de pompe et l'aspiration, est égale à :

$$0.178 \times 0.045 = 0.008010.$$

Le rapport des sections sera :

$$\frac{0.008010}{0.008167} = 0.9807.$$

Par conséquent, lorsque le tuyau donnera un passage suffisant, pour que l'eau vienne remplir le vide produit par l'organe aspirateur, nous aurons, en désignant par V la vitesse de l'eau à l'entrée dans le corps de pompe et par V' , la vitesse dans le tuyau d'aspiration .

$$V = 0.9807 V'.$$

D'où :

$$\frac{dV}{dt} = 0.9807 \frac{dV'}{dt}.$$

L'accélération possible dans le tuyau, sera donnée par la formule :

$$P = 10.30 - 5 - \frac{j \times 10}{9.80},$$

dans laquelle on fait $P = 0$.

$$0 = 10.30 - 5 - \frac{j \times 10}{9.80},$$

$$j = \frac{5.30 \times 9.8}{10},$$

$$= 5.194.$$

Le maximum d'accélération que l'eau pourra prendre, à l'entrée dans le corps de pompe, sera d'après la formule précédente :

$$\frac{5.194}{0.9807} = 5.296.$$

Détermination de l'instant où l'eau commence à suivre l'organe aspirateur

Pour trouver l'instant où l'eau rejoint l'organe aspirateur, nous aurons à résoudre l'équation :

$$\frac{1}{2} 5.296 \times t^2 \times 0.008010 + V_0 t \times 0.008010 + C = Q,$$

Dans laquelle Q représente le volume en communication avec l'aspiration, à l'instant considéré.

V_0 représente la vitesse négative de l'eau contenue dans le tuyau, dans la position 26°, 25'.

C représente une constante que nous déterminerons plus tard.

Pour résoudre le problème, nous construirons deux courbes qui, par leur intersection, nous donneront la solution.

Nous prendrons pour abscisses les temps. Les ordonnées de la première courbe seront les volumes en communication, à chaque instant, avec l'aspiration.

Les ordonnées de la deuxième seront les valeurs de l'expression :

$$\frac{1}{2} j t^2 \times S + V_0 t \times S + C.$$

Les ordonnées de la première courbe ont été calculées depuis la position (2) jusqu'à la position (13). Proposons-nous de faire les calculs entre les positions (1) et (2).

Calcul des volumes en communication avec l'aspiration entre les positions (1) et (2)

Dans la position (1) qui correspond à 0°, le volume en communication avec l'aspiration, a une valeur égale à : 0.012557.

Dans la position 10°, le volume en communication avec l'aspiration, conserve sensiblement la même valeur que dans la position 0°. (Voir le tracé graphique fig. 5).

Position (20°).

Dans la position 20°, nous avons :

Grand secteur (9°)	0.002844	
Petit — (14°)	0.0018480
Triangle	$\frac{0.1905 \times 0.09}{2}$ 0.0008572
		<u>0.0027052</u>

Différence : 0.002844 — 0.002705 = 0.000139

Volume : 0.000139 × 0.190 = 0.00002641

Le volume en communication avec l'aspiration aura donc pour valeur dans cette position :

0.01255762 — 0.00002641 = 0.01253121.

Position (26°25')

Dans la position 26°25', nous avons :

Grand secteur (14°)	0.004424	
Petit — (21°)	0.002772
Triangle	$\frac{0.1905 \times 0.015}{2}$ 0.001423
		<u>0.004195</u>

Différence : 0.004424 — 0.004195 = 0.000229

Volume : 0.000229 × 0.190 = 0.00004351

0.01255762 — 0.00004351 = 0.0125141

Par suite, dans la position 26°25' que nous considérons en ce moment, le volume en communication avec l'aspiration passera brusquement de la valeur 0.0125141 à la valeur 0.00004351.

Calcul des ordonnées de la courbe $y = \frac{1}{2} j t^2 \times S + V_0 t \times S + C$

La première courbe étant maintenant complètement déterminée, proposons-nous de calculer les ordonnées de la deuxième. Déterminons d'abord la valeur de la vitesse V_0 .

Dans la position 26°25', le volume d'eau qui sort du corps de pompe par seconde est égal à : 0.002747, (page 234).

La vitesse V_0 sera donc égale à :

$$V_0 = \frac{0.002747}{0.008010}$$

Par suite $SV_0 = -0.002747$.

La valeur de la constante C se détermine en remarquant que dans la position $26^\circ, 25'$ ($t = 0$), la pompe est pleine d'eau. Il faut donc nécessairement que, dans cette position, les deux courbes soient tangentes et que par suite les valeurs des deux ordonnées soient les mêmes.

Or :

$$Q = 0.00004351.$$

Donc :

$$C = 0.00004351.$$

Calculons maintenant les diverses valeurs des ordonnées de la courbe.

Le temps employé par l'organe aspirateur pour passer de la position $26^\circ, 25'$ à la position (2) est égal à :

$$\frac{30^\circ - 26^\circ 25'}{30} \times \frac{1}{12} = \frac{30 - 26.416}{30} \times \frac{1}{12}$$

$$\frac{3.584}{30} \times \frac{1}{12} = 0.119 \times \frac{1}{12} = 0'', 0099.$$

Position (2).

$$\frac{1}{2} 5.296 \times 0.008010 \times \overline{0.0099^2} - 0.002747 \times 0.0099 + 0.00004351$$

$$0.0212 \times 0.000098 - 0.0000271953 + 0.00004351$$

$$0.000020776 - 0.0000271953 + 0.00004351$$

$$- 0.0000251177 + 0.00004351$$

$$0.0000183923.$$

Position (3).

$$\frac{1}{2} 5.296 \times 0.008010 \times \overline{0.09323^2} - 0.002747 \times 0.09323 + 0.00004351$$

$$0.0212 \times 0.008692 - 0.0002561 + 0.00004351$$

$$0.000018427 - 0.0002561 + 0.00004351$$

$$- 0.000237613 + 0.00004351$$

$$- 0.000194103.$$

Position (4).

$$\begin{aligned} \frac{1}{2} \times 5.296 \times 0.008010 \times \overline{0.1765^2} - 0.002747 \times 0.1765 + 0.00004351 \\ 0.0212 \times 0.031152 - 0.0004848 + 0.00004351 \\ 0.00066042 - 0.0004848 + 0.00004351 \\ 0.00017562 + 0.00004351 \\ 0.00021913. \end{aligned}$$

Position (5).

$$\begin{aligned} \frac{1}{2} \times 5.296 \times 0.008010 \times \overline{0.2599^2} - 0.002747 \times 0.2599 + 0.00004351 \\ 0.0212 \times 0.067548 - 0.0007139 + 0.00004351 \\ 0.00143202 - 0.0007139 + 0.00004351 \\ 0.00071812 + 0.00004351 \\ 0.00076163. \end{aligned}$$

Position (6).

$$\begin{aligned} \frac{1}{2} \times 5.296 \times 0.008010 \times \overline{0.3432^2} - 0.002747 \times 0.3432 + 0.00004351 \\ 0.0212 \times 0.117786 - 0.0009427 + 0.00004351 \\ 0.00249706 - 0.0009427 + 0.00004351 \\ 0.00155436 + 0.00004351 \\ 0.00159787. \end{aligned}$$

Position (7).

$$\begin{aligned} \frac{1}{2} \times 5.296 \times 0.008010 \times \overline{0.4265^2} - 0.002747 \times 0.4265 + 0.00004351 \\ 0.0212 \times 0.181902 - 0.001171 + 0.00004351 \\ 0.00385632 - 0.001171 + 0.00004351 \\ 0.00268532 + 0.00004351 \\ 0.00272883. \end{aligned}$$

Position (8).

$$\begin{aligned} \frac{1}{2} \times 5.296 \times 0.008010 \times \overline{0.5098^2} - 0.002747 \times 0.5098 + 0.00004351 \\ 0.0212 \times 0.259896 - 0.001400 + 0.00004351 \\ 0.00550979 - 0.001400 + 0.00004351 \\ 0.00410979 + 0.00004351 \\ 0.00415330. \end{aligned}$$

Position (9).

$$\begin{aligned} \frac{1}{2} \times 5.296 \times 0.008010 \times \overline{0.5932^2} - 0.002747 \times 0.5932 + 0.00004351 \\ 0.0212 \times 0.351886 - 0.001629 + 0.00004351 \\ 0.00745998 - 0.001629 + 0.00004351 \\ 0.00583098 + 0.00004351 \\ 0.00587449. \end{aligned}$$

Position (10).

$$\begin{aligned} \frac{1}{2} \times 5.296 \times 0.008010 \times \overline{0.6765^2} - 0.002747 \times 0.6765 + 0.00004351 \\ 0.0212 \times 0.457652 - 0.001858 + 0.00004351 \\ 0.00970222 - 0.001858 + 0.00004351 \\ 0.00784422 + 0.00004351 \\ 0.00788773. \end{aligned}$$

Position (11).

$$\begin{aligned} \frac{1}{2} \times 5.296 \times 0.008010 \times \overline{0.7598^2} - 0.002747 \times 0.7598 + 0.00004351 \\ 0.0212 \times 0.577296 - 0.002087 + 0.00004351 \\ 0.01223867 - 0.002087 + 0.00004351 \\ 0.01015167 + 0.00004351 \\ 0.01019518. \end{aligned}$$

Position (12).

$$\begin{aligned} \frac{1}{2} \times 5.296 \times 0.008010 \times \overline{0.8432^2} - 0.002747 \times 0.8432 + C \\ 0.0212 \times 0.710986 - 0.002316 + 0.00004351 \\ 0.01507290 - 0.002316 + 0.00004351 \\ 0.01275690 + 0.00004351 \\ 0.01280041. \end{aligned}$$

Position (13).

$$\begin{aligned} \frac{1}{2} \times 5.296 \times 0.008010 \times \overline{0.9265^2} - 0.002747 \times 0.9265 + 0.00004351 \\ 0.0212 \times 0.858402 - 0.002545 + 0.00004351 \\ 0.01819812 - 0.002545 + 0.00004351 \\ 0.01565312 + 0.00004351 \\ 0.01569663. \end{aligned}$$

Les deux courbes se coupent entre les positions 11 et 12, après un temps égal à : (fig. 6).

$$\frac{10}{12} \text{ de } 1^{\circ} + \frac{39}{50} \times \frac{1}{12}$$

à partir de la position initiale, c'est-à-dire que l'eau aura rejoint le piston, après un temps égal à 0'',8983.

Calcul des pressions du côté de l'aspiration

1° Calcul des vitesses.

Position (1).

$$V = 0.$$

Position (10°).

$$V = -\frac{0.001036}{\frac{\pi}{4} \times 0.102^2} = -\frac{0.001036}{0.008167} = -0.1268.$$

Position (20°).

$$V = -\frac{0.002174}{\frac{\pi}{4} \times 0.102^2} = -\frac{0.002174}{0.008167} = -0.2661.$$

Position (26°25').

$$V = -\frac{0.002747}{0.008167} = -0.3363.$$

Entre la position 26° 25' et celle où l'eau rejoint l'organe aspirateur, la pression est évidemment nulle.

Position (P).

(Au moment où l'eau commence à suivre l'organe aspirateur.)

$$V = \frac{0.0052}{0.008167} = 0.6367.$$

Position (12).

$$V = \frac{0.003913}{0.008167} = 0.4791.$$

Position (340°).

$$V = \frac{0.0022}{0.008167} = 0.2693.$$

Position (350°).

$$V = \frac{0.00085}{0.008167} = 0.1040.$$

Position (13).

$$V = \frac{0}{0.008167} = 0.0000.$$

2° Calcul des accélérations.

De la position 0° à la position 10°.

L'accélération moyenne de la position 0°, à la position 10°, c'est-à-dire l'accélération dans la position 5° sera donnée par l'équation :

$$\begin{aligned} V &= V_0 + jt \\ -0.1268 &= jt = j \times \frac{1}{12} \times \frac{1}{3} \\ j &= -0.1268 \times 36 = -4.564. \end{aligned}$$

De la position 10° à la position 20°.

$$\begin{aligned} -0.2661 &= -0.1268 + jt \\ -0.1393 &= jt \\ j &= -0.1393 \times 36 = -5.014. \end{aligned}$$

De la position 20° à la position 26°25'.

$$\begin{aligned} -0.3363 &= -0.2661 + jt \\ -0.0702 &= j \times 0.0178 \\ j &= -\frac{0.0702}{0.0178} = -3.943. \end{aligned}$$

De la position (P) à la position (12).

$$\begin{aligned} 0.4791 &= 0.6367 + jt \\ -0.1576 &= j \times 0.0183 \\ j &= -\frac{0.1576}{0.0183} = -8.612. \end{aligned}$$

De la position (12) à la position 340°.

$$\begin{aligned} 0.2693 &= 0.4791 + jt \\ j &= -0.2098 \times 36 \\ j &= -7.552. \end{aligned}$$

De la position 340° à la position 350°.

$$\begin{aligned} 0.1040 &= 0.2693 + jt \\ j &= -0.1653 \times 36 \\ j &= -5.950. \end{aligned}$$

De la position 350° à la position 360°.

$$\begin{aligned} 0 &= 0.1040 + jt \\ j &= -0.1040 \times 36 \\ j &= -3.744. \end{aligned}$$

Les accélérations étant ainsi calculées, dans les positions 5°, 15° etc., nous construirons une courbe ayant pour ordonnées ces accélérations, ce qui nous permettra de déterminer les accélérations dans les positions 10°, 20°, etc., en mesurant directement les ordonnées qui, correspondent à ces positions. (fig. 7).

Nous trouvons ainsi les valeurs suivantes :

Positions	Accélérations
10°	— 5.23
20°	— 4.40
26°25	— 3.30
(P)	— 9.05
(12)	— 8.20
340°	— 6.80
350°	— 5.00
(13)	0

3° Calcul des pressions.

A chaque instant, la pression du côté de l'aspiration sera égale à :

$$Ha - h - j \times \frac{l}{g}$$

Par hypothèse, $l = 10$ mètres.

$$10.30 - 5 - j \times \frac{10}{9.8}$$

$$5.30 - j \times \frac{10}{9.8}$$

$$5.30 - j \times 1.02.$$

Position 10°.

$$5.30 - j \times 1.02$$

$$5.30 + 5.23 \times 1.02$$

$$5.30 + 5.334 = 10.634.$$

Position 20°.

$$5.30 - j \times 1.02$$

$$5.30 + 4.40 \times 1.02$$

$$5.30 + 4.488 = 9.788.$$

Position 26°25'.

$$5.30 - j \times 1.02$$

$$5.30 + 3.30 \times 1.02$$

$$5.30 + 3.366 = 8.666.$$

Position (P).

$$5.30 - j \times 1.02$$

$$5.30 + 9.05 \times 1.02$$

$$5.30 + 9.231 = 14.531.$$

Position (12).

$$5.30 - j \times 1.02$$

$$5.30 + 8.2 \times 1.02$$

$$5.30 + 8.364 = 13.664.$$

Position 340°.

$$5.30 - j \times 1.02$$

$$5.30 + 6.8 \times 1.02$$

$$5.30 + 6.936 = 12.236.$$

Position 350°.

$$5.30 - j \times 1.02$$

$$5.30 + 5 \times 1.02$$

$$5.30 + 5.10 = 10.400.$$

4° Calcul des travaux des pressions.

Pour avoir à chaque instant le travail des pressions ainsi calculées, il faut les multiplier par la surface sur laquelle elles agissent et multiplier ce produit par le chemin parcouru, dans une seconde, par la partie moyenne de cette surface.

Or, le produit des deux dernières quantités n'est autre chose que le débit, par seconde, à l'instant considéré. Il suffira donc de faire, dans chaque position, le produit de la pression par le débit :

Positions	Travaux
10°	$106.34 \times 0.103 = 10.953$
20°	$97.88 \times 0.217 = 21.239$
26°25'	$86.66 \times 0.274 = 23.744$
(P)	$145.31 \times 0.520 = 75.561$
(12)	$136.64 \times 0.391 = 53.426$
340°	$122.36 \times 0.220 = 26.919$
350°	$104.00 \times 0.085 = 8.840$

Remarque. — La pression du côté de l'aspiration sera :

1° *Résistante* depuis la position 0 jusqu'à la position 26° 25' ;

2° *Nulle* depuis la position 26° 25' jusqu'à la position (P) ;

3° *Motrice* depuis la position (P) jusqu'à la position (13).

Calcul des pressions du côté du refoulement

1° Calcul des vitesses.

Position (1).

$$V = 0$$

Position 10°.

$$V = -\frac{0.001036}{0.008167} = -0.1268.$$

Position 20°.

$$V = -\frac{0.002174}{0.008167} = -0.2661.$$

Position 26°25'.

$$V = \frac{0.002747}{0.008167} = -0.3363.$$

Position voisine de 26°25'.

$$V = \frac{0.003200}{0.008167} = 0.391.$$

Position (2).

$$V = \frac{0.003913}{0.008167} = 0.479.$$

Position (3).

$$V = \frac{0.009668}{0.008167} = 1.183.$$

Position (4).

$$V = \frac{0.015183}{0.008167} = 1.859.$$

Position (5).

$$V = \frac{0.020294}{0.008167} = 2.484.$$

Position (6).

$$V = \frac{0.023256}{0.008167} = 2.847.$$

Position (7).

$$V = \frac{0.023545}{0.008167} = 2.882.$$

Position (8).

$$V = \frac{0.021150}{0.008167} = 2.589.$$

Position (9).

$$V = \frac{0.017085}{0.008167} = 2.091.$$

Position (10).

$$V = \frac{0.010919}{0.008167} = 1.336.$$

Position (11).

$$V = \frac{0.004929}{0.008167} = 0.603.$$

Position (12).

$$V = \frac{0.0009832}{0.008167} = 0.120.$$

Position (13).

$$V = 0.$$

2° Calcul des accélérations.

De la position 0° à la position 10°.

L'accélération moyenne de la position 0°, à la position 10°, c'est-à-dire l'accélération dans la position 5°, sera donnée par l'équation :

$$\begin{aligned} V &= V_0 + jt \\ -0.1268 &= j \times \frac{1}{36} \\ j &= -0.1268 \times 36 = -4.564. \end{aligned}$$

De la position 10° à la position 20°.

$$\begin{aligned} -0.2661 &= -0.1268 + jt \\ -0.1393 &= jt \\ j &= -5.014. \end{aligned}$$

De la position 20° à la position 26°25'.

$$\begin{aligned} -0.3363 &= -0.2661 + jt \\ -0.0702 &= j \times 0.0178 \\ j &= -\frac{0.0702}{0.0178} = -3.943. \end{aligned}$$

De la position 26°25' à la position (2).

$$\begin{aligned} 0.479 &= 0.391 + j \times t \\ 0.088 &= j \times 0.01 \\ j &= 8.800. \end{aligned}$$

De la position (2) à la position (3).

$$0.183 = 0.479 + jt$$

$$0.704 = j \times \frac{1}{12}$$

$$j = 0.704 \times 12 = 8.448.$$

De la position (3) à la position (4).

$$1.859 = 1.183 + jt$$

$$0.676 = j \times \frac{1}{12}$$

$$j = 8.112$$

De la position (4) à la position (5).

$$2.484 = 1.859 + jt$$

$$0.625 = j \times \frac{1}{12}$$

$$j = 7.500.$$

De la position (5) à la position (6).

$$2.847 = 2.484 + jt$$

$$0.363 = j \times \frac{1}{12}$$

$$j = 4.356.$$

De la position (6) à la position (7).

$$2.882 = 2.847 + jt$$

$$0.035 = j \times \frac{1}{12}$$

$$j = 0.420.$$

De la position (7) à la position (8).

$$2.589 = 2.882 + jt$$

$$-0.293 = j \times \frac{1}{12}$$

$$j = -3.516.$$

De la position (8) à la position (9).

$$2.091 = 2.589 + jt$$

$$-0.498 = j \times \frac{1}{12}$$

$$j = -5.976.$$

De la position (9) à la position (10).

$$1.336 = 2.091 + j \times t$$

$$-0.733 = j \times \frac{1}{12}$$

$$j = -9.060.$$

De la position (10) à la position (11).

$$0.603 = 1.336 + jt$$

$$-0.733 = j \times \frac{1}{12}$$

$$j = -8.796.$$

De la position (11) à la position (12).

$$0.120 = 0.603 + jt$$

$$-0.483 = jt$$

$$j = -0.483 \times 12 = 5.796.$$

Remarque. — Lorsque l'organe propulseur est parvenu à la position $333^{\circ} 34'$, il n'y a plus aucune communication entre le corps de pompe et le refoulement.

L'eau contenue dans l'espace compris entre les organes mobiles et le corps de pompe doit donc pendant la période de $333^{\circ} 35'$ à 360° , s'échapper par les fuites.

L'eau ainsi expulsée ne se rend pas en totalité dans le tuyau de refoulement. Une partie de cette eau passe du côté de l'aspiration.

Le calcul des accélérations tel qu'il a été fait jusqu'à présent ne sera donc pas tout à fait exact pendant la période comprise entre les positions (12) et (13). En négligeant l'influence due au passage de cette eau du côté du refoulement, nous nous plaçons dans un cas favorable au système de pompes que nous étudions.

De la position (12) à la position (13).

$$0 = 0.120 + j \times t$$

$$j = -0.120 \times 12$$

$$j = -1.440.$$

Les accélérations étant ainsi calculées dans les positions 5° , 15° , etc., nous construirons une courbe ayant pour ordonnées les valeurs de ces accélérations (fig. 8).

A l'aide de cette courbe, nous déterminerons les accélérations dans les positions 10°, 20°, etc., en mesurant directement les ordonnées qui correspondent à ces positions.

Nous trouvons ainsi les valeurs suivantes :

Positions	Accélérations
10°	— 5.230
20°	— 4.400
26°25'	— 3.300
26°25'	8.875
(2)	8.725
(3)	8.312
(4)	8.000
(5)	6.000
(6)	2.500
(7)	— 1.750
(8)	— 5.000
(9)	— 7.625
(10)	— 9.500
(11)	— 7.500
(12)	— 3.000

3° Calcul des pressions.

A chaque instant, la pression sera donnée par l'expression :

$$Ha + h + j \times \frac{l}{g}$$

Or, par hypothèse, $l = 15$ mètres.

Donc la pression sera :

$$10.30 + 10 + j \times \frac{15}{9.8}$$

(en mètres d'eau) :

ou

$$20.30 + j \times \frac{15}{9.8}$$

ou

$$20.30 + j \times 1.530.$$

Position 10°.

$$20.30 - 5.23 \times 1.530 =$$

$$20.30 - 8.0019 = 12.298.$$

Position 20°.

$$20.30 - 4.40 \times 1.530 =$$

$$20.30 - 6.732 = 13.568.$$

Position 26°25'.

$$20.30 - 3.30 \times 1.530 =$$

$$20.30 - 5.049 = 15.251.$$

Position 26°25'.

$$20.30 + 8.875 \times 1.530 =$$

$$20.30 + 13.478 = 33.778.$$

Position (2).

$$20.30 + 8.725 \times 1.530 =$$

$$20.30 + 13.349 = 33.649.$$

Position (3).

$$20.30 + 8.312 \times 1.530 =$$

$$20.30 + 12.717 = 33.017.$$

Position (4).

$$20.30 + 8.000 \times 1.530 =$$

$$20.30 + 12.240 = 32.540.$$

Position (5).

$$20.30 + 6.000 \times 1.530 =$$

$$20.30 + 9.18 = 29.480.$$

Position (6).

$$20.30 + 2.500 \times 1.530 =$$

$$20.30 + 3.825 = 24.125.$$

Position (7).

$$20.30 - 1.750 \times 1.530 =$$

$$20.30 - 2.677 = 17.623.$$

Position (8).

$$20.30 - 5.000 \times 1.530 =$$

$$20.30 - 7.65 = 12.650.$$

Position (9).

$$20.30 - 7.625 \times 1.530 =$$
$$20.30 - 11.666 = 8.634.$$

Position (10).

$$20.30 - 9.500 \times 1.530 =$$
$$20.30 - 14.535 = 5.765.$$

Position (11).

$$20.30 - 7.500 \times 1.530 =$$
$$20.30 - 11.475 = 8.825.$$

Position (12).

$$20.30 - 3.000 \times 1.530 =$$
$$20.30 - 4.59 = 15.710.$$

4° Calcul des travaux des pressions.

Pour avoir, à chaque instant, le travail de ces pressions, il faut les multiplier par la surface sur laquelle elles agissent et multiplier ce produit par le chemin parcouru, dans une seconde, par la partie moyenne de cette surface.

Or le produit des deux dernières quantités n'est autre chose que le débit par seconde, à l'instant considéré.

Il suffira donc de faire, dans chaque position, le produit de la pression par le débit.

Tableau A.

Positions	Travaux des pressions
	<i>Pression motrice.</i>
10°	$122.98 \times 0.103 = 12.666$
20°	$135.68 \times 0.217 = 29.442$
26°25'	$152.51 \times 0.274 = 41.787$
	<i>Pression résistante.</i>
26°25'	$337.78 \times 0.330 = 111.467$
(2)	$336.49 \times 0.391 = 131.567$
(3)	$330.17 \times 0.966 = 318.944$

(4)	$325.40 \times 1.518 = 493.957$
(5)	$294.80 \times 2.029 = 598.149$
(6)	$241.25 \times 2.325 = 560.906$
(7)	$176.23 \times 2.354 = 414.845$
(8)	$126.50 \times 2.115 = 267.547$
(9)	$86.34 \times 1.708 = 147.468$
(10)	$57.65 \times 1.091 = 62.896$
(11)	$88.25 \times 0.492 = 43.419$
(12)	$157.10 \times 0.098 = 15.395$

Remarque. — Dans les pressions ainsi calculées, nous n'avons pas tenu compte, à partir de la position $26^{\circ}25'$ de l'influence qu'exerce la pression du refoulement sur la tige rectangulaire ou queue.

Proposons-nous de faire ce calcul.

Influence exercée par la pression du refoulement sur la tige rectangulaire ou queue de l'organe aspirateur

Dans la position $26^{\circ}25'$, la pression du refoulement étant égale à 337,78, il suffira, pour avoir le travail de la pression qui s'exerce sur la queue, de multiplier cette pression par le nombre 0,274 qui représente le volume engendré par le déplacement de la queue.

Alors donc :

$$337.78 \times 0.274 = 92.551.$$

Position (2).

Dans cette position, la pression du refoulement a pour valeur : 336,49. Cette pression s'exerce sur une surface égale à :

$$0.190 \times 0.06 = 0.01140.$$

Le chemin parcouru par seconde par le bouton de la manivelle est égal à :

$$0.067 \times 6.28 = 0.420.$$

Or l'axe de la tige fait avec la direction du mouvement un angle de 49° (voir le tracé graphique, fig. 9).

Le travail de la pression qui s'exerce sur la queue, sera donc :

$$336.49 \times 0.01140 \times 0.420 \times \cos 49^\circ \times 100$$

$$336.49 \times 0.00479 \times 0.66913 \times 100$$

$$336.49 \times 0.003204 \times 100$$

$$1.07811 \times 100 = 107.811.$$

Position (3).

$$330.17 \times 0.01140 \times 0.420 \cos 13^\circ \times 100 =$$

$$330.17 \times 0.00479 \times 0.97437 \times 100 =$$

$$330.17 \times 0.00466 \times 100 =$$

$$1.53859 \times 100 = 153.859.$$

Position (4).

$$325.40 \times 0.01140 \times 0.420 \cos 16^\circ \times 100 =$$

$$325.40 \times 0.00479 \times 0.96126 \times 100 =$$

$$325.40 \times 0.0046 \times 100 =$$

$$1.49684 \times 100 = 149.684.$$

Position (5).

$$294.80 \times 0.01140 \times 0.420 \times \cos 42^\circ \times 100 =$$

$$294.80 \times 0.00479 \times 0.74314 \times 100 =$$

$$294.80 \times 0.0035 \times 100 =$$

$$1.03180 \times 100 = 103.180.$$

Position (6).

$$241.25 \times 0.01140 \times 0.420 \cos 67^\circ \times 100 =$$

$$241.25 \times 0.00479 \times 0.39073 \times 100 =$$

$$241.25 \times 0.0018 \times 100 =$$

$$0.43425 \times 100 = 43.425.$$

Position (7).

$$176.23 \times 0.01140 \times 0.420 \cos 90^\circ \times 100 =$$

$$176.23 \times 0.00479 \cos 90^\circ \times 100 =$$

$$0.84414 \times 100 \times \cos 90^\circ =$$

$$84.414 \times 0 = 0$$

Position (8).

$$126.50 \times 0.01140 \times 0.420 \cos 67^\circ \times 100 =$$

$$126.50 \times 0.00479 \times 0.39073 \times 100 =$$

$$126.50 \times 0.0018 \times 100 =$$

$$0.22770 \times 100 = 22.770.$$

Position (9).

$$\begin{aligned} 86.34 \times 0.01140 \times 0.420 \cos 42^\circ \times 100 &= \\ 86.34 \times 0.00479 \times 0.74314 \times 100 &= \\ 86.34 \times 0.0035 \times 100 &= \\ 0.30219 \times 100 &= 30.219. \end{aligned}$$

Position (10).

$$\begin{aligned} 57.65 \times 0.01140 \times 0.420 \cos 16^\circ \times 100 &= \\ 57.65 \times 0.00479 \times 0.96126 \times 100 &= \\ 57.65 \times 0.0046 \times 100 &= \\ 0.26519 \times 100 &= 26.519. \end{aligned}$$

Position (11).

$$\begin{aligned} 88.25 \times 0.01140 \times 0.420 \times \cos 13^\circ \times 100 &= \\ 88.25 \times 0.00479 \times 0.97437 \times 100 &= \\ 88.25 \times 0.00466 \times 100 &= \\ 0.41124 \times 100 &= 41.124. \end{aligned}$$

Position (12).

$$\begin{aligned} 157.10 \times 0.01140 \times 0.420 \cos 49^\circ \times 100 &= \\ 157.10 \times 0.00479 \times 0.66913 \times 100 &= \\ 157.10 \times 0.003204 \times 100 &= \\ 0.50335 \times 100 &= 50.335. \end{aligned}$$

Depuis la position (1) jusqu'à la position (7), les pressions ainsi calculées sont motrices. Elles sont au contraire résistantes à partir de la position (7).

En résumé, les travaux des pressions du côté du refoulement seront entre les positions (11) et (12) données par le tableau suivant :

Positions	Travaux des pressions.	
	<i>Pression motrice.</i>	
10°		12.666
20°		29.442
26°25'		41.787
	<i>Pression résistante.</i>	
26°25'	111.467 — 92.551 =	18.916
(2)	131.567 — 107.811 =	23.756
(3)	318.944 — 153.859 =	165.085

(4)	493.957	—	149.684	=	344.273
(5)	598.149	—	103.180	=	494.969
(6)	560.906	—	43.425	=	517.481
(7)	414.845	+	0	=	414.845
(8)	267.547	+	22.770	=	290.317
(9)	147.468	+	30.219	=	177.687
(10)	62.896	+	26.519	=	89.415
(11)	43.419	+	41.124	=	84.543
(12)	15.395	+	50.335	=	65.730

(Voir le tableau A.)

Pour terminer l'étude des pressions du côté du refoulement, il nous reste à calculer :

1° L'intensité du choc qui se produit dans la position 26° 25'.

2° La pression qui s'exerce sur l'organe propulseur, lorsque la communication entre le corps de pompe et le refoulement est interrompue, c'est-à-dire dans la position 333° 34'.

Calcul de la pression qui s'exerce sur l'organe propulseur, lorsque la communication entre le corps de pompe et le refoulement est interrompue

Lorsque l'organe propulseur est arrivé à la position 333° 34', la communication entre le corps de pompe et le refoulement se trouve interrompue. L'eau enfermée entre les organes mobiles et le corps de pompes, doit, pendant cette période, s'échapper par les fuites.

Pour calculer l'effort à vaincre, il faut d'abord connaître l'aire des orifices de fuite.

Nous supposons que la fuite existe :

1° Sur la ligne de contact du cylindre mobile et du corps de pompe ;

2° Sur la ligne de contact du cylindre mobile et des fonds du corps de pompe ;

3° Sur la ligne d'intersection de la queue avec le guide oscillant.

Nous supposerons de plus que cette fuite a une hauteur constante de 1/20 de millimètre.

La surface de l'orifice de fuite sera donc égale à :

$$\begin{array}{r}
 1^{\circ} \quad 0.190 \times 0.00005 = 0.00000950 \\
 2^{\circ} \quad 2 \times 0.050 \times 0.00005 = 0.0000500 \\
 3^{\circ} \quad 0.190 \times 0.00005 = 0.00000950 \\
 \hline
 \text{Total.} \quad \dots \quad 0.00002400
 \end{array}$$

Cherchons quel est à ce moment le volume d'eau refoulé par seconde.

Le refoulement est produit par une surface dont la projection circulaire sur un plan perpendiculaire à la direction du mouvement, a pour dimensions : (Voir le tracé graphique, fig. 9 bis.)

$$0.018 \times 0.190 = 0.00342.$$

Le volume refoulé par seconde sera égal au produit de cette surface par le chemin moyen parcouru par cette projection.

La vitesse angulaire Ω autour du centre instantané de rotation sera donnée par l'équation.

$$\begin{aligned}
 2\pi \times 0.067 &= \Omega \times 0.218, \\
 \Omega &= \frac{0.42076}{0.218} = 1.930.
 \end{aligned}$$

Par suite, le volume d'eau refoulée par seconde sera :

$$\begin{aligned}
 \Omega \times R' \times 0.00342 &= 1.930 \times 0.103 \times 0.00342 \\
 &= 0.198 \times 0.00342 \\
 &= 0.00067716.
 \end{aligned}$$

La vitesse d'évacuation sera :

$$\frac{0.00067716}{0.000024} = 28.210.$$

La hauteur d'eau capable d'engendrer une pareille vitesse sera égale à :

$$\frac{V^2}{2g} = \frac{795.804}{19.616} = 40.569.$$

La pression sera donc égale à :

$$\begin{aligned}
 &20.30 + 40.569 + j \times \frac{l}{g} \\
 &60.869 - 2.937 \times 1.530 \\
 &60.869 - 4.493 \\
 &56.376.
 \end{aligned}$$

Nous obtiendrons le travail de cette pression, en la multipliant par le débit, c'est-à-dire en faisant le produit.

$$563.76 \times 0.0677 = 38.166.$$

Au travail ainsi calculé, il faut ajouter celui dû à la pression qui s'exerce sur la queue, c'est-à-dire :

$$20.30 - 2.937 \times 1.530 = 20.30 - 4.493 = 15.807.$$

Le travail de cette pression sera égal à : (voir fig. 9.)

$$158.07 \times 0.01140 \times 420 \cos 49^{\circ}30' \times 100$$

$$158.07 \times 0.00479 \times \cos 49^{\circ}30' \times 100$$

$$158.07 \times 0.00579 \times 0.64945 \times 100$$

$$158.07 \times 0.00311 \times 100 = 0.49160 \times 100 = 49.160.$$

En résumé, dans la position $333^{\circ} 34'$, le travail dû à la pression du côté du refoulement sera égal à :

$$38.166 + 49.160 = 87.326.$$

Position 340° .

Le refoulement est produit par une surface dont la projection circulaire sur un plan perpendiculaire à la direction du mouvement, a pour dimensions : (fig. 10.)

$$0.008 \times 0.190 = 0.00152.$$

La vitesse angulaire Ω , autour du centre instantané de rotation, sera donnée par l'équation.

$$2\pi \times 0.067 = \Omega \times 0.197$$

$$\Omega = \frac{0.42076}{0.197} = 2.135.$$

Le volume refoulé par seconde, sera :

$$\Omega \times R' \times 0.00152 = 2.135 \times 0.076 \times 0.00152$$

$$= 0.162 \times 0.00152$$

$$= 0.000246.$$

La vitesse d'évacuation sera :

$$\frac{0.000246}{0.000024} = 10^m, 25.$$

La hauteur d'eau capable d'engendrer cette vitesse sera :

$$\frac{V^2}{2g} = \frac{105.062}{19.616} = 5.355.$$

La pression sera donc égale à :

$$\begin{aligned} 20.30 + 5.355 + j \times \frac{l}{g} &= \\ 25.655 - 2 \times 1.530 &= \\ 25.655 - 3.060 &= \\ 22.595. \end{aligned}$$

Nous obtiendrons le travail de cette pression, en la multipliant par le débit, c'est-à-dire en faisant le produit :

$$225.95 \times 0.0246 = 5.558.$$

Au travail ainsi calculé, il faut ajouter celui dû à la pression qui s'exerce sur la queue, savoir :

$$20.30 - 2 \times 1.530 = 20.30 - 3.06 = 17.240.$$

Le travail de cette pression aura pour valeur :

$$\begin{aligned} 172.40 \times 0.01140 \times 0.420 \times \text{Cos } 62^\circ 30' \times 100 &= \\ 172.40 \times 0.01140 \times 0.420 \times 0.46175 \times 100 &= \\ 172.40 \times 0.004788 \times 0.46175 \times 100 &= \\ 172.40 \times 0.221 &= 38.100. \end{aligned}$$

En somme, dans la position 340° , le travail de la pression du côté du refoulement sera égal à 43,658.

Position 345° .

La projection circulaire de la surface produisant l'aspiration est égale à : (fig. 10.)

$$0.003 \times 0.190 = 0.00057.$$

La vitesse angulaire Ω autour du centre instantané de rotation s'obtiendra en résolvant l'équation :

$$\begin{aligned} 2\pi \times 0.067 &= \Omega \times 0.183 \\ \Omega &= \frac{0.42076}{0.183} = 2.299. \end{aligned}$$

Le volume d'eau refoulée par seconde sera :

$$\begin{aligned} \Omega \times R' \times 0.00057 &= 2.299 \times 0.061 \times 0.00057 \\ &= 0.0000799. \end{aligned}$$

La vitesse d'évacuation sera :

$$\frac{0.0000799}{0.000024} = 3.329.$$

La hauteur d'eau capable d'engendrer cette vitesse sera :

$$\frac{V^2}{2g} = \frac{11.082}{19.616} = 0.564.$$

La pression sera donc égale à :

$$\begin{aligned} 20.30 + 0.564 + j \times \frac{l}{g} &= \\ 20.864 - 1.440 \times 1.530 &= \\ 20.864 - 2.203 &= 18.661. \end{aligned}$$

Nous obtiendrons le travail de cette pression, en la multipliant par le débit, c'est-à-dire en faisant le produit :

$$186.61 \times 0.00799 = 1.491.$$

Au travail ainsi calculé, il faut ajouter celui dû à la pression qui s'exerce sur la queue, savoir :

$$\begin{aligned} 20.30 - 1.440 \times 1.530 &= \\ 20.30 - 2.203 &= 18.097. \end{aligned}$$

Le travail de cette pression est égal à :

$$\begin{aligned} 180.97 \times 0.01140 \times 0.420 \cos 68^\circ 30' \times 100 &= \\ 180.97 \times 0.00479 \times 0.36650 \times 100 &= \\ 0.86684 \times 0.36650 \times 100 &= 31.769. \end{aligned}$$

En somme, dans la position 345° , le travail de la pression du côté du refoulement sera égal à :

$$31.769 + 1.491 = 33.260.$$

Considérons maintenant entre les positions 330° et $333^\circ 34'$ une position intermédiaire : la position 332° par exemple.

Position 332°.

Commençons par calculer l'aire de l'orifice d'évacuation.

Nous aurons : (Voir au commencement de l'étude de cette pompe,

le calcul des hauteurs ε et des surfaces Ω de passage entre le corps de pompe et le refoulement).

$$\begin{aligned} l^2 &= 0.059714 - 0.03149 \times \cos 28^\circ \\ &= 0.059714 - 0.03149 \times 0.883 \\ &= 0.059714 - 0.02780 = 0.031914. \end{aligned}$$

D'où :

$$l = 0.178, \quad \varepsilon = 0.0005, \quad \Omega = 0.000078.$$

La projection circulaire de la surface produisant l'aspiration est dans cette position égale à : (fig. 10.)

$$0.020 \times 0.190 = 0.00380.$$

Pour connaître la vitesse angulaire autour du centre intantané de rotation, nous avons à résoudre l'équation.

$$\begin{aligned} 2\pi \times 0.067 &= \Omega \times 0.224 \\ \Omega &= \frac{0.42076}{0.224} = 1.878. \end{aligned}$$

Le volume d'eau refoulée par seconde aura pour valeur :

$$\begin{aligned} \Omega \times R' \times 0.0038 &= \Omega \times 0.110 \times 0.0038 \\ &= 0.000785. \end{aligned}$$

La vitesse d'évacuation sera :

$$\frac{0.000785}{0.000078} = 10.064.$$

La hauteur d'eau capable d'engendrer cette vitesse aura pour valeur :

$$\frac{V^2}{2g} = \frac{101.203}{19.616} = 5.159.$$

La pression sera égale à :

$$\begin{aligned} 20.30 + 5.159 + j \times \frac{l}{g} \\ 25.459 - 3.125 \times 1.530 &= 25.459 - 4.781 \\ &= 20.678. \end{aligned}$$

Le travail de cette pression sera :

$$206.78 \times 0.0785 = 16.232.$$

A ce travail, nous devons ajouter celui qui provient de la pression sur la queue, c'est-à-dire :

$$20.30 - 3.125 \times 1.530 = 20.30 - 4.781 \\ = 15.519.$$

Le travail de cette pression sera égal à :

$$155.19 \times 0.01140 \times 0.420 \cos 49^{\circ}25' \times 100 = \\ 155.19 \times 0.00479 \times 0.65055 \times 100 = \\ 155.19 \times 0.00311 \times 100 = 48.264.$$

En résumé, dans la position 332° , le travail de la pression du côté du refoulement aura pour valeur :

$$16.232 + 48.264 = 64.496.$$

Calcul de l'intensité du choc qui se produit dans la position $26^{\circ}25'$

Nous avons vu que lorsque l'organe propulseur est arrivé à la position $26^{\circ}25'$ le sens de la vitesse dans le tuyau de refoulement change brusquement.

Il en résulte donc un choc dont l'intensité a pour valeur :

$$m \left(\frac{V^2}{2} + \frac{V_0^2}{2} \right),$$

formule dans laquelle m représente la masse de l'eau contenue dans le tuyau de refoulement, V la vitesse finale et V_0 la vitesse initiale.

$$1000 \frac{P}{g} \left(\frac{0.391^2}{2} + \frac{0.336^2}{2} \right) = \\ 1000 \frac{0.008167 \times 15}{9.8} \left(\frac{0.391^2}{2} + \frac{0.336^2}{2} \right) = \\ 1000 \times 0.1225 \times (0.0764 + 0.0564) = \\ 1000 \times 0.1225 \times 0.1328 = 16.126.$$

Calcul du frottement de la queue de l'organe aspirateur contre la surface intérieure du guide oscillant

La surface sur laquelle s'exerce le frottement a une étendue égale à :

$$0.110 \times 0.190 = 0.0209.$$

Proposons-nous de calculer les pressions qui agissent sur les surfaces en contact.

L'organe aspirateur, au point de vue de l'étude qui nous occupe, peut se diviser en trois parties :

- 1° Celle qui plonge dans le réservoir de refoulement ;
- 2° Celle située à l'intérieur du guide oscillant ;
- 3° Celle située dans le corps de pompe.

Il est facile de voir que la pression du refoulement qui s'exerce de tous côtés sur la première partie, n'a aucune influence au point de vue du frottement que nous considérons.

A l'intérieur du guide oscillant, nous avons à considérer la pression du refoulement qui dans la position (2) est égale à 336,49. (Voir le tableau A, page 260.)

Comme cette pression s'exerce sur toute l'étendue de la surface frottante, la valeur de la pression totale sera :

$$336.49 \times 2.09 = 703.264.$$

Cette pression a son point d'application au centre de gravité de la surface.

Pour la partie située à l'intérieur du corps de pompe, nous avons à considérer la différence entre la pression du refoulement et la pression du côté de l'aspiration.

Cette dernière étant nulle, dans la position que nous considérons, nous aurons simplement à nous occuper de la pression du refoulement.

La surface qui supporte la pression a une largeur égale à 0^m,190, et nous obtiendrons la longueur, en projetant sur la direction de la queue, le point de contact du cylindre mobile et du cylindre fixe.

La pression totale sera : (fig. 11.)

$$336.49 \times 0.190 \times 0.042 \times 100 =$$

$$336.49 \times 0.00798 \times 100 =$$

$$336.49 \times 7.98 = 268.519.$$

Cette pression aura son point d'application au centre de gravité de la surface considérée.

Proposons-nous de décomposer cette force en deux autres parallèles à la première, ayant leurs points d'application situés : l'un au point G_2 , l'autre au centre du bouton de la manivelle (fig. 11).

A cet effet, nous aurons à résoudre les deux équations suivantes :

$$268.519 = F + F'$$

$$F' \times 0.114 = F \times 0.076.$$

D'où :

$$F' = F \times \frac{0.076}{0.114} = F \times 0.666.$$

$$1.666 F = 268.519$$

$$F = \frac{268.519}{1.666}$$

$$F = 161.175$$

$$F' = 107.344.$$

La pression totale produisant le frottement de la tige rectangulaire dans le guide oscillant sera donc égale à :

$$703.264 + 161.175 = 864.439.$$

La valeur du frottement sera égale à :

$$f \times 864.439.$$

Nous prendrons $f = 0,15$ correspondant au frottement de la fonte sur bronze, les surfaces étant un peu onctueuses, ce que nous pouvons admettre, puisque les surfaces en contact sont constamment plongées dans l'eau.

$$864.439 \times 0.15 = 129.665.$$

Pour connaître le travail consommé par ce frottement, nous le multiplierons par la vitesse à la seconde, de la partie mobile, ce qui donne : (Voir fig. 9.)

$$129.665 \times 0.420 \times \cos 49^\circ =$$

$$129.665 \times 0.420 \times 0.66913 =$$

$$129.665 \times 0.281 = 36.435.$$

Position (3).

Pression sur la deuxième partie (partie située à l'intérieur du guide oscillant). (Voir fig. 11 et tableau A, page 260.)

$$330.17 \times 2.09 = 690.055.$$

Pression sur la troisième partie (partie située à l'intérieur du corps de pompe).

$$330.17 \times 0.190 \times 0.134 \times 100 = 840.613.$$

Décomposons cette pression en deux autres parallèles à la première, ayant leurs points d'application l'un en G_3 , l'autre au centre du bouton de manivelle.

$$840.613 = F + F'$$

$$F' \times 0.098 = F \times 0.122.$$

D'où :

$$F = 374.604$$

$$F' = 466.009.$$

La pression totale produisant le frottement de la tige rectangulaire dans le guide oscillant, sera :

$$690.055 + 374.604 = 1064.659.$$

Le travail de frottement correspondant aura pour valeur : (fig. 9.)

$$\begin{aligned} 1064.659 \times 0.15 \times 0.420 \times \cos 13^\circ &= \\ 1064.659 \times 0.15 \times 0.420 \times 0.97437 &= \\ &= 65.354. \end{aligned}$$

Position (4).

Pression sur la deuxième partie : (Voir fig. 11 et tableau A, page 261.)

$$325.40 \times 2.09 = 680.086.$$

Pression sur la troisième partie :

$$325.40 \times 0.190 \times 0.232 \times 100 = 1434.363.$$

Pour faire la décomposition de cette pression, nous aurons à résoudre les équations suivantes :

$$1434.363 = F + F'$$

$$F' \times 0.082 = F \times 0.172.$$

D'où :

$$F = 463.146$$

$$F' = 971.217.$$

La pression totale produisant le frottement de la tige dans le guide, sera :

$$680.086 + 463.146 = 1143.232.$$

Le travail de frottement correspondant aura pour valeur : (fig. 9.)

$$1143.232 \times 0.15 \times 0.420 \times \cos 16^\circ$$

$$1142.232 \times 0.15 \times 0.420 \times 0.96126 = 69.233.$$

Position (5).

Pression sur la deuxième partie de l'organe aspirateur : (Voir fig. 11 et tableau A, page 261.)

$$294.80 \times 2.09 = 616.132.$$

Pression sur la troisième partie de l'organe aspirateur :

$$294.80 \times 0.190 \times 0.314 \times 100 = 1758.777.$$

Pour décomposer cette pression, résolvons les équations :

$$1758.777 = F + F'$$

$$0.073 \times F' = F \times 0.212.$$

D'où :

$$F = 450.506$$

$$F' = 1308.271.$$

La pression totale produisant le frottement de la tige dans le guide, sera :

$$616.132 + 450.506 = 1066.638.$$

Le travail de frottement correspondant aura pour valeur : (fig. 9.)

$$1066.638 \times 0.15 \times 0.420 \times \cos 42^\circ =$$

$$1066.638 \times 0.15 \times 0.420 \times 0.74314 = 49.937.$$

Position (6).

Pression sur la deuxième partie : (Voir fig. 11 et tableau A, page 261.)

$$241.25 \times 2.09 = 504.212.$$

Pression sur la troisième partie : (Voir fig. 11 et tableau A, page 261.)

$$241.25 \times 0.190 \times 0.362 \times 100 = 1659.3175.$$

Pour décomposer cette pression, résolvons les équations :

$$\begin{aligned} 1659.3175 &= F + F' \\ F' \times 0.068 &= F \times 0.236. \end{aligned}$$

D'où :

$$\begin{aligned} F &= 371.211 \\ F' &= 1288.106. \end{aligned}$$

La pression totale produisant le frottement de la tige dans le guide sera :

$$504.212 + 371.211 = 875.423.$$

Le travail de frottement correspondant aura pour valeur : (fig. 9.)

$$\begin{aligned} &875.423 \times 0.15 \times 0.420 \times \cos 67^\circ \\ &875.423 \times 0.15 \times 0.420 \times 0.39073 = 21.549. \end{aligned}$$

Position (7).

Pression sur la deuxième partie : (Voir fig. 11 et tableau A, page 261.)

$$176.23 \times 2.09 = 368.321.$$

Pression sur la troisième partie :

$$176.23 \times 0.190 \times 0.386 \times 100 = 1292.471.$$

Nous ferons la décomposition de cette pression à l'aide des deux équations :

$$\begin{aligned} 1292.471 &= F + F' \\ F' \times 0.069 &= F \times 0.248. \end{aligned}$$

D'où :

$$\begin{aligned} F &= 281.339 \\ F' &= 1011.132. \end{aligned}$$

La pression totale produisant le frottement de la tige dans le guide sera :

$$368.321 + 281.339 = 649.660.$$

Le travail de frottement correspondant aura pour valeur : (fig. 9.)

$$649.660 \times 0.15 \times 0.420 \cos 90^\circ = 0.$$

Position (8).

Pression sur la deuxième partie : (Voir fig. 11 et tableau A, page 261.

$$126.50 \times 2.09 = 264.385.$$

Pression sur la troisième partie :

$$126.50 \times 0.190 \times 0.362 \times 100 = 870.067.$$

La décomposition de cette pression se fera à l'aide des deux équations suivantes :

$$870.067 = F + F'$$

$$F' \times 0.068 = F \times 0.236.$$

D'où :

$$F = 194.645$$

$$F' = 675.422.$$

La pression totale, produisant le frottement de la tige dans le guide, sera :

$$264.385 + 194.645 = 459.030.$$

Le travail de frottement correspondant aura pour valeur : (fig. 9.)

$$459.030 \times 0.15 \times 0.420 \cos 67^\circ =$$

$$459.030 \times 0.15 \times 0.420 \times 0.39073 = 11.299.$$

Position (9).

Pression sur la deuxième partie : (Voir fig. 11 et tableau A, page 261.

$$86.34 \times 2.09 = 180.450.$$

Pression sur la troisième partie :

$$86.34 \times 0.314 \times 0.190 \times 100 = 515.109.$$

Nous décomposerons cette pression, en résolvant les équations suivantes :

$$515.109 = F + F'$$

$$F' \times 0.073 = F \times 0.212.$$

D'où :

$$F = 131.943$$

$$F' = 383.166.$$

La pression totale, produisant le frottement de la tige dans le guide, sera :

$$180.450 + 131.943 = 312.393.$$

Le travail de frottement correspondant aura pour valeur : (fig. 9.)

$$312.393 \times 0.15 \times 0.420 \times \cos 42^\circ \\ 312.393 \times 0.15 \times 0.420 \times 0.74314 = 14.626.$$

Position (10).

Pression sur la deuxième partie : (Voir fig. 11 et tableau A, page 261.)

$$57.65 \times 2.09 = 120.448.$$

Pression sur la troisième partie :

$$57.65 \times 0.190 \times 0.232 \times 100 = 254.121.$$

Pour décomposer cette pression, nous résoudrons les équations suivantes :

$$254.121 = F + F' \\ F' \times 0.082 = F \times 0.172.$$

D'où :

$$F = 82.053 \\ F' = 172.068.$$

La pression totale, produisant le frottement de la tige dans le guide, sera :

$$120.488 + 82.053 = 202.541.$$

Le travail de frottement correspondant aura pour valeur : (fig. 9.)

$$202.541 \times 0.15 \times 0.420 \times \cos 16^\circ = \\ 202.541 \times 0.15 \times 0.420 \times 0.96126 = 12.265.$$

Position (11).

Pression sur la deuxième partie : (Voir fig. 11 et tableau A, page 261.)

$$88.25 \times 2.09 = 184.442.$$

Pression sur la troisième partie :

$$88.25 \times 0.190 \times 0.134 \times 100 = 224.684.$$

La décomposition de cette pression se fera à l'aide des équations suivantes :

$$\begin{aligned} 224.684 &= F + F' \\ F \times 0.098 &= F \times 0.122. \end{aligned}$$

D'où :

$$\begin{aligned} F &= 100.126 \\ F' &= 124.558. \end{aligned}$$

Pression totale produisant le frottement de la tige dans le guide :

$$184.442 + 100.126 = 284.568.$$

Travail de frottement : (fig. 9.)

$$\begin{aligned} 284.568 \times 0.15 \times 0.420 \cos 13^\circ &= \\ 284.568 \times 0.15 \times 0.420 \times 0.97437 &= 17.369. \end{aligned}$$

Position (12).

Pression sur la deuxième partie : (Voir fig. 11 et tableau A, page 261.)

$$157.10 \times 2.09 = 328.339.$$

Pression sur la troisième partie :

$$(157.10 - 136.64) \times 0.190 \times 0.042 \times 100 = 16.327.$$

La décomposition de cette pression se fera à l'aide des équations suivantes :

$$\begin{aligned} 16.327 &= F + F' \\ F \times 0.114 &= F \times 0.076. \end{aligned}$$

D'où :

$$\begin{aligned} F &= 9.800. \\ F' &= 6.527. \end{aligned}$$

Pression totale produisant le frottement de la tige dans le guide :

$$328.339 + 9.800 = 338.139.$$

Travail de frottement : (fig. 9.)

$$\begin{aligned} 338.139 \times 0.15 \times 0.420 \times \cos 49^\circ &= \\ 338.139 \times 0.15 \times 0.420 \times 0.66913 &= 14.273. \end{aligned}$$

Remarque. — Il resterait maintenant à calculer le frottement du rouleau mobile sur l'axe mobile ; mais ce frottement ayant, par rapport à celui que nous venons de calculer, une importance faible,

nous le négligerons volontairement pour ne pas trop prolonger les calculs de ce système de pompes.

Nous ne pouvons pas de même négliger a priori le frottement qui se produira sur la génératrice de contact du cylindre mobile et du cylindre fixe, lorsque le rouleau mobile aura pris quelque jeu sur l'axe.

Calcul du frottement qui se produit lorsque le rouleau mobile aura pris un peu de jeu sur l'axe

Nous avons calculé précédemment les quantités de travail absorbées par certains organes de la pompe; mais nous avons admis implicitement, qu'il n'existait aucun jeu sur l'axe du rouleau mobile, et que, par suite, il n'y avait pas de frottement sur la génératrice de contact du cylindre mobile avec la surface intérieure du cylindre fixe. En supposant même que cette condition soit rigoureusement remplie, lorsque l'appareil est neuf, il est impossible qu'au bout d'un certain temps de marche, il ne se produise un peu de jeu.

Proposons-nous d'examiner sommairement l'influence que peut avoir ce frottement sur le rendement de l'appareil.

Position (2).

Commençons par déterminer la surface sur laquelle s'exerce la pression produisant le frottement.

Si nous désignons par A, le point de contact du cylindre fixe et du cylindre mobile, par *o* le centre du guide oscillant, par B la projection sur *Ao* de l'extrémité du guide oscillant, la surface que nous nous proposons de calculer aura une longueur égale à 0,190 et une largeur égale à AB.

Dans la position que nous considérons en ce moment, la valeur de la pression produisant le frottement sera : (Voir fig. 13 et tableau A.)

$$\begin{aligned} & 336.49 \times A_2 B_2 \times 0.190 \times 100 \\ & 336.49 \times 0.062 \times 0.190 \times 100 \\ & 396.385. \end{aligned}$$

Cette pression a son point d'application au point M_2 milieu de A_2B_2 .

Décomposons cette force en deux autres parallèles à la première, ayant leurs points d'application situés respectivement l'un en A_2 , l'autre en o .

A cet effet, nous aurons à résoudre les deux équations :

$$\begin{aligned} F + F' &= 396.385 \\ F' \times 0.031 &= F \times 0.086. \end{aligned}$$

D'où :

$$F' = 291.459.$$

Cette composante n'étant pas généralement perpendiculaire à la surface de glissement déterminée par la tangente au point de contact des deux cylindres, nous le décomposerons en deux : l'une parallèle à la surface de glissement qui n'aura aucune influence sur le travail de frottement, l'autre normale à cette surface, laquelle aura pour valeur dans la position (2).

$$291.459 \times \cos 6^\circ 30' = 291.459 \times 0.993 = 289.418.$$

Pour connaître le travail de frottement correspondant, il suffit maintenant de multiplier cette composante par le coefficient de frottement et par le chemin élémentaire parcouru par le point A_2

$$0.15 \times 289.418 \times \Omega \times R.$$

(Ω désigne la vitesse angulaire autour du centre instantané de rotation et R la distance entre ce centre instantané et le point de contact des cylindres.)

$$0.15 \times 289.418 \times 1.760 \times 0.116 = 8.863.$$

Position (3).

Par un raisonnement analogue, on verrait que la pression produisant le frottement a pour valeur : (Voir fig. 13 et tableau A.)

$$330.17 \times 0.160 \times 0.190 \times 100 = 1003.717.$$

Pour déterminer la composante F' , nous aurons à résoudre les équations :

$$\begin{aligned} F + F' &= 1003.717 \\ F' \times 0.080 &= F \times 0.136. \end{aligned}$$

D'où :

$$F' = 632.056.$$

La composante normale à la surface de glissement aura pour valeur :

$$\begin{aligned} & 632.056 \times \cos 19^\circ \\ & 632.056 \times 0.945 = 597.293. \end{aligned}$$

Le travail de frottement correspondant sera :

$$0.15 \times 597.293 \times 0.498 \times 0.716 = 31.946.$$

Position (4).

Pression produisant le frottement : (Voir fig. 13 et tableau A.)

$$325.40 \times 0.246 \times 0.190 \times 100 = 1520.919.$$

La composante F' se détermine en résolvant les équations :

$$\begin{aligned} F + F' &= 1520.919 \\ F' \times 0.123 &= F \times 0.178. \end{aligned}$$

D'où :

$$F' = 899.419.$$

Composante normale à la surface de glissement :

$$\begin{aligned} & 899.419 \times \cos 39^\circ \\ & 899.419 \times 0.777 = 698.848. \end{aligned}$$

Travail de frottement :

$$0.15 \times 698.848 \times 0.463 \times 1.029 = 49.942.$$

Position (5).

Pression produisant le frottement : (Voir fig. 13 et tableau A.)

$$294.80 \times 0.314 \times 0.190 \times 100 = 1758.773.$$

La composante F' se détermine, en résolvant les équations :

$$\begin{aligned} F + F' &= 1758.773 \\ F' \times 0.157 &= F \times 0.210. \end{aligned}$$

D'où :

$$F' = 1006.737.$$

Composante normale à la surface de glissement :

$$\begin{aligned} & 1006.737 \times \cos 57^\circ \\ & 1006.737 \times 0.544 = 547.664. \end{aligned}$$

Travail de frottement :

$$0.15 \times 547.644 \times 1.031 \times 0.542 = 45.905.$$

Position (6).

Pression produisant le frottement : (Voir fig. 13 et tableau A.)

$$241.25 \times 0.358 \times 0.190 \times 100 = 1640.982.$$

La composante F' se détermine, en résolvant les équations :

$$F + F' = 1640.982$$

$$F' \times 0.179 = F \times 0.230.$$

D'où :

$$F' = 922.937.$$

Composante normale à la surface de glissement :

$$922.937 \times \cos 74^\circ$$

$$922.937 \times 0.275 = 253.807.$$

Travail de frottement :

$$0.15 \times 253.807 \times 1.298 \times 0.446 = 22.039.$$

Remarque. — Pendant la seconde partie de la course de l'organe aspirateur, il n'y aura plus contact entre la génératrice du rouleau mobile et celle du cylindre fixe; en d'autres termes, le contact n'existera que pendant une période un peu inférieure à 180° , à partir de la position initiale 0° .

Pendant la seconde période, la pression sera supportée par l'axe, comme s'il n'y avait pas d'usure.

Il est d'ailleurs évident que de la position (6) à la position (7), les valeurs du travail de frottement iront en diminuant, jusqu'à devenir nulles, dans le voisinage de la position (7).

Calcul des ordonnées du diagramme de travail

D'après ce qui précède, si nous nous proposons de faire un tracé représentant à chaque instant le travail dépensé par seconde, les ordonnées de ce diagramme auront les valeurs suivantes :

(Voir le tableau des pages 263 et 264 et les diagrammes fig. 12.)

Position	(1)		=	0
—	10°	- 12.666 + 6.000 + 10.953	=	4.287
—	20°	- 29.442 + 18.000 + 21.239	=	9.797
—	26°25'	- 41.787 + 28.000 + 23.744	=	9.957
—	»	18.916 + 28.000	=	46.916
—	(2)	23.756 + 36.435	=	60.191
—	(3)	165.085 + 65.354	=	230.439
—	(4)	344.273 + 69.233	=	413.506
—	(5)	494.969 + 49.937	=	544.906
—	(6)	517.481 + 21.549	=	539.030
—	(7)	414.845 + 0	=	414.845
—	(8)	290.317 + 11.299	=	301.616
—	(9)	177.687 + 14.626	=	192.313
—	(10)	89.415 + 12.265	=	101.680
—	(11)	84.543 + 17.369	=	102.003
—	P	73.000 + 14.600 - 75.561	=	12.039
—	(12)	65.730 + 14.273 - 53.426	=	26.577
—	332°	64.496 + 13.500 - 46.000	=	31.996
—	333°34'	87.326 + 13.000 - 42.000	=	58.326
—	340°	43.658 + 12.000 - 26.919	=	28.739
—	345°	33.260 + 9.000 - 17.000	=	25.260
—	350°	20.000 + 4.000 - 8.840	=	15.160
—	(13)		=	0

(Voir le tableau des pages 263 et 264 et les diagrammes représentés par les fig. 13).

Étude des Inflexions des courbes des diagrammes

Avant de conclure, à l'aide des diagrammes précédemment construits, au rendement théorique ou effet utile de l'appareil, proposons-nous d'examiner sommairement les causes qui amènent les inflexions des courbes ou d'autres singularités telles que, discontinuités, maxima ou minima, etc.

1. Diagramme d'aspiration (fig. 3).

A la simple inspection du fonctionnement de l'appareil, on voit que :

Le volume engendré par seconde sera nul, dans les positions (1) et (13).

Un peu après la position (1), il y aura refoulement dans le tuyau d'aspiration. Par conséquent, le volume aspiré sera négatif.

Il sera au contraire positif un peu avant la position (13).

Le point (1,13) correspond donc à un point d'inflexion de la courbe et la tangente, en ce point, coïncidera avec l'axe des abscisses.

Dans la position (7), le volume engendré par seconde sera maximum.

Le point correspondant de la courbe sera un point maximum. La tangente sera par conséquent, parallèle à l'axe des x .

Remarquons de plus, que les tangentes étant horizontales dans les positions (1) et (7), il y aura certainement un point d'inflexion entre ces deux positions.

De même, entre les positions (7) et (13), la courbe présentera une inflexion.

Enfin, la courbe sera discontinue, et la discontinuité aura lieu sur l'ordonnée du point $26^{\circ}25'$, puisqu'à ce moment, le volume aspiré passe brusquement du négatif au positif.

2° Diagramme représentant le travail absorbé par le frottement de la queue contre la surface intérieure du guide oscillant (fig. 12).

Pour les mêmes raisons que précédemment, le point (1,13) sera un point d'inflexion à tangente horizontale.

Dans la position (7), la pression étant perpendiculaire à la direction du mouvement, le travail sera nul et par suite, le point (7) sera un point minimum de la courbe dont la tangente se confondra avec l'axe des x .

Ne connaissant pas a priori les points maxima de la courbe, nous pouvons affirmer seulement que :

Entre les positions (1) et (7), la courbe aura au moins deux inflexions.

De même entre les positions (7) et (13), la courbe aura au moins deux inflexions, et si elle en présente plus de deux, elle en présentera un nombre pair.

3^o Diagramme représentant les travaux de la pression totale (fig. 14).

La courbe doit présenter deux discontinuités.

La première, dans la position 26°25', puisqu'à ce moment, le sens du mouvement de l'eau change à la fois du côté de l'aspiration et du côté du refoulement, et par suite, la valeur de la pression résultante change aussi brusquement.

La deuxième discontinuité doit avoir lieu au point P, c'est-à-dire au moment où l'eau contenue dans le tuyau d'aspiration vient rejoindre l'organe aspirateur. A ce moment, en effet, la pression du côté de l'aspiration, au lieu d'être nulle comme dans les positions précédentes, acquiert tout d'un coup une valeur positive, tandis que la pression du côté du refoulement varie, comme par le passé, d'une manière continue.

Il est facile de prévoir qu'aux points 1 et 13, la courbe sera tangente à l'axe des x .

Enfin, on peut voir, a priori, que la courbe présentera un point de rebroussement dans la position 33°34'. A ce moment en effet, la communication entre le refoulement et l'intérieur du corps de pompe sera interrompue.

Par conséquent, la valeur de la pression du côté du refoulement sera, dans cette position, plus grande que les valeurs qui la précèdent ou qui la suivent immédiatement; mais dans le voisinage de cette position, surtout un peu avant, les valeurs numériques de la pression augmenteront ou diminueront très rapidement, ce qui ne peut avoir lieu que si le point correspondant de la courbe est un point de rebroussement.

Les mêmes observations s'appliquent en partie à la courbe représentant les travaux de la pression du côté du refoulement (fig. 12 bis).

Conclusions

Il n'est pas nécessaire de beaucoup insister pour faire comprendre que la pompe dont nous venons d'étudier le fonctionnement, est loin d'être à courant continu, aussi bien du côté de l'aspiration, que du côté du refoulement.

Il suffit en effet, de jeter un coup d'œil sur le diagramme d'aspiration, pour voir que la valeur des volumes engendrés est variable à chaque instant.

Elle est même négative pendant une certaine période, ce qui produit des mouvements inverses de l'eau contenue dans les tuyaux d'aspiration et de refoulement, et un choc, au moment où la vitesse de l'eau change brusquement de sens.

Dans le cas que nous avons considéré, l'eau rejoint l'organe aspirateur vers la fin de la course. Avec une longueur de tuyau plus considérable, ou une hauteur d'aspiration plus grande, l'eau ne rejoindrait l'organe aspirateur, qu'après un certain nombre de courses.

En faisant usage de réservoirs d'air suffisamment grands, placés : le premier, du côté de l'aspiration, le deuxième du côté du refoulement, la grande irrégularité du mouvement de l'eau sera en partie compensée ; mais ces modifications de vitesse se traduiront par des pertes de force vive et entraîneront par suite une diminution dans le rendement de l'appareil.

Cela posé, proposons-nous de calculer le rendement de la pompe, dans les conditions particulièrement favorables où nous nous sommes placés.

La surface du diagramme de travail est égale à 174,153.

L'ordonnée moyenne sera :

$$\frac{174.153}{0.60} = 290.255.$$

Le travail moteur à imprimer sera donc par seconde : 290.255 (abstraction faite de la quantité de travail absorbée par les chocs).

Or, le diagramme d'aspiration comprend une surface de 0,007530 qui, divisée par la base 0,60, donne 0,012550 comme ordonnée moyenne.

Le débit moyen sera : 12 litres, 550, lesquels, élevés à 15 mètres, représentés par seconde un travail de :

$$12.550 \times 15 = 188 \text{ kilogrammètres } 250.$$

En prenant le rapport :

$$\frac{\text{Travail utile. . .}}{\text{Travail moteur}} = \frac{188.250}{290.255} = 0.648,$$

nous obtiendrons une limite supérieure du rendement théorique qui ne sera jamais atteinte, puisque, en dehors des hypothèses favorables faites dans les calculs précédents, nous avons négligé :

1° Les frottements accessoires et les chocs;

2° Les fuites qui sont surtout inévitables au contact des bases du cylindre mobile et du cylindre fixe. Si l'on voulait diminuer l'importance de ces fuites, en rendant le contact des deux plans aussi parfait que possible, on produirait, entre ces deux surfaces un frottement très considérable, diminuant par conséquent, dans une grande proportion, le rendement en travail de l'appareil;

3° L'importance que peut avoir sur le rendement, la communication entre l'aspiration et le refoulement. Nous nous sommes bornés à signaler simplement le fait ;

4° L'influence exercée sur le mouvement de l'eau par les coudes, les rétrécissements ou les élargissements brusques, etc.

En résumé, il est clair que l'on pourra difficilement, avec cet appareil, compter sur un effet utile pratique supérieur à 50 %.

Observations générales diverses sur les pompes rotatives à un axe

La pompe Tulpin ou Bartrum et Powel que nous venons d'étudier à fond, est certainement une de celles dans lesquelles l'étude du mouvement de l'eau et de tous les phénomènes produits, présente le plus de difficultés et est la plus complexe. C'est pourquoi nous avons tenu à aller au fond des choses en ce qui la concernait.

La plupart des pompes rotatives à un axe sont imaginées d'après des données infiniment plus simples, et se ressemblent beaucoup les unes aux autres.

Tantôt à un rouleau excentré tournant dans un corps de pompe des palettes s'attachent par des articulations dont les axes sont parallèles à l'arbre de ce rouleau (vieille pompe Ramelli); et un calcul facile à faire, mais assez peu intéressant, établit qu'alors le travail théorique du frottement des palettes contre les parois, absorbe à lui tout seul environ 27 % du travail utile de la pompe, indépendamment de toutes les autres pertes.

Tantôt les pivots des palettes articulées, deviennent perpendiculaires à l'axe de rotation au lieu de lui être parallèles. Alors la jointivité des palettes se trouve assurée sans produire sur l'arête frottante une pression aussi considérable. Mais par contre, la différence de pression entre l'aspiration et le refoulement, engendre dans certaines positions une poussée latérale ou longitudinale très forte; et cette poussée transmise au tambour mobile par l'intermédiaire du pivot de la palette, transforme le couvercle latéral en un frein très puissant.

Dans un cas comme dans l'autre, les pivots prennent du jeu, et tout s'use promptement, jusqu'au point de mettre l'appareil hors d'usage. C'est donc s'appuyer sur un mauvais principe que de songer à faire des pompes rotatives à un axe, à palettes articulées, et c'est ce qui explique qu'aucune ne se soit répandue (à notre connaissance du moins). Nous trouverons plus loin dans la pompe Houyoux un exemple de ce genre d'appareils.

En ce qui concerne les pompes à un axe, dans lesquelles les palettes glissent dans des coulisses ménagées au cylindre mobile, il en existe un nombre considérable de systèmes; mais on peut, pour les étudier, s'arrêter seulement à quelques points caractéristiques.

Un premier point à considérer est le nombre des palettes: il ne peut être inférieur à deux et ne dépasse généralement pas quatre.

Il est aisé de voir qu'une pompe à deux palettes donnera un débit identique à celui de deux pompes à piston à simple effet accouplées sur un arbre tournant, ou à celui d'une seule pompe semblable à double effet, la surface de la palette étant égale à celle du piston supposé.

Le mouvement de l'eau est alternativement accéléré et retardé; et, à chaque tour, la vitesse passe par un maximum et par un minimum, pour lequel le débit instantané est zéro.

En somme, donc une pompe rotative à deux palettes et à un seul axe, perd l'un des avantages que l'on cherche à réaliser en la substituant à la pompe à piston; c'est-à-dire qu'elle ne donne pas à l'eau un mouvement plus régulier et qu'elle exige l'emploi de réservoirs d'air à l'aspiration et au refoulement. De même, on peut, avec un degré suffisant d'approximation, assimiler une pompe rotative à un axe avec trois palettes, à 3 pompes simples à piston dont les manivelles

seraient calées à 120°. Dans ce dernier cas, le débit instantané varie entre des limites proportionnelles aux nombres 0,866 et 1 ; et il est donc en général suffisamment régulier.

Un autre point de vue auquel il convient d'examiner les pompes rotatives à un axe, est celui des moyens employés pour assurer le contact des palettes avec le pourtour du corps de pompe, ou leur *jointivité*.

Ces moyens peuvent presque toujours se ramener à deux types généraux caractérisés, l'un, par l'emploi d'un guide fixe concentrique au corps de pompe (pompe Moret et Broquet, pl. 36), et l'autre par l'emploi de ressorts s'appuyant par une extrémité sur le cylindre mobile ou encore de ressorts disposés entre deux palettes, lorsque celles-ci coïncident sur un même diamètre du cylindre mobile (pompe Erémac, pl. 36).

La première question qui se présente à l'esprit, est d'apprécier quelle sera la pression à exercer par les guides fixes et par les ressorts pour forcer les palettes à glisser dans leurs coulisses.

Cette pression dépend évidemment de la manière dont les palettes sont guidées et du degré de poli des parties frottantes.

Mais on peut toujours calculer la pression qui s'exerce à chaque instant sur la palette et en conclure le travail approximatif nécessaire pour la faire glisser dans sa coulisse.

Lorsque l'on fait ce calcul, surtout pour une pompe dans laquelle la vitesse de l'eau varie beaucoup, on trouve des chiffres considérables.

Si l'on emploie des guides fixes, une grande usure des périphéries de ces guides et des extrémités des palettes, est chose inévitable ; et au bout de très peu de temps, il se produit donc des fuites considérables, puisque la jointivité disparaît.

Si les palettes sont poussées par des ressorts il faut que ceux-ci soient relativement très puissants pour que leur extension puisse forcer chaque palette à glisser dans sa coulisse. Le ressort constitue un véritable frein et consomme inutilement un travail considérable par le frottement de la palette contre la paroi du corps de pompe.

Une chose surprenante, c'est qu'aucun inventeur ne paraît s'être sérieusement préoccupé des changements de capacités qui s'opèrent

DEPOT DE LA BIBLIOTHÈQUE APPLIQUÉE
DE BARCELONA *

très rapidement dans les espaces compris entre les palettes, les guides intérieurs fixes, le cylindre mobile et les fonds du corps de pompe.

Ces changements sont cependant très importants, et ces espaces doivent alternativement se vider ou se remplir d'eau (partiellement tout au moins). Il faut donc permettre l'évacuation de l'eau quand l'espace se resserre ou son entrée quand l'espace augmente ; et l'importance de cette observation ressortira mieux plus tard. Il y a là souvent une cause de grande consommation inutile de travail pour l'entrée et la sortie de la palette.

En résumé, les pompes rotatives à un axe n'atteignent leur but que d'une manière très imparfaite ; et si elles sont d'une forme extérieure simple, la complication et les frottements de leur construction intérieure compensent et au-delà ce mince avantage. La pompe Ramelli et ses dérivées sont moins mauvaises pourtant que les pompes pourvues de palettes glissant dans des coulisses (surtout si la course dans celles-ci est supposée un peu considérable).

Nous donnerons plus tard un peu plus de développement à ces considérations en étudiant d'une manière spéciale une pompe rotative à deux palettes (avec diagrammes et calculs à l'appui), et aussi une pompe à palettes articulées.

Pour le moment, contentons-nous de conclure relativement aux pompes rotatives à un axe à palettes glissant dans des coulisses, en disant :

1° Que ces pompes doivent être très bien construites pour donner un effet utile de 0,60, en raison du travail perdu par le frottement des palettes contre la paroi du corps de pompe, et par les variations de vitesse de l'eau aux divers instants de son mouvement ;

2° Qu'en réduisant à deux le nombre des palettes, on atténue le premier de ces inconvénients, mais que l'on augmente le second ;

3° Qu'en augmentant au contraire le nombre des palettes on augmente le premier inconvénient en diminuant le second ;

4° Que les palettes ne peuvent avoir un mouvement dans le sens du rayon sous l'influence de ressorts dans les coulisses sans que celles-ci ne s'usent promptement et que la précision des ajustements (indispensable au bon fonctionnement), ne disparaisse.

5° Que ces divers inconvénients s'accroissent d'autant plus qu'il s'agit d'un appareil plus puissant, puisque l'amplitude du mouvement radial de la palette, et les frottements, deviennent alors plus considérables.

Pourrait-on faire cependant de meilleures pompes à deux palettes et à coulisses que ce qui s'est fait jusqu'à présent? Nous le croyons; et voici ce qu'il conviendrait de faire dans cet ordre d'idées :

En examinant les moyens de rétrécir et agrandir alternativement les espaces mis en communication avec l'aspiration et le refoulement, on voit d'abord que si l'on ne veut se servir que d'un axe et de deux palettes, le mouvement de celles-ci dans des coulisses ménagées au cylindre mobile dans le sens du rayon, est chose forcée. On reconnaît en outre que l'on ne peut recourir qu'à des ressorts pour produire ce mouvement parce qu'avec des guides fixes, l'usure promptement déterminée, ne peut pas être corrigée.

Les ressorts étant admis comme inévitables, il est clair qu'il convient de réduire le plus possible la force à leur donner, puisque plus forts seront les ressorts; et plus augmentera le frottement contre la paroi du corps de pompe.

Or, ce qui détermine la force des ressorts, c'est la pression existant sur les palettes *au moment* où elles doivent se déplacer dans leurs coulisses. Le moyen le plus simple de diminuer la force des ressorts; est donc de disposer l'appareil *pour que les palettes ne doivent pas prendre de mouvement radial lorsqu'elles sont soumises à la plus forte pression.*

On est donc amené à donner à une portion du corps de pompe pour centre de courbure, le centre même de l'axe de rotation des guides portant les palettes.

Puisqu'il y a deux palettes seulement par hypothèse, la portion en question du corps de pompe sera d'une demi-circonférence. On dispose donc de la seconde demi-circonférence pour empêcher le retour de l'eau du refoulement vers l'aspiration et pour faire effectuer aux palettes leur mouvement radial *aller et retour.*

Pour empêcher le retour de l'eau, il suffit évidemment de faire venir de fonte au corps de pompe un renflement fixe qui vient s'appuyer contre le rouleau portant les palettes.

Pour guider les palettes dans leur mouvement de rentrée dans leurs coulisses on peut disposer une pièce métallique permettant la libre communication de l'eau des deux côtés. Cette pièce sera tracée de telle façon que le mouvement radial de l'aile soit uniforme ; et le guide de la palette au sortir de sa coulisse, sera tracé de même.

Une pompe ainsi établie satisfera aux conditions nécessaires pour réduire la force de chaque ressort à son minimum.

De plus, le mouvement de l'eau dans les tuyaux sera continu ; et les réservoirs d'air pourront être supprimés. La diminution de force des ressorts diminuera non seulement les frottements absorbés, mais aussi l'usure.

Les ressorts n'auront plus besoin que d'être assez forts pour faire sortir la palette au moment où celle-ci supporte la plus forte pression et leur force absolue dépendra de la forme de la courbe directrice et du poids de la palette, combinés avec la vitesse de rotation.

En résumé donc une pompe construite sur ces données sera *meilleure* que les pompes à deux palettes actuellement usitées. — Malgré cela ce ne sera pas évidemment la meilleure pompe possible ; et la suite de ce travail le démontrera surabondamment. Quoiqu'il en soit l'étude de ces points sera plus facile à saisir lorsque nous aurons décrit quelques systèmes particuliers ; et ces exemples vérifieront nos considérations générales.

Pompe Ortman

Voici d'abord la pompe Ortman (fig. 1 et 2, pl. 36). Supposez un disque plat en matière emboutissable, et imprimez-lui deux ondulations engendrées par deux S gauches réunis par leurs extrémités. Voilà le plateau-piston. Il tourne dans une boîte cylindrique de même diamètre et d'une épaisseur ou longueur de génératrice telle, que les sommets des ondulations touchent les deux parois planes de la boîte, En outre, la boîte est percée d'une ouverture telle, que le débouché soit entièrement compris entre deux plis consécutifs du plateau. Cela étant, si, de l'eau pénétrant par cette ouverture, remplit le vide compris entre les parois de la boîte et une ondulation du plateau, celui-ci

entraînera cette eau avec lui dans son mouvement de rotation. Mais, dans cette rotation, le plateau rencontre une seconde ouverture analogue dans la boîte, et en même temps dans cette boîte, une sorte de cloison à travers laquelle le plateau seul peut passer; alors donc, l'eau contenue est forcée de s'échapper par la deuxième ouverture.

La cloison consiste en une sorte de tiroir-plan, tournant autour d'un rayon du plan médian de la boîte, et portant, suivant ce rayon, une fente qui laisse passer le disque sans frottement et sans fuite sensible (c'est-à-dire à frottement doux). Ce tiroir représenté fig. 1, accompagnera toujours le disque dans son mouvement, étant lui-même mobile autour de son axe; et il divisera bien ainsi la boîte cylindrique en deux parties constituant une pompe aspirante et foulante.

Cette pompe est assurément très simple de construction, et a été parfaitement construite, non seulement en Belgique, aux ateliers de construction du Brabant, mais aussi dans l'établissement bien connu de MM. Buffaud frères, de Lyon. Nous croyons qu'on l'a abandonnée à cause de son usure rapide, et, pour cette raison, nous ne nous arrêterons pas à en établir les diagrammes.

C'est encore par ses formes et dispositions, une pompe hors cadre, comme la pompe Tulpin ou Bartrum et Powel, et ne rentrant dans aucune famille d'appareils similaires.

Pompe Moret et Broquet

La figure 3 de la planche 36 représente au contraire, en coupe transversale, une pompe Moret et Broquet d'un type assez répandu chez les marchands de vins, jardiniers, tanneurs, et qui se retrouve fréquemment dans d'autres systèmes, avec des variantes.

L'organe principal est un cylindre excentré par rapport à un corps de pompe cylindrique dans lequel il tourne. Trois palettes radiales glissent dans des mortaises où elles rentrent et d'où elles sortent alternativement pendant la rotation du cylindre; deux bagues ou segments concentriques, ou guides, comme on voudra les appeler, maintiennent constamment les palettes en contact par leurs extrémités extérieures avec la paroi intérieure du corps de pompe, corrigeant au besoin l'excentricité de position du cylindre à palettes et

l'usure de celles-ci. Entre les palettes, sont ainsi constituées trois chambres, tour à tour aspirantes et foulantes.

Cet appareil est livré à volonté sur chariot ou sur socle fixe.

S'il s'agissait de grandes applications, il présenterait les inconvénients décrits page 289.

Pompe Samain

La pompe Samain (fig. 13 et 14, pl. 36), consiste en un tambour de forme spéciale dans lequel tourne un croisillon à quatre branches, muni de palettes mobiles.

Le tambour est non pas circulaire, mais à profil transversal, engendré suivant deux arcs de cercle de rayons différents, raccordés par des courbes tangentes.

Les palettes coulissant dans les bras du croisillon, présentent deux petites tiges rondes traversant l'arbre et établissant une solidarité parfaite entre les mouvements radiaux de deux palettes opposées. Les figures 13 et 14 de la planche 36, sont deux coupes transversales de l'appareil.

Il résulte du mode de construction adopté, que chaque palette travaille alternativement, mais seulement sur le parcours indiqué par la flèche, et que pendant ce travail, elle est immobile dans ses rainures. Lorsqu'une des palettes atteint l'extrémité de l'arc supérieur, elle rentre, et comme elle est solidaire de la palette opposée, celle-ci sort. Nous étudierons cette pompe un peu plus loin avec plus de détails, et par la méthode des diagrammes.

Pompe Erémac

La pompe Erémac (fig. 10, 11, 12, pl. 36), consiste en un cylindre fermé à chaque extrémité par un couvercle, et dans lequel sont percées deux lumières longitudinales correspondant à l'aspiration et au refoulement, et dont la disposition apparaît sur la figure 11. Un arbre moteur traverse le cylindre lui-même et ses couvercles dans deux presse-étoupes, et est excentré par rapport à l'axe du cylindre de $\frac{1}{5}$ du rayon de celui-ci. Dans sa partie traversant le cylindre, l'arbre présente un renflement percé d'une grande mortaise où

glissent deux palettes. L'épaisseur des palettes est égale à l'ouverture des lumières, et deux ressorts en spirale les pressent constamment contre la paroi. On voit facilement que si l'arbre tourne, il y aura aspiration par l'une des lumières et refoulement par l'autre. Des coussinets coniques, analogues à ceux des pompées de tours, rendent parfaitement parallèles les axes du cylindre et de l'arbre.

Les ressorts en spirale, disposés comme l'indique la figure 12, permettent aux deux palettes mobiles de se repousser par leur intermédiaire sans variations de grande amplitude.

Ces ressorts agissent dans le même sens que la force centrifuge, et la longueur de la détente de chacun pendant un tour entier, n'est que de $1/50$ du diamètre total du corps de pompe. Entre les couvercles et le cylindre, le joint est fait par un anneau de caoutchouc, cuir, ou autre matière compressible logée dans une rainure pratiquée dans le corps du cylindre. Des vides permettent le logement de la matière compressible en excès, et le couvercle ne peut s'écarter du repos annulaire qui lui est ménagé. (V. fig. 12.)

Quant au joint de la palette contre la paroi du cylindre, il est fait de la façon suivante :

A l'extrémité de chacune des palettes, on a placé deux pièces métalliques dont la surface extérieure est un segment cylindrique de même rayon que le corps de pompe. La surface intérieure s'encastre dans une gorge taillée au bord de la palette, suivant un cylindre dont la génératrice médiane de la surface cylindrique de frottement constitue l'axe.

Grâce aux ressorts, il y aura toujours jointivité partout et l'usure ne pourra déformer cette pièce.

Étude de la pompe Erémac par la méthode des diagrammes

(Planche 42.)

La pompe Erémac étant, à notre avis, l'une des plus intéressantes parmi les pompes rotatives à un axe, nous la choisirons pour donner au lecteur un nouvel exemple d'application de la méthode des dia-

grammes. Ce n'est guère en effet, que par l'étude de quelques cas particuliers, que l'on peut apprendre à se servir convenablement de cette méthode un peu ardue, quoique féconde en conclusions rigoureuses. Nous raisonnerons sur une pompe Erémac de 400 litres par minute, à 130 tours, décrite dans la *Revue industrielle* de 1876, (page 218 et pl. 14).

Le rayon moyen de la palette est égal à $0^m,100$. Le chemin parcouru par l'extrémité du rayon moyen en un tour est égal à $2\pi \times 0,100 = 0,628$. Nous supposerons l'aspiration de 3 mètres avec 6 mètres de longueur de tuyau et le refoulement de 4 mètres, avec 6 mètres de longueur de tuyau.

La longueur des génératrices du cylindre est de $0^m,200$.

Lorsque le rouleau mobile aura accompli une révolution de 180° autour de son axe, la palette (1, 2) viendra exactement occuper la position de la palette (3, 4).

Il suffit donc, pour connaître complètement le fonctionnement de l'appareil, d'examiner ce qui se passe, pendant la moitié de la révolution du rouleau mobile.

Nous diviserons cet intervalle en six parties ; et nous examinerons successivement chacune de ces six positions.

Étude des volumes engendrés

(Voir fig. 1.)

Position (1).

Dans cette position, les axes des palettes et ceux des orifices d'aspiration et de refoulement coïncident. Comme l'épaisseur des palettes est égale à l'ouverture des lumières, il en résulte que, dans la position horizontale prise en ce moment par les palettes, les communications entre le corps de pompe, l'aspiration et le refoulement sont interrompues.

Les volumes d'eau aspirée et refoulée par seconde sont donc nuls.

Position (2).

Dans cette position, les axes des palettes ont tourné à partir de la position (1) que nous venons de considérer, d'un angle de 30°.

L'aspiration est produite toute entière par le retrait de la face (1).

Le volume engendré par seconde à l'aspiration est égal à :

$$\begin{aligned} & \pi (R^2 - r^2) \times 0.200 \times \frac{n}{60} = \\ & 3.14 \times 0.200 \times \frac{130}{60} (R^2 - r^2) = \\ & 3.14 \times 0.200 \times \frac{13}{6} (0.108^2 - 0.080^2) = \\ & 3.14 \times 0.200 \times \frac{13}{6} (0.0116 - 0.0064) = \\ & 3.14 \times 0.200 \times \frac{13}{6} \times 0.0052 = \\ & 3.14 \times 0.200 \times 2.167 \times 0.0052 = \\ & 0.628 \times 2.167 \times 0.0052 = \\ & 1.361 \times 0.0052 = 0.0070772. \end{aligned}$$

Position (3).

Les axes des palettes ont tourné à partir de la position (1), d'un angle de 60°.

L'aspiration est produite par le retrait de la face (1). Le volume d'eau aspirée par seconde a pour valeur :

$$\begin{aligned} & \pi (R^2 - r^2) \times 0.200 \times \frac{n}{60} = \\ & 3.14 \times 0.200 \times \frac{130}{60} (0.117^2 - 0.083^2) = \\ & 3.14 \times 0.200 \times \frac{13}{6} (0.013689 - 0.0064) = \\ & 0.628 \times 2.167 \times 0.007289 = \\ & 1.361 \times 0.007289 = 0.0099203. \end{aligned}$$

Position (4).

Les axes des palettes ont tourné à partir de la position (1), d'un angle de 90°.

Le retrait de la face (1) engendre un volume qui, par seconde est égal à :

$$\begin{aligned} & \pi (R^2 - r^2) \times 0.200 \times \frac{130}{60} = \\ 3.14 \times 0.200 \times \frac{13}{6} \times (0.120^2 - 0.080^2) = \\ & 1.361 \times (0.0144 - 0.0064) = \\ & 1.361 \times 0.0080 = 0.010888. \end{aligned}$$

Position (5).

Les axes des palettes ont, à partir de la position initiale, décrit un angle de 120°.

Le retrait de la face (1) a pour effet d'augmenter le volume du corps de pompe en communication avec l'aspiration ; mais l'avancement de la face (4) tend à produire l'effet contraire.

Le volume d'eau aspirée, par seconde, sera égal à la différence des volumes engendrés par les déplacements de ces palettes, c'est-à-dire :

$$\begin{aligned} & \pi [(R^2 - r^2) - (R_1^2 - r^2)] \times 0.200 \times \frac{130}{60} = \\ 3.14 \times 0.200 \times 2.167 [(0.117^2 - 0.080^2) - (0.0825^2 - 0.080^2)] = \\ & 0.0099203 - 0.0005525 = \\ & 0.0093678. \end{aligned}$$

Position (6).

Les axes des palettes ont tourné, à partir de la position (1) d'un angle de 150°.

Le volume d'eau aspirée, par seconde, aura pour expression, comme dans le cas précédent, la différence des volumes engendrés par le retrait de la face (1) et l'avancement de la face (4), c'est-à-dire :

$$\begin{aligned} & \pi [(R^2 - r^2) - (R_1^2 - r^2)] \times 0.200 \times \frac{130}{60} = \\ 3.14 \times 0.200 \times 2.167 [(0.108^2 - 0.080^2) - (0.0885^2 - 0.08^2)] = \\ & 1.361 \times 0.0052 - 1.361 \times 0.001432 = \\ & 0.0051272. \end{aligned}$$

Vérification

Le diagramme d'aspiration comprend une surface de 0,0430 qui, divisée par la base 0,300, donne : 0,1433 comme ordonnée moyenne (fig. 2).

Le diagramme étant fait à l'échelle de 2 centimètres par litre, cette ordonnée représente un nombre de litres égal à :

$$\begin{aligned} \frac{0.143}{0.02} &= 7 \text{ litres, } 15 \\ &= 0^{\text{m}^3},00715. \end{aligned}$$

Par conséquent le volume engendré dans un tour, sera égal à :

$$\begin{aligned} \frac{0.00715}{\frac{130}{60}} &= \frac{0.00715}{2.16} \\ &= 0^{\text{m}^3},00331. \end{aligned}$$

Or ce volume peut se calculer *à priori*. — Soit V la différence entre les volumes du corps de pompe et du rouleau mobile, v , le volume situé au-dessous des axes des palettes dans la position (1), v' le volume occupé par la palette, dans le corps de pompe, dans la position (1).

Si les opérations sont exactes, nous devons avoir l'identité :

$$2(V - v - v') = 0^{\text{m}^3},00331.$$

Déterminons V .

$$V = \pi(R^2 - r^2).$$

R et r étant les rayons du corps de pompe et du cylindre mobile.

$$\pi R^2 = 3.14 \times \overline{0.100}^2 = 0.0314$$

$$\pi r^2 = 3.14 \times \overline{0.080}^2 = 0.0200$$

$$\text{Différence . . . } \overline{0.0114}$$

$$V = 0.0114 \times 0.02 = 0.00228.$$

Pour obtenir v , nous avons à faire la somme des surfaces d'un

secteur et d'un triangle et à retrancher cette somme de l'aire d'un autre secteur.

$$\text{Grand secteur : } \frac{\pi \times 0.100^2 \times 80}{360} = \frac{3.14 \times 0.01 \times 8}{36} \\ = 0.0069.$$

$$\text{Petit secteur : } 3.14 \times 0.08^2 \times \frac{1}{4} = 0.00500$$

$$\text{Triangle : } 1/2 \times 0.098 \times 0.02 = 0.00098$$

$$\text{Somme . . . } 0.00598$$

$$0.0069 - 0.0059 = 0.0010.$$

D'où :

$$v = (0.0010 \times 0.2) \times 2 = 0.00020 \times 2 \\ = 0.0004$$

$$V - v = 0.00228 - 0.0004 = 0.0018.$$

Cherchons v' :

$$v' = 0.2 \times 0.018 \times 0.02 = 0.000072$$

$$V - v - v' = 0.0018 - 0.000072 = 0.0017$$

$$2(V - v - v') = 0.0034.$$

Étude du mouvement de l'eau dans la colonne d'aspiration

Le diamètre de la colonne d'aspiration est égal à 0^m,090.

Par suite, la section droite de ce conduit aura une surface de :

$$\frac{\pi}{4} \times 0.090^2 =$$

$$\frac{\pi}{4} \times 0.0081 = 0.006358.$$

Cherchons quelle sera l'accélération possible dans le tuyau d'aspiration.

Considérons à cet effet, la formule :

$$P = 10.30 - 3 - j \times \frac{6}{9.8}$$

Dans laquelle, nous ferons $P = 0$:

Alors :

$$0 = 10.30 - 3 - j \times \frac{6}{9.8}$$

$$7.30 = j \times \frac{6}{9.8}$$

$$j = 7.30 \times \frac{9.8}{6}$$

$$= 11.923.$$

Il faut maintenant chercher si l'eau, dès le début de son mouvement, pourra suivre l'organe aspirateur.

Pour cela, nous calculerons directement les accélérations que l'eau devrait prendre sous l'influence du mouvement de l'organe aspirateur ; et nous verrons ainsi, si ces valeurs ne sont pas trop considérables.

Pour calculer ces accélérations, nous commencerons par calculer les vitesses que l'eau prendra, à chaque instant, dans le tuyau d'aspiration.

Calcul des vitesses dans le tuyau d'aspiration

Position (1).

$$V = 0.$$

Position (2).

$$V = \frac{0.0070772}{\frac{\pi}{4} \times 0.090^2} = 1.113.$$

Position (3).

$$V = \frac{0.0099203}{\frac{\pi}{4} \times 0.090^2} = 1.560.$$

Position (4).

$$V = \frac{0.010888}{\frac{\pi}{4} \times 0.090^2} = 1.712.$$

Position (5).

$$V = \frac{0.0093678}{0.006358} = 1.473.$$

Position (6).

$$V = \frac{0.0051272}{0.006358} = 0.806.$$

Calcul des accélérations dans le tuyau d'aspiration

De la position (1) à la position (2).

L'accélération moyenne entre les positions (1) et (2) sera donnée par la formule :

$$\begin{aligned} V &= V_o + jt \\ 1.113 &= 0 + jt \\ 1.113 &= j \times \frac{1}{6} \times \frac{1}{2.16} \\ &= j \times \frac{1}{12.96} \\ j &= 1.113 \times 12.96 = 14.424. \end{aligned}$$

De la position (2) à la position (3).

$$\begin{aligned} V &= V_o + jt \\ 1.560 &= 1.113 + j \times \frac{1}{12.96} \\ j &= 0.447 \times 12.96 = 5.793. \end{aligned}$$

De la position (3) à la position (4).

$$\begin{aligned} 1.712 &= 1.560 + jt \\ 0.152 \times 12.96 &= j \\ j &= 1.970. \end{aligned}$$

De la position (4) à la position (5).

$$\begin{aligned} 1.473 &= 1.712 + jt \\ -0.239 &= j \times \frac{1}{12.96} \\ j &= -0.239 \times 12.96 = -3.097. \end{aligned}$$

De la position (5) à la position (6).

$$\begin{aligned} 0.806 &= 1.473 + jt \\ -0.667 &= j \times \frac{1}{12.96} \\ j &= -0.667 \times 12.96 = -8.644. \end{aligned}$$

De la position (6) à la position (7).

$$\begin{aligned} 0 &= 0.806 + jt \\ -0.806 &= j \times \frac{1}{12.96} \\ j &= -0.806 \times 12.96 = -10.445. \end{aligned}$$

Nous voyons, en examinant les valeurs numériques de ces accélérations, que l'eau ne suivra pas la palette, dès le début de son mouvement.

Proposons-nous de déterminer à quel instant l'eau rejoint l'organe aspirateur.

Détermination de l'instant où l'eau rejoint l'organe aspirateur

Pour trouver l'instant où l'eau rejoint l'organe aspirateur, nous aurons à résoudre l'équation suivante :

$$\frac{1}{2} 11.923 \times t^2 \times 0.006358 + C = V,$$

dans laquelle V représente le volume en communication avec l'aspiration, à l'instant considéré.

C, représente une constante que nous déterminerons, en remarquant que dans la position (1), c'est-à-dire au moment où $t = 0$, l'espace situé entre la génératrice de contact des deux cylindres et le dessous de la palette (1, 2) est plein d'eau. Il faut donc nécessairement que, dans cette position, les deux courbes soient tangentes et que, par suite, les valeurs des deux ordonnées soient les mêmes.

Or, pour $t = 0$, l'équation se réduit à :

$$C = V_0.$$

V_0 étant égal à $\frac{1}{2} v$.

(La valeur de v a été déjà calculée, page 300.)

Donc :

$$\begin{aligned} C &= \frac{1}{2} v \\ &= 0.0002. \end{aligned}$$

Pour résoudre le problème, nous construirons deux courbes qui, par leur intersection, nous donneront la solution (fig. 4).

Nous prendrons pour abscisses les temps.

Les ordonnées de la première courbe seront les valeurs de l'expression $\frac{1}{2} j t^2 \times S + C$.

Les ordonnées de la deuxième seront les volumes en communication, à chaque instant, avec l'aspiration.

Remarque. — Nous considérons l'espace compris entre la génératrice de contact des deux cylindres et le dessous de la palette (1, 2), comme plein d'eau ; et voici la raison de cette appréciation :

A la vérité, depuis que la palette (1,2) a quitté la position verticale, cet espace qui était d'abord nul, s'est agrandi jusqu'à son volume actuel, sans être en communication directe ni avec le refoulement ni avec l'aspiration, autrement que par les fuites.

Par conséquent, si les joints étaient parfaits, il faudrait considérer cet espace comme vide ; mais, ainsi que nous le montrerons pages 314 et suivantes, il est impossible de se figurer la marche de l'appareil avec joints parfaits ; de plus, pendant que l'espace considéré s'agrandit, un autre espace équivalent, séparé seulement du premier par la génératrice de contact des deux cylindres, diminue, sans être en communication avec le refoulement, autrement que par les fuites. Il est donc permis de supposer que toute l'eau ou presque toute l'eau qui se trouvait dans ce nouvel espace a passé dans celui que nous examinons.

L'hypothèse que nous avons énoncée n'a donc rien qui soit contraire à la probabilité des faits.

Ordonnées de la première courbe

Le temps employé par l'organe aspirateur, pour passer de la position (1) à la position (2), est égal à :

$$\frac{1}{12} \times \frac{1}{2.16} \text{ de } 1'' = \frac{1}{25.92} \text{ de } 1''.$$

Position (2).

$$\begin{aligned} & \frac{1}{2} 11.923 \times \left(\frac{1}{25.92} \right)^2 \times 0.006358 + 0.0002 \\ & 0.037903 \times \frac{1}{(25.92)^2} + 0.0002 \\ & 0.037903 \times \frac{1}{671.846} + 0.0002 \\ & \frac{0.037903}{671.846} + 0.0002 \\ & 0.00005641 + 0.0002 \\ & 0.00025641. \end{aligned}$$

Position (3).

$$\begin{aligned} & \frac{1}{2} 11.923 \times \left(\frac{2}{25.92} \right)^2 \times 0.006358 + 0.0002 \\ & \frac{0.037903}{671.846} \times 4 + 0.0002 \\ & 0.00005641 \times 4 + 0.0002 \\ & 0.00022564 + 0.0002 \\ & 0.00042564. \end{aligned}$$

Position (4).

$$\begin{aligned} & \frac{1}{2} 11.923 \times \left(\frac{3}{25.92} \right)^2 \times 0.006358 + 0.0002 \\ & \frac{0.037903}{671.846} \times 9 + 0.0002 \\ & 0.00005641 \times 9 + 0.0002 \\ & 0.00050769 + 0.0002 \\ & 0.00070769. \end{aligned}$$

Position (5).

$$\begin{aligned} & \frac{1}{2} 11.923 \times \left(\frac{4}{25.92} \right)^2 \times 0.006358 + 0.0002 \\ & \frac{0.037903}{671.846} \times 16 + 0.0002 \\ & 0.00005641 \times 16 + 0.0002 \\ & 0.00090256 + 0.0002 \\ & 0.00110256. \end{aligned}$$

Position (6).

$$\begin{aligned} & \frac{1}{2} 11.923 \times \left(\frac{5}{25.92} \right)^2 \times 0.006358 + 0.0002 \\ & \frac{0.037903}{671.846} \times 25 + 0.0002 \\ & 0.00005641 \times 25 + 0.0002 \\ & 0.00141025 + 0.0002 \\ & 0.00161025. \end{aligned}$$

Position (7).

$$\begin{aligned} & \frac{1}{2} 11.923 \times \left(\frac{6}{25.92} \right)^2 \times 0.006358 + 0.0002 \\ & \frac{0.037903}{671.846} \times 36 + 0.0002 \\ & 0.00005641 \times 36 + 0.0002 \\ & 0.00203076 + 0.0002 \\ & 0.00223076. \end{aligned}$$

Ordonnées de la deuxième courbe

Le volume en communication à chaque instant avec l'aspiration sera égal au produit de la longueur constante des génératrices (0,200) par la section droite du cylindre.

Or la surface de cette section s'obtient, en faisant la somme des surfaces d'un secteur et d'un triangle et en retranchant cette somme de l'aire d'un deuxième secteur augmentée de la surface d'un deuxième triangle (voir le tracé graphique fig. 3).

Position (2).

Grand secteur (31°1/2)	0.002747
Triangle $\frac{0.098 \times 0.020}{2}$	0.000980
Somme	<u>0.003727</u>
Petit secteur (30°).	0.001674
Triangle $1/2 \times 0.100 \times 0.019$	0.000950
Somme	<u>0.002624</u>
Différence entre les deux sommes.	0.001103

Volume 0.001103×0.200 = 0.0002206
 A cet espace ainsi calculé, il faut ajouter la
 moitié du volume que nous avons appelé
 v (page 300) $1/2 v$ = 0.0002000
0.0004206

Il faut encore retrancher de cette valeur le
 $1/2$ volume de la palette (1.2) soit :
 $1/2 0.2 \times 0.02 \times 0.0285$ = 0.0000570
 Volume en communication avec l'aspiration : 0.0003636

Position (3).

Grand secteur (66°) 0.005756
 Triangle $1/2 0.098 \times 0.020$ 0.000980
 Somme 0.006736

Petit secteur (60°) 0.003349
 Triangle $1/2 0.100 \times 0.012$ 0.000600
 Somme 0.003949

Différence des deux sommes 0.002787

Volume : 0.002787×0.200 = 0.0005574
 $1/2 v$ = 0.0002000
0.0007574

$1/2$ volume de la palette (1.2)...(0.002×0.037) = 0.0000740

Volume en communication avec l'aspiration 0.0006834

Position (4).

Grand secteur (102°) 0.008896
 Triangle 0.000930
 Somme 0.009876

Petit secteur (90°) 0.005024
 Triangle 0.000000
 Somme 0.005024

Différence des deux sommes 0.004852

Volume 0.004852×0.200 = 0.0009704
 $1/2 v$ = 0.0002000
0.0011704

$1/2$ volume de la palette (1.2)...(0.002×0.040) = 0.0000800

Volume en communication avec l'aspiration : 0.0010904

Position (5).

Grand secteur (137°)	0.011949
Triangle	0.000980
Somme	<u>0.012929</u>
Petit secteur (120°)	0.006698
— Triangle $\frac{0.100 \times 0.011}{2}$	0.000550
Somme	<u>0.006148</u>
Différence	0.006781
Volume 0.006781×0.200	= 0.0013562
$1/2 v$	= 0.9002000
	<u>0.0015562</u>

Pour avoir l'espace en communication avec l'aspiration, il faut retrancher de la valeur ainsi calculée le volume engendré par la palette (3.4) de la position (4) à la position (5).

Ce volume se calculera par la méthode employée jusqu'ici (fig. 3).

Grand secteur (24°5)	0.002136
Petit secteur	0.001674
Triangle $\frac{0.100 \times 0.008}{2}$	0.000400
Somme	<u>0.002074</u>
Différence	<u>0.000062</u>
Volume 0.000062×0.0200	= 0.0000124
	$0.0015562 + 0.0000124 = 0.0015438$

Il faut maintenant retrancher de cette valeur, le demi-volume de la palette (1.2) et le demi-volume de la palette (3.4), soit :

$$0.000074 + 0.002 \times 0.002 = 0.000074 + 0.000004 \\ = 0.000078$$

Volume en communication avec l'aspiration : $0.0015438 - 0.000078 = 0.0014658$

Position (6).

Grand secteur (171°5)	0.014398
Triangle	0.000980
Somme	<u>0.015378</u>
Petit secteur (150°)	0.008373
— Triangle $\frac{0.100 \times 0.0185}{2}$	0.000925
Somme	<u>0.007448</u>
Différence	0.007930
Volume 0.007930×0.200	= 0.0015860
1/2 v	= 0.0002000
	<u>0.0017860</u>

Pour avoir le volume en communication avec l'aspiration, il faut retrancher du volume ainsi calculé, le volume engendré par la palette (3.4) de la position (4) à la position (6) (fig. 3).

Grand secteur (50°)	0.004361
Petit secteur (60°)	0.003349
Triangle $\frac{0.100 \times 0.015}{2}$	0.000750
	<u>0.004099</u>

	0.004099
Différence	<u>0.000262</u>

$$\begin{aligned}
 \text{Volume : } & 0.000262 \times 0.200 = 0.0000524 \\
 & 0.0017860 - 0.0000524 = 0.0017336 \\
 & \text{1/2 volume de la palette (1.2)} \\
 & + \text{1/2 volume de la palette (3.4)} = \\
 & = 0.000057 + 0.002 \times 0.008 \\
 & = 0.000057 + 0.000016 = 0.0000730
 \end{aligned}$$

Volume en communication avec l'aspiration 0.0016606

Position (7).

Grand secteur (201°)	0.01753122
Triangle	0.00098000
Somme	<u>0.01851122</u>
Petit secteur (180°)	0.01004800
— Triangle	0.00093000
Somme	<u>0.00906800</u>

Différence = 0.0094

Volume en communication avec l'aspiration :

$$0.0094 \times 0.200 = 0.001800$$

$$\text{Volume de la palette} = 0.000072$$

$$\hline 0.001728$$

Remarque. — Les deux courbes (voir fig. 4) se coupent entre les positions (6) et (7), après un temps égal à : $\frac{5}{25,92} + \frac{6}{50} \times \frac{1}{25,92}$ de l'', c'est-à-dire que l'eau aura rejoint l'organe aspirateur après un temps égal à : 0",197; mais il est facile de voir qu'avec une hauteur d'aspiration un peu plus grande, ou une longueur de tuyau un peu plus forte, l'eau ne suivrait pas l'organe aspirateur, ou du moins ne le rattraperait qu'après un certain nombre de courses.

Comme l'eau ne rejoint la palette que vers la fin de sa course, la pression du côté de l'aspiration sera presque constamment nulle. Nous n'en tiendrons donc pas compte dans l'étude des diagrammes de cette pompe.

Calcul des pressions du côté du refoulement

1° Calcul des vitesses.

Position (1).

$$V = 0.$$

Position (2).

$$V = \frac{0.0051272}{0.006358} = 0.806.$$

Position (3).

$$V = \frac{0.0093678}{0.006358} = 1.473.$$

Position (4).

$$V = \frac{0.010888}{0.006358} = 1.712.$$

Position (5).

$$V = \frac{0.0099203}{0.006353} = 1.560.$$

Position (6).

$$V = \frac{0.0070772}{0.003358} = 1.113.$$

Remarque. — Dans le calcul des vitesses du côté du refoulement, nous ne tenons pas compte des faibles quantités d'eau qui peuvent se rendre de l'espace qui se retrécit dans le tuyau de refoulement.

2° Calcul des accélérations.

De la position (1) à la position (2).

L'accélération moyenne de la position (1) à la position (2), sera donnée par l'équation :

$$\begin{aligned} V &= V_0 + jt \\ 0.806 &= 0 + j \times \frac{1}{12.96} \\ j &= 0.806 \times 12.96 = 10.445. \end{aligned}$$

De la position (2) à la position (3).

$$\begin{aligned} 1.473 &= 0.806 + jt \\ j &= 0.667 \times 12.96 = 8.644. \end{aligned}$$

De la position (3) à la position (4).

$$\begin{aligned} 1.712 &= 1.473 + jt \\ j &= 0.239 \times 12.96 = 3.097. \end{aligned}$$

De la position (4) à la position (5).

$$\begin{aligned} 1.560 &= 1.712 + jt \\ j &= -0.152 \times 12.96 = -1.970. \end{aligned}$$

De la position (5) à la position (6).

$$\begin{aligned} 1.113 &= 1.560 + jt \\ j &= -0.447 \times 12.96 = -5.793. \end{aligned}$$

De la position (6) à la position (7).

$$0 = 1.113 + jt$$

$$j = -1.113 \times 12.96 = -14.424.$$

Les accélérations moyennes étant ainsi calculées entre les positions 1 et 2, 2 et 3, etc. nous construirons une courbe ayant pour ordonnées les valeurs ainsi trouvées, ce qui nous permettra de déterminer les accélérations dans les positions 1, 2, 3, etc., en mesurant directement les ordonnées qui correspondent à ces positions (fig. 5).

Nous obtenons ainsi les valeurs suivantes :

Positions	Accélérations
(1)	10.500
(2)	9.800
(3)	6.000
(4)	0.200
(5)	-3.700
(6)	-9.100
(7)	-22.700

3° Calcul des pressions.

A chaque instant, la pression sera donnée par la formule :

$$Ha + h + j \times \frac{l}{g}$$

Par hypothèse, $h = 4$ mètres, $l = 6$ mètres.

$$10.30 + 4 + j \times \frac{6}{9.8}$$

$$14.30 + j \times \frac{6}{9.8}$$

$$14.30 + j \times 0.612.$$

Position (1).

$$14.30 + 10.500 \times 0.612$$

$$14.30 + 6.426$$

$$20.726.$$

Position (2).

$$14.30 + 9.800 \times 0.612$$

$$14.30 + 5.997$$

$$20.297.$$

Position (3).

$$\begin{aligned} 14.30 + 6.000 \times 0.612 \\ 14.30 + 3.672 \\ 17.972. \end{aligned}$$

Position (4).

$$\begin{aligned} 14.30 + 0.200 \times 0.612 \\ 14.30 + 0.122 \\ 14.422. \end{aligned}$$

Position (5).

$$\begin{aligned} 14.30 - 3.700 \times 0.612 \\ 14.30 - 2.264 \\ 12.036. \end{aligned}$$

Position (6).

$$\begin{aligned} 14.30 - 9.100 \times 0.612 \\ 14.30 - 5.569 \\ 8.731. \end{aligned}$$

Position (7).

$$\begin{aligned} 14.30 - 22.700 \times 0.612 \\ 14.30 - 13.892 \\ 0.408. \end{aligned}$$

4° Calcul des travaux des pressions.

Pour obtenir, à chaque instant, le travail de ces pressions, il faut les multiplier par la surface sur laquelle elles agissent et multiplier le produit ainsi obtenu, par le chemin parcouru, dans une seconde, par la partie moyenne de cette surface.

Or le produit des deux derniers facteurs représente le débit par seconde, à l'instant considéré.

Il suffit donc, pour avoir, à chaque instant, le travail de la pression du côté du refoulement, de faire, dans chaque position, le produit de la pression par le débit.

Positions	Travaux des pressions
(1)	$207.26 \times 0 = 0$
(2)	$202.97 \times 0.512 = 103.921$
(3)	$179.72 \times 0.936 = 168.218$
(4)	$144.22 \times 1.088 = 156.911$
(5)	$120.36 \times 0.992 = 119.397$
(6)	$87.31 \times 0.707 = 61.728$
(7)	$4.08 \times 0 = 0$

Remarque. — Si nous examinons la palette, au moment où elle abandonne la position horizontale, nous remarquons immédiatement que ce système de pompe présente un défaut capital.

Il résulte en effet de la disposition donnée aux organes que l'eau enfermée au-dessous de la palette (4) au moment où cette palette abandonne la position horizontale, doit forcément s'échapper par une fuite quelconque, à mesure que la palette approche de la position verticale.

Cette fuite existera par exemple sur la ligne de contact de la palette (3,4) avec le corps de pompe ou sur la génératrice de contact des deux cylindres, ou bien encore sur les lignes de contact de la palette ou du rouleau mobile avec les fonds du cylindre, ou plus probablement dans tous ces endroits à la fois.

De deux choses l'une : ou bien la fuite sera peu importante, ou bien elle sera considérable.

Si la fuite est peu importante, c'est-à-dire si l'aire de l'orifice d'évacuation est faible, la pression de l'eau sur la face (4) sera très grande, par suite de l'incompressibilité de l'eau.

La valeur du travail moteur sera par suite augmentée dans une grande proportion par rapport au travail utile et le rendement de la machine diminuera en conséquence.

Si la fuite est considérable, la pression sur la face (4) ne sera pas beaucoup supérieure à celle du refoulement ; mais alors, il y aura constamment communication entre l'aspiration et le refoulement.

Le volume aspiré à chaque instant, par le retrait des palettes, sera alors beaucoup inférieur au volume théorique.

Par conséquent le travail utile sera diminué d'une manière très

sensible; et par suite, il en sera de même du rendement de l'appareil.

Enfin, si, faisant abstraction de ces considérations théoriques, nous examinons simplement le jeu des organes de l'appareil, nous concluons que cette fuite devant se produire inévitablement, à un moment donné, il en résultera, après quelque temps de marche, une détérioration dans les garnitures élastiques qui, à l'origine, étaient destinées à assurer un contact hermétique; et cela arrivera quelle que soit la perfection du système employé pour assurer le contact parfait entre les palettes, le cylindre et les fonds. Ce défaut augmentera toujours avec le temps, parce que la compression à laquelle l'eau sera soumise dans l'espace en question tendra toujours à augmenter la section de passage qui est indispensable pour le fonctionnement bon ou mauvais de la pompe.

Admettons, comme l'indique la description de cette pompe, qu'on ait apporté beaucoup de soin dans la construction des garnitures élastiques, afin d'obtenir des contacts hermétiques.

Nous supposerons pour fixer les idées que la fuite existe:

- 1° Sur la ligne de contact de la palette avec le corps de pompe;
- 2° Sur la génératrice de contact des deux cylindres;
- 3° Sur les lignes d'intersection du cylindre mobile et des fonds du corps de pompe;
- 4° Sur les lignes d'intersection de la palette avec les fonds du corps de pompe.

Nous supposons de plus que cette fuite ait une hauteur constante égale à 15 centièmes de millimètre.

Position (2).

La surface de l'orifice de fuite sera égale à :

1°	$0.200 \times 0.00015 = 0.00003000$
2°	$0.200 \times 0.00015 = 0.00003000$
3°	$0.082 \times 0.00015 = 0.00001230$
4°	$0.0085 \times 0.00015 = 0.00000127$
	<hr/>
	0.00007357

Or, l'espace dans lequel l'eau se trouve enfermée, se rétrécit par seconde d'une quantité égale à : 0.00195 (page 298).

La vitesse d'évacuation sera donc égale à :

$$\frac{0.00195}{0.00007357} = 26^m,505.$$

La hauteur d'eau capable d'engendrer une pareille vitesse sera égale à :

$$\frac{V^2}{2g} = \frac{26.505^2}{19.616} = \frac{702.25}{19.616} = 35^m,800.$$

La pression sera donc :

$$\begin{aligned} 14.30 + 35.800 + 9.800 \times 0.612 \\ 20.297 + 35.800 \\ 56.097. \end{aligned}$$

Nous obtiendrons le travail de cette pression, en la multipliant par le débit, c'est-à-dire en faisant le produit :

$$560.97 \times 0.195 = 109.389.$$

Position (3).

L'orifice d'évacuation présentera la surface suivante :

1°	$0.200 \times 0.00015 = 0.0000300$
2°	$0.200 \times 0.00015 = 0.0000300$
3°	$0.042 \times 0.00015 = 0.0000063$
4°	$0.002 \times 0.00015 = 0.0000003$
	<u>0.0000666</u>

Or, l'espace dans lequel l'eau se trouve enfermée, se rétrécit par seconde d'une quantité égale à 0,0005525 (page 298).

La vitesse d'évacuation sera :

$$\frac{0.0005525}{0.0000666} = 8.295.$$

La hauteur d'eau capable d'engendrer cette vitesse sera :

$$\frac{V^2}{2g} = \frac{8.295^2}{19.616} = \frac{68.807}{19.616} = 3.507.$$

La pression sera donc égale à :

$$14.30 + 3.507 + 6.000 \times 0.612 \\ 17.972 + 3.507 = 21.479.$$

Le travail de cette pression s'obtiendra en la multipliant par le débit, c'est-à-dire en faisant le produit :

$$214.79 \times 0.055 = 11.613.$$

Position (1).

Pour compléter l'étude relative à cette compression, il faut chercher le travail de la pression qui s'exerce sur la palette dans la position (1).

L'orifice d'évacuation présentera la surface suivante :

1°	$0.200 \times 0.00015 = 0.00003000$
2°	$0.200 \times 0.00015 = 0.00003000$
3°	$0.125 \times 0.00015 = 0.00001875$
4°	$0.018 \times 0.00015 = 0.00000270$
	<hr/>
	0.00008145

Le volume dans lequel l'eau se trouve enfermée, se rétrécit par seconde de :

$$\pi (R^2 - r^2) \times 0.200 \times \frac{n}{60} \\ 3.14 \times 0.200 \times \frac{130}{60} (R^2 - r^2) \\ 1.361 \times (\overline{0.098^2} - \overline{0.083^2}) \\ (1.361 \times 0.0096 - 0.0034) \\ 1.361 \times 0.0032 \\ 0.004355.$$

La vitesse d'évacuation sera égale à :

$$\frac{0.00435500}{0.00008145} = 53.46.$$

La hauteur d'eau capable d'engendrer cette vitesse sera :

$$\frac{V^2}{2g} = \frac{53.46^2}{19.616} = \frac{2857.971}{19.616} = 145.69.$$

La pression sera donc égale à :

$$14.30 + 145.69 = 159.99.$$

Le travail correspondant à cette pression aura pour valeur :

$$1599.9 \times 0.435 = 695.956.$$

Travaux des pressions du côté du refoulement

En définitive, les travaux des pressions du côté du refoulement, auront pour valeurs :

Positions	Travaux des pressions
(1)	695.956
(2)	$103.921 + 109.389 = 213.310$
(3)	$168.218 + 11.613 = 179.831$
(4)	156.911
(5)	119.397
(6)	61.728
(7)	0

(Voir fig. 6.)

Calcul des frottements

Proposons-nous maintenant de déterminer les travaux des frottements qui s'exercent entre les extrémités des palettes et l'intérieur du corps de pompe.

Position (1).

Palette (1.2).

Soit F la force qui applique la palette contre la surface cylindrique intérieure du corps de pompe. Décomposons F en deux autres forces : l'une tangente à la surface intérieure du corps de pompe, laquelle n'aura aucune action sur la valeur du travail de frottement, et l'autre normale à cette même surface. Cette dernière force est précisément celle qui produit le frottement. Elle a pour valeur dans le cas qui nous occupe (fig. 7) :

$$F \times \cos 12^\circ.$$

Pour obtenir le travail de frottement dû à cette pression, il suffit de la multiplier par le coefficient de frottement f et de multiplier encore le résultat obtenu, par le chemin élémentaire parcouru par le bord de la palette, ce qui donne :

$$F \cos 12^\circ \times f \times \Omega \times R.$$

Ω désigne la vitesse angulaire autour du centre de rotation et R la distance entre ce centre et le point de contact de la palette avec le cylindre.

$$\begin{aligned} & F \cos 12^\circ \times 0.15 \times 2\pi \times \frac{n}{60} \times 0.098 \\ & F \times 0.978 \times 0.15 \times 6.28 \times 2.16 \times 0.098 \\ & F \times 0.193. \end{aligned}$$

Palette (3.4).

On verrait, par un raisonnement analogue, que le travail de frottement est égal à :

$$\begin{aligned} & F' \times \cos 12^\circ \times 0.15 \times 6.28 \times 2.16 \times 0.098 \text{ ou} \\ & F' \times 0.193. \end{aligned}$$

Le travail total de frottement, dans la position que nous considérons, sera donc égal à :

$$0.193(F + F').$$

Il reste donc maintenant à déterminer les valeurs de F et de F' .

Les ressorts destinés à pousser les palettes hors de leurs guides doivent évidemment avoir une force supérieure à celle nécessaire pour faire mouvoir lesdites palettes lorsqu'elles sont soumises à la charge maxima.

Proposons-nous donc de calculer la force nécessaire pour faire mouvoir les palettes lorsqu'elles ont la charge maxima, c'est-à-dire dans la position (1).

La pression du refoulement 20,726 s'exerce sur une surface ayant pour dimensions :

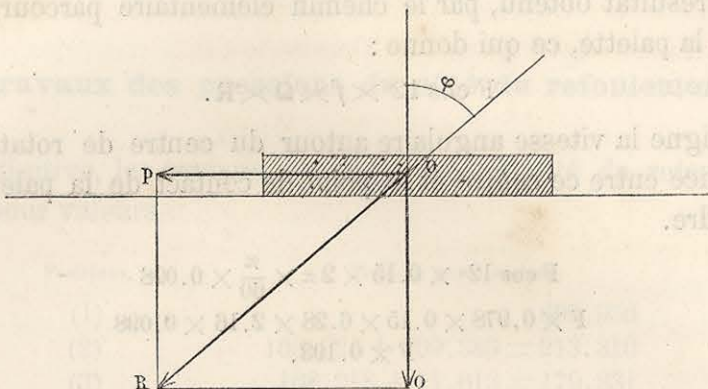
$$0.098 \times 0.200 = 0.0196.$$

La pression Q sur la palette aura donc pour valeur :

$$207.26 \times 1.960 = 406.22.$$

Soit P la force nécessaire pour mettre cette palette en mouvement,

dans le sens du ressort, c'est-à-dire parallèlement aux surfaces en contact.



Construisons la résultante R de ces deux forces, et soit φ l'angle que fait la force R avec la force Q.

Nous aurons les équations suivantes :

$$Q = R \cos \varphi$$

$$P = R \sin \varphi.$$

D'où :

$$\frac{P}{Q} = \operatorname{tg} \varphi$$

$$P = Q \operatorname{tg} \varphi$$

$$= Q \times f$$

$$= 406.22 \times 0.15$$

$$= 60.933.$$

Soit T, la force du ressort. Nous prendrons d'après ce qui précède :
 $T = 65.$

Dans les positions suivantes, T ne conservera pas rigoureusement la même valeur ; mais en réalité la variation sera très peu importante, puisque la longueur de chaque ressort varie, pendant un tour, d'une quantité égale au cinquantième du diamètre intérieur du corps de pompe, ce qui fait $0^m,004$ pour une pompe de 20 centimètres de diamètre.

Nous pouvons donc admettre sans erreur appréciable, que T conserve sensiblement la même valeur.

Cela posé, revenons à la position (1) et proposons-nous de calculer les valeurs de F et de F'.

La palette (1,2) sort de ses guides. Par conséquent, la force qui applique ladite palette contre la surface cylindrique intérieure est évidemment la force du ressort diminuée de la force variable P nécessaire pour faire mouvoir la palette dans ses guides.

Donc,

$$F = T - P = 65 - 60.933 \\ = 4.067.$$

La palette (3,4) au contraire rentre dans ses guides. Par conséquent, la force qui applique ladite palette contre la surface cylindrique intérieure est la force du ressort augmentée de la force variable P, nécessaire pour faire mouvoir ladite palette.

Nous avons :

$$P = Qf \\ Q = 1.960 \times (1599.9 - 207.26) \\ = 1.960 \times 1392.64 \\ = 2729.574 \\ P = 2729.574 \times 0.15 \\ = 409.436 \\ F' = 65 + 409.436 = 474.436.$$

Le travail de frottement sera donc égal à :

$$0.193 (F + F') = \\ 0.193 (474.436 + 4.067) = \\ 0.193 \times 478.503 = 92 \text{kgm}, 351.$$

Position (2).

Palette (1.2).

Commençons par déterminer F.

Nous avons :

$$F = T - P \\ P = Qf \\ Q = 1.960 \times 202.97 = 397.821 \\ P = 397.821 \times 0.15 = 59.673 \\ F = 65 - 59.673 = 5.327.$$

Le travail de frottement correspondant sera égal à : (fig. 7.)

$$F \times \cos 10^\circ \times 0.15 \times 6.28 \times 2.16 \times 0.108 = \\ F \times \cos 10^\circ \times 2.035 \times 0.108 = \\ 5.327 \times 0.985 \times 2.035 \times 0.108 = \\ 5.327 \times 2.004 \times 0.108 = 1.153.$$

Palette (3.4).

$$\begin{aligned}F' &= T + P \\P &= Qf \\Q &= 1.960 \times (560.97 - 202.97) \\&= 1.960 \times 358 = 701.680 \\P &= 701.680 \times 0.15 = 105.252 \\F' &= 65 + 105.252 = 170.252.\end{aligned}$$

Le travail de frottement aura pour valeur : (fig. 7.)

$$\begin{aligned}F' \times \cos 10^\circ \times 0.15 \times 6.28 \times 2.16 \times 0.088 &= \\F' \times \cos 10^\circ \times 2.035 \times 0.088 &= \\170.252 \times 0.985 \times 2.035 \times 0.088 &= \\170.252 \times 2.044 \times 0.088 &= \\30.623.\end{aligned}$$

Le travail total de frottement sera donc, dans cette position, égal à :

$$1.153 + 30.623 = 31.776.$$

Position (3).

Palette (1.2).

$$\begin{aligned}F &= T - P \\P &= Qf \\Q &= 1.960 \times 179.72 = 352.251 \\P &= 352.251 \times 0.15 = 52.837 \\F &= 65 - 52.837 = 12.163.\end{aligned}$$

Le travail de frottement correspondant sera égal à : (fig. 7.)

$$\begin{aligned}F \cos 6^\circ \times 0.15 \times 6.28 \times 2.16 \times 0.117 &= \\F \cos 6^\circ \times 2.035 \times 0.117 &= \\F \times 0.994 \times 2.035 \times 0.117 &= \\12.163 \times 2.023 \times 0.117 &= 2.878.\end{aligned}$$

Palette (3.4).

$$\begin{aligned}F' &= T + P \\P &= Qf \\Q &= 1.960 (214.79 - 179.72) \\&= 1.960 \times 35.07 \\&= 68.737 \\P &= 68.737 \times 0.15 = 10.310 \\F' &= 65 + 10.310 \\&= 75.310.\end{aligned}$$

Travail de frottement : (fig. 7.)

$$\begin{aligned} F' \cos 6^\circ \times 0.15 \times 6.28 \times 2.16 \times 0.082 &= \\ F' \cos 6^\circ \times 2.035 \times 0.082 &= \\ 75.310 \times 0.994 \times 2.035 \times 0.082 &= \\ 75.310 \times 2.023 \times 0.082 &= \\ 12.493. & \end{aligned}$$

Travail total de frottement dans la position (3) :

$$2.878 + 12.493 = 15.371.$$

Position (4).

Palette (1.2).

$$\begin{aligned} F &= T - P \\ P &= Q \times f \\ Q &= 1.960 \times 144.22 = 282.671 \\ P &= 282.671 \times 0.15 = 42.400 \\ F &= 65 - 42.400 = 22.600. \end{aligned}$$

Travail de frottement : (fig. 7.)

$$\begin{aligned} F \cos 0^\circ \times 0.15 \times 6.28 \times 2.16 \times 0.120 &= \\ F \times 1 \times 2.035 \times 0.120 &= \\ 22.600 \times 2.035 \times 0.120 &= \\ 5.519. & \end{aligned}$$

Palette (3.4).

$$\begin{aligned} F' &= T + P \\ P &= Q \times f. \end{aligned}$$

Or :

$$Q = 0.$$

Donc :

$$F' = T = 65.$$

Travail de frottement : (fig. 7.)

$$\begin{aligned} F' \times 0.15 \times 6.28 \times 2.16 \times 0.080 &= \\ F' \times 2.035 \times 0.080 &= \\ 65 \times 2.035 \times 0.080 &= 10.582. \end{aligned}$$

Travail total de frottement dans la position (4) :

$$5.519 + 10.582 = 16.101.$$

Position (5).

Palette (1.2).

$$\begin{aligned} F &= T - P \\ P &= Qf \\ Q &= 1.960 \times 120.36 = 235.905 \\ P &= 235.905 \times 0.15 = 35.385 \\ F &= 65 - 35.385 = 29.615. \end{aligned}$$

Travail de frottement : (fig. 7.)

$$\begin{aligned} F \cos 6^\circ \times 0.15 \times 6.28 \times 2.16 \times 0.117 &= \\ F \cos 6^\circ \times 2.035 \times 0.117 &= \\ 29.615 \times 0.994 \times 2.035 \times 0.117 &= \\ 29.615 \times 2.023 \times 0.117 &= 7.009. \end{aligned}$$

Palette (3.4).

$$\begin{aligned} F' &= T + P \\ P &= Q \times f. \end{aligned}$$

Or, nous avons déjà vu que dans les positions 5, 6 et 7, la valeur de Q était sensiblement nulle.

Donc :

$$F' = T = 65$$

Le travail de frottement correspondant sera : (fig. 7.)

$$\begin{aligned} F' \cos 6^\circ \times 0.15 \times 6.28 \times 2.16 \times 0.082 &= \\ F' \cos 6^\circ \times 2.035 \times 0.082 &= \\ 65 \times 0.994 \times 2.035 \times 0.082 &= \\ 65 \times 2.023 \times 0.082 &= 10.782. \end{aligned}$$

Travail total de frottement dans la position (5) :

$$7.009 + 10.782 = 17.791.$$

Position (6).

Palette (1.2).

$$\begin{aligned} F &= T - P \\ P &= Qf \\ Q &= 1.960 \times 87.31 = 171.127 \\ P &= 171.127 \times 0.15 = 25.669 \\ F &= 65 - 25.669 = 39.331. \end{aligned}$$

Travail de frottement : (fig. 7.)

$$F \cos 10^\circ \times 0.15 \times 6.28 \times 2.16 \times 0.108 =$$

$$F \cos 10^\circ \times 2.035 \times 0.108 =$$

$$39.331 \times 0.985 \times 2.035 \times 0.108 =$$

$$39.331 \times 2.004 \times 0.108 =$$

$$8.512.$$

Palette (3.4).

$$F' = T = 65.$$

Travail de frottement : (fig. 7.)

$$F' \times \cos 10^\circ \times 0.15 \times 6.28 \times 2.16 \times 0.088 =$$

$$F' \cos 10^\circ \times 2.035 \times 0.088 =$$

$$65 \times 0.985 \times 2.035 \times 0.088 =$$

$$65 \times 2.004 \times 0.088 =$$

$$11.463.$$

Travail total de frottement dans la position (6) :

$$8.512 + 11.463 = 19.975.$$

Position (7).

Palette (1.2).

$$F = T - P$$

$$P = Q \times f$$

$$Q = 1.960 \times 4.08 = 7.997$$

$$P = 7.997 \times 0.15 = 1.200$$

$$F = 65 - 1.200 = 63.800.$$

Travail de frottement : (fig. 7.)

$$F \cos 12^\circ \times 2.035 \times 0.098 =$$

$$63.800 \times 0.978 \times 2.035 \times 0.098 =$$

$$63.800 \times 1.990 \times 0.098 = 12.442.$$

Palette (3.4).

$$F' = T = 65.$$

Travail de frottement : (fig. 7.)

$$F \cos 12^\circ \times 2.035 \times 0.098 =$$

$$65 \times 0.978 \times 2.035 \times 0.098 =$$

$$65 \times 1.990 \times 0.098 =$$

$$12.676.$$

Travail total de frottement dans la position (6) :

$$12.442 + 12.676 = 25.118.$$

Remarque.— Nous avons, dans ce calcul de frottements, considéré la palette comme appliquée contre le guide par la pression de l'eau. Voici l'explication de ce fait :

L'espace compris entre les palettes et le guide augmente et diminue assez rapidement, et on ne peut pas admettre que cet espace reste vide. Du reste, après une marche de quelques jours, il est évident que l'usure aura produit un certain jeu entre la palette et son guide ce qui conduit donc à admettre que la palette soit appliquée contre le guide par la pression, et que la face supérieure toute entière soit soumise à cette pression.

Il est du reste possible que la force des ressorts ne soit pas aussi considérable que celle déterminée dans ces calculs; mais alors, dès qu'une usure se sera produite dans les guides ou dans la palette, et que cette usure sera assez considérable, pour permettre l'introduction de l'eau et par suite la transmission de la pression, la palette ne sortira plus de ses guides que lorsque la force du ressort sera suffisante pour vaincre le frottement résultant de la pression. Il y aurait donc, dans ce cas, diminution du travail de frottement, mais en même temps, diminution de la quantité d'eau élevée.

Ordonnées du diagramme de travail

Nous pouvons maintenant dresser la liste des ordonnées du diagramme de travail.

Positions	Travaux des pressions
(1)	$695.956 + 92.351 = 788.307$
(2)	$213.310 + 31.776 = 245.086$
(3)	$179.831 + 15.371 = 195.202$
(4)	$156.911 + 16.101 = 173.012$
(5)	$119.397 + 17.791 = 137.188$
(6)	$61.728 + 19.975 = 81.703$
(7)	$0 + 25.118 = 25.118$

(Voir fig. 9.)

Conclusions.

Les différentes périodes du mouvement de l'appareil ayant été ainsi étudiées, nous pouvons conclure que :

Si une pompe neuve de ce système paraît avoir un bon rendement pendant un essai de courte durée, il n'en sera pas de même, après quelque temps de marche.

Nous avons déjà signalé les causes qui amènent promptement la détérioration des organes de la pompe. Nous n'insisterons donc pas davantage sur ce point.

Il suffit de jeter un coup d'œil sur le diagramme d'aspiration (fig. 2), pour voir que les volumes engendrés à chaque instant par les déplacements des palettes, ont des valeurs très variables.

La pompe que nous venons d'étudier, n'est donc pas à courant continu, ni du côté de l'aspiration, ni du côté du refoulement.

L'hypothèse où nous nous sommes placés, au point de vue de la hauteur d'aspiration et de la longueur du tuyau d'aspiration, nous a permis de constater que l'eau rejoint la palette entre les positions (6) et (7), c'est-à-dire vers la fin de sa course.

Il est facile de vérifier que, si l'on augmente la hauteur d'aspiration ou la longueur du tuyau, l'eau ne rejoindra plus l'organe aspirateur, ou du moins, ne le rattrapera qu'après un certain nombre de courses.

Cela posé, proposons-nous de calculer le rendement de l'appareil, dans les hypothèses où nous nous sommes placés, c'est-à-dire dans des circonstances favorables au système.

La surface du diagramme de travail est égal à 0,0305.

L'ordonnée moyenne aura pour valeur :

$$\frac{0,0305}{0,600} = 0,0508.$$

Le travail moteur à imprimer à l'appareil sera donc, par seconde, égal à :

$$\frac{0,0508}{0,0004} = 127.$$

Or, nous avons déjà vu que l'ordonnée moyenne du diagramme d'aspiration représente 7',15.

Cette quantité d'eau élevée à 7 mètres de hauteur, représente un travail utile de :

$$7.15 \times 7 = 50.05.$$

Le rendement théorique sera représenté par le rapport :

$$\frac{50.05}{127} = 0.391.$$

Soit 40 % en chiffre rond.

Il ne faut pas oublier que nous avons négligé dans ce calcul, un certain nombre de résistances telles que les frottements accessoires, l'influence des coudes, des élargissements brusques et des rétrécissements.

Enfin, nous ferons remarquer que l'influence fâcheuse de la compression d'eau sur le rendement, dans les positions 1, 2 et 3, sera d'autant plus importante, que la pompe sera d'un diamètre plus grand.

Pompe rotative à rouleau en forme de trèfle

La figure de droite de la planche 43 représente un des premiers dispositifs auxquels on avait songé pour supprimer les alternatives dans le mouvement de l'eau et pour obtenir des effets soi-disant continus. Dans une boîte cylindrique fermée par deux couvercles, tournait un noyau en forme de trèfle traversé par un axe auquel on appliquait la puissance motrice. — A et R étaient les tuyaux d'aspiration et de refoulement; et en interposant une cloison C poussée par un ressort et capable de rentrer dans une coulisse, en glissant sur le plan incliné formé par chaque aile du noyau, le fonctionnement se comprend de lui-même.

Tout cela prenait beaucoup de frottements et s'usait très rapidement; et le système n'a guère qu'un intérêt archéologique. Si nous en parlons, ce n'est guère que pour empêcher quelque malheureux inventeur d'imaginer à nouveau quelque combinaison semblable; car en matière d'inventions, rien n'est plus fréquent que les résurrections d'appareils justement disparus et oubliés.

Pompe Rouffet

Dans la pompe Rouffet, (fig. 1, 2, 3, 4, pl. 43), ABCD est une boîte circulaire en laiton par rapport à laquelle est excentré un axe moteur portant un noyau cylindrique tangent à l'un des points de la paroi intérieure de la boîte. Ce noyau ou rouleau, présente quatre entailles ou coulisses radialement opposées, recevant les palettes PPP'P'. Dans chaque entaille, la palette et son ressort R peuvent se noyer entièrement. A travers de petites ouvertures traversant le rouleau et son axe, des chevilles passent et servent à pousser chaque ressort et sa palette correspondante.

A et B sont les tubulures d'aspiration et de refoulement, constamment isolées l'une de l'autre par le point de tangence du corps de pompe et du rouleau mobile.

P et P' représentent deux palettes dans la position horizontale où elles sont les plus rentrées dans le rouleau; et la cheville LL (fig. 4) maintient leur écart.

Lorsque les palettes se trouvent dans un même plan vertical, les ressorts complètent l'action des chevilles, car sans cela l'ensemble de deux palettes deviendrait trop court de la différence entre la corde du cercle et son diamètre (soit 5 à 6 millimètres pour les plus fortes pompes). Les ressorts compensent aussi constamment les effets de l'usure; et en les fabriquant en laiton bien écroui ils ne se détériorent guère même dans l'eau de mer. L'amplitude de leur action est d'ailleurs très faible.

Chaque palette est formée de feuilles de cuir superposées et serrées ensemble par des vis. Les tranches dépassent leurs coulisses pour frotter contre la paroi, et l'on ménage dans ces feuilles une sorte de boîte servant de logement au ressort correcteur.

Les disques pleins oo (fig. 4.) venus de fonte avec le rouleau ou noyau l'empêchent d'être trop affaibli par ses rainures, et frottent contre des anneaux de cuir noyés dans les fonds.

En résumé pour de petites applications, cette pompe ne nous paraît pas mauvaise, et il n'y a que des cuirs à remplacer. Mais pour

des applications importantes, il y a là encore trop de frottements et de variations de volumes engendrés ; et la jointivité de la séparation entre l'aspiration et le refoulement, est insuffisante.

Pompe Brédo

La figure du bas de la planche 38, représente la pompe rotative Brédo décrite dans la *Revue Industrielle* du 4 juin 1879. Dans cette pompe, un cylindre en caoutchouc remplace les ressorts généralement employés pour appuyer les palettes, contre la paroi du corps de pompe.

Ce cylindre en caoutchouc *c* est placé à l'intérieur du rouleau *K* ; et les deux palettes ou tiroirs *s* guidés dans des rainures longitudinales du rouleau, traversent entièrement l'épaisseur de celui-ci pour s'appuyer sur des génératrices du cylindre en caoutchouc.

Le rouleau se mettant à tourner, les tiroirs sont repoussés progressivement vers l'intérieur par des nervures latérales *r* du corps de pompe, ce qui leur permet de dépasser la cloison *t*, isolant l'aspiration du refoulement. Les nervures *r'* permettent aux tiroirs de sortir rapidement de leurs coulisses, sous la poussée du caoutchouc.

Pompe Malcotte

Les figures du bas de la planche 39 représentent une pompe Malcotte débitant 8.000 litres par heure à la vitesse de rotation de cent tours par minute.

Dans ce système les palettes sont dirigées dans leur mouvement par des saillies s'emboîtant dans les mortaises pratiquées dans les guides. Ces guides glissent à frottement doux dans une rainure ménagée au couvercle. Les deux couvercles sont pareils ; et l'on pourrait donc se passer des deux ressorts représentés sur le dessin, qui traversent l'arbre de la pompe chacun en un point différent. Ces ressorts sont paraît-il destinés à compenser l'usure qui pourrait se produire à la fois sur l'extrémité des palettes et sur les bords frottants des guides. Les saillies qui viennent s'emboîter dans les orifices des guides, ne sont

pas figurées sur le dessin parce que la coupe est faite suivant le plan médian.

Pompe Vialatte

La pompe Vialatte représentée par les figures de la planche 39, est une pompe dont le rouleau cylindrique tournant dans un cylindre concentrique ou corps de pompe, présente une seule palette qui fait le vide derrière elle et le refoulement devant elle. Un tiroir se reposant sur le cylindre tournant, sépare constamment le volume annulaire décrit par la palette, en deux parties communiquant l'une avec l'aspiration et l'autre avec le refoulement.

Un mouvement extérieur de came (mouvement rapide et brusque) soulève le tiroir pour laisser passer la palette, *juste au moment où* elle arrive tout contre, et le laisse retomber *aussitôt après* que la palette est passée.

Il ne paraît pas bien aisé d'obtenir que tout cela fonctionne avec une précision mathématique et sans fuites importantes, au moment du fonctionnement du tiroir, surtout s'il s'agit d'élévations un peu considérables ; et c'est là encore une pompe utilisable pour de petites applications seulement. Il n'y a pas non plus de rattrapage d'usure.

Pompe Stoltz

La pompe Stoltz (fig. 18 à 22 de la planche 37) est encore une pompe rotative à un axe qui a reçu d'assez nombreuses applications (et même en Italie pour des débits considérables). La figure 21 représente le corps de pompe dont on a retiré les deux couvercles et une partie du mécanisme. La boîte principale DNE est à profil circulaire : mais à l'intérieur est solidement fixée une lame circulaire en métal DFHLGE de même épaisseur que la boîte elle-même.

L'une des tranches de cette lame est assemblée au fond fixe de la boîte, tandis que l'autre tranche est en contact avec le couvercle antérieur, quand celui-ci est posé.

La lame circulaire a son centre de courbure un peu au-dessus du centre X de la boîte, et s'appuie en C sur une cloison isolant l'aspiration du refoulement. Elle est percée d'ouvertures F, H, I, G par lesquelles passe l'eau allant de l'aspiration au refoulement. Il résulte de cette disposition que la paroi circulaire supérieure de la boîte et la lame courbe rapportée comprennent entre elles une sorte d'ellipse irrégulière dont l'axe n'occupe point le centre.

Le fond fixe de la boîte reçoit à assemblage solide, une autre lame courbe KLMZ, appelée courbe directrice et dont chaque point est à une distance constante du point radial correspondant de la quasi ellipse; et toutes ces pièces sont fixes et immuables de positions.

La figure 19 représente une pièce au contraire mobile, consistant en une sorte de couvercle de tabatière à quatre fentes ou rainures. Ce couvercle est muni d'un fond et d'un rebord, ou d'une paroi qui s'étend plus ou moins; et il tourne avec l'axe de rotation.

Maintenant, prenons cette pièce mobile et plaçons-la dans le corps de pompe de la figure 21, de manière que l'axe passe en X; et puis ensuite dans les rainures plaçons des palettes mobiles de dimensions telles, qu'elles puissent circuler à frottement doux entre les deux courbes parallèles et entre les deux fonds. Si ensuite nous faisons tourner l'axe, les palettes décriront leurs chemins respectifs entre les deux courbes, tantôt en s'éloignant du centre X et tantôt en s'en rapprochant. La figure 18, dégagée de la courbe DHIE et des tubulures A et B, représente une coupe du système suivant DE de la figure 22. FM se rapporte à la courbe KLMZ de la figure 21.

Le rouleau RV (fig. 22) étant en contact avec la cloison C, si l'on fait tourner l'axe du rouleau, chaque palette passera à son tour au contact C. Ceci posé, si le tuyau A se prolonge jusqu'à un réservoir d'aspiration, que le corps de pompe soit fermé et plein d'eau, et que l'axe tourne suivant la flèche, il est clair qu'il y aura aspiration derrière la palette R, et refoulement devant R, Y et V; et l'eau refoulée sera évacuée par B.

En C, existe une lame de contact avec ressort pour compenser l'usure, et la courbe KLM forme ressort elle aussi.

Mais, cela crée des frottements, et les palettes et lames courbes peuvent s'user inégalement. C'est pour obvier à cela que l'on a cons-

truit les palettes en deux pièces à coulisse, suivant la figure 20; et elles peuvent alors s'allonger ou se raccourcir, suivant le jeu et l'état d'usure des courbes, grâce à l'interposition d'un ressort en A. On a, de plus, muni la palette intérieure d'une garniture BC formée de feuilles de cuir superposées et réunies dans un encadrement en laiton.

Ces pompes ont été perfectionnées par Dietz.

Pompe rotative, système Houyoux

Débit: 22 litres à 120 tours par minute

(Planches 38 et 44.)

Calculs préliminaires

La pompe Houyoux dont il a été déjà dit un mot page 288, est représentée par les figures de la planche 38.

L'appareil se compose d'un corps de pompe cylindrique avec tubulures supérieure et inférieure, correspondant aux tuyaux de refoulement et d'aspiration.

Dans l'intérieur de ce corps de pompe, se trouve un tambour plein en fonte, dont l'axe est excentré.

Ce tambour porte trois palettes articulées en bronze, pivotant autour de trois axes logés dans son épaisseur.

L'appareil est muni d'une soupape de retenue du côté de l'aspiration et d'un réservoir d'air, du côté du refoulement. Nous en empruntons la description et les données numériques à la *Revue industrielle*.

Nous supposerons l'aspiration de 4 mètres, avec 5^m,76 de longueur de tuyau et le refoulement de 10 mètres, avec 15 mètres de longueur de tuyau.

La longueur des génératrices du cylindre est de : 0^m,085.

Il est aisé de voir, qu'après un tiers de la révolution du rouleau mobile, la palette (2) vient exactement remplacer la palette (1).

Par conséquent, il suffit, pour connaître complètement le fonctionnement de l'appareil, d'examiner ce qui se passe, pendant un tiers de la révolution du rouleau mobile.

Nous diviserons cet intervalle en six parties; et nous examinerons successivement chacune de ces six positions (fig. 1, pl. 44).

Remarquons que le mouvement de la palette peut être assimilé à celui d'une courbe de longueur constante dont les deux extrémités décrivent des courbes fixes.

Ces deux courbes fixes sont :

1° La circonférence intérieure du corps de pompe.

2° La circonférence ayant pour centre, le centre du rouleau mobile et pour rayon, la distance entre ce centre et l'axe autour duquel pivote la palette.

Cela posé, si nous considérons la palette, dans une position quelconque, le centre instantané de rotation se trouvera à l'intersection des deux normales aux cercles décrits par les deux extrémités de la courbe mobile.

Position (1).

L'aspiration est produite par une surface dont la projection circulaire, sur un plan perpendiculaire à la direction du mouvement, a pour dimensions (fig. 2):

$$0.0065 \times 0.085 = 0.000552.$$

Le volume engendré par seconde sera égal au produit de cette surface, par le chemin moyen parcouru par cette projection en une seconde.

Pour calculer ce chemin moyen, il est nécessaire de chercher d'abord la vitesse angulaire autour du centre instantané de rotation.

A cet effet, considérons le point qui représente, sur l'épure, l'axe autour duquel pivote la palette.

Ce point peut être considéré, comme invariablement lié au système mobile.

Par conséquent, à un instant quelconque, la vitesse de ce point, aux infiniment petits du 2^e ordre près, est la même que si, à partir de cet instant la figure tournait autour du centre instantané de rotation.

Soient : ω la vitesse angulaire de ce point, considéré comme tournant autour du centre du rouleau mobile et r le rayon correspondant.

Désignons par Ω la vitesse angulaire de ce point tournant autour du centre instantané de rotation et par R , le rayon correspondant.

Nous pouvons, en vertu du principe énoncé précédemment, poser l'équation :

$$\begin{aligned}\omega \times r &= \Omega \times R \\ 2\pi \times \frac{n}{60} \times r &= \Omega \times 0.047 \\ \Omega &= \frac{0.471}{0.047} = 10.021.\end{aligned}$$

Le volume aspiré par seconde sera :

$$\Omega \times R' \times 0.000552.$$

(R' désigne la distance entre le centre instantané de rotation et le milieu de la projection circulaire de la surface produisant l'aspiration.)

$$10.021 \times 0.056 \times 0.000552 \text{ ou } 0.000309.$$

Remarque. — Tout ce que nous venons de dire, relativement au calcul du volume aspiré dans la position (1) suppose implicitement que l'extrémité de la palette (1) est, en ce moment, appliquée contre la surface intérieure du corps de pompe. Nous verrons plus tard qu'il ne peut pas en être ainsi; et par suite, nous serons conduits à modifier la valeur 0,000309 que nous venons de trouver, par le calcul, dans cette première hypothèse.

Position (2).

Dans cette position, il faut remarquer que le bord mobile de la palette (1) ne suit pas la circonférence intérieure du corps de pompe.

La palette est au contraire obligée de rester appliquée dans son alvéole, puisque le côté extérieur de cette palette serait en communication avec le refoulement et que le côté intérieur serait en communication avec l'aspiration. Il y a donc une fuite entre le refoulement et l'aspiration.

On lit quelquefois dans les descriptions de cette pompe :

« En supposant même que l'appareil marche sans pression, il est évident que le clapet s'ouvrira par son propre poids et la force centrifuge, de sorte que, dans tous les cas, il y aura toujours aspiration et refoulement. »

Or, c'est seulement dans cette hypothèse, que l'extrémité libre de la palette suivrait la circonférence, puisque c'est précisément la pression du refoulement qui force la palette à rester dans son alvéole.

Cela posé, il faudra retrancher du volume engendré par la palette

(1), une certaine quantité représentant le volume d'eau qui s'échappe par l'orifice de fuite.

Nous pouvons évaluer l'importance de cette fuite au volume engendré par la palette (2), en supposant, bien entendu, dans ce calcul, que son extrémité libre suit la circonférence intérieure du corps de pompe.

Le volume d'eau aspirée par seconde sera donc égal à la différence des volumes engendrés par les déplacements des palettes (1) et (2).

Palette (1).

La projection circulaire de la surface mobile, sur un plan perpendiculaire à la direction du mouvement, a pour dimensions (fig. 2) :

$$0.0075 \times 0.085 = 0.000637.$$

Pour connaître le volume engendré par le déplacement de cette palette, il suffit de multiplier cette surface par la vitesse de la partie moyenne de la projection.

La vitesse angulaire instantanée sera donnée par l'équation :

$$\begin{aligned} \omega \times r &= \Omega \times R \\ 6.28 \times 2 \times 0.0375 &= \Omega \times 0.0455 \\ \Omega &= \frac{6.28 \times 2 \times 0.0375}{0.0455} = 10.351. \end{aligned}$$

Le volume engendré par seconde sera égal à :

$$\begin{aligned} \Omega \times R' \times 0.000637 \\ 10.351 \times 0.0555 \times 0.000637 \\ 0.000365. \end{aligned}$$

Palette (2).

La projection de la surface mobile a pour dimensions (fig. 2) :

$$0.001 \times 0.085 = 0.000085.$$

Pour calculer le volume engendré par le déplacement de cette palette, il faut commencer par calculer la vitesse angulaire instantanée, laquelle sera donnée par l'équation :

$$\begin{aligned} \omega \times r &= \Omega \times R \\ 6.28 \times 2 \times 0.0375 &= \Omega \times 0.0405 \\ \Omega &= \frac{0.471}{0.0405} \\ &= 11.629. \end{aligned}$$

Le volume engendré sera par seconde :

$$\begin{aligned} & \Omega \times R' \times 0.000085 \\ & 11.629 \times 0.046 \times 0.000085 \\ & 0.0000454. \end{aligned}$$

Le volume d'eau aspirée par seconde sera égal à :

$$0.000365 - 0.0000454 = 0.000319.$$

Position (3).

On verrait, par un raisonnement analogue au précédent, que, dans cette position, le volume d'eau aspirée par seconde sera égal à la différence des volumes engendrés par les déplacements des palettes (1) et (2).

Palette (1).

La projection de la surface mobile produisant l'aspiration a pour dimensions (fig. 2) :

$$0.010 \times 0.085 = 0.000850.$$

La vitesse angulaire, autour du centre instantané de rotation, sera donnée par l'équation :

$$0.471 = \Omega \times 0.044.$$

D'où :

$$\Omega = \frac{0.471}{0.044} = 10.704.$$

Le volume engendré, par seconde, par le déplacement de cette palette, aura pour valeur :

$$\begin{aligned} & \Omega \times R' \times 0.000850 \\ & 10.704 \times 0.055 \times 0.000850 = 0.000499. \end{aligned}$$

Palette (2).

La projection de la surface mobile est égale à (fig. 2) :

$$0.0008 \times 0.085 = 0.000070.$$

La vitesse angulaire instantanée sera :

$$\Omega = \frac{0.471}{0.042} = 11.214.$$

Le volume engendré par seconde aura pour valeur :

$$\begin{aligned} & \Omega \times R' \times 0.000070 \\ & 11.214 \times 0.0475 \times 0.000070 = 0.0000372. \end{aligned}$$

Le volume d'eau aspirée par seconde, lorsque le rouleau mobile occupe la position (3), sera égal à :

$$0.000499 - 0.0000372 = 0.000461.$$

Position (4).

Palette (1).

La projection circulaire de la surface mobile a les dimensions suivantes (fig. 2) :

$$0.012 \times 0.085 = 0.001020.$$

La vitesse angulaire instantanée se calculera, en résolvant l'équation :

$$0.471 = \Omega \times 0.0415.$$

D'où :

$$\Omega = \frac{0.471}{0.0415} = 11.349.$$

Le volume engendré par seconde sera :

$$\Omega \times R \times 0.00102 \\ 11.349 \times 0.053 \times 0.00102 = 0.000613.$$

Palette (2).

La projection de la surface mobile étant nulle (fig. 2), ou, en d'autres termes, comme il y a contact entre le rouleau mobile et la surface intérieure du corps de pompe, il n'y aura pas, dans cette position, communication entre l'aspiration et le refoulement.

Le volume d'eau aspirée par seconde aura pour valeur, dans la position (4) :

$$0.000613.$$

Remarque. — Dans les positions suivantes (5) et (6), le mouvement de la palette (2) n'a aucune influence sur la valeur des volumes engendrés, car la tranche extrême de cette palette est au-dessus du tuyau et ses deux faces sont comprises dans l'espace en communication avec l'aspiration.

Les espaces creux du rouleau mobile dans lesquels se logent les palettes restent pleins d'eau, après leur passage devant le tuyau de refoulement. Cette eau est ensuite remise dans l'espace en communication avec l'aspiration, de sorte que l'augmentation brusque de cet espace qu'on trouverait, entre les positions (4) et (5), par un calcul direct, n'est qu'apparente.

Position (5).

Palette (1).

Projection de la surface mobile (fig. 2) :

$$0.0125 \times 0.085 = 0.001062$$

$$\Omega = \frac{0.471}{0.038} = 12.394.$$

Volume engendré par seconde :

$$\Omega \times R' \times 0.001062$$

$$12.394 \times 0.0505 \times 0.001062 = 0.000663.$$

Position (6).

Palette (1).

Projection circulaire de la surface mobile (fig. 2) :

$$0.013 \times 0.085 = 0.001105$$

$$\Omega = \frac{0.471}{0.033} = 14.272.$$

Volume engendré par seconde :

$$\Omega \times R' \times 0.001105$$

$$14.272 \times 0.045 \times 0.001105$$

$$0.000709.$$

Position (7).

Palette (1).

Projection de la surface mobile (fig. 2) :

$$0.0135 \times 0.085 = 0.0011475$$

$$\Omega = \frac{0.471}{0.031} = 15.193.$$

Volume engendré par seconde :

$$\Omega \times R' \times 0.001147$$

$$15,193 \times 0.043 \times 0.001147 = 0.000749.$$

Position (1).

Palette (1).

Calculons encore le volume engendré par la palette (1) dans la position (1'), c'est-à-dire au moment où le bord inférieur de cette palette viendra se placer devant le tuyau de refoulement.

Projection de la surface produisant l'aspiration (fig. 2 bis) :

$$0.0125 \times 0.085 = 0.00106$$

$$\Omega = \frac{0.471}{0.030} = 15.70.$$

Volume engendré par seconde :

$$\Omega \times R' \times 0.00106$$

$$15.70 \times 0.043 \times 0.00106 = 0.000715.$$

Ce volume correspond à une vitesse dans le tuyau d'aspiration égale à :

$$\frac{0.000715}{\text{Section droite du tuyau d'aspiration}} = \frac{0.000715}{\frac{\pi}{4} \times 0.025^2} = \frac{0.000715}{0.0004906} = 1.457.$$

Remarque. — Si le mouvement des palettes avait lieu d'une manière aussi simple, il en résulterait que :

Lorsque le rouleau mobile serait arrivé à la position (7), c'est-à-dire lorsqu'il aurait accompli un tiers de sa révolution, la palette (2) viendrait exactement occuper la place de la palette (1), dans la position (1).

A partir de cet instant, les volumes engendrés, dans chaque position, reprendraient successivement les mêmes valeurs que précédemment et le mouvement de la palette (1) n'aurait, pendant cette période, aucune influence sur la valeur des volumes engendrés, mais il faut remarquer que le volume engendré par la palette (1) dans la position (7) étant plus grand que celui engendré par la palette (2) dans la même position, cette dernière palette, à cause de sa mobilité autour de l'axe perpendiculaire au plan de la figure, va se soulever, de manière à permettre à l'eau d'aspiration de venir remplir l'espace compris entre la palette (1) et la palette (2).

Proposons-nous de déterminer le moment où la palette retombera contre la surface intérieure du corps de pompe.

A cet effet, cherchons d'abord quelle est l'accélération maxima que peut prendre l'eau dans un tuyau uniforme libre.

Nous avons, d'après l'équation générale du mouvement des liquides dans un plan :

$$dP = \frac{dP}{dx} dx + \frac{dP}{dy} dy.$$

en considérant deux axes rectangulaires, dont l'un, celui des y , par exemple, est vertical.

$$\frac{dP}{dx} = \rho \times (-J_x)$$

$$\frac{dP}{dy} = \rho \times (-g - J_y).$$

Or :

$$dx = ds \cos \alpha$$

$$J_x = J_s \cos \alpha$$

$$dy = ds \sin \alpha$$

$$J_y = J_s \sin \alpha.$$

Donc :

$$\begin{aligned} dP &= \rho \times (-J_x) dx + \rho (-g - J_y) dy \\ &= -\rho J_s ds \cos^2 \alpha - \rho g dy - \rho J_s ds \sin^2 \alpha \\ &= -\rho g dy - \rho J_s ds (\cos^2 \alpha + \sin^2 \alpha) \\ &= -\rho g dy - \rho J_s ds. \end{aligned}$$

Or $\rho g = 1$, dans le cas de l'eau :

$$dP = -dy - \rho J_s ds$$

Si $P = P'$ et $y = H$, on a :

$$0 = -H - \frac{J_s S}{g}.$$

D'où :

$$J_s = -\frac{Hg}{S}.$$

Cela posé, pour nous rapprocher du cas qui nous occupe, considérons un tuyau uniforme dont les deux extrémités débouchent dans des réservoirs à l'air libre.

La longueur du tuyau est de 20^m,76 et la différence des niveaux des extrémités est égale à 14 mètres.

A un moment donné, le tuyau contient de l'eau animée d'une vitesse de 1^m,457 à la seconde. Une soupape qui peut s'ouvrir de bas

en haut circule dans le tuyau, avec une vitesse initiale égale à V_0 (plus petite que la vitesse de l'eau) et une accélération j dirigée dans le sens de l'axe du tuyau.

Dans ces conditions, la soupape est naturellement ouverte. Proposons-nous de déterminer le moment où elle se fermera. — (Nous négligerons, dans ce calcul, le poids de la soupape et nous supposons qu'elle ne produit pas d'étranglements).

Il est évident que la soupape ne se fermera que lorsque l'eau, soumise à l'action de la pesanteur, aura une vitesse égale à celle de la soupape.

D'après la formule précédente, l'accélération de l'eau dans ce tuyau sera égale à :

$$J_s = -\frac{Hg}{S} = -\frac{14 \times 9.80}{20.76} = -6.608.$$

A chaque instant, la vitesse de l'eau sera donnée par la formule :

$$\begin{aligned} V &= V_0 + J_s \times t \\ &= 1.457 - 6.608 t. \end{aligned}$$

Celle de la soupape sera égale à :

$$v_0 + jt.$$

En égalant ces deux vitesses, on aura l'équation :

$$1.457 - 6.608 t = v_0 + jt,$$

qui, résolue par rapport à t , donnera la solution de la question.

Le problème qui se présente dans la pompe Houyoux est entièrement analogue à celui que nous venons de résoudre.

La soupape (1) a produit la vitesse initiale 1,457.

La soupape (2) reste ouverte, mais elle a une vitesse moindre que celle de l'eau.

La soupape (1) arrivée devant le tuyau de refoulement n'a plus aucun effet et la vitesse de l'eau diminue suivant une loi analogue à celle que nous venons de considérer dans le cas précédent ; mais il faut remarquer que cette vitesse diminuera avec plus de rapidité, que si l'eau en mouvement était simplement soumise à l'action de la pesanteur.

Il y a en effet à considérer d'autres causes tendant à diminuer cette vitesse, telles que les frottements, les coudes, etc.

Pour nous rapprocher, autant que possible, de la réalité des faits, nous prendrons $-1,5 g$ au lieu de $-g$.

Dès lors :

$$J_s = -1.50 \times \frac{Hg}{S} = -\frac{1.50 \times 14 \times 9.80}{20.76} = -\frac{205.8}{20.76} = -9.913.$$

D'où l'équation :

$$V = 1.457 - 9.913 t.$$

Nous ne pouvons pas déterminer, d'une manière aussi simple, l'équation donnant à chaque instant la vitesse de la soupape.

A la vérité, cette soupape n'a pas d'accélération dans le sens du tuyau, mais comme on ne connaît pas la formule de l'augmentation de volume du tuyau, pour en déduire l'accélération de la soupape, (par rapport à un tuyau uniforme) il est plus simple de résoudre le problème par une construction graphique.

Nous tracerons deux courbes qui, par leur intersection, nous donneront la solution (fig. 5).

La première sera la courbe des vitesses dans le tuyau principal, sous l'action de $-1,5 g$, en prenant les temps pour abscisses et les vitesses pour ordonnées.

La deuxième sera la courbe des vitesses que prendrait l'eau, dans ce même tuyau, si le débit était fourni par la soupape (2) fermée.

Ordonnées de la première courbe

La première courbe sera une droite représentée par l'équation :

$$V = 1.457 - 9.913 t.$$

Déterminons quelques ordonnées dont nous aurons besoin dans les calculs suivants :

Position (1) correspondant à un angle de 9° décrit par le rouleau mobile, à partir de la position (1).

$$t = 0, \quad V = 1.457.$$

Position (2) correspondant à un angle de 20°.

Puisque le rouleau mobile fait 120 tours par minute, le temps employé pour parcourir 1°, sera égal à :

$$\frac{60}{360 \times 120} = \frac{60}{43200} = 0.001388.$$

Dans la position (2), nous aurons, par conséquent :

$$t = 0.001388 \times 11 = 0.015268.$$

D'où :

$$\begin{aligned} V &= 1.457 - 9.913 \times 0.015268 \\ &= 1.457 - 0.1513 = 1.305. \end{aligned}$$

Cette vitesse correspond à un débit de :

$$1.305 \times 0.0004906 = 0.000640.$$

Position (3) correspondant à un angle de 40°.

$$t = 0.001388 \times 31 = 0.043028$$

$$\begin{aligned} V &= 1.457 - 9.913 \times 0.043028 \\ &= 1.457 - 0.4265 = 1.030. \end{aligned}$$

Cette vitesse correspond à un débit de :

$$1.030 \times 0.0004906 = 0.000505.$$

Position (4) correspondant à un angle de 60°.

$$t = 0.001388 \times 51 = 0.070788$$

$$\begin{aligned} V &= 1.457 - 9.913 \times 0.070788 \\ &= 1.457 - 0.7017 = 0.755. \end{aligned}$$

Ordonnées de la deuxième courbe

Position (1').

Projection de la surface produisant l'aspiration :

$$0.007 \times 0.085 = 0.000595$$

$$\Omega = \frac{0.471}{0.046} = 10.239.$$

Volume engendré par seconde :

$$\begin{aligned} & \Omega \times R' \times 0.000595 \\ 10.239 \times 0.056 \times 0.000595 \\ & 0.000341. \end{aligned}$$

Ce débit correspond à une vitesse dans le tuyau d'aspiration égale à :

$$\frac{0.000341}{0.0004906} = 0.695.$$

Position (12°).

Projection de la surface produisant l'aspiration :

$$\begin{aligned} & 0.0071 \times 0.085 = 0.000603 \\ \Omega & = \frac{0.471}{0.0459} = 10.261. \end{aligned}$$

Volume engendré par seconde :

$$\begin{aligned} & \Omega \times R' \times 0.000603 \\ 10.261 \times 0.056 \times 0.000603 & = 0.000346. \end{aligned}$$

Ce débit correspond à une vitesse dans le tuyau d'aspiration égale à :

$$\frac{0.000346}{0.0004906} = 0.705.$$

Position (14°).

Projection de la surface produisant l'aspiration :

$$\begin{aligned} & 0.0073 \times 0.085 = 0.000620 \\ \Omega & = \frac{0.471}{0.0458} = 10.283. \end{aligned}$$

Volume engendré par seconde :

$$\begin{aligned} & \Omega \times R' \times 0.000620 \\ 10.283 \times 0.0555 \times 0.000620 & = 0.000354. \end{aligned}$$

Ce débit correspond à une vitesse dans le tuyau d'aspiration égale à :

$$\frac{0.000354}{0.0004906} = 0.721.$$

Position (16°).

Projection de la surface produisant l'aspiration :

$$0.0074 \times 0.085 = 0.000629$$

$$\Omega = \frac{0.471}{0.0457} = 10.306.$$

Volume engendré par seconde :

$$\Omega \times R' \times 0.000629$$

$$10.306 \times 0.0555 \times 0.000629 = 0.000359.$$

Ce débit correspond à une vitesse dans le tuyau d'aspiration égale à :

$$\frac{0.000359}{0.0004906} = 0.732.$$

Position (18°).

Projection de la surface produisant l'aspiration :

$$0.0075 \times 0.085 = 0.000637$$

$$\Omega = \frac{0.471}{0.0456} = 10.326.$$

Volume engendré par seconde :

$$\Omega \times R' \times 0.000637$$

$$10.326 \times 0.055 \times 0.000637 = 0.000362.$$

Ce débit correspond à une vitesse dans le tuyau d'aspiration égale à :

$$\frac{0.000362}{0.0004906} = 0.738.$$

Position (2) correspondant à un angle de 20°.

Vitesse dans le tuyau d'aspiration :

$$\frac{0.000365}{0.0004906} = 0.744.$$

Position (30°).

Vitesse dans le tuyau d'aspiration :

$$\frac{0.000423}{0.0004906} = 0.862.$$

Position (3) correspondant à un angle de 40°.

Vitesse dans le tuyau d'aspiration :

$$\frac{0.000499}{0.0004906} = 1.017.$$

Position (50°).

Vitesse dans le tuyau d'aspiration :

$$\frac{0.00566}{0.0004906} = 1.155.$$

Position (4) correspondant à un angle de 60°.

Vitesse dans le tuyau d'aspiration :

$$\frac{0.000613}{0.0004906} = 1.249.$$

Les deux courbes (fig. 5) se coupent entre les positions (3) et (4), très près de la position (3), après un temps égal à 0",0 136 correspondant à un angle de 40° 2/5.

Dans la suite de cette étude, nous désignerons par M l'instant ainsi déterminé.

Étude du mouvement de l'eau dans la colonne d'aspiration

Le diamètre de la colonne d'aspiration est égal à 0^m,025.

Par conséquent, l'aire de la section droite aura pour valeur :

$$\frac{\pi}{4} \times 0.025^2 = 0.0004906.$$

Cherchons quelle sera l'accélération possible dans le tuyau d'aspiration.

Considérons, à cet effet, la formule :

$$P = 10.30 - 4 - j \times \frac{5.76}{9.8}.$$

dans laquelle nous ferons $P=0$:

$$0 = 10.30 - 4 - j \times \frac{5.76}{9.8}$$
$$j = 10.710.$$

Il s'agit maintenant de savoir si l'eau pourra suivre constamment l'organe aspirateur.

A cet effet, nous allons calculer directement les accélérations que l'eau prendra sous l'influence du mouvement de l'organe aspirateur; et nous verrons ainsi, si ces valeurs ne sont pas trop considérables.

Voici le tableau des vitesses que l'eau prendra, à chaque instant, dans le tuyau d'aspiration.

Vitesses dans le tuyau d'aspiration

Position (1).

$$V = \frac{0.000749}{\frac{\pi}{4} \times 0.025^2} = 1.526.$$

Position (1).

$$V = \frac{0.000715}{0.0004906} = 1.457.$$

Position (2).

$$V = \frac{0.000640}{0.0004906} = 1.305.$$

Position (3).

$$V = \frac{0.000505}{0.0004906} = 1.030.$$

Position (4).

$$V = \frac{0.000613}{0.0004906} = 1.249.$$

Position (5).

$$V = \frac{0.000663}{0.0004906} = 1.351.$$

Position (6).

$$V = \frac{0.000709}{0.0004906} = 1.445.$$

Position (7).

$$V = \frac{0.000749}{0.0004906} = 1.526.$$

Remarque. — Ce tableau est dressé, sans tenir compte de la fuite qui se produit du côté de la palette (2), ce qui n'a du reste aucune importance, mais facilite beaucoup les calculs. Il faut donc que de 1' en M la ligne d'aspiration soit une droite.

Calcul des accélérations

De la position (1) à la position (1').

$$\begin{aligned} V &= V_0 + jt \\ 1.457 &= 1.526 + jt \\ -0.069 &= j \times \frac{1}{6} \times \frac{1}{3} \times \frac{1}{2} \times \frac{9}{20} \\ -0.069 &= j \times \frac{1}{36} \times \frac{9}{20} \\ j &= -\frac{0.069 \times 36 \times 20}{9} \\ &= -5.520. \end{aligned}$$

De la position (1') à la position M, l'accélération est égale à :— 9,913.

De la position (M) à la position (4).

$$\begin{aligned} 1.249 &= 1.025 + j \times \frac{1}{36} \times \frac{98}{100} \\ 0.224 &= j \times \frac{98}{3600} \\ j &= \frac{0.224 \times 3600}{98} = 8.228. \end{aligned}$$

De la position (4) à la position (5).

$$\begin{aligned} 1.351 &= 1.249 + jt \\ j &= 0.102 \times 36 \\ &= 3.672. \end{aligned}$$

De la position (5) à la position (6).

$$\begin{aligned} 1.445 &= 1.351 + jt \\ j &= 0.094 \times 36 \\ &= 3.384. \end{aligned}$$

De la position (6) à la position (7).

$$\begin{aligned} 1.526 &= 1.445 + jt \\ j &= 2.916 \end{aligned}$$

Détermination des périodes pendant lesquelles l'eau suit l'organe aspirateur

Soit t un instant quelconque.

Si, à cet instant, l'eau suit l'organe aspirateur, on aura la relation :

$$\frac{1}{2} 10.710 \times t^2 \times 0.6004906 + C \geq Q,$$

dans laquelle, Q représente le volume en communication avec l'aspiration, à l'instant considéré.

C représente une constante que nous déterminerons plus tard, s'il y a lieu.

Nous avons calculé l'accélération possible et nous avons trouvé :

$$j = 10.710.$$

Nous avons ensuite calculé l'accélération effective de la position (1) à la position (1') et nous avons trouvé $j = -5.520$.

Donc, pendant cet intervalle, l'eau peut suivre l'organe aspirateur. Il en sera de même, entre les propositions (1') et M.

De la position M à la position (4), l'accélération effective étant égale à 8.228, l'eau pourra également suivre la palette, et il en sera de même, entre les positions (4) et (5), (5) et (6), (6) et (7), puisque l'accé-

lération effective a une valeur moindre que l'accélération possible.

L'eau suivra donc l'organe aspirateur, pendant toute la durée de la révolution du rouleau mobile; mais il est facile de voir que si l'on augmentait un peu la hauteur d'aspiration, ou la longueur du tuyau, l'eau suivrait d'abord l'organe aspirateur, pour le quitter ensuite et le rattraper seulement vers la fin de la course du rouleau mobile.

Calcul des pressions du côté de l'aspiration

Nous avons calculé précédemment les accélérations moyennes entre les diverses positions considérées, ce qui nous a permis de tracer la courbe des accélérations dans le tuyau d'aspiration (fig. 7).

A l'aide de cette courbe, nous pouvons déterminer immédiatement, par une simple lecture, les accélérations dans les positions 1, 1', 2, etc.

Nous trouvons ainsi les valeurs suivantes :

Position (1),	Accélération =	0
— (1'),	— =	— 9.913
— (2),	— =	»
— (3),	— =	»
— (4),	— =	5.220
— (5),	— =	3.410
— (6),	— =	3.120
— (7),	— =	0

Position (1).

La pression sera donnée par l'expression :

$$H_a = h - j \times \frac{l}{g}$$

Par hypothèse : $h = 4$ mètres ; $l = 5^m,76$.

$$\begin{aligned} \text{Donc la pression} &= 10,30 - 4 - j \times \frac{5,76}{9,8} = \\ &6,30 - j \times 0,588 = \\ &6,30 - 0 \times 0,588 = \\ &6,30. \end{aligned}$$

Positions (1'), (2) et (3).

Nous avons vu précédemment, que, dans ces positions, il y a communication entre l'aspiration et le refoulement et que l'accélération est :

$$J_s = -1.50 \times \frac{Hg}{S} = -9.913.$$

Nous avons expliqué les raisons pour lesquelles nous avons pris — 1,5 g, au lieu de g.

Remarquons que g représente la pesanteur et que 0,5 g représente les pertes de charge dues aux frottements, aux coudes, etc., etc.

Par conséquent, pour avoir la pression en un point de la colonne liquide, il faut connaître ou se donner un certain nombre de lois plus ou moins complexes, telles que celles des frottements, des pertes de charge dues aux coudes, etc. etc. Supposons que tous ces effets soient uniformes sur toute la longueur de la colonne ; on doit alors, connaissant $J_s = 9,913$, poser l'équation :

$$dP = \rho \left(-\frac{1}{2} g \frac{H}{S} ds - g dy - J_s ds \right),$$

qui, intégrée depuis l'extrémité du tuyau d'aspiration, jusqu'au corps de pompe, donne :

$$P = -\frac{1}{2} \frac{H}{S} \times l - h - \frac{1}{g} J_s \times l + H_a.$$

Or :

$$H = 14$$

$$S = 20.76$$

$$l = 5.76$$

$$h = 4$$

$$J_s = -9.913$$

$$H_a = 10.30$$

donc
$$P = 10.30 - \frac{1}{2} \frac{14}{20.76} \times 5.76 - 4 - \frac{1}{9.8} \times (-9.913) \times 5.76$$

ou
$$P = 10.30 - 1.940 - 4 + 5.826$$

$$= 10.186.$$

Position (4).

$$6.30 - 5.220 \times 0.588 =$$

$$6.30 - 3.069 = 3.231.$$

Position (5).

$$6.30 - 3.410 \times 0.588 =$$

$$6.30 - 2.005 = 4.295$$

Position (6).

$$6.30 - 3.120 \times 0.588 =$$

$$6.30 - 1.834 = 4.466.$$

Calcul des travaux des pressions

Pour avoir, à chaque instant, les travaux des pressions ainsi calculées, il faut les multiplier par les surfaces respectives sur lesquelles elles agissent et multiplier les résultats par les chemins parcourus, dans une seconde, par les parties moyennes de ces surfaces.

Or, le produit des deux dernières quantités n'est autre chose que le débit par seconde, à l'instant considéré.

Il suffira donc de faire, dans chaque position, le produit de la pression par le débit.

Positions	Travaux des pressions
(1)	$63.00 \times 0.0749 = 4.718$
(1')	$101.86 \times 0.0715 = 7.283$
(2)	$101.86 \times 0.0640 = 6.519$
(3)	$101.86 \times 0.0505 = 5.144$
(4)	$32.31 \times 0.0613 = 1.980$
(5)	$42.95 \times 0.0663 = 2.847$
(6)	$44.66 \times 0.0709 = 3.166$
(7)	$63.00 \times 0.0749 = 4.718$

Remarque. — Dans les positions 1', 2 et 3, la pression du côté de l'aspiration s'exerce non pas sur la palette qui est dans son alvéole ; mais, sur une tranche liquide à la hauteur de la palette.

Calcul des pressions du côté du refoulement

Il est aisé de voir que les vitesses et les accélérations sont les mêmes dans le tuyau de refoulement, que dans le tuyau d'aspiration. Nous pouvons, dès lors, faire tout de suite, le calcul des pressions.

Position (1).

La pression, dans cette position, s'obtiendra, en effectuant les calculs de l'expression :

$$H_a + h + j \times \frac{l}{g}$$

Par hypothèse, $l = 15$ mètres, $h = 10$ mètres.

Il s'agit donc de calculer :

$$10.30 + 10 + j \times \frac{15}{9.8} =$$

Ou :

$$20.30 + j \times \frac{15}{9.8} =$$

$$20.30 + j \times 1.530 =$$

$$20.30 + 0 \times 1.530 =$$

$$20.30.$$

Positions (1') (2), et (3).

Prenons, comme précédemment, l'équation :

$$dP = \rho \left(-\frac{1}{2} g \frac{H}{S} ds - g dy - J_s ds \right)$$

et intégrons, depuis le corps de pompe, jusqu'à l'extrémité du tuyau de refoulement; nous aurons :

$$H_a = -\frac{1}{2} \frac{H}{S} L - h' - \frac{1}{g} J_s \times L + P$$

Or.

$$H_a = 10.30$$

$$H = 14$$

$$S = 20.76$$

$$L = 15$$

$$h' = 10$$

$$J_s = -9.913.$$

Donc : $10.30 = -\frac{1 \times 14}{2 \times 20.76} \times 15 - 10 - \frac{1}{9.8} \times (-9.913) \times 15 + P.$

Ou : $10.30 = -5.058 - 10 + 15.172 + P$

Ou : $P = 10.30 + 5.058 + 10 - 15.172$
 $= 10.186.$

Position (4).

$$\begin{aligned} 20.30 + 5.220 \times 1.530 &= \\ 20.30 + 7.986 &= \\ 28.286. \end{aligned}$$

Position (5).

$$\begin{aligned} 20.30 + 3.410 \times 1.530 &= \\ 20.30 + 5.217 &= 25.517. \end{aligned}$$

Position (6).

$$\begin{aligned} 20.30 + 3.120 \times 1.530 &= \\ 20.30 + 4.773 &= 25.073. \end{aligned}$$

Position (7).

$$\begin{aligned} 20.30 + 0 \times 1.530 &= \\ 20.30. \end{aligned}$$

Calcul des travaux des pressions

Proposons-nous de calculer, à chaque instant, le travail de ces pressions;

A cet effet, nous multiplierons la valeur de la pression, par la surface sur laquelle elle s'exerce et le produit ainsi obtenu, par le chemin parcouru par la partie moyenne de cette surface.

Or, le produit des deux derniers facteurs n'est autre chose que le débit par seconde, à l'instant considéré.

Il suffira donc, pour obtenir le travail des pressions, d'effectuer, dans chaque position, le produit de la pression par le débit.

Positions	Travaux des pressions
(1)	$203.00 \times 0.0749 = 15.204$
(1')	$101.86 \times 0.0715 = 7.283$
(2)	$101.86 \times 0.0640 = 6.519$
(3)	$101.86 \times 0.0505 = 5.144$
(4)	$282.86 \times 0.0613 = 17.339$
(5)	$255.17 \times 0.0663 = 16.918$
(6)	$250.73 \times 0.0709 = 17.776$
(7)	$203.00 \times 0.0749 = 15.204$

Remarque. — Dans les positions 1', 2 et 3, la pression du côté du refoulement s'exerce, non pas sur la palette qui est dans son alvéole; mais sur une tranche liquide, à la hauteur de la palette.

Recherche des pressions supplémentaires

Pour terminer l'étude des pressions, il reste à chercher si, dans certaines positions, l'eau enfermée entre la palette et la partie évidée du rouleau mobile, acquiert, en sortant de cet espace, une vitesse assez considérable, pour qu'il en résulte une pression supplémentaire notable.

Nous allons nous rendre compte de ce fait, en examinant la palette (3) dans les positions (5) et (6) du rouleau mobile (fig. 4).

Position (5).

Nous allons commencer par chercher de combien se rétrécit, par seconde, l'espace en question, en employant une méthode analogue à celle qui a servi à déterminer les volumes engendrés à l'aspiration.

La surface produisant le refoulement a pour projection circulaire, sur un plan perpendiculaire à la direction du mouvement, un rectangle dont les dimensions sont (fig. 4):

$$0.005 \times 0.085 = 0.000425.$$

La vitesse angulaire sera donnée par l'équation:

$$0.471 = \Omega \times 0.0325$$
$$\Omega = \frac{0.471}{0.0325} = 14.492.$$

Le volume engendré, par seconde, sera:

$$\Omega \times R' \times 0.000425$$
$$14.492 \times 0.029 \times 0.000425 = 0.000178.$$

L'orifice d'évacuation a pour dimensions:

$$0.002 \times 0.085 = 0.000170.$$

Par suite, la vitesse d'évacuation ne dépassera pas sensiblement 1 mètre.

Il n'y a donc pas lieu de tenir compte de cette pression supplémentaire.

Position (6).

Dans la position (6), on trouverait par la même méthode:
Surface produisant le refoulement (fig. 4):

$$0.008 \times 0.085 = 0.00068$$

$$\Omega = \frac{0.471}{0.036} = 13.083.$$

Volume engendré par seconde:

$$13.083 \times 0.030 \times 0.00068 = 0.000266.$$

L'orifice d'évacuation a pour dimensions:

$$0.0015 \times 0.085 = 0.0001275.$$

La vitesse de sortie de l'eau sera dès lors:

$$\frac{0.000266}{0.0001275} = 2.086.$$

La hauteur d'eau capable d'engendrer une pareille vitesse, sera:

$$\frac{2.086^2}{19.616} = \frac{4.351}{19.616} = 0^m,222.$$

La pression que pourra produire cette hauteur d'eau, sera également négligeable.

Résumé

Nous pouvons maintenant dresser le tableau suivant qui donne, à chaque instant, les travaux des pressions résultantes.

Positions	Travaux des pressions
(1)	15.204 — 4.718 = 10.486
(1')	7.283 — 7.283 = 0
(2)	6.519 — 6.519 = 0
(3)	5.144 — 5.144 = 0

(4)	$17.339 - 1.980 = 15.359$
(5)	$16.918 - 2.847 = 14.071$
(6)	$17.776 - 3.166 = 14.610$
(7)	$15.204 - 4.718 = 10.486$

(Voir fig. 9.)

Calcul des frottements

Position (1).

Cherchons la pression exercée par l'extrémité de la palette (3), contre la surface intérieure du corps de pompe.

La pression totale exercée sur la palette est supportée, moitié par son point d'articulation et moitié par son bord frottant.

Cet énoncé n'est pas tout à fait évident a priori, mais il est facile de vérifier son exactitude.

Soit P la pression qui s'exerce, au moment considéré. Pour que le principe énoncé plus haut soit exact, il faut que la résultante des pressions qui s'exercent sur AB et sur BC, soit égale à la pression qui s'exercerait sur la surface rectiligne, et de plus, que son point d'application soit situé sur le milieu de AC.

Il suffira donc de construire l'épure suivante (fig. 3) :

Sur le milieu de AB, élevons une perpendiculaire F proportionnelle à la longueur AB. Prenons par exemple $F = AB$.

Sur le milieu de BC, élevons également une perpendiculaire F' égale à la longueur BC.

Composons les deux forces F et F'; et nous voyons que la résultante a précisément une longueur égale à AC et qu'elle passe par son milieu.

Cela posé, la longueur utile de la palette est égale à 0^m,040 et la longueur des génératrices du cylindre mobile est de 0^m,085.

La surface soumise à la pression est donc :

$$0.040 \times 0.085 = 0.00340$$

0^{déc},34.

La pression correspondante sera :

$$0.34 \times (203 - 63) = 0.34 \times 140 = 47.60.$$

La pression supportée par le bord frottant, aura donc pour valeur :

$$\frac{47.60}{2} = 23.80.$$

Pour obtenir le travail de frottement dû à cette pression, il suffit de la multiplier par le coefficient de frottement f et le résultat obtenu, par le chemin élémentaire parcouru par le bord frottant.

$$23.80 \times f \times \Omega \times R.$$

Ω désigne la vitesse angulaire autour du centre instantané de rotation.

R , la distance entre ce centre instantané et le point de contact de la palette avec le cylindre.

$$23.80 \times 0.15 \times 15.193 \times 0.050,$$

mais il faut tenir compte de l'inclinaison de la pression produisant le frottement, sur le rayon du cylindre passant par le point de contact, ce qui revient à décomposer la pression en deux autres : l'une normale aux surfaces en contact est celle qui produit le frottement et que nous conservons.

L'autre, au contraire, est tangente et n'a aucune influence sur la valeur du travail de frottement.

Nous aurons donc, en définitive :

$$23.80 \times 0.15 \times 15.193 \times 0.050 \times \cos 52^\circ = \\ 2.712 \times 0.615 = 1.667.$$

Positions (1'), (2) et (3).

Dans ces positions, le travail de frottement sera évidemment nul, puisque la palette (3) vient se placer devant le tuyau de refoulement et que la palette (2) rentre dans son alvéole.

Position (4).

$$P = 0.17 \times (282.86 - 32.31) \\ = 0.17 \times 250.55 = 42.593 \\ Tf = 42.593 \times 0.15 \times 0.059 \times 11.349 \times \cos 46^\circ \\ = 42.593 \times 0.15 \times 11.349 \times 0.059 \times 0.694 = 2.969.$$

Position (5).

$$\begin{aligned} P &= 0.17 \times (255.17 - 42.95) \\ &= 0.17 \times 212.22 = 36.077 \\ Tf &= 36.077 \times 0.15 \times 12.394 \times 0.056 \times \cos 48^\circ 30' \\ &= 3.775 \times 0.662 = 2.486. \end{aligned}$$

Position (6).

$$\begin{aligned} P &= 0.17 \times (250.73 - 44.66) \\ &= 0.17 \times 206.07 = 35.032 \\ Tf &= 35.032 \times 0.15 \times 14.272 \times 0.052 \times 0.629 \\ &= 3.900 \times 0.629 = 2.453. \end{aligned}$$

(Voir la fig. 8.)

Ordonnées du diagramme de travail (fig. 10)

D'après les calculs précédents, les ordonnées du diagramme de travail auront les valeurs suivantes : (voir le tableau des pages 357 et 358).

Positions	Ordonnées
(1)	$10.486 + 1.667 = 12.153$
(1')	$0 + 0 = 0$
(2)	$0 + 0 = 0$
(3)	$0 + 0 = 0$
(4)	$15.359 + 2.969 = 18.328$
(5)	$14.071 + 2.486 = 16.557$
(6)	$14.610 + 2.453 = 17.063$
(7)	$10.486 + 1.667 = 12.153$

Conclusions

Après avoir ainsi examiné les différentes phases du fonctionnement de l'appareil, nous pouvons conclure que :

La pompe n'est pas à courant continu, ni du côté de l'aspiration, ni du côté du refoulement.

Il suffit, en effet, de considérer le diagramme d'aspiration, pour voir que les volumes engendrés, à chaque instant, ont des valeurs variables, et nous avons déjà exposé les raisons pour lesquelles il y a, à certains moments, communication entre l'aspiration et le refoulement.

Dans l'hypothèse où nous nous sommes placés, l'eau suit la palette, pendant toute la course du rouleau mobile ; mais il est facile de vérifier qu'avec une hauteur d'aspiration un peu plus grande, ou une longueur de tuyau un peu plus considérable, l'eau abandonnerait la palette à un certain moment et ne la rejoindrait que vers la fin de la course du rouleau mobile.

Cela posé, proposons-nous de calculer le rendement de la pompe, dans les circonstances favorables où nous nous sommes placés.

La surface du diagramme de travail est égale à 0,076098 (fig. 10).

L'ordonnée moyenne aura pour valeur :

$$\frac{0.076098}{0.60} = 0.12683.$$

Le travail moteur à imprimer à l'appareil, sera donc, par seconde, égal à :

$$\frac{0.12683}{0.01} = 12.683.$$

Or le diagramme d'aspiration (fig. 6) comprend une surface de 0,11328 qui, divisée par la base 0,600, donne : 0,1888 comme ordonnée moyenne.

Le diagramme étant fait à l'échelle de 40 centimètres par litre, l'ordonnée moyenne représentera un nombre de mètres cubes égal à :

$$\frac{0.1888}{0.4} \text{ lmc, } 0.00472.$$

Cette quantité d'eau, élevée à 14 mètres de hauteur, représente un travail utile de :

$$0.472 \times 14 = 6.608.$$

Le rendement théorique sera représenté par le rapport :

$$\frac{6.608}{12.683} = 0.521.$$

Nous avons négligé, dans ce calcul, les frottements accessoires et

l'influence exercée sur le mouvement de l'eau, par les coudes, les élargissements brusques, etc. — Le rendement trouvé par le calcul est donc un maximum théorique, et ne saurait être réalisé pratiquement.

Pompe Système Durot

La pompe Durot est représentée en coupe et élévation planche 43.

L'appareil se compose d'une enveloppe en fonte divisée en deux parties qui se réunissent au moyen de boulons : *a, b, c, d, e*.

La première partie : A, B, C, de cette enveloppe porte deux tubulures B et C, venues de fonte avec elle, l'une d'aspiration, et l'autre de refoulement.

Au centre de cette pièce A... B, C, se trouve un tourillon G, vissé à demeure, autour duquel peuvent tourner trois palettes H, I, K, unies entre elles de manière à former une sorte de charnière à trois branches dont le tourillon G est l'axe.

La seconde partie DEF de ladite enveloppe sert de support à l'arbre principal LX de l'appareil.

Cet arbre est excentré par rapport au tourillon G. Il peut être d'une seule pièce avec son renflement L' L'' L'''. Ce renflement L' L'' L''' porte trois rainures larges et profondes H', I', K', qui embrassent librement les trois palettes H, I, K, pour les faire tourner.

Par suite de l'excentricité qui existe entre l'arbre L, X et le tourillon G, les trois palettes H, I, K sont sans action, lorsqu'en tournant elles se trouvent noyées dans le renflement L' L'' L'''. Elles exercent au contraire leur action, quand elles sortent dudit renflement.

En faisant tourner l'arbre LX, dans le sens indiqué par la flèche, l'eau sera aspirée par la tubulure B et refoulée par la tubulure C.

L'étude complète de la pompe Durot, par la méthode des diagrammes, ne présenterait pas un grand intérêt, après les exemples déjà traités, car les phénomènes que nous aurions à considérer, ont déjà été examinés dans les diagrammes précédents.

Nous allons donc nous borner à étudier sommairement les points principaux du fonctionnement de cet appareil.

Il est difficile d'admettre que cette pompe, après quelque temps

d'usage surtout, ne présente pas des fuites importantes. Pour les éviter, il faudrait avoir, à la fois, jointivité parfaite entre :

1° Les palettes H, I, K, et les côtés de l'enveloppe A..., D... (V. la fig. pl. 43);

2° Les extrémités des palettes et la partie cylindrique intérieure de l'enveloppe;

3° Les palettes H, I, K et les fonds des rainures H', I', K';

4° Enfin, il faudrait que les palettes ne laissent pas passer d'eau ou d'air, en leur point central G.

Nous verrons même, dans un instant, qu'il serait inutile de chercher à assurer un contact parfait entre ces diverses pièces, car une certaine quantité d'eau se trouve enfermée, à un moment donné, entre les organes mobiles.

Le liquide, en vertu de son incompressibilité, ne peut donc s'échapper que par les fuites.

Cela posé, le mouvement de l'eau est-il continu ?

Il n'est pas nécessaire de faire beaucoup de calculs, pour démontrer que, le volume engendré, à chaque instant, par l'organe aspirateur, est essentiellement variable.

Dans la position des palettes, représentée sur la figure, le volume aspiré par seconde est maximum.

Il a pour valeur : (Voir pl. 46, fig. 10.)

$$\pi \times (\overline{GP}^2 - r^2) \times l \times \frac{n}{60}$$

$r = GS$.

$l =$ longueur des génératrices du cylindre $= 0,046$.

$n =$ nombre de tours par minute du rouleau à palettes.

Le volume minimum aura pour valeur :

$$\pi \times (\overline{GT}^2 - r^2) \times l \times \frac{n}{60}$$

A cause de l'excentricité de l'arbre L, par rapport au tourillon G, G T est différent de G P. Par conséquent, le mouvement de l'eau, aussi bien du côté de l'aspiration, que du côté du refoulement, ne peut pas être continu.

Considérons maintenant la palette qui occupe la position (3) sur la figure de la planche 46. Il existe entre l'extrémité de cette palette

et la génératrice de contact du cylindre mobile et du cylindre fixe, un volume plein d'eau actuellement, si nous supposons la pompe amorcée.

La palette, en tournant dans le sens de la flèche, retrécit ce volume et finit par le rendre nul, au moment où son axe est vertical. Pendant cette période, l'eau ainsi emprisonnée n'a pu s'échapper que par une fuite quelconque.

Donc, quelle que soit la perfection apportée à la construction de cet appareil, cette fuite devra inévitablement se produire.

De deux choses, l'une : ou bien la fuite sera peu importante, ou elle sera considérable.

Dans le premier cas, c'est-à-dire si la surface de l'orifice d'évacuation est relativement faible, la pression de l'eau sur la palette (3) sera considérable.

Le travail moteur sera par suite augmenté dans une grande proportion, par rapport au travail utile ; et en conséquence, le rendement de la machine subira une diminution sensible.

Dans le deuxième cas, c'est-à-dire si la surface de l'orifice d'évacuation est suffisamment grande, pour que la pression supplémentaire sur la palette (3) ne soit pas considérable, il y aura constamment une communication importante entre l'aspiration et le refoulement.

Alors le volume aspiré, à chaque instant, par le déplacement des palettes sera de beaucoup inférieur au volume théorique calculé par une méthode analogue à celle que nous venons d'indiquer.

Dans ce cas, le travail utile et par suite le rendement diminueront d'une façon très sensible.

Enfin, en dehors de ces considérations purement théoriques, comment les organes de la pompe pourront-ils ne pas se détériorer rapidement, puisqu'à un moment donné, (trois fois par tour) des fuites devront forcément se produire entre des pièces qui devraient être jointives.

Cela posé, il est évident qu'une pompe neuve de ce système, dans un essai de courte durée, donnera un rendement incomparablement supérieur à celui d'un modèle ayant déjà quelque temps d'usage.

Cette influence fâcheuse due à la compression de l'eau, dans des espaces fermés, sera d'autant plus grande, que la pompe sera d'un diamètre plus fort.

Nous pensons que ces quelques considérations seront suffisantes, pour faire comprendre quels sont les principes généraux dont on n'a pas suffisamment tenu compte dans la construction de cet appareil. Le calcul de l'effet utile probable n'aurait pas d'intérêt réel. — Cet effet utile ne saurait d'ailleurs être satisfaisant, étant données les explications qui précèdent.

Pompe rotative, système Samain

Débit : 1000 litres à 30 tours par minute

(Planches 36 et 45.)

Nous avons décrit la pompe Samain, page 294, et annoncé l'intention de l'étudier plus tard par la méthode des diagrammes. C'est ce que nous allons faire maintenant.

Dans ce type de pompes, le cylindre est alésé suivant deux arcs de cercle $m n p$, $q r s$ de rayons inégaux (fig. 1, pl. 45), mais ayant un centre o commun. Ces deux arcs de cercle sont raccordés entre eux par des courbes t et u semblables et de forme telle, qu'elles soient toujours touchées par les extrémités d'une droite de longueur constante pivotant autour du centre commun des deux arcs de cercle sus-indiqués.

Le corps de pompe de l'appareil (fig. 2 et 3) est établi au moyen de trois pièces en métal dont l'une constitue le pied et le cylindre de la pompe, tandis que les deux autres forment les fonds.

Sur le cylindre A, sont venus de fonte : le pied B de l'appareil et les deux tubulures C et C' destinées à l'entrée et à la sortie du liquide. — Ces tubulures sont disposées en prolongement l'une de l'autre (fig. 5), ou à angle droit (fig. 2).

Les fonds D portent à leur centre : l'un, le presse-étoupe E destiné à livrer passage à l'axe de la pompe, l'autre une douille F qui sert de point d'appui à l'extrémité dudit arbre.

Les organes mobiles consistent en un noyau en fer G, sur lequel est fondue la pièce H formée de quatre ailettes creuses, opposées deux à deux et à l'intérieur desquelles peuvent glisser les palettes I. Celles-ci portent chacune deux tiges métalliques J pénétrant dans des ouvertures ménagées dans l'arbre G et disposées de la façon indiquée sur le dessin. De cette façon, les tiges J de deux palettes opposées, butant l'une contre l'autre, la somme des longueurs de ces deux palettes reste toujours constante.

Entre les talons de chaque paire de palettes, est interposé un ressort destiné à assurer le contact de ces dernières, contre les parois intérieures du cylindre A.

En suivant le jeu des palettes I, on remarque qu'au moment de leur sortie de leurs gâines H, il se produit dans ces dernières un vide opposant une résistance à leur mouvement. D'autre part, quelle que soit la perfection des ajustages, l'eau pénètre en quantité plus ou moins grande dans ces espaces vides K, de sorte qu'au moment où la palette rentre, cette eau ainsi emprisonnée exige un effort considérable pour être expulsée.

On comprend que ces résistances se renouvelant à chaque tour de la pompe et pour chaque palette, tendent à entraîner une perte de travail diminuant sensiblement le rendement de la machine.

On a évité cet inconvénient, en perçant un certain nombre d'orifices dans l'épaisseur de l'une des parois des rainures dans lesquelles se meuvent les palettes.

De cette manière, on établit une libre communication entre l'intérieur de la pompe et les vides K qui se produisent derrière les palettes. Le liquide peut dès lors facilement y pénétrer et en sortir, ce qui facilite considérablement le jeu de l'appareil.

Il est aisé de voir qu'on pourrait également atteindre ce résultat, en pratiquant dans l'épaisseur du moyeu et de l'arbre G des perforations aboutissant aux deux extrémités intérieures de chaque paire de palettes et de sections suffisantes, pour permettre un libre passage au liquide contenu dans les espaces K. Ce liquide peut alors, à chaque tour de l'appareil, être refoulé par la palette rentrante et se transporter facilement sous la palette sortant de la rainure qui lui sert de guide.

Cette dernière disposition serait moins avantageuse que la précédente, par la raison que le liquide refoulé par la pompe pourrait s'échapper en partie du côté où il est aspiré, en pénétrant entre les palettes et leurs guides, espace dans lequel il convient de laisser un certain jeu, afin de réduire à leur minimum, les frottements intérieurs de la pompe.

Pour éviter la contrepression résultant de la rentrée des palettes dans leurs gâines, on a remplacé l'une des deux faces pleines de ces gâines, par une face à jour formée d'un simple grillage *a* (fig. 5) qui laisse par conséquent entièrement libre l'arrivée et la sortie de l'eau sous la palette *b*, pendant le mouvement de rotation de l'appareil.

D'autre part, afin d'augmenter la surface de contact de la palette, avec la surface cylindrique intérieure de la pompe, on fait venir quelquefois à l'extrémité de chaque palette, une sorte de talon recourbé *c*. Dans ce cas, on a soin de ménager en *d*, dans le fond *e* du croisillon, des échanerures de la dimension voulue, pour permettre aux palettes de rentrer complètement dans leur logement, au moment où elles doivent passer dans le plus petit rayon de la pompe, ainsi qu'on le voit à la partie inférieure de la figure 5.

La figure 14, planche 36, représente la disposition employée pour utiliser le système de pompe comme pompe à gaz.

La tubulure de sortie est alors à la partie supérieure de la pompe.

Dans ces conditions, en prenant le soin d'introduire dans l'appareil, une quantité d'eau suffisante, on obtient dans les parties frottantes un joint hydraulique.

Employée comme pompe à air pour condenseur, il faudra y adjoindre une injection d'eau froide qui assurera la condensation des vapeurs.

La quantité d'air ou de gaz incondensable sera évacuée par le fonctionnement de l'appareil.

Dans le cas où la pompe est utilisée comme pompe à gaz, le passage incessant de ces derniers produit un entraînement continu d'eau et une évaporation qui oblige à renouveler fréquemment le liquide dans l'appareil. Dans ce cas, afin qu'il soit aisé de s'assurer que le volume d'eau qu'il contient est toujours suffisant pour le jeu régulier de la pompe, il faut avoir soin de disposer sur l'un des fonds

une glace qui vient se loger entre les nervures de ce fond et qui permet de vérifier constamment la quantité d'eau contenue dans la pompe.

On peut faciliter cette vérification, en plaçant une glace semblable sur les deux fonds opposés.

Étude des volumes engendrés

Nous supposerons l'aspiration de 5 mètres, avec 10 mètres de longueur de tuyau et le refoulement de 10 mètres, avec 15 mètres de longueur de tuyau.

La longueur des génératrices du cylindre est de 0^m,400.

Il est facile de voir, qu'après un quart de la révolution du rouleau mobile, la palette (1) viendra exactement occuper la place de la palette (2).

Par suite, il suffira, pour étudier complètement le fonctionnement de l'appareil, d'examiner ce qui se passe, pendant un quart de la révolution du rouleau mobile.

Nous diviserons cet intervalle en six parties; et nous examinerons, successivement chacune de ces six positions (pl. 45):

Position (1).

Dans cette position, l'aspiration est produite par le retrait de la face (1).

Le volume engendré par seconde, sera égal à :

$$\begin{aligned} & \pi (R^2 - r^2) \times 0.400 \times \frac{n}{60} \\ & 3.14 (\overline{0.2275^2} - \overline{0.1725^2}) \times 0.400 \times \frac{5}{6} \\ & 3.14 \times (0.0517 - 0.0297) \times 0.400 \times 0.833 \\ & 3.14 \times 0.0220 \times 0.4 \times 0.833 \\ & 0.069 \times 0.4 \times 0.833 \\ & 0.0276 \times 0.833 = 0.022990. \end{aligned}$$

Remarque. — Dans les positions suivantes, la valeur du volume engendré par seconde à l'aspiration conservera la même valeur; et il est facile d'en comprendre la raison.

La partie utile de la palette conserve une longueur constante, puisque cette longueur est déterminée par la distance entre deux arcs de cercle concentriques. Par suite, le rouleau mobile étant supposé tourner avec une vitesse uniforme, le volume engendré par le déplacement de la palette aura une valeur constante ; et par conséquent, la courbe d'aspiration sera une droite parallèle à l'axe des abscisses.

Étude du mouvement de l'eau dans la colonne d'aspiration

Le diamètre intérieur de la conduite d'aspiration est égal à 0^m,160. Par suite, l'aire de la section droite aura pour valeur.

$$\frac{\pi}{4} \times 0.160^2 = \frac{3.14}{4} \times 0.0256 = \frac{0.080384}{4} = 0.020096.$$

L'accélération possible dans le tuyau d'aspiration sera donnée par l'équation :

$$P = 10.30 - 5 - \frac{j \times 10}{9.8},$$

dans laquelle nous ferons $P = 0$,

$$0 = 10.30 - 5 - \frac{j \times 10}{9.8}$$

$$j = \frac{5.30 \times 9.8}{10} = 5.194.$$

Il s'agit maintenant de savoir si l'eau pourra suivre l'organe aspirateur, dès le début de son mouvement.

A cet effet, il faudrait calculer directement les accélérations que l'eau devrait prendre, sous l'influence du mouvement de l'organe aspirateur ; et voir si ces valeurs ne sont pas trop considérables.

Or, ces accélérations sont nulles, puisque le volume engendré par seconde par l'organe aspirateur est constant ; et que, par suite, la vitesse de l'eau dans le tuyau d'aspiration a également une valeur constante.

Par conséquent, la pompe étant supposée amorcée, l'eau suivra l'organe aspirateur, dès le commencement de son mouvement.

Calcul des pressions du côté de l'aspiration

La pression du côté de l'aspiration ou pression motrice aura une valeur constante, puisque la vitesse de l'eau est constante et que la pression s'exerce sur une surface de dimensions constantes. Cette pression sera égale à :

$$H_a - h - \frac{V^2}{2g}$$

Or :

$$V = \frac{0.022990}{0.020096} = 1.144.$$

$$\begin{aligned} H_a - h - \frac{V^2}{2g} &= 10.30 - 5 - \frac{1.144^2}{19.616} \\ &= 5.30 - \frac{1.308}{19.616} \\ &= 5.30 - 0.06668 \\ &= 5.233. \end{aligned}$$

Pour avoir le travail correspondant à cette pression, il suffit de la multiplier par l'étendue de la surface sur laquelle elle agit et de multiplier ensuite le produit ainsi obtenu, par le chemin parcouru, par seconde, par la partie moyenne de cette surface. Or le produit de ces deux derniers facteurs n'est autre chose que le débit par seconde.

Par conséquent, le travail de la pression, du côté de l'aspiration, sera égal à :

$$52.33 \times 2.2 = 115.126.$$

Calcul des pressions du côté du refoulement

Pour les mêmes raisons que dans le paragraphe précédent, la pression du côté du refoulement sera constante.

Elle aura pour valeur :

$$H_a + h$$

Par hypothèse, $h = 10$ mètres. Dès lors, l'expression précédente devient :

$$10.30 + 10 = 20.30.$$

Pour trouver le travail de cette pression, il faut la multiplier par la surface sur laquelle elle agit et multiplier le résultat, par le chemin moyen parcouru par l'organe propulseur; ou en d'autres termes, il suffira de faire le produit de la pression par le débit.

Par conséquent, le travail de la pression du côté du refoulement sera égal à :

$$203 \times 2.299 = 467$$

Le travail résultant aura pour valeur :

$$467 - 115.126 = 353.$$

Calcul des frottements

Remarquons que la palette de masse m doit prendre un mouvement tel que, primitivement enfoncée dans les guides, elle en soit sortie, au moment où elle doit concourir au refoulement; ou bien, ce qui est la même chose, la tête de la palette doit rester constamment en contact avec la courbe qui relie les deux parties de circonférence de rayon différent.

Nous connaissons, par conséquent, la trajectoire que doit décrire la tête de la palette.

Il nous sera dès lors facile, de tracer la courbe des espaces, en prenant pour abscisses les temps; et pour ordonnées, les chemins parcourus par la tête de la palette, dans le sens du rayon, depuis la position initiale, jusqu'à la position considérée. (Voir le tracé graphique. Fig. 6 et 7, pl. 45.)

Cette courbe serait représentée par une équation de la forme

$$s = f(t) \quad (1).$$

D'où :

$$v = \frac{ds}{dt} \quad (2).$$

D'où :

$$j = \frac{dv}{dt} \quad (3).$$

En menant les tangentes aux divers points de la courbe (1), nous déterminerons facilement les ordonnées de la courbe (2); et en opérant de même sur la courbe (2), nous obtiendrons les ordonnées de la courbe (3) (voir le tracé graphique). (Fig. 8 et 9, pl. 45.)



Ces constructions nous permettent de connaître, à chaque instant, la vitesse et l'accélération de la palette, dans son mouvement relatif.

Cela posé, considérons un prisme devant glisser le long d'une surface animée d'un mouvement de rotation uniforme. Le mouvement relatif du prisme, par rapport à la surface, est donné, en fonction du temps. Proposons-nous de déterminer la force qui produit l'accélération du prisme, dans le sens du rayon et la pression du prisme sur la surface.

Quand on connaît l'accélération relative, ainsi que la vitesse de rotation de la surface, on trouve l'accélération absolue, en composant l'accélération relative avec :

1° L'accélération d'entraînement qui, pour chaque point du prisme, est $\omega^2 r$.

2° L'accélération centrifuge composée $2 \omega w$ perpendiculaire à la vitesse relative et par suite au rayon, dans le cas qui nous occupe.

Le prisme a une longueur finie. Donc $\omega^2 r$ varie d'un point à un autre et les accélérations d'entraînement ne sont pas égales pour tous les points du prisme.

Les vitesses relatives w étant égales pour tous les points, les accélérations centrifuges composées seront égales pour tous les points du prisme.

Si nous appelons m , la masse du prisme, la force correspondant à l'accélération relative est $2 m \omega w$. Cette force est produite par la pression de la surface sur le prisme et elle est perpendiculaire à cette surface. Le coefficient de frottement étant f , pour vaincre ce frottement dans le sens du rayon, il faudra donc d'abord, dans ce sens, une force $2 m f \omega w$.

Il faudra de plus, pour produire l'accélération dans le sens du rayon, une force correspondant à l'accélération réelle $m j$ dans ce sens ;

mais comme l'accélération j réelle de chacun des points est égale à l'accélération relative (égale pour tous les points) diminuée de de l'accélération d'entraînement (variable pour chacun de ces points), nous partageons la masse entière du prisme, en un grand nombre de masses élémentaires dm .

Pour chacune de ces masses, l'accélération réelle est égale à $J_r - \omega^2 r$ et l'accélération totale du prisme, dans le sens du rayon, est :

$$\int_{r_0}^{r_1} (J_r - \omega^2 r).$$

La force nécessaire pour produire cette accélération réelle est égale à :

$$dm \int_{r_0}^{r_1} (J_r - \omega^2 r).$$

Mais :

$$\begin{aligned} dm &= \Omega \frac{P}{g} dr, \\ \int_{r_0}^{r_1} \Omega \frac{P}{g} dr J_r &= m J_r \\ \int_{r_0}^{r_1} \Omega \frac{P}{g} \omega^2 r dr &= \Omega \frac{P}{g} \omega^2 \frac{(R^2 - r_0^2)}{2} \\ m &= \frac{P}{g} (R - r_0) \Omega \\ \int_{r_0}^{r_1} \Omega \frac{P}{g} \omega^2 r dr &= \frac{m}{2} \omega^2 (R + r_0). \end{aligned}$$

Donc, la force nécessaire pour produire l'accélération réelle, dans le sens du rayon, est :

$$F = m J_r - \frac{m}{2} \omega^2 (R + r_0).$$

La force du ressort sera donc, dans ce cas, égale à la somme des deux forces trouvées précédemment ou :

$$F_{\text{ressort}} = m \left[2 f \omega v + J_r - \frac{\omega^2}{2} (R + r_0) \right]$$

Pour passer maintenant de ce cas simple, au cas qui nous occupe, il suffira de tenir compte des autres forces qui ont une influence sur le phénomène en question.

Nous avons à considérer :

- 1° La pesanteur ;
- 2° La pression contre la tête ;
- 3° La pression contre la queue ;

La pression contre la tête est égale à la surface de la dite tête ($0^m,025 \times 0^m,4$) multipliée par la pression d'aspiration : 52,33.

Nous pouvons, sans erreur sensible, admettre que la pression contre la queue est égale à la pression du côté de l'aspiration multipliée par la surface de la queue. (Nous avons, en effet, fait remarquer au début de cette étude, combien il était important de supprimer la contrepression résultant de la rentrée des palettes dans leurs gâines. A cet effet, on a remplacé l'une des deux faces, par une face à jour formée d'un simple grillage.

Les pressions contre la tête et contre la queue se font donc équilibre.

Reste à tenir compte de l'action de la pesanteur.

Le poids de la palette est égal à mg .

En désignant par α , l'angle que fait, à chaque instant, le rayon avec la verticale, la composante dirigée dans le sens du rayon sera égale à : $mg \cos \alpha$.

Par suite :

$$F_{\text{ressort}} = m \times [2f\omega w + J_r - \frac{\omega^2}{2}(R + ro) - g \cos \alpha].$$

Nous allons calculer F_r dans les diverses positions ; et nous conserverons dans les calculs des frottements, la valeur maxima que nous augmenterons même un peu.

Position (0).

$$F_r = m \times [2f\omega w + J_r - \frac{\omega^2}{2}(R + ro) - g \cos \alpha]$$

$$m = \frac{P}{g} = \frac{\text{Volume} \times \text{poids spécifique (bronze)}}{9.8}$$

$$= \frac{(0.120 \times 0.400 \times 0.025) \times 8738}{9.8}$$

$$= \frac{10.485}{9.8} = 1.069$$

$$2f\omega w = 2 \times 0.15 \times 2\pi \times \frac{n}{60} \times 0.22$$

$$= 2 \times 0.15 \times 6.28 \times \frac{5}{6} \times 0.22 = 2 \times 0.15 \times 5.233 \times 0.22$$

$$= 0.345$$

$$J_r = 2.44$$

$$\begin{aligned}\frac{\omega^2}{2}(R+ro) &= \frac{5.233^2}{2}(0.173+0.053) \\ &= \frac{27.384}{2} \times 0.226 = 3.094\end{aligned}$$

$$g \cos \alpha = 9.8 \times \cos 45^\circ = 9.8 \times 0.707 = 6.928.$$

$$\begin{aligned}F_r &= 1.069 \times (0.345 + 2.44 - 3.094 - 6.928) \times 100 \\ &= 1.069 \times (2.785 - 10.022) \times 100.\end{aligned}$$

Le ressort est donc inutile, dans cette position.

Position (1).

$$2f\omega w = 0.30 \times 5.233 \times 0.43 = 0.675$$

$$J_r = 2.20$$

$$\frac{\omega^2}{2}(R+ro) = \frac{27.384}{2}(0.174+0.054) = 3.122$$

$$g \cos \alpha = 9.8 \times \cos 55^\circ = 9.8 \times 0.573 = 5.615$$

$$\begin{aligned}F_r &= 1.069 \times (0.0675 + 2.20 - 3.122 - 5.615) \times 100 \\ &= 1.069 \times (2.2675 - 8.737) \times 100.\end{aligned}$$

Le ressort est également inutile dans cette position.

Position (2).

$$2f\omega w = 0.30 \times 5.233 \times 0.61 = 0.957$$

$$J_r = 2.1$$

$$\frac{\omega^2}{2}(R+ro) = \frac{27.384}{2}(0.180+0.060) = 3.286$$

$$g \cos \alpha = 9.8 \times \cos 65^\circ = 9.8 \times 0.422 = 4.135$$

$$\begin{aligned}F_r &= 1.069 (0.957 + 2.1 - 3.286 - 4.135) \times 100 \\ &= 1.069 (3.057 - 7.421) \times 100.\end{aligned}$$

Même observation que dans les positions précédentes.

Position (3).

$$2f\omega w = 0.30 \times 5.233 \times 0.79 = 1.240$$

$$J_r = 2.05$$

$$\frac{\omega^2}{2}(R+ro) = \frac{27.384}{2}(0.187+0.067) = 3.477$$

$$g \cos \alpha = 9.8 \times \cos 75^\circ = 9.8 \times 0.259 = 2.538$$

$$\begin{aligned}F_r &= 1.069 \times (1.240 + 2.05 - 3.477 - 2.538) \times 100 \\ &= 1.069 \times (3.290 - 6.015) \times 100.\end{aligned}$$

Ressort également inutile.

Position (4).

$$\begin{aligned}
 2f\omega w &= 0.30 \times 5.233 \times 0.98 = 1.538 \\
 J_r &= 2.05 \\
 \frac{\omega^2}{2}(R+ro) &= \frac{27.384}{2}(0.195 + 0.075) = 3.697 \\
 g \cos \alpha &= 9.8 \times \cos 85^\circ = 9.8 \times 0.087 = 0.852 \\
 F_r &= 1.069 \times (1.538 + 2.05 - 3.697 - 0.852) \times 100 \\
 &= 1.069 \times (3.588 - 4.549) \times 100.
 \end{aligned}$$

Le ressort est encore inutile dans cette position.

Position (5).

$$\begin{aligned}
 2f\omega w &= 0.30 \times 5.233 \times 1.09 = 1.711 \\
 J_r &= -0.5 \\
 \frac{\omega^2}{2}(R+ro) &= \frac{27.384}{2} \times (0.200 + 0.080) = 3.833 \\
 g \cos \alpha &= -9.8 \sin 5^\circ = -9.8 \times 0.087 = -0.852 \\
 F_r &= 1.069 (1.711 - 0.5 - 3.833 + 0.852) \times 100 \\
 &= 1.069 (2.563 - 4.333) \times 100.
 \end{aligned}$$

Ressort inutile.

Position (6).

$$\begin{aligned}
 2f\omega w &= 0.30 \times 5.233 \times 0.94 = 1.475 \\
 J_r &= -1.70 \\
 \frac{\omega^2}{2}(R+ro) &= \frac{27.384}{2} (0.210 + 0.090) \times 4.107 \\
 g \cos \alpha &= -9.8 \sin 15^\circ = -9.8 \times 0.259 = -2.538 \\
 F_r &= 1.069 (1.475 - 1.70 - 4.107 + 2.538) \times 100 \\
 &= 1.069 (4.013 - 5.807) \times 100.
 \end{aligned}$$

Ressort inutile.

Position (7).

$$\begin{aligned}
 2f\omega w &= 0.30 \times 5.233 \times 0.76 = 1.193 \\
 J_r &= -2.00 \\
 \frac{\omega^2}{2}(R+ro) &= \frac{27.384}{2} (0.217 + 0.097) = 4.299 \\
 g \cos \alpha &= -9.8 + \sin 25^\circ = -9.8 \times 0.422 = -4.135 \\
 F_r &= 1.069 \times (1.193 - 2.000 - 4.299 + 4.135) \times 100 \\
 &= 1.069 \times (5.328 - 6.299) \times 100.
 \end{aligned}$$

Ressort inutile.

Position (8).

$$\begin{aligned}
 2f\omega w &= 0.30 \times 5.233 \times 0.55 = 0.863 \\
 J_r &= -2.40 \\
 \frac{\omega^2}{2} R + ro &= \frac{27.384}{2} (0.220 + 0.100) = 4.381 \\
 g \cos \alpha &= -9.8 \times \sin 35^\circ = -9.8 \times 0.573 = -5.615 \\
 F_r &= 1.069 \times (0.863 - 2.40 - 4.381 + 5.615) \times 100 \\
 &= 1.069 \times (6.478 - 6.781) \times 100.
 \end{aligned}$$

Ressort inutile.

Position (9).

$$\begin{aligned}
 2f\omega w &= 0.30 \times 5.233 \times 0.32 = 0.502 \\
 J_r &= -2.60 \\
 \frac{\omega^2}{2} (R + ro) &= \frac{27.384}{2} \times (0.2275 + 0.1075) = 4.573 \\
 g \cos \alpha &= -9.8 \sin 45^\circ = -9.8 \times 0.707 = -6.928 \\
 F_r &= 1.069 \times (0.502 - 2.60 - 4.573 + 6.928) \times 100 \\
 &= 1.069 \times 0.257 \times 100 = 27^k,473.
 \end{aligned}$$

Nous prendrons, en chiffre rond, pour la force du ressort :

$$F_r = 40^k,$$

la pompe pouvant servir à élever l'eau à des hauteurs plus considérables.

Cela posé, proposons-nous de calculer les travaux de frottement.

Position (1).

Palette (1,1').

Le travail de frottement sera égal à :

$$\begin{aligned}
 F_r \times f \times \Omega \times R &= F_r \times 0.15 \times 6.28 \times \frac{5}{6} \times 0.2275 \\
 &= 40 \times 0.15 \times 6.28 \times \frac{5}{6} \times 0.2275 \\
 &= 40 \times 0.178 = 7.120.
 \end{aligned}$$

Palette (2,2').

Le travail de frottement sera évidemment le même pour la palette (1,1'), c'est-à-dire :

$$7.120.$$

Palette (3,3).

$$\begin{aligned} Tf &= 40 \times 0.15 \times 6.28 \times \frac{5}{6} \times 0.173 \\ &= 40 \times 0.136 = 5.440. \end{aligned}$$

Palette (4,4').

$$Tf = 5.440.$$

En résumé, le travail de frottement sera, dans cette position, égal à :

$$7.120 + 7.120 + 5.440 + 5.440 = 25.120.$$

Il est évident que dans les positions suivantes, le travail de frottement conservera la même valeur, car si, par exemple, pour la palette (2,2') le coefficient R augmente d'une certaine quantité, il diminuera de la même quantité pour la palette (4,4').

Les autres facteurs restent d'ailleurs constants.

Lorsque les palettes seront arrivées à la position (7), c'est-à-dire lorsque leurs axes auront tourné d'un angle de 90°, à partir de la position initiale, on retombera sur les valeurs trouvées dans la position (1); et à partir de cet instant, les positions relatives des divers organes se représenteront dans la même ordre.

Conclusions

L'ordonnée moyenne du diagramme de travail représente une valeur égale à 378^{KgM}. Or, l'ordonnée constante du diagramme d'aspiration est de 22 litres.

Cette quantité d'eau élevée à 15 mètres de hauteur correspond, par seconde, à un travail utile de :

$$22 \times 15 = 330^{\text{KgM}}.$$

Le rendement théorique sera représenté par le rapport :

$$\frac{330}{378} = 0.87.$$

Ce rendement ne sera certainement pas atteint en pratique, puisque, nous avons négligé, dans ces calculs, les frottements accessoires les pertes de charge dues aux coudes, élargissements brusques etc., mais il est clair que parmi les pompes rotatives à un axe que

nous avons examinées jusqu'à présent, la pompe Samain est celle qui, au point de vue de l'uniformité du travail et de la continuité du mouvement de l'eau, est de beaucoup la mieux étudiée.

Pompe rotative système Enke

(Planche 46.)

Voici une pompe allemande, dans laquelle le mouvement de l'eau est uniforme, mais dans laquelle aussi, certaines dispositions du mécanisme paraissent de nature à engendrer de grands frottements et une usure rapide.

L'appareil se compose d'un corps de pompe *G*, dans lequel on a fixé une cloison *b* qui se termine par une partie creuse *d*. Cette partie creuse présente, de chaque côté, la forme conique; et inférieurement la forme d'un coin. Le centre de cette partie coïncide avec celui du compartiment *G*.

La forme de l'espace intérieur servant à loger l'embrayage *a* n'a aucune importance.

La cloison *b*, la partie conique *d* et les deux couvercles forment ainsi un compartiment double dans le milieu supérieur de l'appareil et un compartiment simple dans le milieu inférieur. Les deux compartiments supérieurs égaux entr'eux ont exactement les mêmes dimensions que le compartiment inférieur.

Dans le corps de pompe ainsi formé, se trouvent deux roues à ailettes *ff* dont les axes sont inclinés, de façon que dans le milieu supérieur, chacune des roues se meut dans son compartiment.

Inférieurement au contraire, les ailettes se trouvent placées comme des dents d'engrenage et parcourent toutes le compartiment unique.

Afin d'avoir un embrayage réciproque, les deux poulies *c* et *c'* sont liées entr'elles par un joint universel.

Les ailettes sont fixées sur les côtés des poulies *c* et *c'* et elles emboîtent exactement la partie conique *d*. Si maintenant, on met en mouvement, au moyen de la poulie *r*, l'arbre horizontal et par suite la roue à ailettes calée sur lui, l'autre roue à ailettes fixée sur l'arbre

incliné prend le même mouvement, grâce au joint universel *a* et parcourt, dans la partie supérieure, le compartiment de gauche, tandis que la première parcourt le compartiment de droite.

En suivant le mouvement des organes mobiles de l'appareil, on voit que, dans la partie supérieure, deux ailettes se rapprochent ou s'éloignent simultanément, tandis que dans la partie inférieure, une seule palette s'éloigne ou se rapproche.

Il y aura donc, dans le corps de pompe, aspiration de bas en haut et refoulement de haut en bas.

La marche dans un sens ou dans l'autre est évidemment facultative, le tuyau d'aspiration se trouvant du côté où les palettes se dirigent vers le haut.

Parmi les appareils plus ou moins intéressants que nous aurions voulu décrire et que nous avons été forcés de laisser de côté, faute de place ou faute de renseignements suffisants obtenus en temps utile, mentionnons ici avant de passer au chapitre suivant : les pompes à action directe système Thirion fort employées en marine, les pompes à action directe Bailey, Excelsior, Cameron, Donkey, Sturgeon, Saxby, Selden, Selix, Sonenthal, Stannah, Beer, Alex. Wilson, the reliable steam pump, les pompes Richard Potter, Pearn and Frank Kelsey, Brotherood, Hanson, Corliss Providence, Paragon, Kesson et Campbell, Tannett Walker, Spencer et Gillett, Waygood, Carrick and Wardale, Reliance pump, Ashworth Brothers, Hulm et Lund, Hugo Leopold, the reliable Evans's patent pump, Ommaney et Tatham, les pompes rotatives Gould, Deans, Leeds Edwards et Norman, Ben- nisson, Mouley, Greenwood et Batley, Lawrence et Porter, Girodias, Boulton et Imray helical pump.

Les pompes à vapeur Silvester Brixton Surrey, Jefferis and Williams, Cornish steam pump, les pompes Clark, Knowles, Deane, Valley, Stone, Ramsbotton, Thorpe et Prince, Hooker, Davidson, Dayton, Baumann, May et Mountain, etc.

Nous en passons une foule (et pas toujours des meilleures).

CHAPITRE VII

Pompes rotatives à deux ou plusieurs axes

Observations générales

On peut répéter à nouveau au sujet des pompes rotatives à deux ou plusieurs axes, la plupart des observations générales que nous avons déjà exposées, pages 221 et suivantes, au sujet des pompes rotatives à un seul axe. — Nous engageons donc le lecteur à s'y reporter, toutefois nous ajouterons ici quelques développements à celles de nos observations précédentes qui concernent des pompes à plusieurs axes plus spécialement.

1° Comme nous l'avons déjà dit plus haut, on ne peut pas empêcher, *d'une façon absolue*, la torsion d'un arbre soumis à un certain effort. On peut rendre cette torsion très faible ; mais enfin elle existe toujours à un certain degré. Par suite, tout système de pompe rotative à deux axes qui exige une précision et une régularité *mathématiques* dans les positions relatives des deux axes ne peut convenir à l'élévation de l'eau.

En effet, la plus légère usure des engrenages et la plus minime torsion suffiraient pour altérer la corrélation des organes.

Il se produirait alors, à l'intérieur de la pompe, des frottements d'autant plus nuisibles, que les parties entre lesquelles elles s'exerceraient, n'auraient pas été taillées ni ajustées pour se développer les unes sur les autres.

Si du reste, au début de la marche de l'appareil, on a laissé un certain jeu dans les organes intérieurs, de façon à permettre un déplacement relatif de 2, 3 et 4°, on aura par cela même, produit un espace non jointif par lequel se produira une fuite d'eau considérable.

De là, grande diminution d'effet utile. Il est donc inutile d'étudier, comme pompe à eau, toute une première catégorie d'appareils exigeant la réalisation de la condition que nous venons d'énoncer.

On conçoit aisément quelle perturbation doit apporter dans un appareil de ce genre, le plus petit déplacement de l'un des organes propulseurs par rapport à l'autre, quel frottement doit en résulter, et combien il est à craindre que les pièces ne viennent à s'arc-bouter.

2^o Une seconde remarque non moins importante et déjà faite page 223, c'est qu'il faut rejeter *a priori* toute pompe dans laquelle le jeu des organes tend à produire des *compressions d'eau*, ou sinon des compressions absolues, du moins des refoulements sous des pressions et avec des vitesses d'évacuation exagérées. — En effet, l'eau est sensiblement incompressible. Cette observation est tellement capitale, que nous croyons devoir prendre dès à présent un exemple pour la faire mieux saisir.

Cet exemple nous sera fourni par la pompe Evrard représentée en coupe (pl. 46, fig. 8).

Dans la pompe Evrard, les deux fonds du corps de pompe sont plats; et dans la position figurée (pl. 46, fig. 8), l'eau contenue dans l'espace A, n'a *absolument aucune* issue pour s'échapper.

Or, l'espace A diminue très sensiblement, pendant la rotation; et cette diminution en une seconde peut être exprimée par:

$$\pi (R^2 - r^2) E \frac{n}{60},$$

E, longueur de génératrice, *n*, nombre de tours par minute, R grand (rayon, *r* petitrayon).

En effet, dans la position considérée, la saillie S va entrer dans l'espace A; et la partie supérieure de l'échancrure s'étant abaissée d'une quantité équivalente à celle dont s'abaisse la partie inférieure, on n'a pas d'autre changement par seconde dans la capacité de l'espace A, que celui qui résulte de la pénétration de S. — Comme aucune issue quelconque n'est ouverte à ce volume d'eau, il faut que les surfaces entre lesquelles il est emprisonné cèdent plus ou moins pour en permettre l'échappement forcé. De là une prompte dislocation des organes de l'appareil.

Nous verrons du reste dans un instant, comment on calcule l'effort

nécessaire pour évacuer, dans un temps donné, une quantité d'eau déterminée, par un orifice également donné; et cela fera ressortir combien la consommation de travail nécessaire pour obtenir ce résultat, devient importante dans certaines circonstances.

Il est réellement étonnant de voir un savant aussi distingué que M. Reuleaux, directeur de l'Académie de Berlin, décrire dans sa cinématique, divers systèmes de pompes sans se préoccuper de ce point de vue de la question. Par exemple la pompe Pappenheim présente comme organes intérieurs deux engrenages; et un tracé cinématique très élémentaire, permet d'y reconnaître le même défaut que pour la pompe Evrard. Inutile donc de nous y arrêter.

3^o Une troisième observation générale très importante, c'est que les arbres d'une pompe rotative à plusieurs axes, doivent être assez rigides et assez efficacement maintenus entre les flexions pour pouvoir être considérés comme pratiquement inflexibles. En effet, du moment que les axes peuvent plus ou moins fléchir, il est évident que les organes intérieurs de l'appareil frottent les uns contre les autres, que ces frottements absorbent de la puissance motrice et que les pièces s'usent rapidement. Nous aurons l'occasion de revenir plus loin avec développement sur ce point capital.

Calcul du travail nécessaire

**pour faire évacuer dans un temps donné un volume d'eau
donné, par un orifice déterminé**

Avant de passer à l'étude de systèmes particuliers, établissons comment on peut calculer le travail nécessaire pour faire évacuer, dans un temps donné, une quantité d'eau également donnée, par un orifice de dimensions déterminées.

Pour nous rapprocher du cas d'une pompe rotative, prenons par exemple l'espace compris entre les surfaces de deux cylindres échan-crés, ayant leurs centres en C et C' (voir pl. 46, fig. 9).

Le cylindre C est censé faire n tours par minute et le cylindre C' en fait n' .

La palette AB a deux joues latérales planes, dont la distance est représentée par la longueur H de la génératrice de chaque cylindre.

L'eau ne peut donc sortir de l'espace considéré, que par un orifice de section égale à $B d \times H$.

En appelant R le rayon BC et r le rayon AC, la moyenne de la vitesse de la palette (et par conséquent celle de l'eau de l'espace considéré), sera exprimée par :

$$\frac{2 \pi n}{60} \left(\frac{R+r}{2} \right) = \frac{\pi n}{60} (R+r).$$

Si maintenant, nous considérons un temps très court, pendant lequel la palette passe de la position AB à la position A'B', le volume d'eau primitivement logé en ABMN, sera passé en A'B'bcMN.

La seule augmentation de puissance vive produite dans ce mouvement, est celle de la partie ABB'A' passée B'bcd., car la partie A'B'MN a conservé la même vitesse que lors de la première position occupée.

Si nous considérons un temps dt infiniment petit, B'd pourra être considéré comme constant pendant ce temps; et en appelant dm la masse d'eau sortie pendant ce temps dt , nous aurons à égaler la somme des travaux des forces extérieures au demi-accroissement de force vive, c'est-à-dire à $1/2. dm (V^2 - V_1^2)$.

Les travaux des forces extérieures se réduisent au travail de la palette, plus celui de la pression s'exerçant sur B'd, car on peut négliger la pesanteur accélératrice ou retardatrice suivant la position particulière considérée; et le travail des pressions sur A'N et NM est nul, puisqu'aucun chemin n'est parcouru, dans les sens respectifs de ces pressions.

Le travail de la palette, pour l'unité de temps, est évidemment égal à $\omega. T. x$, en appelant ω l'aire de la palette, T, le chemin moyen qu'elle parcourt, et x la pression qu'elle exerce par unité de surface.

Appelant P la pression par unité de surface sur l'orifice $B d \times H$, et T_1 le chemin moyen parcouru dans le sens de cette pression, le travail de cette pression P sera : $B d \times H \times T_1 \times P$. Donc (et en

ayant égard pour les signes aux sens respectifs des pressions l'une motrice et l'autre résistante), on aura :

$$1/2 dm (V^2 - V_1^2) = \omega T x - B'dHT_1 P, \text{ mais } \omega T = dmg; \text{ et } B'dHT_1 = dmg, \text{ aussi;} \\ \text{donc : } 1/2 dm (V^2 - V_1^2) = dmg (x - P) \text{ ou } 1/2 (V^2 - V_1^2) = g (x - P).$$

Par conséquent :

$$x = \frac{1}{2g} (V^2 - V_1^2) + P.$$

Mais V est la vitesse à la sortie de l'espace considéré ; et cette vitesse est évidemment égale au quotient du volume d'eau évacué dans l'unité de temps, divisé par l'aire d'évacuation.

On voit donc quel intérêt primordial il y a à augmenter l'orifice d'évacuation (et par suite à réduire la vitesse d'évacuation), puisqu'à un certain moment, la résistance contre la palette croît, à peu de chose près, *comme le carré* de la vitesse d'évacuation.

Or, cette résistance doit en définitive être surmontée par l'application d'une force extérieure pour que la pompe marche.

Donc, il y a intérêt, dans une pompe rotative à deux axes, à composer l'orifice instantané d'évacuation, non seulement du rectangle $B' d H$, mais aussi de sections *latérales* offertes le long de AB et MN .

Il nous reste maintenant à voir l'influence respective de V , V_1 et P , à déterminer P , et à voir quelles quantités on peut négliger, dans les calculs, sans erreur sensible.

Une fois cela fait, l'établissement du diagramme représentant le travail d'un système de pompe devient très facile.

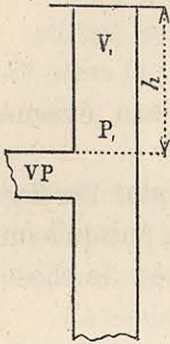
Puisque V et V_1 sont connus, la valeur de x sera complètement déterminée si nous connaissons P .

Détermination de P pression au sortir de l'étranglement, et de x pression sur la palette

Pour déterminer la pression au sortir de l'étranglement lorsque la veine liquide vient rencontrer la veine animée d'une vitesse V_1 , assimilons ce phénomène à celui produit à l'entrée dans une veine

liquide d'une autre veine animée d'une vitesse supérieure à celle de la première.

Soient V_1 et P_1 la vitesse et la pression de la première veine à la hauteur où vient déboucher la seconde, et supposons que V_1 reste constant dans le tuyau de refoulement, comme c'est le cas général dans les pompes.



Nous aurons d'après le théorème de Bernouilli :

$$P_1 = Ha + h$$

(h étant la hauteur du plan considéré au-dessous du niveau supérieur du liquide et Ha la pression atmosphérique).

La pression P se déduira facilement de cette pression P_1 , en remarquant que l'on doit avoir :

$$P + \frac{V^2}{2g} - \frac{(V - V_1)^2}{2g} - \frac{V_1^2}{2g} = P_1 = Ha + h$$

d'où l'on tire :

$$P = Ha + h + \frac{V_1^2}{g} - \frac{VV_1}{g}$$

Par suite (en remontant au paragraphe précédent) :

$$x = Ha + h + \frac{(V - V_1)^2}{2g}$$

Nous connaissons donc la pression exercée sur la palette, lorsque l'on contraint l'eau, à prendre une accélération déterminée.

Cette pression étant connue, on construira le *diagramme du travail* d'une pompe quelconque, en portant en abscisses les chemins parcourus par la partie moyenne de l'organe propulseur, et en ordonnées les résultantes des pressions aux divers points, comme nous l'avons déjà fait.

Mais on reconnaît immédiatement que la construction du diagramme de travail doit être précédée de celle d'un diagramme d'aspiration, comme nous en avons déjà expliqué la nécessité.

Hypothèses simplifiant la recherche de la loi du mouvement de la colonne d'aspiration

Pour trouver la loi du mouvement de la colonne d'aspiration, sans passer par de longs calculs, nous pouvons simplifier le problème, par plusieurs hypothèses qui ne produisent que des erreurs négligeables.

Nous pouvons admettre que la colonne d'eau à laquelle la pression atmosphérique doit communiquer une accélération, reste de longueur constante pendant la durée considérée et conserve, par conséquent, un même poids et une même vitesse; que le tuyau soit cylindrique, que le frottement soit assez faible, pour être négligé, et que l'on ne tienne pas compte du coefficient de contraction à l'entrée du tuyau.

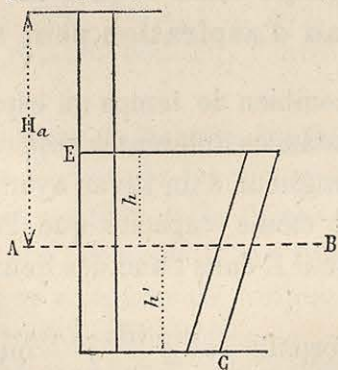
Étude de cette loi

Ces hypothèses faites, il faut chercher dans chaque cas, d'abord l'accélération que la force motrice peut donner à la masse mouvante.

Soient AB le niveau du réservoir.

CD le tuyau considéré, dont une extrémité est à une hauteur h , au dessus de AB, et l'autre à une hauteur h' en contre-bas

H_a la pression atmosphérique [évaluée en colonne d'eau].



Remarquons d'abord que les deux colonnes CD et CE se font équilibre. *Le surplus seulement* de la pression atmosphérique au-dessus du niveau d'eau, pourra donc communiquer une augmentation de force vive à la masse à mettre en mouvement. — Ce surplus a pour hauteur $(H_a - h)$. D'autre part, la masse à laquelle il faut donner une accélération, a pour valeur le poids de l'eau contenue dans le tuyau divisé par g , car on peut négliger comme très petites les quantités de force vive absorbées par l'air et par l'eau du réservoir.

En appelant j , l'accélération cherchée, on aura donc : $m g = m' j$.

Mais le rapport $\frac{m'}{m}$ est le même que celui de la longueur CD du tuyau à la hauteur $(H_a - h)$.

Donc

$$j = \frac{mg}{m'} = g \frac{(H_a - h)}{CD} = g \frac{(H_a - h)}{l}, \quad (1)$$

en désignant par l , la longueur CD.

Ayant déterminé j , il est très simple de trouver en combien de temps, la première tranche de la masse d'eau contenue dans le tuyau, a parcouru la distance L .

En effet, si la masse d'eau considérée part du repos, on pose l'équation :

$$L = 1/2 j t^2 \quad (2)$$

Si au contraire cette masse d'eau possède une vitesse initiale V avant de recevoir l'accélération j , on pose :

$$L = Vt + 1/2 j t^2 \quad (3)$$

Appréciation du temps dans lequel un espace quelconque ménagé au tuyau d'aspiration peut se remplir d'eau

Pour apprécier en combien de temps un espace a été rempli d'eau dans ces deux circonstances différentes supposées, il suffit donc de voir quelle serait la longueur d'un tuyau ayant même section que le tuyau d'aspiration et même capacité que l'espace considéré. On introduit cette longueur L dans l'une des deux équations ci-dessus; et l'on trouve ainsi t .

Remarque. — La formule $j = g \frac{(H_a - h)}{l}$ que nous venons de dé-

montrer peut être obtenue très rapidement, en considérant la pression exercée sur le piston, du côté de l'aspiration :

$$p = H_a - h - j \times \frac{l}{g}$$

(Voir p. 100);

et en faisant, dans cette équation, $p = 0$.

D'où on tire :

$$j = g \frac{(H_a - h)}{l}$$

C'est d'ailleurs ainsi, que nous avons déterminé, jusqu'à présent, les accélérations possibles dans les tuyaux d'aspiration.

Nous avons cependant pensé qu'il était intéressant d'établir cette formule, par des raisonnements directs, à cause de sa grande importance, dans l'étude des pompes.

Pompe à engrenages

L'une des plus anciennes dispositions de pompes rotatives à 2 axes qui ait été imaginée, c'est celle des pompes dites à *engrenages* (voir fig. 23, pl. 37).

A et B sont deux pignons semblables engrenant ensemble et logés dans une boîte ou corps de pompe d'une forme telle qu'après avoir quitté leur contact d'engrèvement, les dents frottent contre les parois. — Les fonds antérieur et postérieur de la boîte sont pleins; et les faces des engrenages frottent tout contre. Chaque pignon est naturellement callé sur un arbre traversant la boîte par deux presse-étoupes, et il est facile de voir que si l'on imprime à l'un de ces arbres un mouvement de rotation continu, l'autre arbre est nécessairement entraîné.

C étant le clapet d'aspiration et les axes tournant dans les sens respectifs indiqués par les flèches, le fonctionnement de l'appareil se comprend, à la seule inspection de la figure.

On conçoit, à première vue, combien il est difficile avec un semblable mécanisme, de ne pas exagérer les frottements et de n'avoir cependant pas de fuites trop considérables.

L'appareil ne peut fonctionner avec quelque durée, qu'étant noyé.

Pompe Moret et Broquet à deux axes

On voit sur la planche 43 deux figures représentant une pompe Moret et Broquet à deux axes, fondée sur un principe analogue à celui qui vient d'être décrit, ainsi que la pompe Balin et Husenet et bien d'autres.

Pompe Bramah

Un mécanicien anglais Bramah (bien connu par l'invention du cuir embouti de la presse hydraulique) modifia les pompes à engrenages en leur donnant les dispositions qu'indique une autre figure de la planche 43.

A et B sont deux cylindres pleins tangents portant chacun quatre ailes à la périphérie et aussi quatre encoches, de manière que les ailes d'un cylindre puissent se noyer dans les encoches de l'autre.

Des engrenages extérieurs assurent la connexion des axes des deux cylindres ; et l'extrémité de chaque aile présente une garniture de cuir. Ici encore, le fonctionnement se comprend sans explication.

Pompe rotative, système Portland ou Goldschmidt Hahlo and Heussy

Débit : 1000 litres à 120 tours par minute

(Planches 37 et 47.)

Description

Nous donnons planche 37 les dessins d'une pompe rotative construite par MM. Goldschmidt Hahlo et C^e, de Manchester. On comprendra le mode d'action de cette pompe, par l'inspection des coupes

(fig. 6 et 7). On voit que les tambours semi-circulaires C et D tournent sur leurs axes, en sens inverse, dans une double enveloppe cylindrique. Ces tambours sont maintenus dans leurs positions respectives par des engrenages extérieurs, comme il est indiqué sur la vue en perspective (fig. 5). Ils sont tournés de manière à remplir exactement la moitié du cylindre et il faut remarquer que la périphérie de l'un d'eux est toujours en contact avec le moyeu cylindrique de l'autre, ce qui opère la séparation entre l'aspiration et le refoulement.

Lorsque le tambour C tourne dans le sens de la flèche, il opère un vide en E (fig. 6) et aspire le fluide. En même temps, le fluide contenu dans la région supérieure est refoulé par le passage B.

Dans la figure 7, l'effet est évidemment inverse.

Les figures 8, 9, 10 et 11 sont destinées à indiquer le fonctionnement de l'appareil employé comme machine à vapeur rotative.

Proposons-nous maintenant d'étudier ce système de pompe par la méthode des diagrammes.

Étude par la méthode des Diagrammes

Calculs préliminaires

Le rayon moyen de la palette est égal à 0,094 (voir pl. 47)

Le chemin parcouru par l'extrémité du rayon moyen, en un tour, est égal à :

$$2\pi \times 0.094 = 0.590.$$

Le chemin parcouru par minute est :

$$0.590 \times 120 = 70.800.$$

Le chemin parcouru par seconde est :

$$\frac{70.800}{60} = 1.180.$$

La moitié de la circonférence décrite par l'extrémité de ce rayon moyen, a pour développement :

$$\frac{0.590}{2} = 0.295,$$

longueur que nous portons sur la ligne des abscisses.

Nous supposons l'aspiration de 5 mètres avec 5^m,30 de longueur de tuyau et le refoulement de 10 mètres, avec 15 mètres de longueur de tuyau.

La longueur des génératrices du cylindre est de 0^m,250.

Étude des volumes engendrés

Position (1).

Dans cette position, les axes de symétrie des cames sont verticaux, comme l'indique la figure 1.

On voit facilement que, pour cette position, l'espace en communication avec l'aspiration augmente par le retrait de la face (1) et ce retrait a pour mesure :

$$\pi (R^2 - r^2) \times \frac{n}{60} \times L.$$

L désigne la longueur des génératrices du cylindre, n le nombre de tours de l'appareil par minute.

$$\begin{aligned} & 3.14 (0.125^2 - 0.0625^2) \times \frac{120}{60} \times 0.250 \\ & 3.14 (0.0156 - 0.0039) \times 2 \times 0.250 \\ & 3.14 \times 0.0117 \times 2 \times 0.250 = 0.018369. \end{aligned}$$

Cela posé, la section droite du tuyau d'aspiration étant sensiblement égale à la surface de la palette, l'eau trouvera partout un passage suffisant, pour remplacer la face (1) qui se retire; et, par suite, la vitesse dans le tuyau d'aspiration sera :

$$\frac{0.018369}{\frac{\pi}{4} \times 0.141^2} = \frac{0.018369}{\frac{3.14}{4} \times 0.01981} = \frac{0.018369}{0.015552} = 1.180.$$

Au point 1, nous portons donc; comme ordonnée, la longueur 1,180.

Position (2).

Les axes des cames ont tourné, à partir de la position initiale, d'un angle de 20° (fig. 2).

L'espace en communication avec l'aspiration augmente encore par

le retrait de la face (1), mais diminue de la même quantité, par l'avance de la face (2).

Le retrait de la face (3) est donc la mesure de l'augmentation de cet espace, par seconde. Mais il faut voir, si l'eau peut venir le remplir.

Sans l'influence de l'excès de la pression atmosphérique sur la colonne d'aspiration, l'eau peut acquérir une vitesse de :

$$\sqrt{2g(H_a - h_1)} = \sqrt{19.616 \times 5.30} = 10.20.$$

Il s'agit maintenant de savoir si cette vitesse suffit, pour que l'eau vienne remplir l'espace vide à l'aspiration.

A cet effet, nous décomposerons ce dernier en deux parties: l'une, dans laquelle l'eau peut évidemment entrer librement et qui est produite par le retrait de la face (3) dépassant le bec de la face (2); l'autre partie de l'espace vide engendré à l'aspiration est l'espace V. Cet espace est engendré par le retrait de la partie de la face (3) qu'est au-dessous du bec de la face (2).

L'eau ne peut évidemment pénétrer là, que par l'orifice laissé libre entre le bec de la face (2) et la face (3).

L'augmentation par seconde de la première partie est égale à :

$$\begin{aligned} \pi(R^2 - r^2) \times 0.250 \times \frac{120}{60} &= 3.14(\overline{0.125^2} - \overline{0.083^2}) \times 0.25 \times 2 \\ 3.14 \times (0.0156 - 0.0069) \times 0.25 \times 2 & \\ 3.14 \times 0.0087 \times 0.25 \times 2 &= 0.013659. \end{aligned}$$

La deuxième partie augmente de :

$$\begin{aligned} \pi \times (\overline{0.083^2} - \overline{0.0625^2}) \times 0.25 \times 2 & \\ 3.14 \times (0.0069 - 0.0039) \times 0.5 & \\ 3.14 \times 0.003 \times 0.5 &= 0.004710. \end{aligned}$$

D'après ce qui précède, l'eau ne peut prendre, à l'orifice d'entrée qu'une vitesse de 10^m,20 et cet orifice a une section de :

$$0.25 \times 0.008 = 0.002.$$

La quantité d'eau qui peut passer, en une seconde, par cet orifice, est donc :

$$0.002 \times 10.20 = 0.02040.$$

Par conséquent, dans cette position, l'eau peut suivre la palette. L'ordonnée aura donc pour valeur : 1,180.

Position (3).

Les axes des cames ont parcouru, depuis l'origine du diagramme, un angle de 40° (fig. 5).

En raisonnant comme pour la position (2), on voit que l'espace V augmente, par seconde, de .

$$\begin{aligned} & \pi \times (\overline{0.122^2} - \overline{0.0625^3}) \times 0.25 \times 2 \\ & 3.14 \times (0.0148 - 0.0039) \times 0.5 \\ & 3.14 \times 0.0109 \times 0.5 = 0.017113. \end{aligned}$$

La partie extérieure de la palette aspire un volume de :

$$\begin{aligned} & \pi \times (\overline{0.125^2} - \overline{0.122^3}) \times 0.25 \times 2 \\ & 3.14 \times (0.0156 - 0.0148) \times 0.5 \\ & 3.14 \times 0.0008 \times 0.5 = 0.001256. \end{aligned}$$

L'orifice d'entrée de l'eau, dans l'espace V, est :

$$0.003 \times 0.25 = 0.00075.$$

Par conséquent, d'après la vitesse maxima que l'eau peut prendre, il peut entrer en V, une quantité d'eau égale à :

$$0.00075 \times 10.20 = 0.007650.$$

L'eau ne suit donc pas l'organe aspirateur en ce moment et la quantité d'eau passant par le tuyau est :

$$0.007650 + 0.001256 = 0.008906.$$

La vitesse correspondante de l'eau dans le tuyau est :

$$\frac{0.008906}{0.015552} = 0.572.$$

Il est évident que l'ouverture de l'espace V va en diminuant progressivement, jusqu'à devenir nulle, au moment où les pointes des becs des deux cames se touchent. Cette position que nous désignons par (3') correspond à l'instant où les axes des cames ont décrit, à partir de la position initiale, un angle de 41°.

La vitesse de l'eau, dans le tuyau d'aspiration, sera nulle, dans la position (3').

Un peu après la position (3'), l'ouverture de l'espace V augmente rapidement et par suite, l'eau peut y pénétrer, sans obstacle.

Proposons-nous d'examiner comment se fera, dans le tuyau, le mouvement de l'eau qui se trouve débarrassée de toute pression sur la tranche supérieure, puisqu'il existe un vide dans la capacité V et que la communication entre ce vide et la tranche supérieure n'est plus fermée par aucun obstacle.

L'accélération possible dans le tuyau d'aspiration, sera donnée par la formule :

$$P = 10.30 - 5 - j \times \frac{5.30}{9.8},$$

dans laquelle nous ferons $P = 0$.

D'où :

$$j = \frac{5.30 \times 9.8}{5.30} = 9.8.$$

L'espace parcouru par l'eau, après un temps t , sera :

$$L = Vt + \frac{1}{2}jt^2.$$

Or nous venons de voir que :

$$V = 0 \qquad j = 9.8.$$

Donc :

$$L = \frac{1}{2}9.8t^2 = 4.9t^2.$$

Cette expression donne, en fonction du temps, la longueur L de parcours de tuyau, après laquelle l'eau aura rejoint la palette. A ce moment, il se produit un choc de l'eau d'aspiration contre le mécanisme de l'appareil. Aussitôt après ce choc, l'eau reprend la vitesse de la palette, jusqu'à ce que les mêmes phénomènes viennent se reproduire dans le même ordre.

Remarquons que la longueur L peut se décomposer en deux parties, savoir :

1° Le trajet de la palette, pendant le temps t : $1,180 t$;

2° Une longueur de tuyau équivalente à l'espace resté vide, dans la capacité V.

Le volume de cet espace est facile à calculer, en se servant du diagramme d'aspiration.

Afin de faire le tracé de la courbe d'aspiration avec précision, nous allons considérer entre les positions 2 et 3, une position intermédiaire 2' qui correspond au moment où les axes des cames ont décrit, à partir de la position initiale, un angle de 30°.

Position (2').

En raisonnant comme pour les positions (2) et (3), on voit que l'espace V augmente, par seconde, de : (fig. 3)

$$\begin{aligned} & 3.14 \times (\overline{0.100^2} - \overline{0.0625^2}) \times 0.5 \\ & 3.14 \times (0.01 - 0.0039) \times 0.5 \\ & 3.14 \times 0.0061 \times 0.5 = 0.009577. \end{aligned}$$

La partie extérieure de la palette engendre un volume de :

$$\begin{aligned} & 3.14 \times (\overline{0.125^2} - \overline{0.100^2}) \times 0.5 \\ & 3.14 \times (0.0156 - 0.01) \times 0.5 \\ & 3.14 \times 0.0056 \times 0.5 = 0.008792. \end{aligned}$$

L'orifice d'entrée de l'eau, dans l'espace V, est de :

$$0.006 \times 0.25 = 0.00150.$$

Il peut donc entrer en V, une quantité d'eau égale à :

$$0.0015 \times 10.20 = 0.015300.$$

Par conséquent, l'eau suit l'organe aspirateur, dans la position 2' et l'ordonnée du diagramme est égale à : 1,180.

Position (2'').

Faisons encore le même calcul pour la position (2'') qui correspond à un angle de 35° (fig. 4).

L'espace V augmente, par seconde, de :

$$\begin{aligned} & 3.14 \times (\overline{0.111^2} - \overline{0.0625^2}) \times 0.5 \\ & 3.14 \times (0.01232 - 0.0039) \times 0.5 \\ & 3.14 \times 0.00842 \times 0.5 = 0.013219. \end{aligned}$$

La partie extérieure de la palette engendre un volume de :

$$\begin{aligned} & 3.14 \times (\overline{0.125^2} - \overline{0.111^2}) \times 0.5 \\ & 3.14 \times (0.0156 - 0.01232) \times 0.5 \\ & 3.14 \times 0.00328 \times 0.5 = 0.005149. \end{aligned}$$

L'orifice d'entrée dans l'espace V est de :

$$0.004 \times 0.25 = 0.001.$$

Par conséquent, il peut entrer en V, une quantité d'eau égale à :

$$0.001 \times 10.20 = 0.01020.$$

L'eau ne suit donc pas l'organe aspirateur et la quantité d'eau passant par le tuyau est en ce moment :

$$0.01020 + 0.005149 = 0.015349.$$

La vitesse de l'eau, dans le tuyau, sera donc :

$$\frac{0.015349}{0.015552} = 0.986.$$

Revenons maintenant au calcul de l'espace resté vide dans la capacité V.

Les calculs précédents nous ont montré qu'une quantité constante de 0,018369 était égale à l'accroissement de capacité de l'espace V non rempli par l'eau, augmenté du volume d'eau qui a passé, par le tuyau d'aspiration, en une seconde.

Or la surface du diagramme située en dessous de la courbe AB représente le volume d'eau passé par le tuyau en une seconde (fig. 13).

Par suite, la surface ABB' représente évidemment la quantité d'eau manquante.

La longueur AB' correspond à un angle de 9°,09, ce qui représente $\frac{9.09}{720}$ de seconde, puisque la palette parcourt 720° par seconde.

Donc l'aire ABB' représente la quantité d'eau qui passe en $\frac{9.09}{720}$ de seconde, par un tuyau de 0,015552 de section, avec une vitesse moyenne de 0,36 par seconde.

(La vitesse moyenne a été obtenue, en mesurant la surface ABB' et en divisant cette surface, par la longueur de la base AB', ce qui donne :

$$\frac{\text{Surface ABB'}}{\text{AB'}} = \frac{1/10 \text{ mm}^2,000540}{0.015} = \frac{0.0054}{0.015} = 0^m,36,$$

en prenant les abscisses en vraie grandeur et les ordonnées à l'échelle de 1/10.)

On aura donc :

$$\text{Eau manquante : } \frac{0.015552 \times 0.36 \times 9.09}{720} = 0.0000706.$$

La longueur du tuyau capable de contenir cette eau est :

$$\frac{0.0000706}{0.015552} = 0^m,0045.$$

La longueur L étant égale à $1,180 t + 0,0045$, on a l'équation

$$\begin{aligned} 1.180 t + 0.0045 &= 4.9 t^2 \\ 4.9 t^2 - 1.180 t - 0.0045 &= 0 \\ t^2 - 0.240 t - 0.000918 &= 0 \\ t &= 0.12 + \sqrt{0.0144 + 0.000918} \\ t &= 0.24. \end{aligned}$$

L'eau rejoindra donc la palette, après un temps égal à $0'',24$, à partir du point B. Cette fraction de seconde représente un nombre de degrés égal à :

$$720 \times 0.24 = 172^{\circ}.$$

En portant sur la ligne des abscisses, une longueur proportionnelle à 172° , à partir du point B, ou bien proportionnelle à $172^{\circ} + 41^{\circ}$ ou 213° , à partir du point 0, on a le point du diagramme où l'eau rejoint la palette, en produisant un choc (fig. 13).

Le point D ainsi déterminé est évidemment en dehors du diagramme, ce qui démontre qu'à la fin du premier demi-tour, l'eau n'a pas encore rejoint la palette.

Par conséquent, comme chaque demi-tour est identique au précédent, l'eau n'était pas en contact avec la palette, au commencement du demi-tour actuel.

Pour reporter sur le diagramme d'aspiration, l'influence du demi-tour précédent, il suffit évidemment de porter le trapèze C'D'E'F', au commencement du diagramme, au-dessus de la ligne représentant la vitesse moyenne.

Diagramme de travail

Pour faire le tracé du diagramme de travail, nous prendrons la même longueur d'abscisse totale que pour le diagramme d'aspiration; et nous porterons en ordonnées, la résultante des pressions motrices et résistantes.

Position (1).

On voit, d'après le diagramme d'aspiration, qu'il n'existe aucune pression sur la palette (1), puisque l'eau ne suivant pas l'organe aspirateur, le vide existe au-dessous de la pompe, dans le tuyau d'aspiration.

La palette (4) supporte une pression de :

$$H_a + h = 10.30 + 10 = 20^m,30$$

ou 203 kilogrammes par décimètre carré.

La surface de la palette étant égale à : (voir fig. 1)

$$(0.125 - 0.0625) \times 0.25 = 0.062 \times 0.25 = 0.0155,$$

la pression totale sur cette palette, sera :

$$1.55 \times 203 = 314^k,65.$$

Positions (2) et (2').

L'ordonnée du diagramme de travail, sera évidemment la même, que pour la position (1).

Position (D).

Nous savons que l'eau rejoint l'organe aspirateur en ce point.

Aussitôt après le choc, la pression motrice $H_a - h_1 - \frac{V^2}{2g}$ s'exerce sur les faces (1), (2) et (3).

$$H_a - h_1 - \frac{V^2}{2g} = 10.30 - 5 - \frac{1.180^2}{2g} = 5.30 - \frac{1.392}{19.616} = 5.30 - 0.0709 = 5^m,229.$$

Les pressions sur les faces (1) et (2) se font mutuellement équilibre.

Il ne reste donc à considérer, que la pression sur la face (3), qui est égale à :

$$52.29 \times 1.55 = 81.049.$$

La pression résultante aura donc pour valeur :

$$314.65 - 81.049 = 233^k,601.$$

Position (2'').

Au point (2'), les pressions motrices sur les faces (1) et (2) sont évidemment égales. Il n'y a donc pas lieu de s'en occuper (voir fig. 4).

La pression résistante sur la face (4) est comme précédemment 314,65.

Mais la pression motrice sur la face (3) est évidemment réduite à la pression qui s'exerce sur la partie de (3) extérieure à la pointe de (2).

Nous savons en effet que le vide est formé en V; et il n'y a plus de pression dans cet espace.

La partie de la palette (3) extérieure au bec de (2) a une surface égale à :

$$(0.125 - 0.111) \times 0.25 = 0.014 \times 0.25 = 0.0035.$$

Or la pression qui s'exerce sur cette surface a pour valeur :

$$H_a - h_1 - \frac{V^2}{2g} = 10.30 - 5 - \frac{0.986^2}{19.616} = 5.30 - \frac{0.972}{19.616} = 5.30 - 0.049 = 5.251.$$

La pression motrice sera donc :

$$52.51 \times 0.35 = 18.378.$$

Le chemin moyen parcouru, en une seconde, par cette pression, est :

$$2\pi \times \frac{0.125 + 0.111}{2} \times \frac{120}{60}.$$

Le diagramme étant fait, pour un chemin moyen de $2\pi \times \frac{0.125 + 0.0625}{2} \times \frac{120}{60}$ à la seconde, il faut pour pouvoir porter la pression sur le diagramme, la multiplier par le rapport :

$$\frac{0.125 + 0.111}{0.125 + 0.0625} = 1.258.$$

En effectuant les calculs, la pression motrice devient :

$$18.378 \times 1.258 = 23.119,$$

et la pression résultante est égale à :

$$314.650 - 23.119 = 291.531.$$

Position (3).

On verrait, par un raisonnement analogue à celui que nous venons de faire pour la position (2''), que :

la pression résistante est : 314,650.

La pression motrice a pour valeur :

$$H_a - h_1 - \frac{V^2}{2g} = 10.30 - 5 - \frac{0.572^2}{19.616} = 5.30 - \frac{0.327}{19.616} = 5.30 - 0.016 = 5.284,$$

et s'exerce sur une surface égale à : (voir fig. 5)

$$(0.125 - 0.122) \times 0.25 = 0.003 \times 0.25 = 0.00075.$$

Par suite, la pression totale sera :

$$52.84 \times 0.075 = 3.963.$$

Pour rapporter cette pression au chemin moyen parcouru, il faut la multiplier par le rapport :

$$\frac{0.125 + 0.122}{0.125 + 0.0625} = 1.317$$
$$3.963 \times 1.317 = 5.219.$$

Nous aurons donc, comme pression résultante :

$$314.650 - 5.219 = 309.431.$$

Positions (4), (5), (5') et (6).

(Fig. 6, 7, 8 et 9.)

Il est aisé de voir que dans ces positions, l'ordonnée du diagramme de travail est égale à : 314,650.

Il n'y en effet aucune compression d'eau entre les organes mobiles du côté du refoulement ; et la pression du côté de l'aspiration est constamment nulle, puisque l'eau ne suit pas l'organe aspirateur.

Position (7).

Dans cette position (fig. 10), l'espace V diminue par seconde, de 0,018369.

L'orifice de sortie présente une surface de :

$$0.040 \times 0.25 = 0.010$$

La vitesse que l'eau doit prendre est donc :

$$\frac{0.018369}{0.010} = 1.836.$$

Dès lors, la pression x sur les parois de V est : (voir page 386)

$$\begin{aligned} x &= 10.30 + 10 + \frac{(1.836 - 1.180)^2}{2g} \\ &= 20.30 + \frac{0.656^2}{19.616} = 20.30 + \frac{0.430}{19.616} \\ &= 20.30 + 0.0219 = 20.3219. \end{aligned}$$

Sur la surface entière de la palette, la pression aura donc pour valeur :

$$203.219 \times 1.55 = 314.989.$$

Position (8).

L'espace V diminue, par seconde, de : (voir fig. 11)

$$\begin{aligned} &3.14 \times (\overline{0.122^2} - \overline{0.0625^2}) \times 0.25 \times 2 \\ &3.14 \times 0.0109 \times 0.5 = 0.017113, \end{aligned}$$

et l'aire d'évacuation est : 0,00075.

La vitesse de sortie de l'eau est donc :

$$\frac{0.017113}{0.00075} = 22.817.$$

La pression sera :

$$\begin{aligned} x &= 20.30 + \frac{(22.817 - 1.180)^2}{19.616} = 20.30 + \frac{21.637^2}{19.616} \\ &= 20.30 + \frac{468.159}{19.616} = 20.30 + 23.866 = 44.166. \end{aligned}$$

L'aire de pression est :

$$(0.122 - 0.0625) 0.25 = 0.0595 \times 0.25 = 0.0148.$$

La pression en kilogrammes aura donc pour valeur :

$$1.48 \times 44.166 = 653.657.$$

En réduisant au chemin moyen, il faut multiplier la pression ainsi obtenue, par le rapport :

$$\begin{aligned} &\frac{0.122 + 0.0625}{0.125 + 0.0625} = \frac{0.1845}{0.1875} = 0.984 \\ &653.657 \times 0.984 = 643.198. \end{aligned}$$

La partie de la face (4), en dehors de l'espace V, a une surface de :
 $(0.125 - 0.122) 0.25 = 0.003 \times 0.25 = 0.00075.$

La pression correspondante aura donc pour valeur :

$$203 \times 0.075 = 15.225.$$

Pour rapporter cette pression, à l'échelle du diagramme, il faut la multiplier par le rapport :

$$\frac{0.125 + 0.122}{0.125 + 0.0625} = 1.317$$
$$15.225 \times 1.317 = 20.051.$$

La pression totale est donc :

$$643.198 + 20.051 = 663.249.$$

Position (8').

Dans cette position, les axes des cames ont décrit, à partir de la position initiale, un angle de 141° .

Les pressions sur les faces (1) et (2) se font mutuellement équilibre. Reste donc à considérer la pression sur la face (4).

L'espace V se rétrécit par seconde de 0,018369, mais l'orifice d'évacuation est théoriquement nul, car les extrémités des palettes se touchent en ce moment.

Par suite, la pression serait théoriquement infinie.

L'eau ainsi enfermée entre les organes mobiles ne peut s'échapper que par les fuites.

Nous avons déjà vu, à propos d'autres pompes, et notamment pour la pompe Érémac, l'influence fâcheuse que ces compressions d'eau exercent sur le rendement de l'appareil; et nous avons fait remarquer qu'en dehors de toute considération théorique, une détérioration rapide des organes de la pompe était la conséquence fatale de cet état de choses.

Nous n'insisterons donc pas davantage sur ce point.

Supposons, pour fixer les idées, que la fuite existe tout le long des génératrices de contact des cames; et admettons que cette fuite présente une hauteur constante de $0^m,001$.

L'orifice d'évacuation a une surface de :

$$2 \times 0.001 \times 0.25 = 0.00050$$

La vitesse de l'eau sera :

$$\frac{0.018369}{0.0005} = \frac{73.476}{2} = 36.738.$$

La pression correspondante aura pour valeur :

$$\begin{aligned} 20.30 + \frac{(36.738 - 1.180)^2}{19.616} &= 20.30 + \frac{35.558^2}{19.616} = \\ &= 20.30 + \frac{1264.371}{19.616} = 20.30 + 64.456 = 84.756. \end{aligned}$$

Nous avons donc, comme pression totale :

$$847.56 \times 1.55 = 1313.718.$$

Position (9).

L'espace V diminue, par seconde, de: (voir fig. 12)

$$3.14 \times (0.083^2 - 0.0625^2) \times 0.50 = 0.004710.$$

L'orifice d'évacuation présente une surface de :

$$0.25 \times 0.008 = 0.002.$$

La vitesse de sortie de l'eau est donc :

$$\frac{0.004710}{0.002} = 2.355.$$

La pression contre les parois de l'espace V sera :

$$\begin{aligned} 20.30 + \frac{(2.355 - 1.180)^2}{19.616} &= 20.30 + \frac{1.175^2}{19.616} \\ &= 20.30 + \frac{1.380}{19.616} = 20.30 + 0.07 = 20.37. \end{aligned}$$

L'aire de pression est :

$$(0.083 - 0.0625) 0.25 = 0.00512.$$

La pression en kilogrammes a donc pour valeur :

$$0.512 \times 203.7 = 104.294.$$

En réduisant au chemin moyen parcouru, il faut multiplier la pression ainsi obtenue, par le rapport :

$$\begin{aligned} \frac{0.083 + 0.0625}{0.125 + 0.0625} &= 0.776 \\ 104.294 \times 0.776 &= 80.932. \end{aligned}$$

La partie de la face (4), en dehors de l'espace V, a une surface de :

$$(0.125 - 0.083) 0.25 = 0.0105.$$

La pression correspondante aura donc pour valeur :

$$203 \times 1.05 = 213.15.$$

Pour rapporter cette pression, à l'échelle du diagramme, il faut la multiplier par le rapport :

$$\frac{0.125 + 0.083}{0.125 + 0.0625} = 1.109$$
$$213.15 \times 1.109 = 236.383.$$

La pression totale est donc :

$$80.932 + 236.383 = 317.315.$$

Conclusions

Il suffit de considérer un instant le diagramme d'aspiration, pour voir combien le mouvement de l'eau est irrégulier dans le tuyau d'aspiration.

Dans les hypothèses favorables ou nous nous sommes placés, l'eau rejoint l'organe aspirateur, vers la fin de sa course ; mais il est facile de voir qu'avec une hauteur d'aspiration un peu plus grande, ou une longueur de tuyau un peu plus considérable, l'eau ne rejoindrait plus l'organe aspirateur, ou du moins ne le rattraperait qu'après un certain nombre de courses.

Il suffit maintenant de regarder le diagramme de travail (fig. 14), pour se rendre compte de l'influence fâcheuse qu'exercent sur le rendement de l'appareil, les compressions d'eau dans des espaces ou les orifices d'évacuation sont insuffisants.

Cela posé, le diagramme de travail présente une surface de 0,03421, en prenant les abscisses en vraie grandeur et les ordonnées à l'échelle de 0,00033 par kilogramme.

Cette aire représente donc :

$$\frac{0.03421}{0.00033} = 103^{\text{kgm}}, 666.$$

Tel est donc le travail, que le moteur doit transmettre à la pompe,

pour lui faire exécuter un demi tour, (abstraction faite des frottements, des fuites, des chocs, etc., etc.)

L'aire du diagramme d'aspiration, représente le volume d'eau passant avec une vitesse moyenne de 1,180 par un tuyau de 0,015552 de section pendant une demi-révolution soit : $\frac{60}{120 \times 2} = \frac{1}{4}$ de seconde.

Le volume d'eau élevée, en un demi tour, est donc :

$$\frac{1.180 \times 0.015552}{4} = \frac{0.018369}{4} = 0.004592 = 4 \text{ litres, } 592.$$

Cette quantité d'eau élevée à une hauteur de 15 mètres représente un travail utile de :

$$4.592 \times 15 = 68.880.$$

Le rendement théorique ou effet utile maximum sera donc :



$$\frac{68.880}{103.666} = 0.664.$$

(Sans tenir compte des fuites, frottements, chocs, etc., etc.)

Remarque. — La méthode expliquée (page 393) pour déterminer comment l'espace V se remplit ou quel vide se forme dans cet espace, a été déjà employée dans l'étude de plusieurs pompes.

Cette méthode presque empirique donne cependant des résultats très approchés ; et il est donc parfaitement logique de l'employer dans des cas analogues, afin d'éviter les complications énormes de calculs que présenterait une recherche plus complète des phénomènes produits.

Nous allons toutefois donner un aperçu sommaire des calculs à effectuer dans un cas simple, mais analogue à celui qui se présente dans les pompes lorsque l'on veut obtenir des résultats absolument rigoureux.

Dans un tuyau vertical se meut un piston. (Ce piston AB est indiqué par des hachures ) La partie centrale de ce piston rectangulaire est occupée par un autre piston CD (indiqué par des hachures ) pouvant glisser dans un second tuyau plus petit que le premier.

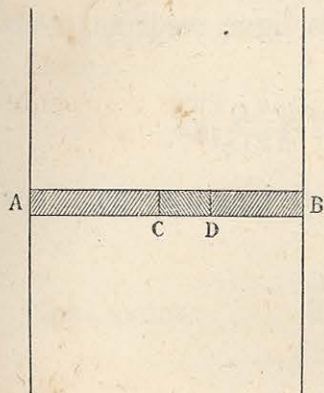
Au temps t_0 , les faces inférieures des deux pistons sont dans un

même plan et les deux pistons se meuvent ensemble de bas en haut d'une manière uniforme. La pression commune est :

$$H_a - h - \frac{V^2}{2g}.$$

A partir de l'instant t_0 , les deux pistons se séparent.

Le piston AB prend une accélération négative, le piston CD une accélération positive ; mais ces accélérations sont calculées de manière que le volume engendré reste uniforme.



Soient : $\Omega, \Omega', \Omega''$ les trois sections, totale et partielles V, V', V'' les trois vitesses initiale et partielles, a et a' les accélérations.

Nous aurons les équations :

$$\begin{aligned} \Omega V &= \Omega' V' + \Omega'' V'' \\ \Omega &= \Omega' + \Omega'' \\ V' &= V + at, \quad V'' = V + a't. \end{aligned}$$

D'où nous tirons :

$$\Omega' a \pm - \Omega'' a'.$$

Proposons-nous de calculer le mouvement de l'eau, après la séparation des pistons ; et pour simplifier la question, calculons d'abord le mouvement varié dans un tuyau connu.

Soit donc un tuyau trapézoïdal dont deux faces sont parallèles. Supposons les parois non parallèles, rectilignes.

L'aire d'une section s'obtiendra, en multipliant la largeur L , par la portion de circonférence décrite du point de concours de ces deux parois. Si les parois ne sont pas trop inclinées par rapport à la ligne médiane, on ne commet pas d'erreur sensible, en remplaçant la demi-portion de circonférence par sa tangente ; et l'on a alors :

$$Q = 2 VLy,$$

y étant l'ordonnée, à partir de la médiane.

Nous tirons de l'équation précédente :

$$V = \frac{Q}{2Ly}.$$

Pour avoir la différentielle, dans le mouvement varié, nous devons supposer Q et y variables.

Nous avons donc :

$$dv = \frac{2Ly dQ - 2QL dy}{4L^2 y^2} = \frac{dQ}{2Ly} - \frac{Q dy}{2Ly^2}$$

$$\frac{dv}{dt} = \frac{dQ}{dt} \times \frac{1}{2Ly} - \frac{dy}{dt} \times \frac{Q}{2Ly^2}$$

Si nous comptons les vitesses, suivant la ligne médiane, nous aurons :

$$\int J_s ds = \int \frac{dv}{dt} dx = \int \frac{dQ}{dt} \times \frac{1}{2Ly} dx - \int \frac{dy}{dt} \frac{Q}{2Ly^2} dx.$$

Désignons par u , la vitesse variable, à l'origine du tuyau. Nous aurons dès lors :

$$Q = 2Luy_0 \text{ et } \frac{dQ}{dt} = 2Ly_0 \frac{du}{dt}.$$

Donc :

$$\int \frac{dQ}{dt} \times \frac{1}{2Ly} dx = \int \frac{y_0}{y} \frac{du}{dt} dx.$$

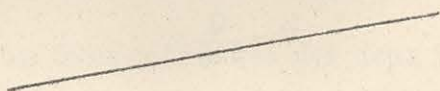
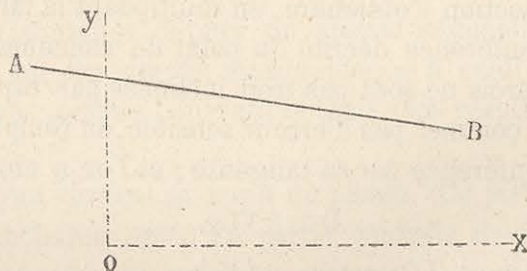
Soit :

$$\frac{x}{a} + \frac{y}{b} = 1,$$

l'équation de la droite AB .

Nous en déduisons :

$$y = b - \frac{b}{a}x.$$



Donc :

$$\int \frac{dQ}{dt} \times \frac{1}{2Ly} dx = \int \frac{y_0}{b - \frac{b_x}{a}} \frac{du}{dt} dx$$

$$\int \frac{du}{dt} \frac{y_0}{b - \frac{b_x}{a}} dx = \int \frac{du}{dt} \frac{ay_0}{b} \frac{dx}{a-x},$$

Or :

$$\int \frac{dx}{a-x} = -\log_n(a-x) + c, \quad \int_0^{x_1} \frac{dx}{a-x} = -\log_n(a-x_1) + \log_n a$$

Donc :

$$\int \frac{du}{dt} \frac{y_0}{b - \frac{b_x}{a}} dx = \frac{ay_0}{b} [-\log_n(a-x_1) + \log_n a] \frac{du}{dt}$$

Proposons-nous maintenant de déterminer :

$$-\int \frac{dy}{dt} \frac{Q}{2Ly^2} dx,$$

Nous avons :

$$-\int \frac{dy}{dt} \frac{Q}{2Ly^2} dx = -\int \frac{Q}{2Ly^2} \frac{dx}{dt} dy,$$

Or :

$$\frac{dx}{dt} = v = \frac{Q}{2Ly}, \quad y = b - \frac{b}{a}x,$$

$$dy = -\frac{b}{a}dx \text{ et } y^2 = b^2 - \frac{2b^2}{a}x + \frac{b^2}{a^2}x^2,$$

$$-\int \frac{Q}{2Ly^2} \frac{dx}{dt} dy = -\int \frac{Q}{2Ly^2} \times \frac{Q}{2Ly} \times -\frac{b}{a} dx$$

$$= -\int -\frac{b}{a} \frac{Q^2}{4L^2 y^3} dx = -\int -\frac{b}{a} \frac{Q^2}{4L^2 (b - \frac{b}{a}x)^3} dx,$$

Posons :

$$b - \frac{b}{a}x = z,$$

D'où :

$$-\frac{b}{a}dx = dz$$

$$dx = -dz \times \frac{a}{b}$$

$$-\int \frac{Q}{2Ly^2} \frac{dx}{dt} dy = -\int -\frac{b}{a} \frac{Q^2}{4L^2 z^3} \times -dz \frac{a}{b} = -\int \frac{Q^2 dz}{4L^2 z^3}$$

$$= -\int \frac{Q^2 z^{-3} dz}{4L^2} = -\frac{Q^2}{4L^2 z^2} + C = \frac{Q^2}{8L^2 z^2} + C = \frac{V^2}{2} + C$$

$$C = -\frac{u^2}{2}$$

Donc :

$$-\int_0^{x_1} \frac{dy}{dt} \frac{Q}{2Ly^3} dx = \frac{V^2}{2} - \frac{u^2}{2},$$

Par conséquent, l'accélération depuis 0 jusqu'à x_1 , est donnée par l'équation :

$$\int_0^{x_1} J_x dx = \frac{ay_0}{b} [-\log_n (a - x_1) + \log_n a] \frac{du}{dt} + \frac{V^2}{2} - \frac{u^2}{2}.$$

On voit donc, que l'accélération totale se compose, dans le mouvement varié, pour le tuyau considéré, d'une certaine fonction de l'accélération à l'origine, plus le demi accroissement de la force vive.

Il est naturel de conclure, que : quelle que soit la forme du tuyau considéré, on arrivera, par des calculs plus ou moins compliqués, à la détermination de la somme des accélérations, dans le mouvement varié et que l'on aura toujours une certaine fonction de l'accélération à l'origine, plus le demi accroissement de la force vive.

Si maintenant, nous isolons, par la pensée, la quantité d'eau qui va prendre un mouvement accéléré, pour suivre, ou tacher de suivre le piston central, et que nous calculions $\int J_x dx$, par la méthode précédente, il nous sera possible, d'arriver à une expression non absolue, mais très approchée de $\int J_x dx$ et cette expression aura toujours la forme de :

$$A \frac{du}{dt} + \frac{V^2}{2} - \frac{u_0^2}{2};$$

mais nous avons évidemment, à chaque instant :

$$\frac{dP}{dx} = \rho \times - J_x;$$

et en négligeant l'influence de la pesanteur :

$$P_1 = - \int \rho J_x dx + P_0,$$

D'où :

$$\int \rho J_x dx = P_0 - P_1$$

$$\frac{A}{g} \frac{du}{dt} + \frac{V^2}{2g} - \frac{u_0^2}{2g} = P_0 - P_1$$

$$\frac{A}{g} \frac{du}{dt} + \frac{V^2}{2g} = P_0 - P_1 + \frac{u_0^2}{2g} = P \quad (2).$$

$$P - \frac{V^2}{2g} = \frac{A}{g} \frac{du}{dt}.$$

Si nous remarquons que V est une fonction de u , puisque le tuyau est invariable, on a :

$$P - \frac{u^2}{2g} = \frac{A}{g} \frac{du}{dt},$$

En intégrant cette expression, on a :

$$u = \sqrt{2gP} \left(\frac{e^{\frac{t\sqrt{2gP}}{A}} - \frac{\sqrt{2gP} - u_0}{\sqrt{2gP} + u_0}}{\frac{t\sqrt{2gP}}{A} + \frac{\sqrt{2gP} - u_0}{\sqrt{2gP} + u_0}} \right) \quad (1).$$

On voit donc, que l'on peut arriver à connaître la vitesse du mouvement varié de l'eau, en fonction du temps, en cherchant une forme rationnelle du tuyau idéal.

Il importe de remarquer que la pression, derrière le piston accéléré, ne peut jamais devenir inférieure à 0. La formule (1) peut indifféremment donner la valeur de u , ou celle de P .

Lorsque l'eau peut suivre le piston, la valeur de u est donnée et il s'agit de chercher la valeur correspondante de P ; lorsque l'eau ne peut plus suivre le piston, P devient égal à zéro.

Mais, d'un autre côté, il y a une accélération négative, dans le tuyau principal.

Donc, P_0 augmente, mais cette augmentation est une fonction de $\frac{du}{dt}$ et de H ; et dès lors, il n'y a que le coefficient A qui doit changer, d'après les données de la question.

En résumé, au moyen de la méthode précédente, on peut arriver à une notion presque exacte du mouvement varié de l'eau entrant dans l'espace V de la pompe; mais les calculs sont extrêmement longs et compliqués; et la rigueur des résultats ainsi obtenus, ne compense pas, toute la peine évitée, en se servant du procédé approximatif de la page 393.

Pompe rotative, système Behrens.

DESCRIPTION

Les figures 1 à 11 inclusivement de la pl. 48 représentent la machine rotative et la pompe rotative Behrens employées comme appareil d'épuisement de cale du *Solférino*.

Le système se compose d'une machine rotative à deux axes, donnant le mouvement à une pompe presque semblable. Celle-ci doit pouvoir élever par heure 1.800 mètres cubes d'eau à 10 mètres de hauteur, pour une vitesse de rotation de 200 tours par minute.

A et B sont deux compartiments en fonte dont l'ensemble forme le premier cylindre à vapeur de la machine. Ce cylindre a son axe horizontal. Il a pour section deux portions de cercle dont la distance des centres est égale environ aux deux tiers du diamètre de chacune d'elles. Le fond, venu de fonte avec le corps du cylindre, porte deux douilles dont l'objet est expliqué plus loin.

A', B' compartiments dont l'ensemble forme le second cylindre à vapeur.

A", chemise en tôle emprisonnant une couche d'air autour des cylindres à vapeur, de façon à prévenir les refroidissements extérieurs. Cette enveloppe a été enlevée dans les figures 2 et 3, afin de laisser voir les dispositions intérieures.

C, massif en fonte servant à la fois de plaque de fondation et de bâtis.

D, came ou piston supérieur du cylindre AB. Cette pièce est décrite en détail ci-après. Elle est en fonte et présente deux profils sur l'un desquels s'exerce l'action de la vapeur pour entraîner l'arbre F.

E, came ou piston inférieur du cylindre AB donnant le mouvement à l'arbre G.

D' et E', cames du cylindre A'B'.

F, arbre en acier sur lequel sont clavetées les cames à vapeur D et D', ainsi que la came supérieure S de la pompe.

G, deuxième arbre pareillement en acier sur lequel sont clavetées les cames à vapeur E, E', ainsi que la came inférieure T de la pompe,

Cet arbre est conjugué avec le précédent à l'aide d'une paire d'engrenages MN.

H, couvercle du cylindre AB.

I, I, presse étoupe.

J, couvercle du cylindre A'B'.

K, conduit d'introduction de la vapeur.

L, conduit d'évacuation.

M et N, roues dentées d'égal rayon, conjuguant ensemble les arbres F et G, et, par suite, les cames D et E, D' et E' d'un même cylindre. Ces roues sont callées de manière à placer l'une par rapport à l'autre, les cames du même cylindre dans la position indiquée, figure 4, et à établir dès lors, pendant le reste de la rotation, entre les mouvements de ces cames la corrélation expliquée plus loin.

O, O... graisseurs divers destinés à lubrifier les parties frottantes,

P, P, robinets purgeurs.

Q et R, compartiments en bronze dont l'ensemble forme le corps de pompe.

S et T, cames ou pistons de la pompe pareillement en bronze.

U, couvercle de la pompe.

V, Conduit d'aspiration.

X, conduit de refoulement.

Y, volant.

La vapeur et l'eau entrent dans le sens des flèches *f* et sortent dans le sens des flèches *g*; et les flèches sans lettres montrent le mouvement des pièces mobiles elles-mêmes.

La figure 6 montre une came hors de son cylindre et montée sur son arbre. On y aperçoit trois parties distinctes, qui sont d'ailleurs d'un seul morceau. La partie D' forme la came proprement dite. Cette partie est creuse et a son intérieur renforcé par des nervures. On remarque ensuite un grand disque *d'* et en arrière un plus petit, qui sont destinés à supporter le piston, en se logeant dans des vides ménagés dans le couvercle du cylindre. Enfin, on aperçoit en *m'* le moyeu à travers lequel passe l'arbre F, qui y est retenu à l'aide d'une clavette. Ce moyeu s'emmanche à frottement doux dans la

douille correspondante de fond de cylindre, mentionnée en A, B, de la légende précédente.

La portion de l'arbre de couche située hors du moyeu de la came, passe sans ajustage dans la partie de la douille précitée de fond de cylindre, qui n'est pas occupée par le moyeu. Cette douille est, ainsi qu'on le voit en $F' F''$ ou $G' G''$ (fig. 4), échancrée sur une certaine étendue de son pourtour, afin de livrer passage à la seconde came du même cylindre, tout en maintenant la séparation entre le côté de ce récipient où s'opère l'évacuation et celui où s'effectue l'introduction.

Les sections des cames perpendiculaires aux axes des arbres sont identiques ; et les deux profils de chacune d'elles sont taillés de façon à livrer passage aux profils de la came conjuguée et vice versa.

Etant données les explications qui précèdent et les positions principales des cames représentées par les figures 4, 7, 8, 9, 10 et 11, il est facile de comprendre le fonctionnement de l'appareil.

Il suffit de remarquer que :

Une fois les roues dentées engrenées ensemble de manière à donner aux cames le calage relatif représenté figure 4, les diverses positions se trouvent naturellement déterminées par ce fait que, les deux roues étant de même rayon, les deux cames doivent, à chaque instant, tourner à l'inverse l'une de l'autre d'un angle égal.

D'après la manière dont les cames sont conjuguées, il est évident que, pour une position quelconque, celle représentée par la figure 7, par exemple, les axes Fb_1 et Ge_1 de ces pièces doivent faire, avec la ligne des centres FG et de part et d'autre de cette ligne, des angles GFb_1 et FGe_1 supplémentaires.

Cela posé, passons à l'étude de la pompe rotative Behrens, par la méthode des diagrammes.

Étude par la méthode des diagrammes.

Nous ferons d'abord remarquer qu'il existe une très grande analogie entre la pompe Behrens et la pompe Portland étudiée précédemment (pages 390 à 406). Cependant comme la pompe

Behrens est beaucoup plus connue que la précédente, nous avons cru utile d'en tracer rapidement les diagrammes, au lieu de nous contenter d'une simple comparaison.

Pour fixer les idées, nous supposerons l'aspiration de 5^m,00, la pompe marchant à 150 tours par minute, les tuyaux d'aspiration plongeant de 0^m,30, la longueur des génératrices de 0^m,22, le refoulement de 5^m,30.

Le tuyau d'aspiration est vertical. L'aire des tuyaux d'aspiration et de refoulement est supposée égale à celle de la palette.

— Dans les explications ci-après, nous appellerons *directrice* le rayon perpendiculaire à une came dans le sens de sa concavité. Cela étant, les directrices des deux comes ont toujours des mouvements de rotation égaux et de sens contraires, d'après l'essence même de l'appareil.

Diagramme d'aspiration.

Pour tracer ce diagramme, nous prenons pour longueur totale des abscisses, la grandeur, à l'échelle, du chemin parcouru pendant la demi-révolution par l'extrémité du rayon de vitesse moyenne.

Ce chemin est :

$$2\pi \left(\frac{R+r}{2} \right) = 2\pi \left(\frac{0.156 + 0.063}{2} \right) = 0^m,344.$$

Nous divisons cette longueur en 18 parties égales représentant chacune 10° et formant donc bien en tout 180° ou une demi-circonférence.

Nous avons de plus les données suivantes :

Diamètre extérieur des palettes : 0^m,312 [ou rayon 0^m,156].

Diamètre intérieur des palettes : 0^m,125 [ou rayon 0^m,063].

Rayon moyen :

$$\frac{R+r}{2} = 0^m,1095.$$

Circonférence moyenne 0^m,688, dont la moitié est 0^m,344.

$$R^2 = 0.024333 \quad r^2 = 0.003969.$$

$$\pi \cdot 0.22, \frac{150}{60} = 1.727;$$

surface de palette = 0.02046.

Chemin parcouru en 1" par l'extrémité du rayon de vitesse moyenne = 1^m,72.

Surface de la palette multipliée par la vitesse moyenne = 0,034868.

Nous porterons comme ordonnée, à l'échelle, la vitesse vraie trouvée par le calcul pour l'eau dans le tuyau d'aspiration.

Pour faciliter l'étude du diagramme, nous avons tracé les positions remarquables des palettes dans la pompe (fig. 12, 13, 14, 15, 16, pl. 48).

Le diagramme d'aspiration commence lorsque les directrices font chacune un angle de 90° avec la ligne des centres.

Positions (1) et (2).

Pour une raison qui ressortira plus tard, nous laissons de côté les deux positions (1) et (2), et nous admettons qu'un peu avant la position (3), la vitesse de l'eau dans le tuyau d'aspiration est égale à la vitesse moyenne de la palette.

Position (3).

La figure tracée pour la position (3) figure (12) correspond à un angle de 20° décrit par les directrices, à partir de la position (1).

On voit facilement que, pour cette position, l'espace en communication avec l'aspiration augmente par le retrait de la face (4), mais diminue d'une quantité équivalente par l'avancement de la face (3). La seule augmentation de cet espace provient du retrait de la face (1); et ce retrait a pour mesure :

$$\pi (R^2 - r^2) \times \frac{n}{60} \times H = 0.034863.$$

L'eau trouve partout un passage suffisant pour remplacer la face (1) qui se retire ; et, par conséquent, la vitesse dans le tuyau d'aspiration sera :

$$\frac{0.034863}{0.02046} = 1.72,$$

puisque le tuyau d'aspiration est supposé avoir une section égale à la surface de la palette.

Nous portons donc au point (3) l'ordonnée :

$$\frac{1.72}{20} = 0.086,$$

si l'échelle est supposée par exemple de 1/20.

Pour la position (4) correspondant à un angle de 30°, il est inutile de tracer une figure spéciale.

Les mêmes phénomènes se produisent; et nous portons donc, comme ordonnée, la même longueur.

Position (5).

Dans cette position (fig. 13), chacune des directrices a décrit un angle de 40°, à partir de la position initiale.

L'espace en communication avec l'aspiration augmente encore par le retrait de la face (4), mais diminue de la même quantité par l'avance de la face (3). — Le retrait de la face (1) est encore en définitive la seule mesure de l'augmentation de cet espace par seconde. — Mais il faut voir si l'eau peut venir le remplir.

Sous l'influence de l'excès de la pression atmosphérique sur la colonne d'aspiration, l'eau peut acquérir une vitesse de :

$$\sqrt{2g \cdot (H_a - h_1)} = \sqrt{2g \cdot 5,3} = 10.20.$$

Pour voir si cette vitesse suffit, pour que l'eau vienne remplir l'espace vide, à l'aspiration, nous décomposerons celui-ci en deux parties : l'une dans laquelle l'eau peut évidemment entrer librement, et qui est produite par le retrait de la partie de la face (1) dépassant le bec de la face (3).

L'autre partie de l'espace vide engendré à l'aspiration est l'espace V. — Cet espace est engendré par le retrait de la partie de la face (1) qui est en dessous du bec de la face (3).

L'eau ne peut entrer là que par l'orifice laissé libre entre le bec de la face (3) et la face (1).

En prenant les dimensions sur le tracé, on voit que l'augmentation de la première partie par seconde est égale à :

$$\pi (0,156^2 - 0,111^2) \times 0,22 \frac{150}{60} = 0,020444$$

La seconde partie augmente de :

$$\pi(0,111^2 - \overline{0,063^2}) \times 0,22 \times \frac{150}{60} = 0,014425.$$

Mais le vide absolu étant formé dans la capacité V, l'eau ne peut prendre, à l'orifice d'entrée, qu'une vitesse de 10^m,20 ; et cet orifice a une section de :

$$0^m,22 \times 0^m,004 = 0^m,00088.$$

La quantité d'eau qui peut passer, en une seconde, par cet orifice est donc :

$$0^m,00088 \times 10^m,20 = 0.008976.$$

L'augmentation par seconde de la capacité V étant plus grande, il est évident qu'une partie de V devra rester vide.

La quantité totale d'eau qui pourra passer dans le tuyau d'aspiration, au moment considéré, sera évidemment :

$$0.020444 + 0.008976 = 0.029420.$$

Comme le tuyau a une section de 0.02046, la vitesse de l'eau dans le tuyau, à ce moment, sera :

$$\frac{0.02942}{0.02046} = 1^m,40 \text{ par seconde.}$$

Nous portons l'ordonnée correspondante.

Position (6).

La position (6) correspond à un angle de 50° décrit par chacune des directrices, à partir de l'origine du diagramme. (Voir fig. 14.)

En raisonnant comme pour la position (5), on voit que l'espace V augmente par seconde de :

$$\pi \times (\overline{0,142^2} - \overline{0,063^2}) \times 0.22 \frac{150}{60} = 0.02748.$$

La partie extérieure de la palette aspire un volume de :

$$\pi(\overline{0,156^2} - \overline{0,0142^2}) \times 0.22 \frac{150}{60} = 0.00738.$$

L'orifice d'entrée de l'eau, dans l'espace V, est 0.0065×0.22 ; et d'après la vitesse maxima que l'eau peut prendre, il peut entrer en V, une quantité d'eau égale à :

$$0.065, \times 0.22, \times 10.2 = 0.0014586.$$

Donc, la quantité totale d'eau passant par le tuyau, en ce moment, est :

$$0.014586 + 0.00738 = 0.021966.$$

La vitesse correspondante de l'eau dans le tuyau a pour valeur :

$$\frac{0.021966}{0.02046} = 1.07.$$

Suite du diagramme d'aspiration après la position (6).

Immédiatement après la position (6), vers le point B de la ligne des abscisses, le tracé montre que l'ordonnée d'aspiration est minima et correspond à une vitesse de 1^m,00 par seconde.

Ensuite, l'ouverture de l'espace V augmente rapidement, et l'eau y entre sans aucun obstacle.

Il s'agit donc maintenant d'examiner comment se fera, dans le tuyau, le mouvement de l'eau qui possède une vitesse de 1^m,72 et se trouve débarrassée de toute pression sur sa tranche supérieure.

Puisqu'il existe un vide dans la capacité V et que la communication entre ce vide et la tranche supérieure n'est plus interceptée, il est clair qu'il en est bien ainsi.

D'après les conditions d'installations supposées, le tuyau d'aspiration a une longueur totale de 5^m,30 (puisque l'aspiration est de 5^m,00 et que le tuyau plonge de 0^m,30).

Donc, d'après la formule précédemment établie, l'accélération j' que pourra prendre l'eau, sous l'action de la pression atmosphérique, sera :

$$j' = g \frac{(H_a - h_1)}{l} = g \frac{(10.3 - 5)}{5.3} = g \quad (\text{voir page 337}).$$

L'espace parcouru par l'eau, après un temps t , sera :

$$L = Vt + 1/2 j' t^2 \quad (\text{voir page 338}),$$

Ou (comme $V = 1$ et $j' = 9.8$, dans le cas actuel),

$$L = t + 4.9 \times t^2.$$

Voilà donc exprimée, en fonction du temps t , la longueur L de parcours de tuyau, après laquelle l'eau *aura rejoint* la palette. — A ce

moment, il se produit un choc de l'eau d'aspiration contre le mécanisme de la pompe ; et aussitôt après ce choc, l'eau reprend la vitesse même de la palette, jusqu'à répétition des mêmes phénomènes.

La longueur L se compose de deux parties : d'abord le trajet de la palette pendant le temps t (dans le cas actuel $1^m,72, t$) ; puis ensuite, une longueur de tuyau équivalente à l'espace resté vide dans la capacité V (à cause de l'impossibilité de l'introduction de l'eau vue plus haut).

La grandeur de ce dernier espace nous est donnée par le diagramme même d'aspiration. — En effet, nous avons vu que, par seconde, une quantité constante de 0.034868 était égale à la somme de l'accroissement de capacité de V non rempli par l'eau, plus le volume d'eau passé par le tuyau d'aspiration.

Or, l'aire du diagramme située en dessous de la courbe AB représente le volume d'eau passé, en une seconde, par le tuyau.

Donc, l'aire ABB'' représente la quantité manquante. — En évaluant cette aire, on voit que la base du triangle AB'' représente $22^o,5$.

Cela correspond à une fraction de seconde égale à $\frac{1}{40}$ puisque la palette parcourt 90^o par seconde

$$(22.5 \times 40 = 900),$$

Donc l'aire ABB'' représente la quantité d'eau qui passe en $\frac{1}{40}$ de seconde par un tuyau de 0.02046, avec une vitesse moyenne de $0^m,36$ par seconde.

Donc, en considérant ABB'' comme un triangle rectiligne (ce qui donne une bien faible erreur), on a :

$$\text{eau manquante} = \frac{0.02046 \times 0.36}{40} = 0.000184.$$

La longueur du tuyau capable de contenir cette eau, est :

$$\frac{0.000184}{0.02046} = 0.009.$$

La longueur L étant égale à :

$$(1.72t + 0.009),$$

on peut, d'après l'équation établie précédemment, poser :

$$1.72t + 0.009 = t + 4.9t^2.$$

D'où :

$$t^2 - 0.14 t = 0.0018.$$
$$t = 0.07 + 0.0818 = 0.1518.$$

L'eau aura donc rejoint la palette, après une fraction de seconde de 0.1518, en partant du point B'. Mais cette fraction de seconde représente 136°,72, puisqu'en 1" la palette parcourt 900°.

Donc, portant à partir de la ligne B', sur la ligne des abscisses, une longueur proportionnelle à 136°,72, on doit avoir le point du diagramme où l'eau rejoint la palette et où le choc se produit.

Le point E ainsi déterminé tombe *en dehors* du diagramme, ce qui prouve qu'à la fin du demi-tour considéré, l'eau *n'a pas encore rejoint* la palette.

Chaque demi-tour du rouleau étant d'ailleurs identique au demi-tour précédent, il est clair qu'au commencement du demi-tour actuel, l'eau *n'était pas non plus* en contact avec la palette. — Mais il suffit de porter au commencement du diagramme le trapèze F' G' E' D' au-dessus de la ligne de vitesse moyenne, pour que l'influence du demi-tour précédent soit reportée sur le diagramme d'aspiration; et, de cette manière, le diagramme d'aspiration est complètement connu. (Voir fig. 17.)

Diagramme du travail.

Pour tracer le diagramme du travail, prenons encore pour abscisse totale de la courbe (ou plutôt développement sur l'axe des abscisses), la longueur, à l'échelle, du chemin parcouru par l'extrémité du rayon de vitesse moyenne; et divisons en parties égales.

Les abscisses représentant les chemins parcourus, il suffit pour tracer le diagramme du travail, de porter, à chaque division, une ordonnée proportionnelle à la résultante des pressions motrices et résistantes; et l'aire du diagramme donne évidemment le travail effectué par le moteur pendant un demi-tour de la pompe.

Représentons un kilogramme par une certaine longueur et commençons le diagramme de travail au même point que le diagramme d'aspiration.

Points (1) et (2).

Aux points (1) et (2), on voit, d'après le diagramme d'aspiration, qu'il n'existe aucune pression sur les palettes 1, 3, 4, puisque le vide est formé au-dessous de la pompe, dans le tuyau d'aspiration.

La palette (2) supporte une pression de :

$$(H_a + h) = 10.3 + 5.3 = 156 \text{ kil. (par décimètre carré).}$$

Et la palette ayant 2.046 décimètres, la pression totale sur elle sera : 319.176 kil.; et nous portons donc cette valeur (à l'échelle) comme ordonnée en (1) et (2).

Point (3).

Au point (3), la pression sur la palette (2) est encore 319^k,176.

Mais la pression motrice

$$\left(H_a - h_1 - \frac{V^2}{2g} \right) = 5.2$$

s'exerce sur (1) et sur (4); et une pression résistante de même intensité s'exerce sur (3).

Les pressions motrice et résistante sur (3) et (4) se font donc équilibre. Par conséquent, la pression motrice est uniquement celle qui s'exerce sur (1) et qui a pour valeur :

$$52 \times 2.046 = 106,4.$$

Retranchant la pression motrice trouvée de 319^k,176, on a en définitive 212^k,776, comme pression à vaincre par le moteur, et nous portons l'ordonnée correspondante.

Point (4).

Au point (4), la pression est encore sensiblement la même.

Point (5).

Au point (5), les pressions motrices sur (3) et (4) sont évidemment égales. — Il n'y a donc pas lieu de s'en occuper.

La pression résistante sur (2) est de 319^k,176 comme précédemment.

Mais la pression motrice sur (1) est évidemment réduite à la pression qui s'exerce sur la partie de (1) extérieure à la pointe de (3).

En effet, le vide est formé en V ; et il n'y a donc plus de pression dans cet espace.

La partie de la palette (1) extérieure au bec de (3) a pour mesure :

$$(0.156 - 0.111) \times 0.22.$$

D'après le théorème de Bernoulli, la pression est :

$$\left(H_a - h_1 - \frac{V^2}{2g} \right)$$

En faisant les calculs, on trouve que sur la partie considérée, la pression est 46^k,8.

Le chemin moyen parcouru en 1", par cette pression, est :

$$2 \pi \frac{0.156 + 0.111}{2} \times \frac{150}{60}$$

Le diagramme étant fait, pour un chemin parcouru de :

$$2 \pi \frac{(0.156 + 0.063)}{2} \frac{150}{60}$$

à la seconde, il faut donc pour pouvoir porter la pression sur le diagramme, la multiplier par le rapport :

$$\frac{(0.156 + 0.111)}{0.156 + 0.063}$$

En effectuant, on trouve que la pression motrice devient 56 kil. ; et la retranchant de la pression résistante, on a comme pression totale à vaincre :

$$319.176 - 56 = 263.176.$$

Point (6).

A la position (6), la pression sur (2) est encore 319^k,76.— Sur (1), elle ne s'exerce que sur la bande

$$(0.156 - 0.141) \times 0.22,$$

et est égale à :

$$\left(H_a - h_1 - \frac{V^2}{2g} \right)$$

En faisant les calculs et réduisant comme précédemment, à l'échelle du diagramme, on trouve que la pression est de 23 kil.

La pression résultante sur les palettes est donc de :

$$319.176 - 23 = 296.176.$$

Suite après le point (6).

Aussitôt après le point (6) jusqu'à la fin du diagramme, le tuyau n'est plus complètement rempli ; et il n'existe donc aucune pression motrice. La seule pression à porter sur le diagramme est celle qui s'exerce sur la face (2). Elle reste constante pour un assez grand nombre de positions, et égale à 319.176.

Cette pression reste ainsi constante, jusqu'à ce qu'elle augmente, parce que l'eau doit prendre une vitesse considérable pour sortir de l'espace V (un peu avant la position (14)).

Pour déterminer le point où cette augmentation de pression commence à devenir sensible, faisons les calculs pour la position (13') très voisine de (14). On peut, d'après la figure représentant la position (14), se faire une idée des positions respectives des rouleaux en (13'), en diminuant de quelques degrés, par la pensée, les angles parcourus par les directrices.

Position (13').

Dans cette position (13'), l'espace V diminue, à la seconde, de :

$$(\overline{0.143^2} - \overline{0.063^2}) \frac{150}{60} 0.22 = 0.02846.$$

L'orifice de sortie présente une surface égale à :

$$0.013 \times 0.22 = 0.00286.$$

La vitesse que l'eau doit prendre est donc :

$$\frac{0.02846}{0.00286} = 10^m,00$$

Nous avons dès lors, comme pression sur les parois de V :

$$x = 10.3 + 5.3 + \frac{(10 - 1.72)^2}{2g} = 19.1$$

soit 191 kil. par décimètre carré.

La surface sur laquelle s'exerce cette pression est :

$$\begin{aligned} (0.143 - 0.063) \times 0.22 &= 0.0176 \\ 191 \times 1.76 &= 336.16. \end{aligned}$$

Réduite au chemin moyen, elle devient :

$$336.16, \frac{(143 + 63)}{219} = 311.$$

Sur la partie de la palette en dehors de l'espace V, dont l'aire est :

$$(0,156 - 0,143) \times 0,22 = 0,00286,$$

la pression est 156 kil., soit 44^k,61 pour l'aire totale; et en réduisant au chemin moyen,

$$44.6 \times \frac{299}{219} = 61.$$

La pression totale sur la palette est donc :

$$(311 + 61) = 372;$$

et l'ordonnée = 0,186.

Point (14).

La figure (15) représente cette position.

L'espace V diminue de 0.02748; et l'aire de sortie est égale à :

$$0.0065 \times 0.23 = 0.00143.$$

La vitesse de sortie atteint donc 20^m et la pression, d'après l'équation vue plus haut, a pour valeur :

$$x = 15.6 + \frac{(20 - 17.2)^2}{2g} = 32.60.$$

L'aire de pression est :

$$(0.141 - 0.063) \times 0.22 = 0.01716.$$

La pression en kilogrammes est donc :

$$1.716 \times 326 = 559.416.$$

Réduite au chemin moyen, elle devient :

$$559.416 \frac{141 + 63}{219} = 520.$$

La partie de (2) en dehors de l'espace V a une surface de :

$$(0.156 - 0.141) \times 0.22 = 0.0033.$$

La pression vaut donc sur cette partie :

$$156 \times 0.33 = 51.40,$$

ou en réduisant, à l'échelle du diagramme :

$$51.40, \frac{141 + 156}{219} = 70.$$

La pression totale a donc pour valeur :

$$(520 + 70) = 590;$$

et l'ordonnée est 0.295.

(Point 15').

A égale distance de (14) et de (15), le point (15') donne, par le calcul, les résultats suivants :

L'espace V diminue de 0.0201297; et l'aire de sortie est : 0.0011.

La vitesse de sortie est égale à 18^m,30 et la pression a pour valeur :

$$x_i = 13.6 + \frac{16.6^2}{2g} = 29.6.$$

L'aire de pression est 1.364; et la pression est par conséquent :

$$1.364 \times 296 = 403.704.$$

Réduite au chemin moyen, elle devient :

$$403.704 \left(\frac{125 + 63}{219} \right) = 345.$$

L'aire en dehors en dehors de V est :

$$(0.156 - 0.125) \times 0.22 = 0.00682.$$

La pression est donc égale à :

$$0,682 \times 156 = 116$$

Réduite au chemin moyen, elle devient :

$$116 \times \left(\frac{156 + 125}{219} \right) = 149.$$

La pression totale est donc 494 kilogrammes.

Point (15).

Le point (15) correspond à un angle de 140°, décrit par les directrices des cames. (Voir fig. 16).

L'espace V diminue de 0.014424.

L'aire de sortie est égale à :

$$0.004 \cdot 0.22 = 0.00088.$$

La vitesse de sortie est donc 16.4; et la pression sur les parois a pour valeur :

$$x = 10.3 + 5.3 + \frac{14.7^2}{2g} = 26.1.$$

Elle s'exerce sur une surface égale à :

$$(0.111 - 0.063) \cdot 0.22 = 0.01056.$$

Elle est donc en kilog. 275.516, ou réduite au chemin moyen :

$$275.516 \cdot \left(\frac{111 + 63}{156 + 63} \right) = 217.$$

La surface de la palette, en dehors de l'espace V, a pour valeur :

$$(0.156 - 0.111) \times 0.22 = 0.0099.$$

La pression de 156 kil. vaut donc sur cette partie: 154^k,4, ou en réduisant au chemin moyen :

$$154 \left(\frac{111 + 156}{156 + 63} \right) = 187.$$

La pression totale est donc :

$$217 \times 187 = 404 \text{ kil.}$$

Suite du diagramme après la position (15).

Pour les positions suivantes, l'augmentation de vitesse de l'eau sortant de V n'a plus d'influence sérieuse; et on peut prendre comme pression sur (2) le chiffre de 319^k,76, résultante de la pression atmosphérique et de celle de refoulement.

Le diagramme de travail est donc entièrement déterminé. (Voir fig. 18.)

Conclusion sur le diagramme du travail de la pompe Behrens, au point de vue du rendement.

L'aire du diagramme de travail est de 0^mq,0550 si l'on représente un kilogrammètre par 0^m,0005 et que l'on porte en abscisses, les chemins parcourus en vraie grandeur.

Cette aire représente donc 110 kilogrammètres.

Tel est donc le travail que le moteur doit transmettre à la pompe, pour lui faire exécuter un demi-tour (abstraction faite des frottements, des fuites, etc.).

D'ailleurs, l'aire du diagramme d'aspiration, dont l'ordonnée moyenne est 1^m,72, représente le volume d'eau passant avec une vitesse de 1^m,72, par un tuyau de 0^mq,02046, pendant le temps employé à une demi-révolution de la pompe.

Ce temps est égal à :

$$\frac{60}{150 \times 2} = 1/5 \text{ de seconde.}$$

L'aire représente donc un volume d'eau élevée de $\frac{0.02046, 1.72}{5}$; et comme cette quantité est élevée à 10^m,30, la pompe a donc produit, en un demi-tour, un travail utile de 71.8 kilogrammètres.

Donc, puisque le travail moteur a été de 110 kilogrammètres, le rendement ou effet utile *théorique maximum* se trouve être de :

$$\frac{71.8}{110} = 0.65.$$

Sans tenir compte des fuites, frottements, etc., etc.

Expériences faites à Cherbourg sur la pompe Behrens.

Il ne faudrait pas croire qu'il suffit d'agrandir ou de diminuer le diagramme, dans certaines proportions, pour le rendre applicable à l'étude d'une autre pompe Behrens. — En effet, certaines distances entrent dans les formules à la première puissance et d'autres au carré, si l'on veut comparer entre elles deux pompes Behrens de dimensions différentes.

Par exemple, si l'on voulait analyser les causes des résultats peu favorables des expériences faites à Cherbourg sur la pompe du *Solférino* (ouvrage de M. Ledieu, p. 47), il faudrait tracer des diagrammes spéciaux pour cette pompe, dans les conditions où elle devait marcher, c'est-à-dire à 200 tours par minute, le diamètre extérieur des cylindres étant 0.78.

Voici quelle serait à peu près la pression supplémentaire à exercer sur la palette (4), pour faire évacuer la portion d'eau de l'espace V se rétrécissant.

Les dimensions linéaires du tracé cinématique resteraient évidemment proportionnelles aux diamètres ; et l'on déterminerait : $R = \frac{x}{2}$ (distance du centre à l'extrémité de la came mobile) par la proportion :

$$\frac{0.780}{0.156} = \frac{x}{0.113}$$

D'où :

$$x = 0.536,$$

$r = \frac{y}{2}$ ou le petit rayon, serait donné par la proportion :

$$\frac{0.780}{0.156} = \frac{y}{0.063}$$

D'où :

$$y = 0.3.$$

La distance d entre l'extrémité de la came mobile et la circonférence de l'autre came serait donnée par la proportion :

$$\frac{0.780}{0.312} = \frac{d}{0.003}$$

D'où :

$$d = 0.007.$$

En appelant H la largeur de la pompe, la quantité d'eau à évacuer, par seconde, est :

$$\pi (R^2 - r^2) \times H \times \frac{200}{60}$$

L'orifice d'évacuation est d'ailleurs $0.007 \times H$.

La vitesse que doit prendre l'eau a pour valeur :

$$\frac{\pi (R^2 - r^2) \frac{200}{60} \times H}{0.007 H} = \frac{36.2}{0.42} = \frac{0.181 \times 200}{0.42}$$

Cela donne une vitesse de près de 90 mètres, ce qui, d'après la formule $h = \frac{V^2}{2g}$, suppose une hauteur de chute de 464 mètres.

On se rend parfaitement compte, d'après cela, de l'impossibilité dans laquelle on s'est trouvé de faire marcher l'appareil à 200 tours par minute et des raisons pour lesquelles on n'a pu dépasser 85 tours.

Si l'on recherche quelle pression supplémentaire existait dans la pompe, à ce moment, on trouve d'abord que l'eau devait prendre une vitesse de :

$$\frac{0.181 \times 85}{0.42} = 36 \text{ mètres.}$$

Or, la vitesse de 36 mètres donne :

$$x = H_a + h + \frac{36^2}{2g},$$

car la vitesse V est évidemment négligeable dans ce cas. En effectuant, cela fait une hauteur perdue de 66 mètres environ ; et l'on voit donc, en résumé, que l'insuccès relatif des expériences a tenu plutôt à la pompe qu'à la machine. Tout ceci prouve que nous avons fait pour la pompe Behrens des suppositions plus favorables que ne le sont les indications données par les constructeurs et l'inventeur.

**Conclusion. — Causes des inconvénients signalés plus haut
du système Behrens.**

Si maintenant l'on examine les diagrammes tant d'aspiration que de refoulement, on voit tout de suite qu'en résumé, le mauvais rendement (ou grand excès du travail moteur sur le travail utile) provient de deux causes principales :

1° La difficulté pour l'eau, dont le mouvement est arrêté, de se remettre en mouvement (ou inertie de l'eau), et par suite diminution de la pression motrice ;

2° La nécessité de donner, à certains moments, une vitesse considérable à une masse d'eau, vitesse qui nécessite, pour être produite, un grand travail dont une faible partie seulement est restituée.

Pompe rotative, système Root

Débit : 1.000 litres à 120 tours
par minute.

Planches 43 et 49.

Le fonctionnement de la pompe Root représentée planches 43 et 49 est très facile à comprendre. On voit en effet sur les figures de la planche 43 que deux pistons rotatifs tournent en sens inverse, dans une enveloppe cylindrique.

Des engrenages extérieurs maintiennent ces organes dans leurs positions respectives.

Ces roues sont engrenées entre elles de manière à placer, l'un par rapport à l'autre, les deux rouleaux dans la position indiquée fig. (2), pl. 49, et à établir dès lors, pendant le reste de la rotation, entre les mouvements de ces rouleaux, la corrélation nécessaire.

Avant de commencer l'étude de cette pompe, par la méthode des diagrammes, nous croyons utile d'indiquer le procédé employé par l'inventeur pour déterminer la forme des pistons rotatifs.

Procédé graphique pour déterminer la forme des pistons rotatifs.

(Fig. 1, pl. 49)

Soit JJ' la distance des axes des arbres de la pompe. Des points J et J' comme centres, avec un rayon égal à $\frac{JJ'}{2}$, on décrit deux cercles.

Ces deux cercles tangents ayant un diamètre D égal à JJ' s'appellent les cercles primitifs.

Des mêmes points comme centres, avec un diamètre D', dépendant de la force plus ou moins grande qu'on désire donner à ces pistons, on décrit deux cercles appelés cercles inscrits.

Lorsque l'appareil doit servir comme ventilateur, on prend :

$$D' = D - \frac{1}{12}D.$$

Lorsque l'appareil doit servir comme pompe, le texte du brevet n'indique pas de règle pratique pour déterminer D' .

Cela posé, on divise ces circonférences en huit parties égales par les lignes XX , YY , ZZ .

Soit i le point où la ligne XX coupe le cercle inscrit. De ce point comme centre, avec un rayon égal à $(D-D')$, on décrit un cercle qui coupe le cercle inscrit aux points i_2 .

Désignons par i_3 le point où la ligne ZZ coupe le cercle primitif. Du point i_2 comme centre, avec $i_2 i_3$ comme rayon, on décrit un arc de cercle $i_3 T$.

L'arc concave est décrit avec un rayon os égal à $i_2 i_3$. Le centre de ce cercle est en o sur la ligne YY , avec la condition que :

$$oi_3 = i_2 i_3.$$

Enfin, le raccord de l'arc convexe $i_3 T$ avec l'arc concave se fait par un cercle $i_3 5$ ayant son centre en un point 4 situé sur le cercle inscrit. Ce cercle $i_3 5$ a un rayon égal à $2/3 (D - D')$.

Calculs préliminaires.

Le rayon moyen de la palette est égal à $0^m,086$.

Le chemin parcouru par l'extrémité du rayon moyen, en un tour, est égal à :

$$2 \pi \times 0.086 = 0.540.$$

Le chemin parcouru, par minute, est :

$$0.540 \times 120 = 64.800.$$

Le chemin parcouru, par seconde, est :

$$\frac{64.800}{60} = 1.080.$$

Le quart de la circonférence décrite par l'extrémité de ce rayon moyen a pour développement :

$$\frac{0.540}{4} = 0.135,$$

longueur que nous portons sur la ligne des abscisses.

Nous supposons l'aspiration de 5 mètres, avec 6 mètres de longueur de tuyau et le refoulement de 10 mètres, avec 15 mètres de longueur de tuyau.

La longueur des pistons rotatifs est de 0^m,158.

Diagramme d'aspiration.

Position (1).

Dans cette position, les axes de symétrie des palettes sont, comme l'indique la figure (2), perpendiculaires l'un à l'autre.

Le point de contact M des deux surfaces mobiles se trouve évidemment sur la ligne des centres (4, i₂).

L'espace en communication avec l'aspiration augmente par le retrait de la face A M', mais il diminue de la même quantité, par l'avancement de la face A M.

Le volume engendré à l'aspiration sera donc égal à la somme des volumes engendrés par les déplacements de BD et de CE. (D et E sont les projections circulaires des points M et M' sur les axes des palettes.)

Le volume engendré par le déplacement de BD est égal à :

$$\pi (R^2 - r^2) \times L \times \frac{n}{60}$$

L = longueur des rouleaux mobiles; n = nombre de tours par minute :

$$\begin{aligned} 3.14 \times (0.137^2 - 0.123^2) \times 0.158 \times \frac{120}{60} = \\ 3.14 \times (0.0187 - 0.0164) \times 0.158 \times 2 = \\ 3.14 \times 0.0023 \times 0.316 = 0.002282, \end{aligned}$$

Le volume engendré, par seconde, par le déplacement de CE est égal à :

$$\begin{aligned} 3.14 \times (0.137^2 - 0.069^2) \times 0.158 \times \frac{120}{60} = \\ 3.14 \times (0.0187 - 0.0047) \times 0.316 = \\ 3.14 \times 0.0140 \times 0.316 = 0.013891. \end{aligned}$$

Par conséquent, le volume engendré, par seconde, dans la position (1), sera égal à :

$$0.002282 + 0.013891 = 0.016.173.$$

Remarque. — Aussitôt que les cylindres rotatifs ont dépassé la position (1), l'espace S est brusquement mis en communication avec l'aspiration ; mais il faut remarquer que ce volume reste plein d'eau, après son passage devant le tuyau de refoulement. Cette eau est évidemment remise dans l'espace en communication avec l'aspiration, de sorte que l'augmentation brusque de cet espace qu'on trouverait, par un calcul direct, n'est qu'apparente.

Position (2).

Les axes des palettes ont tourné, à partir de la position initiale, d'un angle de 20° (voir fig. 3).

Le point de contact M des deux surfaces mobiles étant déterminé, comme précédemment, on voit que :

Au point de vue du volume aspiré, les faces B'G'F et B'H'M ont une action égale et de sens contraire.

Il en est de même des faces AF et AF', A'M et A'M'.

Le volume engendré à l'aspiration sera donc égal à la somme des volumes engendrés par les déplacements de BD et de CE.

Le volume engendré, par seconde, par BD, a pour valeur :

$$\begin{aligned} & 3.14 \times (\overline{0.137^2} - \overline{0.106^2}) \times 0.158 \times \frac{120}{60} = \\ & 3.14 \times (0.0187 - 0.0112) \times 0.158 \times 2 = \\ & 3.14 \times 0.0075 \times 0.316 = 0.007442. \end{aligned}$$

Le volume engendré, par seconde, par le déplacement de CE, est égal à :

$$\begin{aligned} & 3.14 \times (\overline{0.137^2} - \overline{0.075^2}) \times 0.158 \times \frac{120}{60} = \\ & 3.14 \times (0.0187 - 0.0056) \times 0.158 \times 2 = \\ & 3.14 \times 0.0131 \times 0.316 = 0.012998. \end{aligned}$$

Par conséquent, le volume engendré, par seconde, à l'aspiration, sera, dans la position (2), égal à :

$$0.007442 + 0.012998 = 0.020440.$$

Position (3).

Les axes des palettes ont tourné, à partir de la position initiale, d'un angle de 40° (voir fig. 4).

Désignons par M le point de contact des surfaces mobiles.

On verrait, comme précédemment, que les faces B'G'F et B'H'M ont un effet nul sur le volume engendré à l'aspiration.

Il en est de même des faces AF et AF', A'M et A'M'.

Le volume aspiré par seconde sera donc égal à la somme des volumes engendrés par les déplacements BD et CE.

Volume engendré par BD :

$$\begin{aligned} & 3.14 \times (\overline{0.137^2} - \overline{0.091^2}) \times 0.158 \times \frac{120}{60} = \\ & 3.14 \times (0.0187 - 0.0083) \times 0.316 = \\ & 3.14 \times 0.0104 \times 0.316 = 0.010319. \end{aligned}$$

Volume engendré par CE :

$$\begin{aligned} & 3.14 \times (\overline{0.137^2} - \overline{0.084^2}) \times 0.158 \times \frac{120}{60} = \\ & 3.14 \times (0.0187 - 0.0070) \times 0.316 = \\ & 3.14 - 0.0117 \times 0.316 = 0.011609. \end{aligned}$$

Le volume engendré, par seconde, sera donc, dans cette position, égal à :

$$0.010319 + 0.011609 = 0.021928.$$

Position (3').

Les axes des palettes ont tourné, à partir de la position initiale, d'un angle de 45° (voir fig. 5).

Par un raisonnement analogue aux précédents, on verrait que :

Le volume engendré, par seconde, à l'aspiration, est égal à la somme des volumes engendrés par les déplacements de BD et de CE. Comme ces deux volumes sont évidemment égaux, dans la position que nous considérons actuellement, il suffit de calculer l'un d'eux et de multiplier le résultat obtenu par le facteur 2.

Volume engendré par BD :

$$\begin{aligned} & 3.14 \times (\overline{0.137^2} - \overline{0.087^2}) \times 0.158 \times \frac{120}{60} = \\ & 3.14 \times (0.0187 - 0.0075) \times 0.316 = \\ & 3.14 \times 0.0112 \times 0.316 = 0.011113. \end{aligned}$$

Le volume engendré, par seconde, à l'aspiration, dans la position (3'), sera donc égal à :

$$2 \times 0.011113 = 0.022226.$$

Position (4).

Les axes des palettes ont tourné, à partir de la position initiale, d'un angle de 60° (voir fig. 6).

On verrait, en raisonnant comme précédemment, que le volume engendré, par seconde, à l'aspiration, est égal à la somme des volumes engendrés par les déplacements de BD et de CE.

Volume engendré par BD :

$$\begin{aligned} & 3.14 \times (\overline{0.137^2} - \overline{0.079^2}) \times 0.158 \times \frac{120}{60} = \\ & 3.14 \times (0.0187 - 0.0062) \times 0.316 = \\ & 3.14 \times 0.0125 \times 0.316 = 0.012403. \end{aligned}$$

Volume engendré par CE :

$$\begin{aligned} & 3.14 \times (\overline{0.137^2} - \overline{0.099^2}) \times 0.158 \times \frac{120}{60} = \\ & 3.14 \times (0.0187 - 0.0098) \times 0.316 = \\ & 3.14 \times 0.0089 \times 0.316 = 0.008831. \end{aligned}$$

Volume engendré, par seconde, à l'aspiration, dans la position (4) :

$$0.012403 + 0.008831 = 0.021234.$$

Position (5).

Les axes des palettes ont tourné, à partir de la position initiale, d'un angle de 80° (voir fig. 7).

Volume engendré par BD :

$$\begin{aligned} & 3.14 \times (\overline{0.137^2} - \overline{0.073^2}) \times 0.158 \times \frac{120}{60} = \\ & 3.14 \times (0.0187 - 0.0053) \times 0.316 = \\ & 3.14 \times 0.0134 \times 0.316 = 0.013296. \end{aligned}$$

Volume engendré par CE :

$$3.14 \times (\overline{0.137^2} - \overline{0.118^2}) \times 0.158 \times \frac{120}{60} =$$

$$3.14 \times (0.0187 - 0.0139) \times 0.316 =$$

$$3.14 \times 0.0048 \times 0.316 = 0.004763.$$

Volume engendré, par seconde, à l'aspiration, dans la position (5) :

$$0.013296 + 0.004763 = 0.018059.$$

Remarque. — On pourrait faire, pour les positions suivantes, des calculs analogues ; mais il suffit de remarquer qu'à partir de la position 90°, les deux cylindres mobiles se retrouvent dans les mêmes positions relatives et par suite les divers phénomènes se reproduisent dans le même ordre.

De plus, nous observerons que la courbe d'aspiration est symétrique, par rapport à l'ordonnée du point (3') (angle de 45°), ce qui facilite beaucoup le tracé de ce diagramme (voir fig. 10).

L'ordonnée moyenne de ce diagramme est de 0.019580.

Étude du mouvement de l'eau dans la colonne d'aspiration.

Le diamètre de la colonne d'aspiration est égal à 0^m,174.

La section droite de ce conduit aura par conséquent une surface de :

$$\frac{\pi}{4} \times \overline{0.174^2} = 0.023785.$$

L'accélération possible dans le tuyau d'aspiration sera donnée par la formule :

$$P = 10.30 - 5 - j \times \frac{6}{9.8},$$

dans laquelle nous ferons $P = 0$,

$$0 = 10.30 - 5 - j \times \frac{6}{9.8}.$$

D'où :

$$j = 8.656.$$

Il faut chercher maintenant si l'eau pourra suivre les organes aspirateurs.

A cet effet, nous allons calculer directement les accélérations que l'eau devrait prendre, sous l'influence du mouvement de ces organes aspirateurs; et nous verrons ainsi, si ces valeurs ne sont pas trop considérables.

Pour calculer ces accélérations, nous commencerons par chercher les vitesses que l'eau prendra, à chaque instant, dans le tuyau d'aspiration.

Calcul des vitesses dans le tuyau d'aspiration.

Position	0°	$V = \frac{0.016173}{\frac{\pi}{4} \times 0.174^2} = 0.679$
»	10°	$V = \frac{0.018059}{0.023785} = 0.759$
»	20°	$V = \frac{0.020440}{0.023785} = 0.859$
»	30°	$V = \frac{0.021234}{0.023785} = 0.892$
»	40°	$V = \frac{0.021928}{0.023785} = 0.921$
»	45°	$V = \frac{0.022226}{0.023785} = 0.934$
»	50°	$V = \dots = 0.921$
»	60°	$V = \dots = 0.892$
»	70°	$V = \dots = 0.859$
»	80°	$V = \dots = 0.759$
»	90°	$V = \dots = 0.679.$

Calcul des accélérations dans le tuyau d'aspiration.

De la position (0°) à la position (10°).

L'accélération moyenne de la position 0° à la position 10°, c'est-à-dire l'accélération dans la position 5°, sera donnée par l'équation :

$$V = V_0 + jt$$

$$0.759 = 0.679 + jt \times \frac{1}{2} \times \frac{1}{36}$$

$$j = 0.080 \times 72 = 5.760.$$

De la position (10°) à la position (20°).

$$0.859 = 0.759 + j \times \frac{1}{72}$$
$$j = 0.100 \times 72 = 7.200.$$

De la position (20°) à la position (30°).

$$0.892 = 0.859 + j \times \frac{1}{72}$$
$$j = 0.033 \times 72 = 2.376.$$

De la position (30°) à la position (40°).

$$0.921 = 0.892 + j \times \frac{1}{72}$$
$$j = 0.029 \times 72 = 2.088.$$

De la position (40°) à la position (45°).

$$0.934 = 0.921 + j \times \frac{1}{72} \times \frac{1}{2}$$
$$j = 0.013 \times 148 = 1.924.$$

De la position 45°, à la position 90°, les accélérations sont évidemment négatives et prennent les valeurs suivantes :

De la position 45°, à la position 50°,	$j = -1.924$
» 50°, » 60°,	$j = -2.088$
» 60°, » 70°,	$j = -2.376$
» 70°, » 80°,	$j = -7.200$
» 80°, » 90°,	$j = -5.760$

Il est aisé de voir cependant qu'en augmentant un peu la hauteur d'aspiration ou bien la longueur du tuyau, l'eau suivrait d'abord les organes aspirateurs, les abandonnerait pendant un certain temps et les rattraperait ensuite.

Les accélérations étant ainsi calculées dans les positions 5°, 15°, etc., construisons une courbe ayant pour ordonnées les valeurs de ces accélérations.

A l'aide de cette courbe, nous déterminerons les accélérations dans les positions 10°, 20°, etc., en mesurant directement les ordonnées qui correspondent à ces positions (voir fig. 11).

Nous trouvons ainsi les valeurs suivantes :

Positions	Accélérations
0°	5.000
10°	6.500
20°	5.750
30°	2.200
40°	1.950
45°	0
50°	— 1.950
60°	— 2.200
70°	— 5.750
80°	— 6.500
90°	— 5.000

Remarque. — Les vitesses et les accélérations sont évidemment les mêmes dans le tuyau de refoulement que dans le tuyau d'aspiration.

Recherche des travaux des pressions du côté de l'aspiration.

1° Calcul des pressions.

A chaque instant, la pression du côté de l'aspiration sera donnée par l'expression :

$$H_a - h - j \frac{l}{g}$$

Par hypothèse, $h = 5$ mètres ;

$$l = 6 \quad \text{»}$$

Donc, la pression sera, en mètres d'eau :

$$10.30 - 5 - \frac{6}{9.8}$$

Ou :

$$5.30 - j \times 0.612.$$

Pressions :

Position	0°	$5.30 - 5.000 \times 0.612 = 2.240$
»	10°	$5.30 - 6.500 \times 0.612 = 1.322$
»	20°	$5.30 - 5.750 \times 0.612 = 1.781$
»	30°	$5.30 - 2.200 \times 0.612 = 3.954$

Position	40°	$5.30 - 1.950 \times 0.612 = 4.107$
»	45°	$5.30 - 0 \times 0.612 = 5.300$
»	50°	$5.30 + 1.950 \times 0.612 = 6.493$
»	60°	$5.30 + 2.200 \times 0.612 = 6.646$
»	70°	$5.30 + 5.750 \times 0.612 = 8.819$
»	80°	$5.30 + 6.500 \times 0.612 = 9.278$
»	90°	$5.30 + 5.000 \times 0.612 = 8.360$

2° *Calcul des travaux des pressions.*

Pour connaître, à chaque instant, le travail des pressions ainsi calculées, il faut les multiplier par la surface sur laquelle elles agissent et multiplier ensuite ce résultat par le chemin parcouru, dans une seconde, par la partie moyenne de cette surface.

Or, le produit des deux derniers facteurs n'est autre chose que le débit, par seconde, à l'instant considéré. Il suffira donc de faire, dans chaque position, le produit de la pression par le débit.

Positions	Travaux
0°	$22.40 \times 1.617 = 36.221$
10°	$13.22 \times 1.806 = 23.875$
20°	$17.81 \times 2.044 = 36.403$
30°	$39.54 \times 2.123 = 83.943$
40°	$41.07 \times 2.193 = 90.066$
45°	$53.00 \times 2.222 = 117.776$
50°	$64.93 \times 2.193 = 142.391$
60°	$66.46 \times 2.123 = 141.094$
70°	$88.19 \times 2.044 = 180.260$
80°	$92.78 \times 1.806 = 167.560$
90°	$83.60 \times 1.617 = 135.181$

**Recherche des travaux des pressions
du côté du refoulement.**

1° *Calcul des pressions.*

A chaque instant, la pression du côté du refoulement sera donnée par l'expression :

$$H_a + h + j \times \frac{l}{g}$$

Par hypothèse, $h = 10$ mètres ; $l = 15$ mètres.

Donc, la pression sera, en mètres d'eau :

$$10.30 + 10 + j \times \frac{15}{9.8}$$

Ou :

$$20.30 + j \times 1.530.$$

Pressions :

Position	0° . .	$20.30 + 5.000 \times 1.530 = 27.950$
»	10° . .	$20.30 + 6.500 \times 1.530 = 30.245$
»	20° . .	$20.30 + 5.750 \times 1.530 = 29.097$
»	30° . .	$20.30 + 2.200 \times 1.530 = 23.666$
»	40° . .	$20.30 + 1.950 \times 1.530 = 23.283$
»	45° . .	$20.30 + 0.000 \times 1.530 = 20.300$
»	50° . .	$20.30 - 1.950 \times 1.530 = 17.317$
»	60° . .	$20.30 - 2.200 \times 1.530 = 16.934$
»	70° . .	$20.30 - 5.750 \times 1.530 = 11.503$
»	80° . .	$20.30 - 6.500 \times 1.530 = 10.355$
»	90° . .	$20.30 - 5.000 \times 1.530 = 12.650.$

2° *Calcul des travaux des pressions.*

On verrait, comme précédemment, que pour avoir, à chaque instant, le travail des pressions ainsi calculées, il faut multiplier chacune d'elles par le débit correspondant.

Positions	Travaux
0°	$279.50 \times 1.617 = 451.951$
10°	$305.45 \times 1.806 = 546.224$
20°	$290.97 \times 2.044 = 594.742$
30°	$236.66 \times 2.123 = 502.429$
40°	$232.83 \times 2.193 = 510.596$
45°	$203.00 \times 2.222 = 451.066$
50°	$173.17 \times 2.193 = 379.762$
60°	$169.34 \times 2.123 = 359.509$
70°	$115.03 \times 2.044 = 235.121$
80°	$103.55 \times 1.806 = 187.011$
90°	$126.50 \times 1.617 = 204.550.$

Recherche des pressions supplémentaires.

Avant de calculer les ordonnées du diagramme de travail, il est important d'examiner si, dans certaines positions, l'eau enfermée

entre les organes mobiles acquiert, en sortant de ces espaces, une vitesse assez considérable pour qu'il en résulte une pression supplémentaire notable.

Ces compressions d'eau sont à craindre, à partir de la position (3') ou 45°, jusqu'à la position 90°.

Nous allons, par conséquent, considérer les positions (3'), (4) et (5).

Position (3').

En considérant le mouvement de la face P'M, on voit que l'espace V se rétrécit, par seconde, de :

$$\begin{aligned} & \pi(\overline{OP}^2 - \overline{OM}^2) \times 0.158 \times \frac{120}{60} \\ & 3.14 \times (\overline{0.130}^2 - \overline{0.087}^2) \times 0.316 = \\ & 3.14 \times 0.0169 - 0.0075 \times 0.316 = \\ & 3.14 \times 0.0094 \times 0.316 = 0.009327. \end{aligned}$$

Mais si on considère le mouvement de la face aM, on voit que l'espace V augmente, par seconde, de :

$$\begin{aligned} & \pi \times (\overline{OD}^2 - \overline{Oa}^2) \times 0.316 \\ & 3.14 \times (\overline{0.087}^2 - \overline{0.035}^2) \times 0.316 \\ & 3.14 \times (0.0075 - 0.0012) \times 0.316 \\ & 3.14 \times 0.0063 \times 0.316 = 0.006251 \end{aligned}$$

En définitive, l'espace V se rétrécit, par seconde, de :

$$0.009327 - 0.006251 = 0.003076.$$

L'orifice de sortie se compose d'une bande rectangulaire ayant pour dimensions :

$$0.045 \times 0.158 = 0.00711.$$

Par suite, la vitesse d'évacuation sera égale à :

$$\frac{0.003076}{0.00711} = 0.432.$$

Cette vitesse étant plus faible que la vitesse normale, il n'y a pas de pression supplémentaire à considérer contre les parois de l'espace V ; et il en est de même pour la position (4).

Position (5).

En considérant le mouvement de la face P'M, on voit que l'espace S se rétrécit, par seconde, de :

$$\begin{aligned} \pi \times (\overline{OP}^2 - \overline{OM}^2) \times 0.158 \times \frac{120}{60} &= \\ 3.14 \times (\overline{0.130}^2 - \overline{0.117}^2) \times 0.316 &= \\ 3.14 \times (0.0169 - 0.0137) \times 0.316 &= \\ 0.992 \times 0.0032 &= 0.003174. \end{aligned}$$

Ce même espace augmente par le retrait de la face aM , mais il diminue d'une quantité égale par l'avancement de la face aT .

En considérant le mouvement de la face TK , on voit que cet espace se rétrécit, par seconde, de :

$$\begin{aligned} \pi \times (\overline{OK}^2 - \overline{OT}^2) \times 0.158 \times \frac{120}{60} &= \\ 3.14 \times (\overline{0.090}^2 - \overline{0.074}^2) \times 0.316 &= \\ 3.14 \times (0.0081 - 0.0054) \times 0.316 &= \\ 0.992 \times 0.0027 &= 0.002678. \end{aligned}$$

Le rétrécissement total sera donc égal à :

$$0.003174 + 0.002678 = 0.005852.$$

L'orifice de sortie se compose d'une bande rectangulaire ayant pour dimensions :

$$0.010 \times 0.158 = 0.00158.$$

Par conséquent, la vitesse d'évacuation sera :

$$\frac{0.005852}{0.00158} = 3.7.$$

La pression sera donc, par unité, contre les parois de l'espace mobile :

$$x = H_a + h + \frac{(V - V_t)^2}{2g}.$$

Nous avons fait précédemment le calcul des volumes engendrés; et nous savons, par conséquent, que dans la position (5)

$$V_t = \frac{0.018059}{0.023785} = 0.759.$$

Dès lors :

$$\begin{aligned} x &= 10.30 + 10 + \frac{(3.7 - 0.759)^2}{19.616} \\ &= 20.30 + \frac{2.941^2}{19.616} \\ &= 20.30 + \frac{8.649}{19.616} = 20.30 + 0.44 = 20.74 \end{aligned}$$

Pour connaître le travail correspondant à cette pression, il faut la

multiplier par la surface sur laquelle elle agit et multiplier ensuite le résultat ainsi obtenu par le chemin moyen parcouru par cette surface dans une seconde. Or, le produit des deux dernières quantités n'est autre chose que le volume dont se rétrécit, par seconde, l'espace en question.

Par conséquent, le travail de la pression x qui s'exerce contre les parois de l'espace mobile S aura pour valeur :

$$207.4 \times 0.5852 = 121.370$$

Remarque. — Cela posé, il faut évidemment rectifier, dans cette position, le calcul des travaux des pressions du côté du refoulement, car le volume 0.005852, dont se rétrécit, par seconde, l'espace S, est compris dans le volume total 0.018059 refoulé par seconde.

La somme des travaux des pressions du côté du refoulement sera donc :

$$121.370 + 103.55 \times (1.8059 - 0.5852) = \\ 121.370 + 103.55 \times 1.2207 = 121.370 + 126.403 = 247.773.$$

Position (5').

Les axes des palettes ont tourné, à partir de la position initiale, d'un angle de 85° (voir fig. 8).

Le mouvement de la face P'M a pour effet de rétrécir, par seconde, l'espace S, d'une quantité égale à :

$$\pi \times (\overline{OP}^2 - \overline{OM}^2) \times 0.158 \times \frac{120}{60} = \\ 3.14 \times (\overline{0.130}^2 - \overline{0.124}^2) \times 0.316 = \\ 3.14 \times (0.0169 - 0.0153) \times 0.316 = \\ 3.14 \times 0.0016 \times 0.316 = 0.001587.$$

Les faces aM et aT engendrent, par leur déplacement, des volumes égaux et de sens contraires. Il n'y a donc pas lieu de s'en occuper.

L'avancement de la face TK rétrécit, par seconde, l'espace S, d'une quantité égale à :

$$\pi \times (\overline{OK}^2 - \overline{OT}^2) \times 0.158 \times \frac{120}{60} = \\ 3.14 \times (\overline{0.079}^2 - \overline{0.070}^2) \times 0.316 = \\ 3.14 \times (0.0062 - 0.0049) \times 0.316 = \\ 3.14 \times 0.0013 \times 0.316 = 0.001289.$$

Le rétrécissement total sera donc égal à :

$$0.001587 + 0.001289 = 0.002876.$$

L'orifice de sortie se compose d'une bande rectangulaire dont la surface est égale à :

$$0.003 \times 0.158 = 0.000474.$$

Par conséquent, la vitesse d'évacuation sera :

$$\frac{0.002876}{0.000474} = 6.067.$$

La pression sera donc, par unité, contre les parois de l'espace mobile :

$$x = H_a + h + \frac{(V - V_t)^2}{2g}.$$

L'ordonnée du diagramme d'aspiration correspondant à la position 85°, a pour valeur 0.017100.

Par conséquent :

$$V_t = \frac{0.017100}{\text{Section du tuyau de refoulement}} = \frac{0.017100}{\frac{\pi}{4} \times 0.174^2} = \frac{0.017100}{0.023785} = 0.718.$$

Dès lors :

$$\begin{aligned} x &= 10.30 + 10 + \frac{(6.067 - 0.718)^2}{2g} \\ &= 20.30 + \frac{5.349^2}{19.616} = 20.30 + \frac{28.611}{19.616} \\ &= 20.30 + 1.458 = 21.758. \end{aligned}$$

On verrait, comme dans la position précédente, que, pour avoir le travail correspondant à cette pression, il faut la multiplier par le volume dont se rétrécit, par seconde, l'espace S.

Ce travail sera donc égal à :

$$217.58 \times 0.2876 = 62.576.$$

Calculons maintenant le travail total des pressions du côté du refoulement.

La pression du côté du refoulement est égale à :

$$\begin{aligned} H_a + h + j \times \frac{l}{g} &= 10.30 + 10 - 5.760 \times 1.530 \\ &= 20.30 - 8.812 = 11.488. \end{aligned}$$

La somme des travaux des pressions sera donc, dans la position (5'), égale à :

$$\begin{aligned} 62.576 + 114.88 (1.710 - 0.2876) &= 62.576 + 114.88 \times 1.4224 \\ &= 62.576 + 163.405 = 225.981. \end{aligned}$$

Calculons encore, dans cette position, le travail des pressions du côté de l'aspiration dont nous avons besoin, pour construire le diagramme de travail.

La pression du côté de l'aspiration est donnée, en effectuant les calculs de l'expression :

$$\begin{aligned} H_a - h - j \times \frac{l}{g} \\ 10.38 - 5 + 5.760 \times 0.612 = 8.825. \end{aligned}$$

Le travail correspondant sera égal à :

$$88.25 \times 1.710 = 150.907.$$

Calcul des frottements.

Les calculs que nous venons de faire supposent implicitement que tous les organes de l'appareil ont été montés avec une précision parfaite.

Nous pouvons admettre que les dimensions des arbres ont été calculées pour que, dans les positions où la pression est la plus considérable, la flèche maxima soit plus petite que le jeu qui doit exister entre les extrémités des palettes et l'intérieur du corps de pompe. Dès lors, il n'y a pas lieu de considérer un frottement entre ces organes ; mais il ne peut pas en être ainsi le long de la génératrice de contact M des deux surfaces mobiles. Pour qu'il n'y ait pas de frottement à considérer dans cette partie, il faudrait admettre que toutes les pièces étant rigoureusement ajustées, il ne peut se produire aucun jeu, ni la moindre usure, dans les coussinets ou dans les engrenages. Il faudrait de plus que les arbres de la pompe ne subissent jamais aucune flexion, ce qui revient à supposer qu'ils ont des dimensions infinies, par rapport aux pressions qu'ils ont à supporter.

Toutes ces conditions étant impossibles à réaliser en même temps, surtout lorsque la pompe aura quelque temps d'usage, nous allons nous proposer de calculer ces frottements, afin de nous rendre compte de leur influence sur le rendement de l'appareil.

Position (1).

Nous avons vu précédemment que les seules pressions à considérer sont celles qui s'exercent sur BD et sur CE.

(Sur les autres faces, les pressions se font équilibre deux à deux).

Comme nous supposons le cylindre CC' invariablement lié au moteur, nous n'avons à nous occuper que de la pression sur BD dont l'aire est égale à (Voir fig. 2) :

$$(0.137 - 0.128) \times 0.158 = 0^{\text{mq}},0014.$$

La face BD supporte, du côté du refoulement, une pression égale à :

$$279.50 \times 0.14 = 39.130$$

(Voir le tableau de la page 442)

et du côté de l'aspiration, une pression égale à :

$$22.40 \times 0.14 = 3.136$$

Voir le tableau de la page 440).

Ces deux forces ont leur point d'application au point α milieu de BD et sont dirigées en sens inverse. La résultante aura son point d'application en α et sera égale à :

$$39.130 - 3.136 = 35.994.$$

Soit γ la projection orthogonale du point M, sur l'axe BB'. Nous pouvons faire équilibre à la force 35.994 qui s'exerce en α , par une autre P ayant son point d'application en γ et étant, comme la première, perpendiculaire à BB'.

Nous déterminerons P par l'équation :

$$\begin{aligned} P \times O\gamma &= 35.994 \times O\alpha \\ P \times 0.120 &= 35.994 \times 0.1325 \end{aligned}$$

D'où :

$$P = 39.743.$$

Projetons maintenant la force P, sur la ligne im qui est la normale commune en m aux surfaces en contact.

La composante N, suivant cette direction, sera :

$$N = P \cos 36^{\circ},30' = 39.743 \times 0.595 = 23.647.$$

La force de frottement correspondante F aura pour valeur :

$$F = 23.647 \times f = 23.647 \times 0.15 = 3.547.$$

Pour calculer le travail de frottement, il faut connaître la vitesse relative au point m , ou en d'autres termes, la vitesse avec laquelle les points m actuellement en contact vont s'éloigner l'un de l'autre.

La vitesse v du point m sur la circonférence de rayon om est égale à :

$$\begin{aligned} 2\pi \times \frac{n}{60} om &= 6.28 \times 2 \times 0.129 \\ &= 12.56 \times 0.129 = 1.620. \end{aligned}$$

La vitesse v' du même point sur la circonférence de rayon $o'm$ est égale à :

$$2\pi \times \frac{n}{60} \times o'm = 12.56 \times 0.070 = 0.879.$$

Or, nous savons que :

Pour avoir le mouvement d'un corps A, relativement à un corps B, on compose le mouvement absolu de A, avec un mouvement d'entraînement égal et contraire au mouvement de B.

En particulier, la vitesse relative d'un point du corps A est la somme géométrique de sa vitesse absolue et d'une vitesse égale et contraire à celle qu'il aurait s'il était invariablement lié au corps B.

En conséquence, nous appliquerons en m une vitesse v'' égale et contraire à la vitesse v' calculée précédemment et en composant les deux vitesses v et v'' , nous obtiendrons la vitesse relative W.

En mesurant W sur l'épure, on trouve que :

$$W = 1.405.$$

Cela posé, le travail de frottement, dans la position (1), sera égal à :

$$\begin{aligned} F \times w \times \cos(F, w) &= 3,547 \times 1,405 \times \cos 1^\circ \\ &= 3.547 \times 1.405 \times 0.999 = 4^{\text{kgm}},975. \end{aligned}$$

Position (2).

On verrait, par des raisonnements identiques aux précédents, que la face BD dont l'aire a pour valeur :

$$(0.137 - 0.106) \times 0.158 = 0^{\text{mq}},0049,$$

supporte, du côté du refoulement, une pression égale à :

$$290.97 \times 0.49 = 142.575$$

et du côté de l'aspiration, une pression égale à :

$$17.81 \times 0.49 = 8.727$$

(Voir fig. 3 et les tableaux des pages 440 et 442).

La résultante de ces deux pressions aura son point d'application en α milieu de BD et sera égale à :

$$142.575 - 8.727 = 133.848.$$

Désignons, comme précédemment, par P, la force faisant équilibre à la pression 133.848 et dont le point d'application est situé en γ .

Nous déterminerons P, par l'équation :

$$\begin{aligned} P \times o\gamma &= 133.848 \times O\alpha \\ P \times 0.087 &= 133.848 \times 0.1215 \end{aligned}$$

D'où :

$$P = 186.925.$$

La composante N, suivant la direction i_2A , sera :

$$N = P \cos 12^\circ = 186.925 \times 0.978 = 182.812.$$

La force de frottement correspondante F aura pour valeur :

$$F = 182.812 \times f = 182.812 \times 0.15 = 27.422.$$

En employant les mêmes notations que précédemment, nous aurons :

$$v = 2\pi \times \frac{n}{60} \times oM = 12.56 \times 0.106 = 1.331$$

$$v' = 2\pi \times \frac{n}{60} \times o'M = 12.56 \times 0.076 = 0.954.$$

En composant géométriquement les vitesses v et v'' , nous obtenons la vitesse relative W qui a pour valeur :

$$W = 0.780.$$

Cela posé, le travail de frottement, dans la position (2), sera égal à :

$$\begin{aligned} F \times W \times \cos (F, W) &= \\ = 27.422 \times 0.780 \times \cos 3^\circ 30' &= 27.422 \times 0.780 \times 0.998 \\ &= 21^{\text{kgm}}, 346. \end{aligned}$$

Position (3).

La face BD présente une surface de .

$$(0.137 - 0.091) \times 0.158 = 0.0072.$$

Cette face supporte, du côté du refoulement, une pression égale à :

$$232.83 \times 0.72 = 167.637$$

et du côté de l'aspiration, une pression égale à :

$$41.07 \times 0.72 = 29.570.$$

(Voir fig. 4 et les tableaux des pages 441 et 442).

La résultante de ces deux pressions aura pour valeur :

$$197.637 - 29.570 = 138.067$$

et son point d'application sera en α .

La valeur de P sera déterminée par l'équation :

$$\begin{aligned} P \times o\gamma &= 138.067 \times O\alpha \\ P \times 0.065 &= 138.067 \times 0.114 \end{aligned}$$

D'où :

$$P = 242.148.$$

La composante N, suivant la direction i_24 , sera :

$$N = P \cos 4^\circ = 242.148 \times 0.997 = 241.421$$

D'où :

$$F = 241.421 \times 0.15 = 36.213$$

Or :

$$v = 2\pi \times \frac{n}{60} \times oM = 12.56 \times 0.090 = 1.130$$

$$v' = 2\pi \times \frac{n}{60} \times o'M = 12.56 \times 0.084 = 1.055.$$

La construction graphique donne :

$$W = 0.115$$

D'où :

$$\begin{aligned} Tf &= F \times W \times \cos(F, W) \\ &= 36.213 \times 0.115 \times \cos 9^\circ \\ &= 36.213 \times 0.115 \times 0.987 = 4^{\text{kgm}}, 164. \end{aligned}$$

Position (3')

Il est aisé de voir que, dans cette position, le travail de frottement sera nul.

En effet : les vitesses v , v' , v'' sont évidemment perpendiculaires à la ligne oo' (Voir fig. 5).

De plus, oM étant égal à $o'M$, il en résulte que :

$$v = v' = -v''$$

Par conséquent, $W = 0$; et par suite, $Tf = 0$.

Position (4).

L'aire de la face BD a pour valeur :

$$(0.137 - 0.079) \times 0.158 = 0.0091$$

Cette face supporte, du côté du refoulement, une pression égale à :

$$169.34 \times 0.91 = 154.099$$

et du côté de l'aspiration, une pression égale à :

$$66.46 \times 0.91 = 60.478$$

(Voir fig. 6 et les tableaux des pages 441 et 442).

La résultante de ces deux pressions aura son point d'application en α et sera égale à :

$$154.099 - 60.478 = 93.621.$$

Nous déterminerons P, en résolvant l'équation :

$$\begin{aligned} P \times 0\gamma &= 93.621 \times 0\alpha \\ P \times 0.053 &= 93.621 \times 0.108 \end{aligned}$$

D'où :

$$P = 190.774.$$

La composante N, suivant la direction i_4 , sera :

$$N = P \cos 26^\circ 30' = 190.774 \times 0.895 = 170.743$$

D'où :

$$F = 170.743 \times 0.15 = 25.611$$

Or :

$$v = 2\pi \times \frac{n}{60} oM = 12.56 \times 0.079 = 0.992$$

$$v' = 2\pi \times \frac{n}{60} o'M = 12.56 \times 0.098 = 1.230.$$

La composition géométrique des vitesses v et v'' donne :

$$W = 0.480.$$

D'où :

$$\begin{aligned} Tf &= F \times W \times \cos (F, W) = 25.611 \times 0.480 \times \cos 3^\circ \\ &= 25.611 \times 0.480 \times 0.998 = 12^{\text{kgm}}, 268. \end{aligned}$$

Position (5).

La face BK' présente une surface de :

$$0.047 \times 0.158 = 0.0074 \quad (\text{Voir fig. 7}).$$

Cette face supporte, du côté du refoulement, une pression égale à :

$$103.55 \times 0.74 = 76.627$$

(Voir le tableau de la page 442)

et du côté de l'aspiration, une pression égale à :

$$92.78 \times 0.74 = 68.657$$

(Voir le tableau de la page 441).

La résultante de ces deux pressions aura pour valeur :

$$76.627 - 68.657 = 7.970$$

et aura son point d'application en λ milieu de BK'.

La face K'D présente une surface de :

$$0.017 \times 0.158 = 0.0027.$$

Cette face supporte, du côté du refoulement, une pression égale à :

$$207.4 \times 0.27 = 55.998$$

(Voir page 444).

et du côté de l'aspiration, une pression égale à :

$$92.78 \times 0.27 = 25.050$$

(Voir le tableau de la page 441).

La résultante de ces deux pressions aura pour valeur :

$$55.998 - 25.050 = 30.948$$

et aura son point d'application en μ , milieu de K'D.

Les pressions 7.970 et 30.948 qui s'exercent en λ et μ ont une résultante égale à :

$$7.970 + 30.948 = 38.918$$

et le point d'application de cette force est déterminé par les conditions suivantes :

$$\begin{aligned} 30.948 \times \mu\alpha &= 7.970 \times \lambda\alpha \\ \mu\alpha + \lambda\alpha &= 0.032 \end{aligned}$$

D'où :

$$\mu\alpha = 0.0066.$$

Soit γ la projection du point M sur l'axe BB'.

Soit P la force perpendiculaire à BB' et appliquée en γ qui ferait équilibre à la force 38,918 calculée précédemment.

Nous déterminerons P, en résolvant l'équation :

$$\begin{aligned} P \times o\gamma &= 38.918 \times O\alpha \\ P \times 0.046 &= 38.918 \times 0.087. \end{aligned}$$

D'où :

$$P = 73.605.$$

La composante N, suivant la direction i_4 , sera :

$$N = P \times \cos 50^\circ = 73.605 \times 0.642 = 47.254$$

D'où :

$$F = 47.254 \times 0.15 = 7.088$$

Or :

$$v = 2 = \pi \frac{n}{60} \times oM = 12.56 \times 0.074 = 0.929$$

$$-v'' = v' = 2\pi \times \frac{n}{60} \times o'M = 12.56 \times 0.118 = 1.482.$$

La composante géométrique des vitesses v et v'' a pour valeur :

$$W = 1.120$$

D'où :

$$\begin{aligned} Tf &= F \times W \times \cos (F, W) \\ &= 7.088 \times 1.120 \times \cos 1^\circ 30' \\ &= 7.088 \times 1.120 \times 0.999 = 7\text{kgm},931. \end{aligned}$$

Position (6).

Les axes des palettes ont tourné, à partir de la position initiale, d'un angle de 90° . (Voir fig. 9.)

L'aire de la face BD a pour valeur :

$$(0,137 - 0,069) \times 0.15 = 0.0107.$$

Cette face supporte, du côté du refoulement, une pression égale à :

$$126.50 \times 1.07 = 135.355$$

et du côté de l'aspiration, une pression égale à :

$$83.60 \times 1.07 = 89.452.$$

(Voir les tableaux des pages 441 et 442.)

La résultante de ces deux pressions aura son point d'application en α milieu de BD et sera égale à

$$135.355 - 89.452 = 45.903.$$

Nous déterminerons P, en résolvant l'équation :

$$\begin{aligned} P \times o\gamma &= 45.903 \times O\alpha \\ P \times 0.044 &= 45.903 \times 0.103 \end{aligned}$$

D'où :

$$P = 107.454.$$

La composante N, suivant la direction i_24 , sera :

$$N = P \cos 53^\circ 30' = 107.454 \times 0.595 = 63.935$$

D'où :

$$F = 63.935 \times 0,15 = 9.590$$

Or :

$$v = 2\pi \times \frac{n}{60} \times oM = 12.56 \times 0.070 = 0.879$$

$$v' = 2\pi \times \frac{n}{60} \times o'M = 12.56 \times 0.129 = 1.620.$$

La composante géométrique des vitesses v et v'' est égale à :

$$W = 1.405$$

D'où :

$$\begin{aligned} Tf &= F \times W \times \cos (F, W) = 9.590 \times 1.405 \times \cos 1^\circ \\ &= 9.590 \times 1.405 \times 0.999 = 13\text{kgm},474. \end{aligned}$$

Il est à remarquer qu'à partir de la position 90° , jusqu'à la position 180° , il n'y a pas de frottement à considérer, car la pression résultante tendra à éloigner le rouleau libre du rouleau lié au moteur, au lieu de les rapprocher, comme dans le quart de tour précédent. Il se produit alors entre l'aspiration et le refoulement une communication qui diminue le rendement de l'appareil dans une proportion peut être plus grande que s'il y avait frottement. Mais, comme l'importance de ces communications dépend surtout de l'état d'usure plus ou moins prononcée des organes, il faudrait, pour tenir compte de ces fuites, faire des hypothèses sur un jeu plus ou moins grand existant.

Nous nous contenterons par conséquent de signaler cette circonstance pour mémoire ; et dans le diagramme de travail, nous porterons en ordonnées la moitié des valeurs trouvées précédemment pour les travaux de frottements, puisque ces derniers ne s'exercent que pendant la moitié de chaque révolution de l'appareil.

Nous nous plaçons ainsi, dans des conditions évidemment très favorables au système de pompe que nous étudions. (Voir fig. 12.)

Diagramme de travail.

Nous pouvons maintenant, en nous servant des tableaux des pages 441 et 442, calculer les ordonnées du diagramme de travail.

Positions	Ordonnées du diagramme du travail.		
0°...	451.951	— 36.221	+ 2.489 = 418.219
10°...	546,224	— 23.875	+ 8.000 = 530,349
20°...	594.742	— 36.403	+ 10.673 = 569,012
30°...	502,429	— 83.943	+ 7.000 = 425.486
40°...	510.596	— 90.066	+ 2.082 = 422.612
45°...	451.066	— 117.766	+ 0.000 = 333.300
50°...	379.762	— 142.391	+ 3.500 = 240.871
60°...	359.509	— 141.094	+ 6.134 = 224.549
70°...	235.121	— 180.260	+ 3,450 = 58.311
80°...	247.773	— 167.560	+ 3.965 = 84.178
85°...	225.981	— 150,907	+ 4.500 = 79.574
90° .	204.550	— 135.181	+ 6.737 = 76.106

(Voir fig. 13).

Conclusions.

La pompe que nous venons d'étudier n'est à courant continu, ni du côté de l'aspiration, ni du côté du refoulement. Il suffit, pour s'en convaincre, de considérer le diagramme d'aspiration (fig. 10).

Nous avons vu que dans les hypothèses favorables où nous nous sommes placés, l'eau était constamment en contact avec les organes aspirateurs. Mais il n'en serait plus ainsi avec une hauteur d'aspiration plus grande ou une longueur de tuyau plus considérable.

Cela posé, proposons-nous de calculer le rendement théorique de cet appareil, sans tenir compte des fuites, frottements, pertes de charge, communications entre l'aspiration et le refoulement, etc. etc...

Le diagramme d'aspiration présente une aire de 0.026434, en prenant les ordonnées, à l'échelle de 1 centimètre par litre.

En divisant cette surface, par la base 0.135, on obtient l'ordonnée moyenne 0.19580 qui représente 19 litres 580.

Cette quantité d'eau élevée à 15 mètres de hauteur correspond, par seconde, à un travail utile de :

$$10.580 \times 15 = 293 \text{kgm}, 700.$$

La surface du diagramme de travail est égale à : 0.028335, en prenant les ordonnées, à l'échelle de 1/2 millimètre par kilogrammètre.

En divisant cette surface, par la base 0.135, on obtient : 0.209890, comme ordonnée moyenne.

Cette ordonnée représente, par seconde, un nombre de kilogrammètres égal à :

$$\frac{0.209890}{0.0005} = 419\text{kgm},780.$$

Le rendement théorique sera donc représenté par le rapport :

$$\frac{\text{Travail utile}}{\text{Travail moteur}} = \frac{293.700}{419.780} = 0.699.$$

Pompe Baker.

Les deux premières figures de la planche 43 représentent, en coupe transversale et en élévation, la pompe rotative à trois axes, système Baker.

Cet appareil comprend trois pistons rotatifs contenus dans une caisse cylindrique. Cette caisse ou corps de pompe est alésée et dressée aux deux extrémités. Les portées sur lesquelles sont fixés les coussinets sont également dressées.

Le corps de pompe est fondu d'une seule pièce.

Les deux tambours inférieurs F et G également fondus chacun d'une seule pièce sont entaillés sur toute la longueur, afin de donner passage aux palettes B et C du tambour supérieur A.

Il faut évidemment que les rainures ainsi ménagées soient beaucoup plus larges que ne l'exige le passage de la palette, afin d'éviter des contacts ou accrochages pouvant occasionner l'arrêt de l'appareil ou la rupture de ses organes.

Des engrenages extérieurs conjuguent ces rouleaux et règlent leurs positions respectives.

Le mouvement du moteur est transmis à une poulie fixée sur l'arbre du tambour A.

Les engrenages dont nous venons de parler donnent le mouvement aux tambours inférieurs et assurent, pendant la rotation, la corrélation nécessaire.

La marche de cette pompe est d'ailleurs très simple.

Il est évident que, pendant la rotation, une seule palette aspire et refoule, pendant que l'autre est neutralisée, par son passage successif dans l'évidement des cylindres inférieurs; cette dernière, à son tour, prend sa période d'activité, au moment où cesse l'effet utile de la palette considérée en premier lieu.

Nous n'avons pu nous procurer les renseignements rigoureux nécessaires pour tracer les diagrammes de cette pompe et en étudier le rendement. — Au point de vue pratique, nous y remarquons des inconvénients assez graves; car

1° La jointivité entre les divers organes est mal assurée, puisqu'elle se produit suivant de simples arêtes,

2° La disposition du mécanisme nous paraît de nature à engendrer des frottements considérables, lorsque les arbres présenteront la plus légère flexion.

Pompe Noël.

La pompe Noël figurée sur la planche 50 présente évidemment une grande analogie avec la pompe Baker décrite précédemment.

Elle se compose également d'un corps de pompe dans lequel se meuvent trois cylindres de même diamètre tangents et venus de fonte avec leurs axes.

Le tambour supérieur porte deux palettes diamétralement opposées, tandis que les deux autres sont évidés de façon à présenter en coupe une forme de croissant.

Ces deux derniers rouleaux ont évidemment une vitesse double de celle du rouleau à palettes. Ce résultat s'obtient facilement, à l'aide des engrenages placés extérieurement.

Afin de ne faire supporter aux presse-étoupes qu'une fraction des efforts développés, on a donné une grande longueur aux portées des supports de l'arbre supérieur. De plus cet arbre est maintenu

au delà des poulies par un support à palier boulonné sur la plaque de fondation.

En somme, malgré quelques différences de construction (dont on peut se rendre compte par les figures de la planche 50), le principe de cet appareil reste le même que celui de la pompe Baker et nous n'insisterons pas davantage sur les inconvénients déjà signalés.

Pompe Ed. Henry.

Les figures 4 et 5 de la planche 51 représentent la pompe rotative à deux axes, système Henry, dite pompe *gyratoire* dont le fonctionnement est très simple.

Deux tambours semi-circulaires tournent en sens inverse dans une enveloppe cylindrique ; et ces tambours sont maintenus dans leurs positions respectives par des engrenages extérieurs.

La périphérie de l'un des rouleaux est toujours en contact avec le moyeu de l'autre, ce qui produit la séparation entre l'aspiration et le refoulement.

Nous n'entreprendrons pas l'étude de cette pompe, par la méthode des diagrammes, car elle présenterait évidemment trop d'analogie avec celle des pompes Portland et Behrens.

Pompe Laidlaw et Thomson.

La pompe Laidlaw et Thomson figurée planche 50 est une pompe rotative à deux axes qui ne présente aucune particularité bien saillante.

Comme dans un grand nombre de pompes rotatives analogues, on ne s'est pas suffisamment préoccupé d'assurer sans frottements la jointivité par des contacts à distance sur de vastes surfaces, ni de donner à l'eau enfermée à certains moments entre les organes mobiles un échappement de section suffisante pour éviter les contre-pressions résultant de vitesses exagérées acquises dans ces conditions.

Le fonctionnement se comprend d'ailleurs à la simple inspection des figures.

Observations.

Nous arrêterons là nos descriptions de pompes rotatives diverses pensant que les exemples déjà cités et les calculs et les diagrammes à l'appui permettront au lecteur d'étudier lui-même toute pompe rotative d'un type quelconque dont les dimensions et conditions de marche lui seront données.

Nous consacrons un dernier chapitre à l'étude de la pompe système Greindl et des formes variables que sa construction peut affecter. — La conception de cette pompe n'est en effet autre chose que l'application raisonnée des principes que nous avons exposés dans tout ce qui précède.

CHAPITRE VIII

Observations.

Les avantages *théoriques* des pompes rotatives ne sont guère plus sérieusement contestés, et tous les ingénieurs admettent maintenant que le travail nécessaire pour élever un volume d'eau déterminé à une hauteur connue étant exprimé par un rectangle ou par le produit de deux facteurs, il y a intérêt à supprimer entre la puissance motrice et ledit travail utile toutes déformations de diagrammes, tous changements de directions et toutes transformations de mouvement telles qu'en comportent les pompes à pistons à mouvement rectiligne alternatif.

Malheureusement dans les pompes rotatives dont nous venons d'étudier d'assez nombreux exemples, on n'avait jamais pu s'affranchir de deux inconvénients fondamentaux, ou plutôt on ne s'en était pas suffisamment préoccupé.

Ou bien : 1° sous prétexte d'avoir des organes jointifs et d'éviter les fuites, on créait des frottements considérables engendrant l'usure des pièces et détruisant l'économie de la puissance motrice;

Ou bien : 2° on déterminait dans certaines positions des organes des compressions d'eau ou évacuations d'eau *forcées* par des sections insuffisantes, fatiguant ainsi énormément le mécanisme et absorbant en pure perte une puissance motrice considérable.

L'importance de ces considérations est capitale; et c'est ce qui nous détermine à y revenir une fois encore.

La pompe Greindl, ses diverses formes.

La pompe Greindl, que nous allons décrire dans un instant, est absolument indemne de ces deux espèces d'inconvénients, et réalise le desideratum de la pompe rotative parfaite, *maintenant*

que la rigidité absolue de ses axes et leur maintien rigoureux par un nombre suffisant de paliers rendent impossibles toutes flexions et tous frottements internes.

Cet appareil dans sa forme primitive (voir les fig. de la planche 52) se composait, comme organes principaux, d'une caisse ouverte latéralement sur ses deux faces, et dans laquelle se mouvaient deux rouleaux cylindriques tangents dont l'un portait deux palettes.

Ce type étant donné la pompe ne peut tourner, bien entendu utilement, que dans un seul sens, la palette inférieure s'éloignant de la tubulure horizontale d'aspiration. Ce sont, en définitive, les deux palettes du rouleau de gauche qui font office de piston, et qui, dans leur mouvement de rotation continue, entrent alternativement *avec jeu*, dans une échancrure de force épicycloïdale ménagée sur toute la longueur du rouleau de droite. — Deux engrenages reliant les axes des deux rouleaux donnent au rouleau de droite une vitesse de rotation double de la vitesse du rouleau de gauche, ce qui assure le dégagement successif des deux palettes par l'échancrure unique. — Ces engrenages sont à doubles chevrons et alternés, parce qu'en vertu de ses fonctions même, et comme cela ressortira plus loin, le rouleau échancré ne travaille réellement que pendant $1/6$ environ de sa révolution lorsque l'axe du rouleau à palettes est directement actionné. — Des engrenages ordinaires, comportant nécessairement un certain jeu entre les dents en contact, ne pourraient se prêter sans bruit ni chocs à ce fonctionnement intermittent; et les engrenages à doubles chevrons alternés sont au contraire excellents pour cette conduite, à la seule condition d'être exécutés avec les soins nécessaires. Leur emploi est plus simple que celui de deux ou trois paires d'engrenages droits juxtaposés et alternés, susceptibles, à la rigueur, de donner les mêmes résultats.

Dans les moments où le passage de l'échancrure interrompt le contact entre les circonférences des rouleaux, il y a tangence entre la surface cylindrique de l'extrémité d'une palette et le fonds de l'échancrure, lequel est également cylindrique et concentrique à son arbre. — On voit donc que la séparation de la chambre d'aspiration d'avec

la chambre de refoulement ne cesse à aucun instant. Ce résultat est d'ailleurs obtenu sans garnitures frottantes, sans création de résistances additionnelles, par des contacts cylindriques ne se prêtant à aucun coincement, et sans l'emploi d'organes astreints à occuper des positions relatives mathématiquement rigoureuses. Il ne faut pas croire, du reste, que l'arête du bord de la palette suive *exactement et jointivement* pendant la révolution le bord épicycloïdal de l'échancrure. — La paroi de l'échancrure est, au contraire, brute de fonte, et il y a *beaucoup de jeu* à l'introduction et à la sortie de la palette dans la chambre du rouleau échancré ; de telle sorte qu'une certaine usure peut se produire aux engrenages sans amener un dérangement assez grand dans les positions angulaires respectives des deux axes pour qu'aucun accident ni inconvénient grave puisse en résulter.

Points remarquables et principes généraux du système.

Les points les plus caractéristiques et les plus saillants à signaler dans la conception et l'établissement de cette pompe sont : 1° le soin avec lequel ont été étudiées les sections offertes au passage de l'eau, tant du côté de l'aspiration que du côté du refoulement ; 2° la constance absolue des effets du piston (ou palette).

En ce qui concerne le premier point, et comme cela sera développé et expliqué plus loin les sections sont telles qu'une molécule d'eau traversant l'appareil y conserve une vitesse peu variable, ce qui exclut toutes pertes de travail dues à l'inertie.

A cet effet, dans les moments où les sections d'afflux ou d'échappement offertes par l'eau entre les organes en mouvement décroissent et tendent à créer, par suite, une accélération des filets liquides, ceux-ci trouvent, par des poches latérales ménagées aux couvercles, des issues supplémentaires. Les poches dont le tracé sera donné plus loin, livrent passage non point à tout le volume d'eau mis en mouvement mais *seulement à la portion* de ce volume, qui sans elles, serait orcé en vertu de l'étranglement du passage, à prendre une vitesse exagérée.

L'effet des poches est complété au besoin par des encoches ménagées à la périphérie des bossages ou emboitements des couvercles (voir fig. 1, pl. 52); et c'est pour pouvoir ménager ces encoches que l'on donnait autrefois à l'ame du rouleau à palettes la forme en double T représentée planche 52, figure 1. — Cette forme a été depuis abandonnée à cause des difficultés d'ajustement et des fuites qu'elle créait.

En ce qui concerne le second point (constance des effets), dans les moments où il n'y a point aspiration ou refoulement par l'une des palettes du rouleau principal, cet effet est produit par le bec du rouleau échancré; et comme la projection de celui-ci sur un plan radial passant par son axe de symétrie est rigoureusement égale à celle de la palette, l'intensité de l'action (si nous pouvons nous exprimer ainsi) reste absolument constante. *Ce n'est que dans les moments où le rouleau échancré supplée ainsi le rouleau à palettes, qu'il travaille réellement; et, l'on comprend donc la nécessité indiquée plus haut des engrenages alternés, le rouleau échancré ne travaillant réellement que pendant 1/6 de sa révolution à peu près.*

Il résulte de cette continuité et de cette uniformité d'effets de la pompe une augmentation très notable d'effet utile. — Il résulte également, de cette suppression des intermittences et d'effets d'inertie, la possibilité de marcher à des vitesses très réduites ou très considérables à volonté, et de varier pour un même appareil dans de très grandes limites la vitesse de rotation, le débit réalisé et le travail dépensé sans que l'effet utile subisse de trop grandes variations, Il suffit que la colonne d'aspiration puisse suivre l'organe propulseur; et telle est la donnée limitant la vitesse linéaire de celui-ci. C'est un très grand avantage.

La pompe aspire et refoule les gaz aussi bien que les liquides. Elle est donc peu sensible aux rentrées d'air et s'amorce d'elle-même pour peu qu'un filet liquide injecté mouille les organes intérieurs. — Elle comprime l'air, à 5 atmosphères au besoin, et fait un vide de 0^m,70 de mercure.

Détails descriptifs et dispositions diverses.

Les figures 1, 2 et 3 de la planche 52 représentent en coupe longitudinale, plan et coupe transversale, une pompe Greindl du type général que nous venons de décrire, établie pour débiter quinze cents litres par minute.

Les figures 4, 5, 6 et 7 représentent les organes intérieurs dans leurs positions les plus intéressantes à considérer ; et dans l'étude par diagrammes qui viendra plus loin, on en saisira mieux l'intérêt.

La figure 8 est une variante s'appliquant à un type plus fort et indiquant une autre disposition de la tubulure de refoulement.

Les petites coupes de 1, 2, 3, 4, 5, 6, 7, 8, 9, 10, 11 au-dessous de la figure 8 correspondent aux lignes de coupe de même numérotation de la figure 3.

Les hachures distinctes indiquent les portions de ces coupes correspondant respectivement aux poches latérales et aux bossages des couvercles. — Dans la coupe 9 on a fait ressortir un support correspondant à la figure 3.

Ces coupes sont des sections offertes à la circulation de l'eau ; et lorsque d'après leurs positions cinématiques les rouleaux n'offrent à l'eau entre eux que des passages insuffisants ; ces échappements latéraux supplémentaires rétablissent l'équilibre et empêchent toute compression et toute accélération. Donc point de résistances additionnelles au mouvement ; et c'est ce que l'étude des diagrammes mettra plus loin en évidence.

Les figures de la planche 53, représentent diverses variantes du type Greindl général. Ces variantes peuvent être avantageusement applicables à tel ou tel cas particulier pour augmenter les résistances aux flexions et aux fuites, pour vaincre des pressions plus élevées au refoulement ou pour toute autre raison particulière.

Les figures de la planche 54 représentent des types à moteur vertical, à moteur horizontal. et un autre modèle à 4 palettes et rouleau à double échancrure.

Pompe Greindl, nouveau type.

Depuis peu de temps de nouveaux modèles ont été créés ; le rouleau échancré a été supprimé, et les deux axes de la pompe ayant été mis à la même vitesse, les deux rouleaux et les deux engrenages sont devenus entièrement semblables (Voir les fig. 1, 2 et 3 de la planche 51) — Cela simplifie la construction, facilite les rechanges, et réduit de moitié le nombre de tours de l'arbre portant les poulies. — Mais rien n'est changé aux principes fondamentaux de la pompe ; et les poches latérales qui en constituent l'élément fondamental et essentiel, ne sont modifiées que dans leurs tracés, appropriés naturellement aux nouvelles formes des organes intérieurs.

Dans ce nouveau mode de construction, les axes renforcés et maintenus par les paliers d'une façon absolument rigide et invariable sont devenus inflexibles, ce qui écarte toute possibilité de frottements intérieurs.

Les presse-étoupes ne servent plus qu'à boucher le corps de pompe et ne supportent de la part des arbres aucun effort appréciable. — Les surfaces de contact entre les champignons des palettes et les parois du corps de pompe sont considérablement augmentées, ce qui permet un jeu sensible des organes sans fuites ou déperditions importantes. — Les organes intérieurs devenus semblables sont d'un entretien et d'un remplacement plus facile ; et la construction est absolument symétrique. — Les engrenages travaillent dans de meilleures conditions, avec un plus grand nombre de dents en prise et deviennent inusables.

Si donc la théorie du fonctionnement du nouveau modèle diffère peu de celle de l'ancien modèle, sa valeur pratique est bien plus grande incontestablement.

Ceci posé, nous allons procéder à l'étude par la méthode des diagrammes de la pompe Greindl de 1500 litres de la planche 52.

Pompe, système Greindl

Débit : 1300 litres à 170 tours par minute.

Planches 55 et 56.

Le rayon moyen de la palette est égal à $0^m,122$.

Le chemin parcouru par l'extrémité du rayon moyen, en un tour, est égal à :

$$2\pi \times 0.122 = 0^m,766.$$

Le chemin parcouru par minute est :

$$0.766 \times 170 = 130^m,220$$

Le chemin parcouru par seconde est :

$$\frac{130.220}{60} = 2^m,170$$

Une demi-circonférence décrite par l'extrémité de ce rayon moyen a pour développement :

$$\frac{0.766}{2} = 0^m,383,$$

longueur que nous portons sur la ligne des abscisses.

Nous supposerons l'aspiration de 5 mètres et le refoulement de 10 mètres.

La longueur des génératrices des cylindres est de $0^m,260$. (voir fig. 1 et 2).

Position (1).

Dans cette position, l'axe du rouleau échancré doit tourner d'un angle égal à 180° , pour coïncider avec la ligne horizontale 00. L'axe des palettes doit tourner seulement de 90° , pour coïncider avec cette même ligne, puisque le rouleau échancré tourne deux fois plus vite que le rouleau à palettes (voir fig. 3).

Le volume engendré par seconde à l'aspiration est évidemment produit tout entier par la face 3 qui se retire.

La hauteur de la palette, pour la partie centrale, est :

$$R - r = 0.150 - 0.0945 = 0^m,0555$$

La surface de cette partie de palette a pour valeur

$$0.0555 \times 0.130 = 0^m,007215.$$

Le diamètre moyen de cette partie de palette est égal à

$$\frac{0.300 + 0.189}{2} = 0^m,2445.$$

La circonférence correspondante a pour développement :

$$0.2445 \times 3.14 = 0^m,7677$$

Le volume engendré, par tour, par cette partie de palette, est :

$$0.007215 \times 0.7677 = 0^m,0055389$$

La hauteur des ailes du rouleau à palettes est :

$$R - r' = 0.150 - 0.0955 = 0^m,0545.$$

La surface totale des deux ailes a pour valeur :

$$0.0545 \times 0.130 = 0^m,007085.$$

Le diamètre moyen des ailes est égal à :

$$\frac{0.300 + 0.191}{2} = 0^m,2455.$$

La circonférence correspondant à ce diamètre a pour développement :

$$0.2455 \times 3.14 = 0^m,77087$$

Le volume engendré par tour, par cette partie de palette, est :

$$0.007085 \times 0,77087 = 0^m,0054616$$

Le volume total engendré, en un tour, par la palette est donc :

$$0.0055389 + 0.0054616 = 0^m,0110005$$

Le volume engendré, par seconde, est par conséquent égal à :

$$\frac{0.011 \times 170}{60} = 0^m,0311666$$

Cela posé, supposons, dans cette position, les tuyaux d'aspiration et de refoulement pleins d'eau en mouvement et proposons-nous de déterminer les pressions sur les diverses faces 1, 2, 3, 4, 5, 6.

Les pressions sur les faces 2 et 4 se font mutuellement équilibre. Il en est de même des pressions sur les faces 5 et 6.

Cherchons donc les pressions sur les faces 1 et 3.

La différence des valeurs trouvées sera la pression résultante que doit vaincre le moteur.

(Sur la face 3, la pression est motrice et elle est résistante sur la face 1.)

D'après les calculs qui précèdent, la surface de la palette a pour valeur :

$$0.007215 + 0.007085 = 0^m q, 014300 = 1^d \text{écq}, 43$$

D'après le théorème de Bernoulli, la pression sur la face 1 est égale à :

$$H_a + h = 10.30 + 10 = 20^m, 30$$

Sur la surface entière de la palette, la pression aura pour valeur :

$$203 \times 1.43 = 290^k, 29.$$

Sur la face (3), la pression est :

$$\begin{aligned} H_a - h_1 - \frac{V^2}{2g} &= 10.30 - 5 - \frac{2.17^2}{2g} \\ &= 10.30 - 5 - \frac{4.708}{2 \times 9.808} \\ &= 5.30 - \frac{4.708}{19.616} = 5.30 - 0.24 = 5^m, 06 \\ &= 50^k, 6 \text{ par décimètre carré.} \end{aligned}$$

Sur toute la surface, la pression sera :

$$1.43 \times 50.60 = 72^k, 358$$

La pression résultante est par conséquent :

$$290.29 - 72.358 = 217^k, 932$$

Position (2), (3) et (4).

Dans les positions 2, 3 et 4, c'est-à-dire lorsque l'axe de symétrie des palettes aura décrit des angles de 10°, 20°, 30° et que, par suite, l'axe du rouleau échancré aura décrit des angles de 20°, 40°, 60°, en sens inverse des premiers, aucune compression d'eau ne pourra se produire.

Position (5).

Dans cette position, l'axe de symétrie des palettes a décrit un angle de 40° , à partir de l'instant initial, et l'axe du rouleau échancre a décrit un angle de 80° (voir fig. 4). Il est évident que, dans cette position des organes de la pompe, l'aspiration est encore toute entière produite par la face 3 qui se retire.

Le volume engendré par seconde est donc égal à : $0^{mc},0311666.$

Les pressions sur les faces 2 et 4, 5 et 6 se font mutuellement équilibre.

La pression sur la face 3 est, comme dans la position (1), égale à : $72^k,358.$

Proposons-nous de calculer la pression sur la face 1.

A cet effet, déterminons la vitesse de l'eau qui doit s'échapper de l'espace V.

La quantité d'eau qui doit sortir, par seconde, de cet espace est égale à : $0^{mc},0311666.$

Il suffit donc, pour avoir la vitesse cherchée, de trouver l'aire de l'orifice d'échappement.

Cette surface peut se décomposer en trois parties :

1° Un rectangle ayant pour dimensions :

$$a_3 b_3 \times L = 0.021 \times 0.260 = 0^{mq},00546$$

2° Deux fois la surface indiquée sur l'épure par des hachures, soit :

$$2 \times 0^{mq},00216 = 0^{mq},00432$$

3° Deux fois la surface :

$$c_3 d_3 \times \left[\frac{L}{4} - 0.01 \right] = 2 \times 0.034 \left(\frac{0.26}{4} - 0.01 \right) \\ = 0^{mq},00374.$$

La surface totale d'évacuation est donc égale à :

$$0.00546 + 0.00432 + 0.00374 = 0^{mq},01352$$

Par suite, la vitesse d'échappement a pour valeur :

$$\frac{0.0311666}{0.01352} = 2^m,305$$

Dès lors, la pression sur la face 1 est égale à :

$$\begin{aligned} x &= H_a + h + \frac{(V - Vt)^2}{2g} \\ &= 10.30 + 10 + \frac{(2.305 - 2.17)^2}{19.616} \\ &= 20.30 + \frac{0.135^2}{19.616} = 20.30 + \frac{0.0182}{19.616} \\ &= 20.30 + 0.000923 = 20^m,300923. \end{aligned}$$

La pression sur la surface totale de la palette sera :

$$203.009. \times 1.43 = 290^k,303.$$

Par suite, nous aurons comme pression résultante :

$$290.303 - 72.358 = 217^k,945.$$

Position (5). — Compression maxima.

Entre la position (5) que nous venons d'étudier et la position suivante (6), il existe le point particulier où l'extrémité du bec de l'échancrure se trouve exactement sur la circonférence du rayon des palettes. C'est dans le voisinage de cette position que la compression de l'eau dans l'espace V atteint son maximum, lorsque l'axe du rouleau à palettes a décrit un angle de 48°, à partir de l'instant initial et que, par suite, l'axe du rouleau échancré a décrit un angle de 96° (voir fig. 5).

La surface de l'orifice d'évacuation peut, comme précédemment, se décomposer en trois parties.

1° Un rectangle ayant pour dimensions :

$$a_3, b_3, \times L = 0.0025 \times 0.26 = 0^m,00065.$$

2° Deux fois la surface indiquée sur l'épure par des hachures.

$$2 \times 0.00126 = 0^m,00252$$

3° Deux fois la surface :

$$\begin{aligned} c_3, d_3, \left[\frac{L}{4} - 0.01 \right] &= \\ = 2 \times 0.024 \left[\frac{0.26}{4} - 0.01 \right] &= 0^m,00264 \end{aligned}$$

La surface totale d'échappement est donc égale à :

$$0.00065 + 0.00252 + 0.00264 = 0^{\text{mq}}.00581$$

Cela posé,

La somme des volumes engendrés par les parties A₃, B₃, et C₃, D₃,
de la palette est égale à :

$$\frac{L}{2} \times A_3, B_3, \times \text{vitesse correspondant à la circonférence moyenne}$$

$$+ \frac{L}{2} \times C_3, D_3, \times \text{vitesse correspondant à la circonférence moyenne}$$

Or :

$$A_3, B_3, = R - [r' + 0.0015] = 0.150 - (0.0955 + 0.0015)$$

$$= 0^{\text{m}},053.$$

Le diamètre de la circonférence moyenne est égal à :

$$2r' + A_3, B_3, = 2 \times 0.0955 + 0.053 = 0^{\text{m}},244$$

La vitesse correspondant à cette circonférence a pour valeur :

$$\pi \times 0.244 \times \frac{n}{60} = 3.14 \times 0.244 \times \frac{170}{60} = 2^{\text{m}},171$$

De même :

$$C_3, D_3, = R - (r + 0.0015) = 0.150 - (0.0945 + 0.0015)$$

$$= 0^{\text{m}},054$$

Le diamètre de la circonférence moyenne est égal à :

$$2r + C_3, D_3, = 2 \times 0.0945 + 0.054 = 0^{\text{m}},243$$

La vitesse correspondant à cette circonférence a pour valeur :

$$\pi \times 0.243 \times \frac{n}{60} = 3.14 \times 0.243 \times \frac{170}{60} = 2^{\text{m}},1629$$

Cela posé, les volumes engendrés par A₃, B₃, et C₃, D₃, sont :

$$\frac{L}{2} \times A_3, B_3, \times 2.171 = 0.130 \times 0.053 \times 2.171 = 0^{\text{mc}},014958$$

$$\frac{L}{2} \times C_3, D_3, \times 2.1629 = 0.130 \times 0.054 \times 2.1629 = 0^{\text{mc}},015183$$

$$\text{Total : } \quad \underline{0^{\text{mc}},030141}$$

La vitesse d'évacuation de l'eau sera dès lors égale au rapport :

$$\frac{0.030141}{0.00581} = 5^{\text{m}},187$$

Donc, la pression est :

$$\begin{aligned}x &= 10.30 + 10 + \frac{(5.187 - 2.17)^2}{19.616} \\ &= 20.30 + \frac{3.017^2}{19.616} = 20.30 + \frac{9.102}{19.616} \\ &= 20.30 + 0.464 = 20^m,764.\end{aligned}$$

Il résulte de là que la pression totale sur la palette est égale à : 296^k,925 et que la pression résultante a pour valeur :

$$296.925 - 72.358 = 224^k,567.$$

Ainsi donc, au point de compression maxima (qui ne dure qu'un instant très court), l'excès de pression ou pression inutile n'est que de :

$$224^k,567 - 217^k,932 = 6^{\text{kil}},635$$

pour tout l'appareil.

Position (6).

Dans cette position, l'axe des palettes a décrit un angle de 50° à partir de l'instant initial et l'axe de l'échancrure a décrit, en sens inverse, un angle de 100° (voir fig. 6).

Le volume d'eau aspirée par seconde est égal à : 0^{mc},0311666.

Les pressions sur les faces 2 et 4, 5 et 6 se font deux à deux mutuellement équilibre.

La pression sur la face (3) est encore égale à 72^k,358.

Proposons-nous de déterminer la pression sur la face 1. Cette face peut se décomposer en deux parties :

La première est seulement soumise à la pression de 203^k par décimètre carré.

Le seconde est soumise à la pression qui s'exerce contre les parois de l'espace mobile que nous désignons par V.

La surface de l'orifice d'évacuation peut se décomposer en trois parties :

1° Un rectangle ayant pour dimensions :

$$a_6 b_6 \times L = 0.004 \times 0.26 = 0^{\text{mq}},00104.$$

2° Deux fois la surface indiquée sur l'épure par des hachures :

$$2 \times 0,000970 = 0^{\text{mq}},00194$$

3° Deux fois la surface :

$$c_6 d_6 \left[\frac{L}{4} - 0.01 \right] =$$

$$= 2 \times 0.020 \left[\frac{0.26}{4} - 0.01 \right] = 0^{mq},00220$$

La surface totale d'échappement est donc égale à :

$$0.00104 + 0.60194 + 0.00220 = 0^{mq},00518.$$

Cela posé,

La somme des volumes engendrés par les parties $A_6 B_6$ et $C_6 D_6$ de la palette est égale à :

$$\frac{L}{2} \times A_6 B_6 \times \text{vitesse à la circonférence moyenne}$$

$$+ \frac{L}{2} \times C_6 D_6 \times \text{vitesse à la circonférence moyenne}$$

Or :

$$A_6 B_6 = R - [r + 0.007] = 0.150 - (0.0955 + 0.007)$$

$$= 0^m,0475$$

Le diamètre de la circonférence moyenne est égal à :

$$2 r' + A_6 B_6 = 2 \times 0.0955 + 0.0475 = 0^m,2385$$

La vitesse correspondant à cette circonférence a pour valeur :

$$\pi \times 0.2385 \times \frac{n}{60} = 3.14 \times 0.2385 \times \frac{170}{60} = 2^m,122$$

De même :

$$C_6 D_6 = R - [r + 0.007] = 0.150 - (0.0945 + 0.007)$$

$$= 0^m,0485$$

Le diamètre de la circonférence moyenne est égal à :

$$2 r + C_6 D_6 = 2 \times 0.0945 + 0.0485 = 0^m,2375$$

La vitesse correspondant à cette circonférence a pour valeur :

$$\pi \times 0.2375 \times \frac{n}{60} = 3.14 \times 0.2375 \times \frac{170}{60} = 2^m,113$$

Cela posé, les volumes engendrés par $A_6 B_6$ et $C_6 D_6$ sont :

$$\frac{L}{2} \times A_6 B_6 \times 2.122 = 0^m,130 \times 0.0475 \times 2.122 = 0.006175 \times 2.122 = 0^{mc},013103$$

$$\frac{L}{2} \times C_6 D_6 \times 2.113 = 0.130 \times 0.0485 \times 2.113 = 0.006305 \times 2.113 = 0^{mc},013322$$

$$\text{Total} \dots \dots \dots \overline{0^{mc},026425}$$

La vitesse d'évacuation de l'eau sera dès lors égale au rapport :

$$\frac{0.026425}{0.00518} = 5^m,101$$

Donc, la pression est :

$$\begin{aligned}x &= 10.30 + 10 + \frac{(5.101 - 2.17)^2}{19.616} \\ &= 20.20 + \frac{2.931^2}{19.616} = 20.30 + \frac{8.591}{19.616} \\ &= 20.30 + 0.437 = 20^m,737.\end{aligned}$$

Il résulte de là que la pression totale sur la portion de palette $A_6 B_6$ a pour valeur :

$$207.37 \times 0.6175 = 128^k,051$$

En un tour, cette force parcourt un chemin moyen de :

$$\pi \times 0.2385$$

Le diagramme étant fait, en prenant sur l'axe des abscisses, une longueur totale de $\pi \times 0,244$ par tour, pour pouvoir rapporter cette pression au diagramme en question, il faut la multiplier par le rapport :

$$\begin{aligned}\frac{0.2385}{0.244} &= 0.977 \\ 128^k,051 \times 0.977 &= 125^k,105\end{aligned}$$

De même, la pression totale sur la portion de palette $C_6 D_6$ a pour valeur :

$$207.37 \times 0.6305 = 130^k,746$$

Pour rapporter cette pression à l'échelle du diagramme, il suffit de la multiplier par le rapport :

$$\begin{aligned}\frac{0.2375}{0.244} &= 0.973 \\ 130^k,746 \times 0.973 &= 127^k,216\end{aligned}$$

Au dehors de l'espace V, la pression a pour valeur 203^k par décimètre carré, c'est-à-dire :

$$203 \times 0.007 \times 0.26 \times 100 = 36^k,946.$$

Pour pouvoir représenter cette pression sur le diagramme déjà

commencé, il faut, pour les mêmes raisons que précédemment, la multiplier par le rapport :

$$\frac{0.150 + 0.143}{0.244} = 1.20$$
$$36^k,946 \times 1.20 = 44^k,335$$

La pression résultante est par conséquent :

$$125^k,105 + 127^k,216 + 44^k,335 - 72^k,358 = 296^k,656 - 72^k,358 = 224^k,298$$

Position (6').

Si on faisait les calculs pour un point 6' très rapproché du point 6, on verrait aisément que la pression se réduit, à très peu de chose près, à la pression ordinaire.

Positions (7) et (8).

Les positions (7) et (8) ne donnent lieu à aucune remarque particulière.

Il n'y a aucune compression d'eau, et par conséquent le diagramme de travail doit porter l'ordonnée normale.

Il en est de même pour le diagramme d'aspiration.

Position (8').

La position (8') est celle pour laquelle le bec de l'échancrure est sur la ligne des centres (voir fig. 7).

Elle correspond par conséquent au dernier moment du contact des cylindres.

Dans cette position, l'extrémité de la palette ne touche pas encore le cercle décrit par le sommet de l'échancrure; mais elle en est très voisine. Les angles décrits par les axes des rouleaux, à partir de la position initiale, sont respectivement 72° et 144°.

Les espaces V et V' communiquent entre eux.

La pression de refoulement agit donc sur les faces 1, 5, 6, 2 et 4.

L'aspiration est toute entière produite par le retrait de la face 3 et est égale à :

$$0^{mc},0311666$$

Les pressions sur les faces 1 et 5 sont égales à la pression sur la face 6, car il n'entre pas d'eau dans l'espace V et il n'en sort pas non plus. On admet, en effet, dans la construction même de la pompe, entre les rayons des rouleaux, la relation suivante :

$$\pi (R^2 - r^2) = 2\pi (Q^2 - q^2)$$

dans laquelle :

R désigne le rayon extérieur des palettes.

r désigne le rayon moyen du rouleau à palettes.

Q désigne le rayon du rouleau échancré.

q désigne le rayon au fond de l'échancrure.

Les travaux des pressions dont nous venons de parler s'annulent, puisqu'elles sont égales et qu'elles parcourent des chemins égaux :

$$2\pi \left(\frac{R+r}{2} \right) = 2 \times 2\pi \left(\frac{Q+q}{2} \right)$$

(puisque le rouleau échancré a une vitesse angulaire double de celle du rouleau à palettes).

L'espace que nous désignons par V' a l'une de ses parois formée par le cylindre extérieur des palettes et l'autre paroi mobile formée par la face de l'échancrure. La diminution de l'espace V' est donc mesurée par le déplacement seul de la face 6.

Par seconde, ce déplacement a pour valeur :

$$\begin{aligned} \pi (Q^2 - q^2) \times \frac{2n}{60} \times 0.260 = \\ \pi \times (0.0385^2 - 0.033^2) \times 2 \times \frac{170}{60} \times 0.26 = 0^{\text{mc}},03116 \end{aligned}$$

Ce volume est précisément égal au volume moyen d'aspiration et c'est ce qui devait avoir lieu forcément, à cause de la relation admise dans la construction.

Cherchons maintenant la surface de l'orifice de sortie.

Elle comprend :

1° Une bande longitudinale ayant pour dimensions :

$$0.028 \times 0.26 = 0^{\text{mq}},0728.$$

2° Deux fois la surface indiquée sur l'épure par des hachures, soit :

$$2 \times 0.00202 = 0^{\text{mq}},00404$$

La surface totale d'évacuation sera donc égale à :

$$0.00728 + 0^{\text{m}},00404 = 0.01132.$$

Par suite, la vitesse d'échappement a pour valeur :

$$\frac{0.03116}{0.01132} = 2^{\text{m}},752$$

La pression sur la face 6 est égale à :

$$\begin{aligned} x &= H_a + h + \frac{(V - V_t)^2}{2g} = 10.30 + 10 = \frac{(2.752 - 2.17)^2}{19.616} \\ &= 20.30 + \frac{0.582^2}{19.616} = 20.30 + \frac{0.338}{19.616} \\ &= 20.30 + 0.01723 = 20^{\text{m}},3172 \end{aligned}$$

La pression sur la surface totale sera :

$$203.172 \times 1.43 = 290^{\text{k}},535$$

Par suite, nous aurons comme pression résultante :

$$290.535 - 72.358 = 218^{\text{k}},177.$$

Position (8").

Communication maxima entre l'aspiration et le refoulement

Dans la position 8" qui correspond à des angles de 74° et 148° décrits respectivement par les axes des rouleaux, il n'y a pas de contact entre la circonférence extérieure des palettes et le fond de l'échancrure (voir fig. 8).

Les rouleaux se touchent seulement sur la moitié de leur longueur. Il y a donc communication entre l'aspiration et le refoulement et cette communication est alors à son maximum.

Elle a 0^m,001 de largeur et 0^m,13 de longueur.

La surface de passage est donc égale à :

$$0.001 \times 0.13 = 0^{\text{m}},00013$$

Or, la vitesse que l'eau peut prendre est :

$$V = \sqrt{2gh} = \sqrt{2g \times 15} = \sqrt{19.616 \times 15} = 17^{\text{m}},154$$

L'eau qui passerait par seconde, par cette ouverture, aurait un volume de :

$$17.154 \times 0.00013 = 0^{\text{mc}},00223$$

Mais à cause de l'élargissement brusque et considérable du conduit au passage de V et du coefficient de contraction, il convient de réduire cette perte de moitié et de ne soustraire de la quantité d'eau aspirée, que : 0,001115 par seconde.

Nous aurons donc, en définitive, comme volume aspiré :

$$0.0311666 - 0.001115 = 0^{\text{mc}},0300516$$

Par les mêmes considérations que pour la position 8', on voit que la seule pression à porter sur l'ordonnée est celle de la face 6.

La surface de l'orifice d'échappement se compose de :

1° Une bande longitudinale ayant pour dimensions :

$$0.020 \times 0.26 = 0^{\text{mq}},00520$$

2° Deux fois la surface indiquée sur l'épure par des hachures, soit :

$$2 \times 0.00182 = 0^{\text{mq}},00364$$

L'aire totale d'évacuation a donc pour valeur :

$$0.00520 + 0.00364 = 0^{\text{mq}},00884$$

La vitesse d'échappement sera donnée par le rapport :

$$\frac{0.0300516}{0.00884} = 3^{\text{m}},399$$

Par conséquent, la pression sera :

$$\begin{aligned} x &= 10.30 + 10 + \frac{(3.399 - 2.17)^2}{19.616} \\ &= 20.30 + \frac{1.299^2}{19.616} = 20.30 + \frac{1.687}{19.616} = 20^{\text{m}},385 \end{aligned}$$

La pression résistante totale aura donc pour valeur :

$$203.86 \times 1.43 = 291^{\text{k}},520$$

Par suite, la pression résultante sera égale à :

$$291.520 - 72.358 = 219^{\text{k}},162.$$

Position (8'').

Dans la position 8'' qui correspond à des angles de 76° et 152° décrits respectivement par les axes des rouleaux, la circonférence extérieure des palettes est en contact avec le fond de l'échancrure, et toute communication entre l'aspiration et le refoulement est donc fermée. La partie du corps de pompe, en communication avec l'aspiration, gagne autant en capacité, par le retrait de la face 3, qu'elle perd par l'avancement de la face 1.

Mais une partie du rouleau échancré se retire et aspire de l'eau. Cette partie a pour mesure :

$$\pi \times (Q^2 - q^2) \times 0.26 \times \frac{2n}{60} = 0^{mc}.0311666$$

L'aspiration est donc normale; et les pressions sur 1 et 5, sur 2 et 4, sont égales et s'équilibrent.

Position (9).

Dans cette position, l'axe des palettes a décrit un angle de 80°, et l'axe de l'échancrure a décrit, en sens inverse, un angle de 160°. (voir fig. 9.)

L'aspiration n'est pas produite par le rouleau à palettes, car si la face 3 produit une augmentation de volume en se retirant, la face 1, en avançant, produit une diminution absolument identique.

L'aspiration est simplement produite par la partie du rouleau échancré qui se retire.

La quantité d'eau aspirée par seconde est égale à :

$$\pi \times (Q^2 - q^2) \times 0.260 \times \frac{2n}{60} = 0^{mc}.0311666$$

Les pressions sur les faces 1 et 5, 2 et 4, se font deux à deux mutuellement équilibre.

La pression sur la face 3 est égale à : 72^k,358.

Proposons-nous de trouver la pression sur la face 6.

La surface de l'orifice d'évacuation peut se décomposer en deux parties :

1° Le rectangle :

$$a_9 b_9 \times L = 0.012 \times 0.56 = 0.00312$$

2° Deux fois la surface indiquée sur l'épure par des hachures, soit :

$$2 \times 0.00162 = 0.00324.$$

La surface totale d'échappement est donc :

$$0.00312 + 0.00324 = 0.00636.$$

Le volume engendré par la partie $A_9 B_9$ du rouleau échancré est, par seconde, égal à :

$$L \times A_9 B_9 \times \text{vitesse à la circonférence moyenne}$$

Or :

$$A_9 B_9 = Q - [q + 0.006] = 0.0885 - [0.033 + 0.006] = 0.0495$$

Le diamètre de la circonférence moyenne de $A_9 B_9$ est égal à :

$$2q + A_9 B_9 = 2 \times 0.033 + 0.0495 = 0.1155.$$

Par suite, la vitesse à la circonférence moyenne sera :

$$3.14 \times 0.1155 \times 2 \times \frac{170}{60} = 2^m,055$$

Cela posé :

Le volume engendré par $A_9 B_9$ est égal à :

$$L + A_9 B_9 \times 2.055 = 0.26 \times 0.0495 \times 2.055 = 0^m,026447$$

La vitesse d'évacuation de l'eau sera dès lors donnée par le rapport :

$$V_t = \frac{0.026447}{0.00636} = 4^m,158$$

Donc, la pression est :

$$\begin{aligned} x &= 10.30 + 10 + \frac{(4.158 - 2.17)^2}{19.616} \\ &= 20.30 + \frac{1.988^2}{19.616} = 20^m,501 \end{aligned}$$

Il résulte de là que la pression totale sur la portion de face $A_9 B_9$ a pour valeur :

$$205.01 \times 0.26 \times 0.0495 \times 100 = 263^k,847.$$

Pour ramener cette pression à l'échelle du diagramme, il faut la multiplier par le rapport :

$$\frac{0.1155 \times 2}{0.244} = 0.946$$

$$263^k,847 \times 0.946 = 249^k,599$$

Au dehors de l'espace V, la pression a pour valeur : 203^k par décimètre carré, c'est-à-dire :

$$203 \times 0.006 \times 0.26 \times 100 = 31^k,668.$$

Pour pouvoir représenter cette pression sur le diagramme en question, il faut, pour les mêmes raisons que précédemment, la multiplier par le rapport :

$$\frac{(0.0885 + 0.0825)^2}{0.244} = \frac{0.1710 \times 2}{0.244} = 1.401$$

$$31^k,668 \times 1.401 = 44^k,366$$

La pression résultante est par conséquent :

$$249.599 + 44.366 - 72.358 = 293.965 - 72.358 = 221^k,607$$

Remarque I. — On pouvait faire, pour les positions suivantes, des calculs analogues ; mais il suffit de remarquer qu'à partir de la position 10, les deux cylindres se retrouvent dans les mêmes positions relatives ; et par conséquent les courbes d'aspiration et de travail que nous nous proposons de tracer seront symétriques par rapport à la verticale du point 10.

Remarque II. — Dans les positions considérées jusqu'à présent, l'eau trouve toujours un passage suffisant, pour remplacer la face qui se retire. A partir de la position 10, ce fait est moins évident.

Nous allons par conséquent considérer les positions où les vitesses de rentrée de l'eau aux extrémités des génératrices du rouleau à palettes et du rouleau échanuré sont maxima et démontrer que l'eau suit toujours la palette.

Nous avons désigné ces positions par M et N

Position (M).

Dans cette position, les angles décrits par les axes des rouleaux sont respectivement 100° et 200° . (voir fig. 10.)

Sous l'influence de l'exès de la pression atmosphérique sur la colonne d'aspiration, l'eau peut acquérir une vitesse de :

$$\sqrt{2g(H_a - 5)} - \sqrt{2g \times 5.3} = 10^m,20$$

Il s'agit donc de démontrer que l'eau pénètre dans l'espace V, avec une vitesse moindre que $10^m,20$.

La surface de l'orifice d'entrée comprend :

1° Un rectangle ayant pour dimensions :

$$a_m b_m \times L = 0.007 \times 0.260 = 0^{mq},00182.$$

2° Deux fois la surface indiquée sur l'épure, par des hachures, soit :

$$2 \times 0.00145 = 0^{mq},0029.$$

L'aire totale sera donc égale à :

$$0.00182 + 0.0029 = 0.00472.$$

Cela posé,

Le volume engendré par la partie $A_m B_m$ du rouleau échancré est égal à :

$$L \times A_m B_m \times \text{vitesse à la circonférence moyenne.}$$

Or :

$$A_m B_m = Q - [q + 0.0055] = 0.0885 - [0.033 + 0.0055]. \\ = 0.050.$$

Le diamètre de la circonférence moyenne de $A_m B_m$ a pour valeur :

$$2q + A_m B_m = 2 \times 0.033 + 0.050 = 0.116.$$

Par suite, la vitesse à la circonférence moyenne sera :

$$3.14 \times 0.116 \times \frac{2 \times 170}{60} = 2^m,065$$

Dès lors, le volume engendré par $A_m B_m$ est égal à :

$$L \times A_m B_m \times 2.065 = 0.26 \times 0.05 \times 2.065 = 0^{mc},026845.$$

La vitesse d'entrée de l'eau dans l'espace V est par conséquent égale au rapport :

$$\frac{0.026845}{0.00472} = 5^m,687.$$

Position (N).

Dans cette position, les angles décrits par les axes des rouleaux, à partir de l'instant initial, sont respectivement 135° et 270° (voir fig. 11).

On venait, comme dans la position précédente, que :

La surface de l'orifice d'entrée dans l'espace V comprend :

1^o Un rectangle ayant pour dimensions :

$$a_n b_n \times L = 0.007 \times 0.260 = 0^{\text{mq}},00182.$$

2^o Deux fois la surface indiquée sur l'épure par des hachures, soit :

$$2 \times 0.0015 = 0^{\text{mq}},003.$$

3^o Deux fois la surface :

$$c_n d_n \left[\frac{L}{4} - 0.01 \right] = 2 \times 0.027 \left[\frac{0.26}{4} - 0.01 \right] \\ = 0^{\text{mq}},00297.$$

L'aire totale sera donc égale à :

$$0.00182 + 0.003 + 0.00297 = 0.00779$$

Cela posé,

Le volume engendré par la partie $A_n B_n$ de la palette est égal à :

$$\frac{L}{2} \times A_n B_n \times \text{vitesse à la circonférence moyenne.}$$

Or,

$$A_n B_n = R - [r' + 0.0015] = 0.150 - [0.0955 + 0.0015] \\ = 0.053.$$

Le diamètre de la circonférence moyenne de $A_n B_n$ est égal à :

$$2r' + A_n B_n = 2 \times 0.0955 + 0.063 = 0.244$$

Par suite, la vitesse à la circonférence moyenne sera :

$$3.14 \times 0.244 \times \frac{170}{60} = 2^{\text{m}},171$$

De même :

$$C_n D_n = R - [r + 0.0015] = 0.150 - [0.0945 + 0.0015] = 0.054$$

Le diamètre de la circonférence moyenne de $C_n D_n$ est égal à :

$$2r + C_n D_n = 2 \times 0.0945 + 0.054 = 0.243.$$

Par suite, la vitesse à la circonférence moyenne sera :

$$3.14 \times 0.243 \times \frac{170}{60} = 2^m,1629$$

Dès lors les volumes engendrés par $A_n B_n$ et $C_n D_n$ sont :

$$\begin{aligned} 1/2 L \times A_n B_n \times 2.171 &= 0.130 \times 0.053 \times 2.171 = 0.014958 \\ 1/2 L \times C_n D_n \times 2.1629 &= 0.130 \times 0.054 \times 2.1629 = 0.015183 \\ \text{Total.....} & \quad \underline{0.030141} \end{aligned}$$

La vitesse d'entrée de l'eau dans l'espace V est par conséquent au rapport :

$$\frac{0.030141}{0.00779} = 3^m,856.$$

Il est donc bien clair maintenant, que l'eau suivra la palette dans toutes les positions des organes mobiles.

Rendement théorique.

Le diagramme de travail comprend un surface de 0,083551, en prenant les ordonnés à l'échelle de 1^m/m par kilogramme (voir fig. 13).

Donc, le travail moteur à imprimer sera :

$$\frac{0.083551}{0.001} = 83 \text{Kgmètres},551$$

pour un demi-tour en élevant l'eau à 15 mètres et en faisant 170 tours par minute (voir fig. 12).

Le diagramme d'aspiration a une surface de 0.005927 (en prenant les ordonnés à l'échelle de 0^m,005 par litre) qui, divisée par la base 0,383, donne 0,01547 comme ordonnée moyenne.

Le débit moyen sera :

$$\frac{0.01547}{0.005} = 30 \text{lit.},94$$

lesquels élevés à 15 mètres, représentent, par seconde, un travail de :

$$.94 \times 15 = 464 \text{Kgmètres},10.$$

Le travail moteur 83^{Kgmètres},551 est pour 3/17 de seconde.

Pendant ce temps, le travail utile sera de :

$$464.10 \times 3/17 = 81 \text{Kgmètres},90$$

Le rendement théorique sera représenté par le rapport.

$$\frac{\text{Travail utile}}{\text{Travail moteur}} = \frac{81.90}{83.551} = 0.9802.$$

Calcul des frottements.

Les calculs précédents démontrent que la pompe Greindl donne à la colonne d'eau qu'elle met en mouvement une vitesse absolument continue et uniforme et présente de plus un travail très sensiblement constant.

Nous nous proposons maintenant de compléter cette étude par le calcul du travail absorbé par les frottements, afin de nous rendre compte de leur influence sur le rendement de l'appareil.

L'arbre du rouleau échancré porte une roue d'engrenage qui donne le mouvement à une autre roue d'engrenage montée sur l'arbre du rouleau à palettes. Les deux arbres sont parallèles et à la même hauteur. Ils sont soumis à la pression exercée par l'eau et à la force correspondant à la pression mutuelle des engrenages.

Considérons par exemple la position (1) qui correspond à l'ordonnée normale du diagramme de travail. L'arbre du rouleau à palettes est soumis à la force F' provenant de la pression des engrenages et aux pressions exercées par l'eau sur les faces 1 et 3.

La résultante F de ces deux dernières pressions est égale à :

$$F = 290^k,29 + 72^k,358 = 362^k,648$$

Son point d'application est à une distance x de l'axe de l'arbre déterminée par l'équation :

$$(0.122 - x) \times 290.29 = (0.122 + x) \times 72.358.$$

$$(72.358 + 290.29) x = 35,415 - 8.827.$$

D'où :

$$x = 0^m,0733.$$

La roue d'engrenage a une circonférence primitive égale à : 0^m122
Cela posé, la force provenant de la pression de l'eau est : $362^k,648$
Les coordonnées du 1^{er} tourillon sont :

(Voir fig. 14, pl. 56.)

$$x = 0, y = 0^m,122, Z = H.$$

Les coordonnées de la force F sont :

$$x = 0^m,445, y = 0^m,122, Z = H + 0^m,0733.$$

Les coordonnées de la force inconnue F' qu'ils faut appliquer à l'engrenage sont :

$$x = 0^m,445 + 0^m,465 = 0^m,910, y = 0, Z = H.$$

Les coordonnées du deuxième tourillon sont :

$$x = 0^m,445 + 0^m,465 + 0^m,165 = 1^m,075, y = 0^m,122, Z = H.$$

On doit avoir, entre les forces considérées, les six équations d'équilibre exprimant que :

Les sommes des projections des forces extérieures au système et les sommes des moments de ces mêmes forces doivent être nuls séparément, par rapport à trois axes quelconques ox, oy et oz concourant en un même point et non situés dans le même plan.

$$\begin{aligned} \Sigma X = 0, \Sigma Y = 0, \Sigma Z = 0 \\ \Sigma (Zy - Yz) = 0, \Sigma (Xz - Zx) = 0, \Sigma (Yx - Xy) = 0 \end{aligned}$$

Soient Q et Q' les réactions verticales des tourillons.

Soient R et R' les réactions horizontales des tourillons.

Nous aurons :

- (1) $\Sigma Y = R + R' - F = 0$
- (2) $\Sigma Z = Q + Q' + F' = 0$
- (3) $\Sigma (Zy - Yz) = 0.122 (Q + Q') - (R + R') H + (H + 0.0733 F = 0$
- (4) $\Sigma (Zx) = 1.075 Q' + 0.910 F' = 0$
- (5) $\Sigma (Yx) = 1.075 R' - 0.445 F = 0$

(L'équation $\Sigma X = 0$ est évidemment, dans ce cas, satisfaite d'elle-même).

Des équations (1) et (5), nous tirons :

- (1) $R + R' = 362^k,648$
- (5) $1.075 R' = 0.445 \times 362.648.$

D'où :

$$R' = \frac{0.445 \times 362.648}{1.075} = 150^k,119.$$

Et

$$R = 212^k,529$$

De l'équation (3), nous déduisons facilement la valeur de F'

$$\begin{aligned} (3) \quad & 0,122(Q + Q') - (R + R')H + (H + 0.0733)F = 0 \\ & - 0.122 F' = (R + R')H - (H + 0.0733)F \\ & - 0.122 F' = (R + R' - F)H - 0.0733F \end{aligned}$$

Or : $R + R' - F = 0$, d'après l'équation (1), donc :

$$\begin{aligned} 0.122 F' &= 0.0733 F = 0.0733 \times 362.648 \\ F' &= 217^k,934. \end{aligned}$$

De l'équation (4), nous tirons :

$$(4) \quad 1.075 Q' + 0.910 \times 217.934 = 0$$

D'où :

$$Q' = -184^k,49$$

Remplaçant Q' et F' par leurs valeurs numériques dans l'équation (2), on a :

$$\begin{aligned} (2) \quad & Q - 184.49 + 217.934 = 0 \\ & Q = -33^k,444. \end{aligned}$$

Proposons-nous maintenant de calculer les forces totales de résistance que doivent opposer les tourillons.

Il nous reste pour cela à tenir compte des forces suivantes :

1° Poids de l'arbre, 60 k. produisant sur les tourillons des réactions verticales q_1 et q_1' ;

2° Poids du rouleau à palettes : 50 k. produisant sur les tourillons des réactions q_2 et q_2' ;

3° Poids de la roue d'engrenage : 25 k. produisant sur les tourillons des réactions q_3 et q_3' .

On a évidemment :

$$\begin{aligned} q_1 &= q_1' = 30^k \\ q_2 + q_2' &= 50^k. \\ q_2 \times 0.445 &= q_2' \times 0.630 \end{aligned}$$

D'où :

$$\begin{aligned} q_2 &= 29^k,31, \quad q_2' = 20^k,69. \\ q_3 + q_3' &= 25^k. \\ q_3 \times 0.910 &= q_3' \times 0.165. \end{aligned}$$

D'o :

$$q_3 = 3^k,84, \quad q_3' = 21^k,16.$$

Dès lors :

$$\begin{aligned} Q + q_1 + q_2 + q_3 &= 33.444 + 30 + 29,31 + 3.84 = 96^k,594 \\ Q' + q_1' + q_2' + q_3' &= 184.49 + 30 + 20.69 + 21.16 = 256^k,34. \end{aligned}$$

Par conséquent, les forces totales de résistance S et S' que doivent opposer les tourillons sont :

$$S = \sqrt{96.594^2 + 212.529^2} = 233,45$$

$$S' = \sqrt{256.34^2 + 150.119^2} = 297,06$$

D'après les expériences de Coulomb et de Morin, on sait que les lois du frottement sont les mêmes pour les tourillons et les coussinets que pour les surfaces planes, sauf de légères différences dans la grandeur du coefficient de frottement.

(Voir Dictionnaire des mathématiques appliquées, par H. Sonnet, page 563.)

Cela posé, le travail absorbé par ce frottement sera donné par l'expression.

$$T = F - P \times \pi D \times \frac{n}{60},$$

dans laquelle :

T représente le travail absorbé par le frottement.

F » le coefficient de frottement (variant entre 0,06 et 0,08).

P » la pression qui s'exerce entre les surfaces frottantes.

D » le diamètre du tourillon.

n » le nombre de tours par minute.

Par suite, le travail absorbé par le frottement du 1^{er} tourillon en un tour est :

$$T_1 = 0,06 \times 233,45 \times 3,14 \times 0,065 = 3^{\text{kgm}},858.$$

Nous aurons de même, pour le deuxième tourillon:

$$T_2 = 0,06 \times 297,06 \times 3,14 \times 0,065 = 3^{\text{kgm}},638.$$

Considérons maintenant l'arbre du rouleau échancré. Il est sollicité par les forces suivantes :

1^o La pression de l'eau qui s'exerce sur une surface égale à :

$$(0,0885 - 0,010) 0,260 = 0^{\text{mq}},02041.$$

et a par conséquent pour valeur:

$$2,041 \times 150 = 306^{\text{k}},150.$$

Les réactions correspondantes K et K' des tourillons seront déterminées par les équations :

$$\begin{aligned} K \times K' &= 306^k, 150. \\ K \times 0,445 &= K' \times 0,630. \end{aligned}$$

D'où :

$$\begin{aligned} K &= 179^k, 410. \\ K' &= 126^k, 740. \end{aligned}$$

2° la pression des engrenages 217^k, 934.

Les réactions correspondantes des tourillons sont :

$$\begin{aligned} Q &= - 33^k, 444. \\ Q' &= - 184^k, 490. \end{aligned}$$

3° Le poids de l'arbre 50^k produisant sur les tourillons des réactions k_1 et k'_1 .

— On a évidemment :

$$k_1 = k'_1 = 25^k.$$

4° le poids du rouleau échancré 30^k produisant sur les tourillons des réactions et déterminées par les équations : k_2 k'_2 .

$$\begin{aligned} k_2 \times k'_2 &= 30^k. \\ k_2 \times 0,445 &= k'_2 \times 0,630. \end{aligned}$$

D'où :

$$\begin{aligned} k_2 &= 17^k, 581. \\ k'_2 &= 12^k, 419. \end{aligned}$$

la roue d'engrenage 9 kil.

5° Le poids de la roue d'engrenage 9^k produisant sur les tourillons des réactions k_3 et k'_3 déterminées par les équations :

$$\begin{aligned} k_3 \times k'_3 &= 25. \\ k_3 \times 0,910 &= k'_3 \times 0,165. \end{aligned}$$

D'où :

$$\begin{aligned} k_3 &= 3^k, 837. \\ k'_3 &= 21^k, 163. \end{aligned}$$

Dès lors, les forces totales de résistance T et T' que doivent opposer les tourillons :

$$\begin{aligned} T &= 179,410 - 33,444 + 25 + 17,581 + 3,837 = 192^k, 384. \\ T' &= 126,740 - 184,498 + 25 + 12,419 + 21,163 = 0^k, 832. \end{aligned}$$

Par conséquent, le travail absorbé par le frottement du premier tourillon, pendant un tour du rouleau à palettes, sera égal à :

$$0.06 \times 192.384 \times 3.14 \times 0.058 \times 2 = 4^{\text{kgm}}.204.$$

Nous aurons de même pour le deuxième tourillon :

$$0.06 \times 0.832 \times 3.14 \times 0.052 \times 2 = 0^{\text{kgm}}.016.$$

Remarque. — Le troisième palier supporte simplement le poids de la poulie de transmission. Le frottement correspondant est par conséquent insignifiant, par rapport à ceux que nous venons de calculer.

Frottement des engrenages.

Si N désigne la pression normale que les dents exercent l'une sur l'autre.

f le coefficient de frottement,

a le pas de l'engrenage,

n et n' le nombre des dents de chaque roue,

le travail absorbé par le frottement (Tf) s'obtient, en effectuant les calculs de l'expression :

$$Tf = FN \pi a \left(\frac{1}{n} \times \frac{1}{n'} \right)$$

(Voir Dictionnaire des mathématiques appliquées, par H. Sonnet, page).

Dans le cas actuel :

$$N = F' = 217^{\text{kg}}.934.$$

$$a = 0^{\text{m}}.02717.$$

$$n = 14.$$

$$n' = 28.$$

Dès lors :

$$Tf = 0.08 \times 217.934 \times 3.14 \times 0.02717 \left(\frac{1}{14} \times \frac{1}{28} \right)$$

Pour un tour complet de la roue à palettes, le travail absorbé par le frottement sera égal à :

$$0.08 \times 217.934 \times 3.14 \times 0.02717 \left(\frac{1}{14} \times \frac{1}{28} \right) 28 =$$
$$0.08 \times 217.934 \times 3.14 \times 0.02717 \times 3 = 4^{\text{kgm}}.461.$$

En résumé : Le travail absorbé par les frottements sera égal à :

$$2.838 \times 3.638 \times 4.204 \times 0.016 \times 4.461 = 15^{\text{kgm}}.177.$$

Remarque. — On pouvait faire, pour les autres positions, des calculs analogues ; mais d'après les diagrammes précédemment établis, ils est parfaitement évident que les résultats seront très-sensiblement les mêmes ; et il ne nous reste plus par conséquent qu'à examiner ce que devient le rendement de l'appareil, en tenant compte de tous ces frottements.

Le travail utile est égal à $81^{\text{kgm}}.90$, pour un tour complet du rouleau à palettes (voir page).

Pendant ce temps, le travail moteur sera :

$$83.551 \times 15.177 = 98^{\text{kgm}}.728.$$

Le rendement *effectif* aura donc pour valeur :

$$\frac{81.90}{98.728} = 0.8295.$$

Dans l'évaluation de ce rendement, il a été tenu *très largement* compte de toutes les causes possibles de pertes, comme cela a été vu précédemment.

Une remarque importante pour terminer : C'est que l'uniformité absolue d'effets que les diagrammes ont mise en évidence pourrait cesser d'exister si les proportions entre les rayons respectifs des parties cylindriques du rouleau à palettes et du rouleau échancré étaient déterminées au hasard. — Il faut que le bec du rouleau échancré en se retirant engendre exactement le même volume que la palette en s'avancant. C'est-à-dire qu'il faut que l'accroissement par seconde de l'ensemble des parties communiquant avec l'aspiration soit constant quelles que soient les positions des palettes. — C'est ce qui a lieu pourvu que l'on satisfasse à l'équation :

$$1/2(R^2 - r^2) = Q^2 - q^2 \quad \text{ou} \quad \pi(R^3 - r^3) = 2\pi(Q^3 - q^3).$$

(R rayon extérieur des palettes, r rayon du noyau portant les palettes, Q rayon extérieur du rouleau échancré, q rayon de ce rouleau au fond de l'échancrure).

La théorie et l'expérience prouvent que si cette relation fondamentale n'est pas respectée, tout le fonctionnement de l'appareil en est troublé.

Ceci posé, nous allons procéder à l'étude complète, par la même méthode, de la pompe Greindl de 60,000 litres à rouleaux égaux.

Pompe rotative, système Greindl,

à rouleaux égaux et axes dans un même plan horizontal.

Débit : 60.000 litres à 80 tours par minute

(Planches 37).

Le rayon moyen de la palette est égal à $0^m,346$. Le chemin parcouru par l'extrémité du rayon moyen en un tour est égal à :

$$2\pi \times 0,346 = 2^m,174.$$

Le chemin parcouru par minute est :

$$2,174 \times 80 = 173^m,920.$$

Le chemin parcouru par seconde est :

$$\frac{173,920}{60} = 2^m,898.$$

Un quart de circonférence décrite par l'extrémité de ce rayon moyen a pour développement :

$$\frac{2,174}{4} = 0^m,543,$$

longueur que nous portons sur la ligne des abscisses. Nous supposons l'aspiration de 5 mètres et le refoulement de 10 mètres.

La longueur des génératrices du cylindre est de $0^m,900$ (voir fig. 12).

Position (1).

Dans cette position, les axes des palettes sont, comme l'indique la figure (1), perpendiculaires l'un sur l'autre.

Supposons, dans cette position, les tuyaux d'aspiration et de refoulement pleins d'eau en mouvement, et proposons-nous de déterminer les pressions sur les diverses faces 1, 2, 3, 4, 5, 6, 7 et 8.

Les pressions sur les faces 1 et 3 se font mutuellement équilibre. Il en est de même des pressions sur les faces 5 et 7, 6 et 8.

Cherchons donc les pressions sur les faces 4 et 2. La différence

des valeurs trouvées sera la pression résultante que doit vaincre le moteur.

(Sur la face 4, la pression est motrice; et elle est résistante sur la face 2.)

La surface de la palette est égale à :

$$\begin{aligned} (R - r) \times 0.900 &= (0.556 - 0.136) \times 0.900 \\ &= 0.420 \times 0.900 = 0^{\text{mq}},378 \\ &= 37^{\text{décq}},8. \end{aligned}$$

La face 2 peut se décomposer en deux parties :

La première est soumise à la pression du refoulement. La deuxième est soumise à la pression qui s'exerce contre les parois de l'espace mobile que nous désignons par V.

En mesurant sur l'épure, on trouve que la partie de palette soumise à la pression du refoulement a une longueur de 0^m,075, soit une surface de :

$$0.075 \times 0.900 = 0^{\text{mq}},0675 = 6^{\text{décq}},75.$$

La pression sur cette partie de la face 2 est égale à :

$$H_a + h = 10.30 + 10 = 20^{\text{m}},30.$$

Sur la surface entière, la pression a pour valeur :

$$203.00 \times 6.75 = 1370^{\text{k}},25.,$$

En un tour, cette force parcourt un chemin moyen de :

$$2\pi \times \frac{0.556 + 0.481}{2}.$$

Le diagramme étant fait, en prenant sur l'axe des abscisses, une longueur totale de :

$$2\pi \times \frac{0.556 + 0.136}{2} \text{ par tour,}$$

pour pouvoir rapporter cette pression au diagramme en question, il faut la multiplier par le rapport :

$$\begin{aligned} \frac{0.556 + 0.481}{0.556 + 0.136} &= \frac{1.037}{0.692} = 1.498 \\ 1370.25 \times 1.498 &= 2052^{\text{k}},634. \end{aligned}$$

Pompe, système Greindl

à rouleaux égaux et axes dans un même plan horizontal.

Débit : 60000 litres à 80 tours par minute.

(Planche 57).

Le rayon moyen de la palette est égal à $0^m,346$. Le chemin parcouru par l'extrémité du rayon moyen en un tour est égal à :

$$2\pi \times 0.346 = 2^m,174.$$

Le chemin parcouru par minute, est :

$$2.174 \times 80 = 173^m,920.$$

Le chemin parcouru par seconde, est :

$$\frac{173.920}{60} = 2^m,898.$$

Un quart de circonférence décrite par l'extrémité de ce rayon moyen a pour développement :

$$\frac{2.174}{4} = 0^m,543,$$

longueur que nous portons sur la ligne des abscisses. Nous supposons l'aspiration de 5 mètres et le refoulement de 10 mètres.

La longueur des génératrices du cylindre est de $0^m,900$ (voir fig. 1 et 2).

Position (1).

Dans cette position, les axes des palettes sont, comme l'indique la figure (1), perpendiculaires l'un à l'autre.

Supposons, dans cette position, les tuyaux d'aspiration et de refoulement pleins d'eau en mouvement, et proposons-nous de déterminer les pressions sur les diverses faces 1, 2, 3, 4, 5, 6, 7 et 8.

Les pressions sur les faces 1 et 3 se font mutuellement équilibre.

Il en est de même des pressions sur les faces 5 et 7, 6 et 8.

Cherchons donc les pressions sur les faces 4 et 2. La différence

des valeurs trouvées sera la pression résultante que doit vaincre le moteur.

(Sur la face 4, la pression est motrice ; et elle est résistante sur la face 2.)

La surface de la palette est égale à :

$$\begin{aligned} (R - r) \times 0.900 &= (0.556 - 0.136) \times 0.900 \\ &= 0.420 \times 0.900 = 0^{\text{mq}},378 \\ &= 37^{\text{décq}},8. \end{aligned}$$

La face 2 peut se décomposer en deux parties :

La première est soumise à la pression du refoulement. La deuxième est soumise à la pression qui s'exerce contre les parois de l'espace mobile que nous désignons par V.

En mesurant sur l'épure, on trouve que la partie de palette soumise à la pression du refoulement a une longueur de $0^{\text{m}},075$ soit une surface de :

$$0.075 \times 0.900 = 0^{\text{mq}},0675 = 6^{\text{décq}},75.$$

La pression sur cette partie de la face 2 est égale à :

$$H_a + h = 10.30 + 10 = 20^{\text{m}},30.$$

Sur la surface entière, la pression a pour valeur :

$$203.00 \times 6.75 = 1370^{\text{k}},25.$$

En un tour, cette force parcourt un chemin moyen de :

$$2\pi \times \frac{0.556 + 0.481}{2}.$$

Le diagramme étant fait, en prenant sur l'axe des abscisses, une longueur totale de :

$$2\pi \times \frac{0.556 + 0.136}{2} \text{ par tour,}$$

pour pouvoir rapporter cette pression au diagramme en question, il faut la multiplier par le rapport :

$$\begin{aligned} \frac{0.556 + 0.481}{0.556 + 0.136} &= \frac{1.037}{0.692} = 1.498 \\ 1370.25 \times 1.498 &= 2052^{\text{k}},634. \end{aligned}$$

La partie de palette soumise à la pression qui s'exerce contre les parois de l'espace V mobile, s'arrête à 0^m,481 du centre du rouleau.

Par conséquent, l'espace mobile V se rétrécit, par seconde, de :

$$\begin{aligned} & \pi \times (\overline{0.481^2} - \overline{0.136^2}) \times 0.900 \times \frac{80}{60} = \\ & = 3.14 \times (0.2313 - 0.0184) \times 0.900 \times \frac{4}{3} = \\ & = 3.14 \times 0.223 \times 0.9 \times 1.333 = 0^{\text{mc}},83979. \end{aligned}$$

La surface de l'orifice de sortie comprend :

1° une bande bi-trapézoïdale ayant pour surface :

$$0.900 \times 0.040 = 0^{\text{mq}},036.$$

2° Deux surfaces latérales de 0,07287 chacune.

Elle est donc égale à :

$$0.036 + 0.14574 = 0^{\text{mq}},18174.$$

La vitesse d'évacuation sera, dès lors, égale au rapport :

$$\frac{0.83979}{0.18174} = 4^{\text{m}},620.$$

Donc, la pression est, par unité, sur la surface mobile :

$$\begin{aligned} H_a + h + \frac{(V - V_t)^2}{2g} &= 10.30 + 10 \frac{(4.620 - 2.898)^2}{19.616} = \\ &= 20.30 + \frac{1.722^2}{19.616} = 20.30 + \frac{2.965}{19.616} = \\ &= 20.30 + 0.151 = 20.451. \end{aligned}$$

La surface étant :

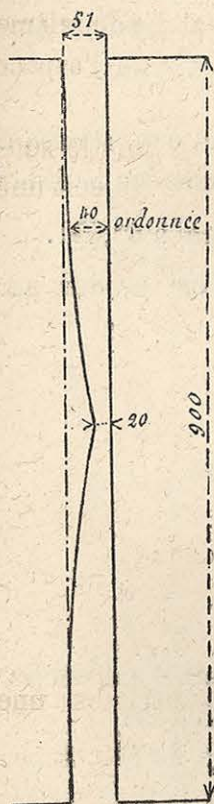
$$0.481 - 0.136) 0.900 = 0.345 \times 0.9 = 0^{\text{mq}},3105,$$

la pression totale aura pour valeur :

$$31.05 \times 204.51 = 6350^{\text{k}},035.$$

Pour pouvoir représenter cette pression sur le diagramme déjà commencé, il faut, pour les mêmes raisons que précédemment, la multiplier par le rapport :

$$\begin{aligned} \frac{0.481 + 0.136}{0.556 + 0.136} &= \frac{0.617}{0.692} = 0.8916 \\ 6350.035 \times 0.8916 &= 5661^{\text{k}},691. \end{aligned}$$



Nous aurons donc comme pression résistante :

$$2052.634 + 5661.691 = 7714^k,325.$$

Sur la face 4, la pression est :

$$\begin{aligned} H_a - h - \frac{V^2}{2g} &= 10.30 - 5 - \frac{2.898^2}{19.616} = \\ &= 5.30 - \frac{8.393}{19.616} = 5.30 - 0.428 = 4^m,872, \end{aligned}$$

par décimètre carré.

Sur toute la surface, la pression sera :

$$37.80 \times 48.72 = 1841^k,616.$$

La pression résultante est par conséquent :

$$7714.325 - 1841.616 = 5872^k,709.$$

Remarque. — A son entrée dans l'espace V' , l'eau est soumise à une accélération dont nous tenons pas compte, à cause de la faible valeur du terme $\frac{(V - V_t)^2}{2g}$ calculé précédemment et égal à $0^m,151$.

Le volume engendré par seconde à l'aspiration est produit par la face 4 qui se retire :

Il est égal à :

$$\begin{aligned} \pi (R^2 - r^2) \times 0.900 \times \frac{n}{60} &= \\ &= 3.14 \times (0.556^2 - 0.136^2) \times 0.900 \times \frac{80}{60} = \\ &= 3.14 \times (0.3091 - 0.0184) \times 0.900 \times \frac{4}{3} = \\ &= 3.14 \times 0.2907 \times 0.9 \times 1.333 = 1^{mc},095. \end{aligned}$$

Position (2).

Dans cette position, les axes de symétrie des palettes ont décrit, à partir de la position initiale, un angle de 10° (voir fig. 3).

Il est évident que dans cette position des organes de la pompe, l'aspiration est encore toute entière produite par la face 4 qui se retire.

Le volume engendré par seconde à l'aspiration sera donc égal à : $1^{mc},095$.

Les pressions sur les autres faces telles que : 1 et 3, 5 et 7, 6 et 8, se font mutuellement équilibre.

La pression sur la face 4 est, comme dans la position (1), égale à : $1841^k,616$.

Proposons-nous de déterminer la pression sur la face 2.

Comme dans le cas précédent, la face 2 peut se décomposer en deux parties.

La première est seulement soumise à la pression ordinaire de 20 k. 30 par décimètre carré.

La deuxième est, comme dans la position précédente, soumise à la pression qui s'exerce contre les parois de l'espace mobile V.

En mesurant sur l'épure, on trouve que la partie de palette soumise à la pression qui s'exerce contre les parois de l'espace V mobile, s'arrête à 0^m,359 du centre du rouleau.

Par conséquent, l'espace V se rétrécit, par seconde, de :

$$\begin{aligned} & \pi \times (0.359^2 - 0.136^2) \times 0.9 \times 1.333 \\ & 3.14 \times (0.1288 - 0.01846) \times 0.9 \times 1.333 \\ & 3.767 \times 0.11042 = 0^{\text{mc}},415952. \end{aligned}$$

La surface de l'orifice de sortie comprend :

1^o une bande bi-trapézoïdale ayant pour surface :

$$0.900 \times 0.105 = 0^{\text{mq}},0945.$$

2^o Deux surfaces latérales de 0,022461 chacune.

Elle est donc égale à :

$$0.0945 + 0.044922 = 0^{\text{mq}},139422.$$

Par suite, la vitesse d'évacuation sera :

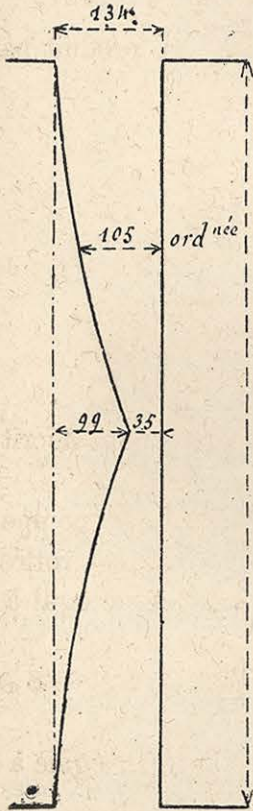
$$\frac{0.415952}{0.139422} = 2^{\text{m}},984.$$

La pression sera, par unité, sur la surface mobile :

$$\begin{aligned} & 20.30 + \frac{(2.984 - 2.898)^2}{19.616} = 20.30 + \frac{0.086^2}{19.616} = \\ & = 20.30 + \frac{0.007396}{19.616} = 20.30 + 0.00377 = 20^{\text{m}},30377. \end{aligned}$$

La surface sur laquelle s'exerce cette pression a une étendue égale à :

$$(0.359 - 0.136) \times 0.9 = 0.223 \times 0.9 = 0^{\text{mq}},2007.$$



La pression totale aura pour valeur :

$$20.07 \times 203.0377 = 4074^k,966.$$

Pour rapporter cette pression, à l'échelle du diagramme, il faut la multiplier par le rapport :

$$\frac{0.339 + 0.136}{0.556 + 0.136} = \frac{0.495}{0.692} = 0.715$$

$$4074.966 \times 0.715 = 2913^k,600.$$

Au dehors de l'espace V, la pression a pour valeur 203^k par décimètre carré, c'est-à-dire :

$$0.197 \times 0.9 \times 100 \times 203 = 17.73 \times 203$$

$$= 3599^k,19.$$

Pour pouvoir représenter cette pression sur le diagramme, il faut la multiplier par le rapport :

$$\frac{0.556 + 0.359}{0.556 + 0.136} = \frac{0.915}{0.692} = 1.323$$

$$3599.19 \times 1.323 = 4761^k,728.$$

La pression résultante aura donc pour valeur :

$$2913.600 + 4761.728 - 1841.616 =$$

$$= 7675.328 - 1841.616 = 5833^k,712.$$

Remarque. — Pour les mêmes raisons que dans la position précédente, nous n'avons pas tenu compte de la faible accélération de l'eau, à son entrée dans l'espace V'.

Position (3).

Dans cette position, les axes de symétrie des palettes ont décrit un angle de 20°, à partir de la position initiale (voir fig. 4).

L'aspiration est toujours produite par le retrait de la face 4 et le volume engendré est égal à 1^{me}, 095 par seconde.

La pression sur les faces 1 et 3, 5 et 7, 6 et 8 se font mutuellement équilibre.

Sur la face 4, la pression est, comme précédemment égale à 1841^k,616.

Par des raisonnements analogues aux précédents, on verrait que la face 2 peut se décomposer en deux parties :

La pression sur la première partie a pour valeur :

$$0.226 \times 0.9 \times 100 \times 203 = 23.94 \times 203 = 4859^k,82.$$

Pour rapporter cette pression, à l'échelle du diagramme, il faut la multiplier par le rapport :

$$\frac{0.556 + 0.290}{0.556 + 0.136} = \frac{0.846}{0.692} = 1.2225$$

$$4859.81 \times 1.2225 = 5941^k,130.$$

Par des raisonnements identiques aux précédents, on trouverait que l'espace mobile V se rétrécit, par seconde, de :

$$\pi (0.290^2 - 0.136^2) \times 0.9 \times 1.333 =$$

$$= 3.14 (0.0841 - 0.0184) \times 0.9 \times 1.333 =$$

$$= 3.767 \times 0.0657 = 0^m,247492.$$

Surface de l'orifice de sortie .

$$1^{\circ} \quad 0.900 \times 0.055 = 0^m,0495$$

$$2^{\circ} \quad 2 \times 0.008321 = 0^m,016642$$

$$\underline{\hspace{1.5cm}} 0^m,066142$$

Par suite, la vitesse d'évacuation sera :

$$\frac{0.247492}{0.066142} = 3^m,741.$$

La pression correspondante aura pour valeur :

$$20.30 + \frac{(3.741 - 2.898)^2}{19.616} =$$

$$= 20.30 + \frac{0.843^2}{19.616} = 20.30 + \frac{0.710649}{19.616} =$$

$$= 20.30 + 0.0362 = 20^m,3362$$

La surface sur laquelle s'exerce cette pression a une étendue égale à :

$$(0.290 - 0.136) 0.9 = 0.154 \times 0.9 = 0^m,1386.$$

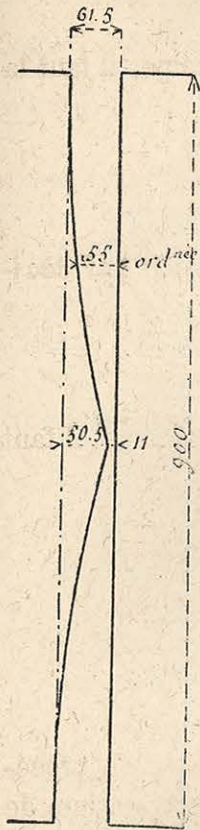
La pression totale aura pour valeur :

$$13.86 \times 203.362 = 2818^k,597.$$

Pour rapporter cette pression, à l'échelle du diagramme, il faut la multiplier par le rapport :

$$\frac{0.290 + 0.136}{0.556 + 0.136} = \frac{0.426}{0.692} = 0.615$$

$$2818.597 \times 0.615 = 1733^k,437.$$



La pression résultante sera donc :

$$\begin{aligned} & 5941.130 + 1733.437 - 1841.616 = \\ & = 7674.567 - 1841.616 = 5832^k,951. \end{aligned}$$

Position (4).

Dans cette position, les axes de symétrie des palettes ont tourné, à partir de la position initiale, d'un angle de 30° (voir fig. 5).

L'aspiration est produite par le retrait de la face 4 et le volume engendré par seconde est égal à 1^{mc},095.

La pression sur la face 4 est, comme précédemment, égale à 1841^k,616.

Nous n'avons pas à nous occuper des pressions sur les faces 1 et 3, 5 et 7, 6 et 8, car elles se font mutuellement équilibre.

Cherchons la pression sur la face 2.



L'espace mobile V se rétrécit, par seconde, de :

$$\begin{aligned} & \pi(0.203^2 - 0.136^2) \times 0.9 \times 1.333 = \\ & = 3.767(0.0412 - 0.0184) = 3.767 \times 0.0228 = \\ & = 0^{\text{mc}},0858876. \end{aligned}$$

La surface de l'orifice de fuite est égale à :

$$\begin{aligned} 1^\circ & 0.0200 \times 0.9 = 0^{\text{mq}},018 \\ 2^\circ & 2 + 0.00111 = 0^{\text{mq}},00222 \\ & \quad \quad \quad 0^{\text{mq}},02022 \end{aligned}$$

Par suite, la vitesse d'évacuation sera :

$$\frac{0.0858876}{0.02022} = 4^{\text{m}},247.$$

La pression correspondante aura pour valeur :

$$\begin{aligned} & 20.30 + \frac{(4.247 - 2.898)^2}{19.616} = \\ & = 20.30 + \frac{1.349^2}{19.616} = 20.30 + \frac{1.819}{19.616} = \\ & = 20.30 + 0.0927 = 20^{\text{m}},3927. \end{aligned}$$

La surface sur laquelle s'exerce cette pression a une étendue égale à :

$$(0.203 - 0.136) 0.9 = 0.067 \times 0.9 = 0^{\text{mq}},0603.$$

La pression totale aura pour valeur :

$$6.03 \times 203.927 = 1229^k,680$$

Pour rapporter cette pression, à l'échelle du diagramme, il faut la multiplier par le rapport :

$$\frac{0.203 + 0.136}{0.692} = \frac{0.339}{0.692} = 0.489.$$

$$1229.680 \times 0.489 = 601^k,313.$$

En dehors de l'espace V, la pression a pour valeur :

$$0.353 \times 0.9 \times 100 \times 203 = 31.77 \times 203 = 6449^k,31.$$

Pour rapporter cette pression, à l'échelle du diagramme, il faut la multiplier par le rapport :

$$\frac{0.556 + 0.203}{0.692} = \frac{0.759}{0.692} = 1.0967.$$

$$6449.31 \times 1.0967 = 7072^k,317.$$

La pression résultante sera donc :

$$601.313 + 7072.317 - 1841.616 =$$

$$= 7673.630 - 1841.616 = 5832^k,014.$$

Position (5).

Les axes des palettes ont tourné, à partir de la position initiale, d'un angle de 40° (voir fig. 6).

Cette position correspond au moment où l'extrémité de la palette du cylindre de droite touche le cercle décrit par le sommet de l'échancrure de gauche.

A partir de ce moment, il y aura donc communication entre l'aspiration et le refoulement, jusqu'à ce que l'extrémité de la palette du cylindre de gauche vienne toucher le cercle décrit par le sommet de l'échancrure du cylindre de droite (*position 6, angle de 50°*).

La communication maxima entre l'aspiration et le refoulement, aura lieu, lorsque, les axes auront tourné d'un angle de 45°, à partir de la position initiale. (*Nous appellerons 5° cette position.*)

Dans la position (5), l'aspiration est toujours produite par le retrait de la face 4 et a pour valeur : 1^{mc},095 par seconde.

La pression sur la face 4 conserve la valeur : 1841^k,616.

Les pressions sur les faces 1 et 3, 2 et 6, 5 et 7, se font mutuellement équilibre.

Reste à considérer la pression sur la face 8 qui est égale à :

$$\begin{aligned} & (0.556 - 0.136) \times 0.9 \times 100 \times 203 = \\ & = 0.420 \times 0.9 \times 100 \times 203 = 37.80 \times 203 = 7673^k,4. \end{aligned}$$

La pression résultante sera donc, dans cette position :

$$7673.4 - 1841.616 = 5831^k,784.$$

Position (5').

Dans cette position, les axes des palettes ont tourné à partir de la position initiale, d'un angle de 45°. Il n'y a pas de contact entre les circonférences des palettes et les fonds des échancrures (voir fig. 7).

La communication maxima a pour dimensions :

$$0.0005 \times 0.900 = 0^m,00045.$$

La vitesse que l'eau peut prendre est sensiblement égale à :

$$V = \sqrt{2gh} = \sqrt{2g \times 15} = \sqrt{294.24} \times 17^m,154.$$

Par seconde, l'eau qui passerait par cette ouverture aurait un volume de :

$$17.154 \times 0.00045 = 0^m,007719.$$

Si nous tenons compte du coefficient de contraction et de l'élargissement brusqué et considérable que subit deux fois le conduit, il convient de réduire cette perte de moitié et de ne soustraire de la quantité aspirée que : 0^{mc},003859.

Sans cette perte par l'espace non jointif, la quantité d'eau aspirée peut être évaluée, comme dans la position (5).

On aura donc, en définitive, comme volume aspiré :

$$1.095 - 0.003859 = 1^m,09114.$$

Les pressions seront d'ailleurs les mêmes, que dans la position (5)

Positions (6) et (7).

Pour les positions (6) et (7), c'est-à-dire lorsque les axes de symétrie des palettes auront décrit des angles de 50° et 60°, à partir de la position (1), aucune compression d'eau ne pourra se produire.

La pression résultante et le volume aspiré seront les mêmes que dans la position (5) (voir fig. 8 et 9).

Position (8).

Dans cette position, les axes de palettes ont tourné, à partir de la position initiale, d'un angle de 70° (voir fig. 10).

L'aspiration est produite par le retrait de la face 6 et le volume engendré par seconde est égal à 1^{mc},095.

La pression sur la face 6 est comme précédemment égale à 1841^k,616.

Nous n'avons pas à nous occuper des pressions sur les faces 1 et 3, 2 et 4, 5 et 7, car elles se font mutuellement équilibre.

Calculons la pression sur la face 8.

La surface de sortie comprend :

1° Une bande rectangulaire de : $0,900 \times 0,143 = 0^{\text{mq}},1287$;

2° Deux surfaces latérales de : 0,09883 chacune.

Elle est donc égale à :

$$0.1287 + 2 \times 0.09883 = 0^{\text{mq}},32636.$$

La vitesse de sortie est égale à :

$$\frac{1.095}{0.32636} = 3^{\text{m}},3534.$$

La pression par unité sur la surface mobile sera de :

$$\begin{aligned} H_a + h + \frac{(V - V_t)^2}{2g} &= 10.30 + 10 + \frac{(3.3534 - 2.898)^2}{19.616} = \\ &= 20.30 + 0.001 = 20^{\text{m}},301. \end{aligned}$$

La surface sur laquelle s'exerce cette pression étant celle de la palette, la pression totale sera de :

$$37.8 \times 203.01 = 7677^{\text{k}},18.$$

Nous aurons donc, comme pression résultante :

$$7677.18 - 1841.616 = 5835^{\text{k}},564.$$

Position (9).

Dans cette position, les axes des palettes ont tourné, à partir de la position initiale, d'un angle de 80° (voir fig. 11).

L'aspiration est produite par le retrait de la face 6 et le volume engendré par seconde est égal à : $1^{\text{m}^3},095$.

La pression sur la face 6 est comme précédemment égale à : $1841^{\text{k}},616$.

Nous n'avons pas à nous occuper des pressions sur les faces 1 et 3, 2 et 4, 5 et 7, car elles se font mutuellement équilibre.

Calculons la pression sur la face 8.

La surface de sortie comprend :

1^e Une bande rectangulaire de : $0,900 \times 0,044 = 0^{\text{m}^2},0396$;

2^e Deux surfaces latérales de : $0^{\text{m}^2},08791$.

Elle est donc égale à :

$$0.0396 + 0.17582 = 0^{\text{m}^2},215420.$$

La vitesse de sortie sera dès lors :

$$\frac{1.095}{0.215420} = 5^{\text{m}},080.$$

Par suite, la pression est, par unité, sur la surface mobile :

$$\begin{aligned} H_a + h + \frac{(V - V_t)^2}{2g} &= 10.30 + 10 + \frac{(5.080 - 2.898)^2}{19.616} \\ &= 20.30 + 0.202 = 20^{\text{m}},502. \end{aligned}$$

Pour les mêmes raisons que précédemment, nous n'avons pas tenu compte de la faible accélération de l'eau à son entrée dans l'espace V' .

La pression totale aura pour valeur :

$$37.8 \times 205.02 = 7749^{\text{k}},756.$$

Nous aurons donc, comme pression résultante :

$$7749.756 - 1841.616 = 5908^{\text{k}},140.$$

Remarque. — On pourrait faire, pour les positions suivantes, des calculs analogues, mais il suffit de remarquer qu'à partir de la position 10, les deux cylindres se retrouvent dans les mêmes positions relatives ; et par conséquent, les divers phénomènes se reproduisent dans le même ordre.

Conclusions

L'ordonnée moyenne du diagramme d'aspiration, (fig. 12) est de 1094 litres, 6 lesquels, élevés à une hauteur de 15 mètres, représentent, par seconde, un travail de :

$$1094.6 \times 15 = 16419 \text{ kgm.}$$

L'ordonnée moyenne du diagramme de travail (fig. 13), est de :

$$5845.604.$$

Le travail moteur sera donc, pour chaque tour :

$$5845.604 \times 2.174 = 12708 \text{ kgm}, 343.$$

Comme l'appareil fait 80 tours par minute ce travail est pour 3/4 de seconde.

Pendant ce temps, le travail utile sera de :

$$16.419 \times 3/4 = 12314 \text{ kgm}, 25.$$

Le rendement théorique sera représenté par le rapport :

$$\frac{\text{Travail utile}}{\text{Travail moteur}} = \frac{12314.25}{12708.343} = 0.9689.$$

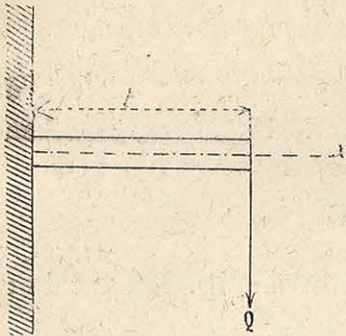
Flexion des arbres.

Nous avons admis jusqu'à présent qu'il n'y avait aucun frottement à considérer entre les parties cylindriques externes des palettes et la surface intérieure du corps de pompe.

Pour qu'il en soit ainsi, il faut et il suffit qu'au moment où les palettes sont soumises à la pression maxima, la courbe de flexion des arbres présente une flèche plus petite que le jeu ménagé primitivement entre ces surfaces.

Nous nous proposons donc maintenant de démontrer que les faits sont bien conformes à cette hypothèse, et nous allons commencer par examiner quelques cas simples.

1^{er} cas. — Considérons un solide cylindrique encastré à l'une de ses extrémités et soumis à l'autre extrémité, à l'action d'une force verticale Q .



Proposons-nous de déterminer l'équation de la fibre moyenne.

On sait que, dans le cas général, cette équation est :

$$\varepsilon f''(x) = m$$

dans laquelle m représente le moment fléchissant. Si nous désignons par E , le coefficient d'élasticité de la matière et par μ , le moment d'inertie, nous aurons :

$$\varepsilon = E\mu.$$

Or, dans le cas qui nous occupe :

$$m = Q(l - x).$$

Dès lors, l'équation générale devient :

$$E\mu \frac{d^2y}{dx^2} = Q(l - x)$$

$$\frac{d^2y}{dx^2} = \frac{Q}{E\mu}(l - x)$$

D'où :

$$\frac{dy}{dx} = \frac{Q}{E\mu}(l - x) dx.$$

$$\frac{dy}{dx} = \frac{Q}{E\mu} \left(lx - \frac{x^2}{2} \right) + C \dots (a)$$

Pour déterminer la constante C , nous remarquerons que pour $x = 0$, on doit avoir : $\frac{dy}{dx} = 0$.

Si on fait $x = 0$, dans l'équation (a), on obtient : $C = 0$.

Par conséquent, l'équation de la fibre moyenne est :

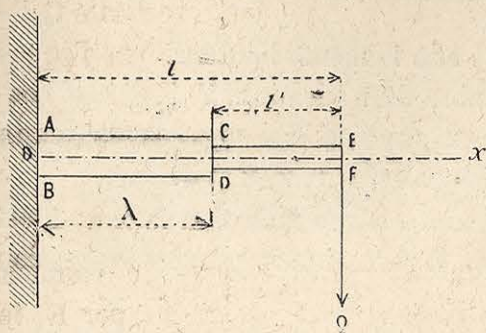
$$\frac{dy}{dx} = \frac{Q}{E\mu} \left(lx - \frac{x^2}{2} \right) \dots (z)$$

D'où :

$$y = \frac{Q}{E\mu} \left(\frac{lx^2}{2} - \frac{x^3}{6} \right) + C'$$

Or $C' = 0$, car pour $x = 0$, on doit avoir évidemment $y = 0$.

2^e cas. — Supposons que le solide se compose de deux cylindres de rayon différent.



L'équation de la fibre moyenne du premier cylindre sera, comme précédemment :

$$y = \frac{Q}{E\mu'} \left(\frac{l x^2}{2} - \frac{x^3}{6} \right) \dots (b)$$

Considérons maintenant le deuxième cylindre et reprenons l'équation générale :

$$\frac{d^2 y}{dx^2} = \frac{Q}{E\mu'} (l' - x)$$

(x désigne la longueur de l'abscisse comptée à partir de la ligne CD.)

$$\begin{aligned} \frac{d^2 y}{dx^2} &= \frac{Q}{E\mu'} (l' - x) dx \\ \frac{dy}{dx} &= \frac{Q}{E\mu'} \left(l' x - \frac{x^2}{2} \right) + C. \end{aligned}$$

La constante C se détermine, en remarquant que pour $x=0$, $\frac{dy}{dx}$ prend une valeur h déterminée par l'équation (a), quand on y fait $x=\lambda$.

$$h = \frac{Q}{E\mu'} \lambda \left(l' - \frac{\lambda}{2} \right)$$

Nous aurons donc :

$$y = \frac{Q}{E\mu'} \left(\frac{l' x^2}{2} - \frac{x^3}{6} \right) + h x + C'.$$

La constante C' se détermine, en remarquant que pour $x=0$, y prend une valeur K déterminée par l'équation (b), quand on y fait $x=\lambda$.

$$\begin{aligned} K &= \frac{Q}{E\mu'} \left(\frac{l \lambda^2}{2} - \frac{\lambda^3}{6} \right) \\ &= \frac{Q}{E\mu'} \frac{\lambda^2}{2} \left(l - \frac{\lambda}{3} \right) \end{aligned}$$

D'où :

$$y = \frac{Q}{E\mu'} \left(\frac{l' x^2}{2} - \frac{x^3}{6} \right) + h x + K.$$

Application numérique au cas d'une pompe Greindl de 60000 litres.

Les deux arbres sont parallèles et à la même hauteur.

Considérons la position (1). L'arbre du rouleau (1, 2, 3, 4) est soumis à la force F' provenant de la pression des engrenages et aux pressions exercées par l'eau sur les palettes 1, 2, 3 et 4.

La pression de refoulement s'exerce sur la face 2 et la face 4 est soumise à la pression d'aspiration. Il reste donc à calculer la pression qui s'exerce sur les faces 1 et 3.

La jointivité entre les surfaces circulaires externes des palettes et la surface interne du corps de pompe n'étant pas parfaite, cette pression sera à peu près égale à celle du refoulement. Nous la supposons pour le moment égale à celle du refoulement, mais nous verrons plus tard (page 518) comment on peut calculer exactement cette pression.

Cela posé, les pressions sur les faces 1 et 2 se font mutuellement équilibre.

La pression sur la face 4 est égale à $48^k,72$ par décimètre carré (voir page 498). Elle s'exercera sur une surface égale à :

$$0.556 \times 0.900 = 0^m,5004 \quad (\text{voir fig. 1}).$$

La pression totale aura donc pour valeur :

$$48.72 \times 50.04 = 2437^k,948.$$

Sur la face 3, la pression sera égale à :

$$203 \times 50.04 = 10158^k,12.$$

Dès lors, la résultante F des pressions exercées par l'eau sur le rouleau (1, 2, 3, 4) sera égale à :

$$F = 10158.12 - 2437.948 = 7720^k,172$$

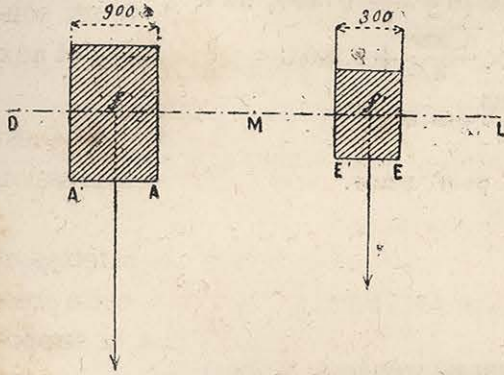
et son point d'application est à une distance de l'axe, égale à $0^m,278$.

La roue d'engrenage a une circonférence primitive égale à $0^m,346$.

Dès lors, la force inconnue F' a pour valeur :

$$F' = 9555.941 \times \frac{0.278}{0.346} = 6.199.298$$

Calcul de la flèche. — Les diamètres du grand rouleau et de la roue d'engrenage sont assez grands, pour que $\frac{Q}{E\mu}$ soit infiniment petit, pour ces portions de l'arbre.



La longueur de la génératrice du rouleau est de :

$$0^m,900.$$

Celle de l'engrenage est de :

$$0^m,300.$$

Soient f et f' les points d'application des deux forces.

Ces points sont évidemment au milieu des génératrices.

De E en L, la distance est de	$0^m,200.$
E en f' ,	— $0^m,150.$
E en M,	— $0^m,500.$
De A en M, la distance est de	$0^m,650.$
A en f ,	— $0^m,450.$
A en O,	— $1^m,550.$

1° Partie de l'arbre comprise entre les paliers M et L.

Calculons d'abord les réactions Q et Q' des appuis M et L. — On a évidemment :

$$Q = Q' = \frac{6199.298}{2} = 3099^k,649.$$

Prenons pour axe des y , la verticale passant par le point E et pour axe des x , l'horizontale passant par la rencontre de l'axe des y avec la fibre neutre.

La partie EL étant d'une section uniforme, on a :

$$\begin{aligned} \frac{d^2y}{dx^2} &= \frac{3099.649}{E\mu} (0.200 - x) \\ \frac{dy}{dx} &= \frac{3099.649}{E\mu} \left(0.200x - \frac{x^2}{2} \right) + C \\ y &= \frac{3099.649}{E\mu} \left(0.200 \frac{x^2}{2} - \frac{x^3}{6} \right) + Cx + A. \end{aligned}$$

Pour déterminer la constante A, nous remarquerons que pour :

$$\begin{array}{l} x = 0, \qquad \qquad \qquad y = 0 \\ \text{Donc :} \qquad \qquad \qquad A = 0. \end{array}$$

En intégrant depuis $x = 0$, jusqu'à $x = 0.200$, on a :

$$\begin{aligned} y &= -\frac{3099.649}{E\mu} \times \frac{0.200^3}{3} + 0.200 C \\ y &= \frac{8.265}{E\mu} + 0.200 C \\ C &= \frac{dy}{dx}, \text{ pour } x = 0. \end{aligned}$$

La partie EM se compose :

- 1° De la roue d'engrenage ;
- 2° D'une portion de l'arbre ;

Pour la première partie, la formule générale :

$$y = \frac{Q}{E\mu} \left(\frac{lx^2}{2} - \frac{x^3}{6} \right) + hx + K$$

Se réduit à $y = -cx$, car $\frac{Q}{E\mu}$ est infiniment petit.

$$K = 0 \text{ et } C = -h = \frac{dy}{dx}$$

Donc, de E en E' :

$$y = -0.300C.$$

La partie E'M est soumise à l'action de la force Q.

La formule devient alors :

$$\begin{aligned} \frac{d^2y}{dx^2} &= \frac{Q}{E\mu} (0.200 - x) \\ y &= \frac{3099.649}{E\mu} \left(0.200 \frac{x^2}{2} - \frac{x^3}{6} \right) - Cx - 0.300 C \end{aligned}$$

car, pour $x = 0$, on a :

$$\frac{dy}{dx} = -C \text{ et } y = -0.300 C$$

La valeur de y , au point M, à 0^m,200 de l'origine, sera :

$$\begin{aligned} y &= \frac{3099.649}{E\mu} \left(\frac{0.200^3}{3} \right) - 0.500 C \\ &= \frac{8.265}{E\mu} - 0.500 C \end{aligned}$$

Or les valeurs de y , pour les points M et L, doivent être égales.

Donc, on a :

$$\frac{8.265}{E\mu} - 0.500 C = \frac{8.265}{E\mu} + 0.200 C$$

D'où :

$$C = 0.$$

Ce résultat était facile à prévoir, mais nous avons préféré traiter la question, dans toute sa généralité.

L'ordonnée aux points M et L, sera :

$$y = \frac{8.265}{E\mu}$$

Or :

$$\mu = 1/4 \pi r^4 \quad E = 20 \times 10^9$$

Donc :

$$y = \frac{8.265}{E\mu} = \frac{8.265}{1/4 \times 3.14 \times 0.07^4 \times 20 \times 10^9} = \frac{8.265}{376800} = 0^m,00002.$$

La flèche est donc égale à 2 centièmes de millimètre.

2° Partie de l'arbre comprise entre les paliers o et M.

Soient R et R' les réactions aux points o et M, nous aurons :

$$R = R' = \frac{7720.172}{2} = 3860,086.$$

Prenons pour axe des y , la verticale passant par le point A et pour axe des x , l'horizontale passant par la rencontre de l'axe des y avec la fibre neutre.

Par les mêmes raisonnements que précédemment, on aura pour la partie AM :

$$\frac{d^2y}{dx^2} = \frac{3860.086}{E\mu'} (0.650 - x)$$

$$\frac{dy}{dx} = \frac{3860.086}{E\mu'} \left(0.650x - \frac{x^2}{2} \right) + tx + B.$$

Pour déterminer la constante B, nous remarquerons que, pour :

$$x = 0,$$

$$y = 0$$

Donc :

$$B = 0.$$

En intégrant depuis $x=0$, jusqu'à $x=0.650$, on a :

$$y = \frac{3860.086}{E_{\mu'}} \times \frac{0.650^3}{3} + 0.650 t$$

$$= \frac{352.554}{E_{\mu'}} + 0.650 t$$

On verrait comme précédemment, que $t=0$ et que la flèche a pour valeur :

$$f = \frac{352.554}{E_{\mu'}} = \frac{352.554}{1/4 \times 3.14 \times 0.075^4 \times 20 \times 10^9}$$

$$= \frac{352.554}{496120} = 0^m,000710.$$

Considérons maintenant l'arbre du rouleau (5, 6, 7, 8).

La force qui tend à faire fléchir cet arbre a pour valeur :

$$(2 \times 0.556 \times 0.900) \times 100 \times 150 = 15012^k.$$

Cela posé, il est évident que la flèche conserve la valeur de $0^m,000020$ entre les paliers M' et L'.

Par des raisonnements identiques aux précédents, on verrait que la flèche entre les paliers o' et M' a pour valeur :

$$F = \frac{7506}{E_{\mu'}} \times \frac{0.650^3}{3}$$

$$= \frac{687.099}{496120} = 0^m,0013.$$

Il suffira donc de laisser subsister un jeu de 1 millimètre,3 entre la surface extérieure des palettes et la surface intérieure du corps de pompe.

Il est d'ailleurs évident que pratiquement la flèche ne pourra pas atteindre la valeur calculée précédemment, car nous n'avons tenu aucun compte de la largeur des paliers ni de l'existence des presse-étoupes qui font évidemment l'office de paliers auxiliaires.

On pourrait faire, pour les positions suivantes, des calculs analogues ; mais comme nous avons choisi la position où la flèche est maxima, ce premier exemple démontre bien que les arbres de la pompe présenteront, sous l'influence des efforts qu'ils ont à vaincre, une flèche insignifiante.

Calcul des frottements.

Nous nous proposons maintenant, comme pour la pompe précédente, de compléter cette étude par le calcul des frottements.

Coussinet o. — Nous avons à considérer les forces suivantes :

1° La réaction **R** calculée précédemment égale à 3860^k,086.

2° Demi-poids du rouleau = $\frac{960}{2} = 480^k$;

3° Poids du bout d'arbre = 190^k.

La pression totale **P** sur le coussinet sera donc égale à :

$$P = \sqrt{3860,086^2 + (480 + 190)^2} = 3917^k.$$

Le travail correspondant absorbé par le frottement, pendant un tour de l'appareil, aura pour valeur :

$$Tf = 0.054 \times 3917 \times 3.14 \times 0.140 = 92^{\text{kgm}},983.$$

Coussinet M. — Les forces à considérer sont les suivantes :

1° La réaction **R'** égale à : 3860^k,086 ;

2° La réaction **Q** égale à : 3099^k,649 ;

3° Demi-poids du rouleau 480^k ;

4° Demi-poids de la roue d'engrenage 165^k ;

5° Poids de la partie arbre 235^k.

La résultante des forces verticales aura pour valeur :

$$3099^k,649 + 480 + 165 + 235 = 3979^k,649$$

et la pression totale **P** sur le coussinet sera égale à :

$$P = \sqrt{3860,086^2 + 3979,649^2} = 5543^k$$

Par suite, le travail absorbé par le frottement, pendant un tour de l'appareil, sera :

$$Tf = 0.054 \times 5543 \times 3.14 \times 0.150 = 140^{\text{kgm}},980.$$

Coussinet L. — La pression sur ce coussinet, se compose de :

1° La réaction **Q'** égale à 3099^k,649 ;

2° Demi-poids de la roue d'engrenage 165^k.

3° Poids de la partie arbre 45^k.

Donc :

$$P = 3099.649 + 165 + 45 = 3309^k,649$$

et $Tf = 0.054 \times 3309.649 \times 3.14 \times 0.130 = 72^{k\text{gm}},953.$

Coussinet O'. — La pression se compose de :

- 1° La réaction 7506^k ;
- 2° Demi-poids du rouleau 480^k ;
- 3° Poids du bout d'arbre 190^k .

Dès lors :

$$P = \sqrt{7506^2 (480 + 190)^2} = 7535^k$$

et $Tf = 0.054 \times 7535 \times 3.14 \times 0.140 = 178^{k\text{gm}},868.$

Coussinet M'. — Les forces à considérer sont les suivantes :

- 1° La réaction 7506^k ;
- 2° La réaction — Q égale à $-3099^k,649$;
- 3° Demi-poids du rouleau 480^k ;
- 4° Demi-poids de la roue d'engrenage 165^k ;
- 5° Poids de la partie arbre 235^k .

La résultante des forces verticales aura pour valeur :

$$480 + 165 + 235 - 3099.649 = -2219^k,649.$$

et la pression totale P sur le coussinet sera égale à :

$$P = \sqrt{7506^2 + 2219.649^2} = 7827^k.$$

Le travail absorbé par le frottement aura pour valeur :

$$Tf = 0.054 \times 7827 \times 3.14 \times 0.150 = 199^{k\text{gm}},071.$$

Coussinet L'. — La pression sur ce coussinet comprend les forces suivantes :

- 1° La réaction — Q' égale à : $-3099^k,649$;
- 2° Demi-poids de la roue d'engrenage 165^k ;
- 3° Poids de la partie arbre 45^k .

Donc :

$$P = 3099.649 - (165 + 45) = 2889^k,649$$

et $Tf = 0.054 \times 2889.649 \times 3.14 \times 0.130 = 63^{k\text{gm}},687.$

Remarque.—Le septième coussinet ayant seulement à supporter le poids de la poulie de transmission, le frottement correspondant sera insignifiant, par rapport à ceux que nous venons de calculer.

Frottement des engrenages.

On sait que le travail absorbé par le frottement de deux dents d'engrenage pendant le temps de leur contact s'obtient en effectuant les calculs de l'expression :

$$Tf = fN\pi a \left(\frac{1}{n} + \frac{1}{n'} \right) \quad (\text{voir page 492})$$

Dans le cas actuel :

$$\begin{aligned} N = F &= 6199^k,298 \\ a &= 0^m,06584 \\ n = n' &= 33. \end{aligned}$$

Dès lors :

$$Tf = 0.08 \times 6199.298 \times 3.14 \times 0.06584 \times \frac{2}{n}$$

Pour un tour complet de l'appareil, le travail absorbé par le frottement sera égal à :

$$Tf = 0.08 \times 6199.298 \times 3.14 \times 0.06584 \times 2 = 205^{\text{kgm}},060$$

En résumé, le travail absorbé par les frottements, sera égal à :

$$92.983 + 140.980 + 72.953 + 178.868 + 199.071 + 63.687 + 205.60 = 953^{\text{kgm}},602$$

Remarque. — On pourrait faire, pour les autres positions, des calculs analogues ; mais d'après les diagrammes précédemment établis, il est absolument évident que les résultats seront très sensiblement les mêmes et il ne nous reste plus par conséquent qu'à examiner ce que devient le rendement de l'appareil, en tenant compte des frottements.

Le travail utile est égal à : $12314^{\text{kgm}},25$, pour un tour complet (voir page 507).

Pendant ce temps, le travail moteur sera :

$$12708.343 + 953.602 = 13661.945 \quad (\text{voir page 507}).$$

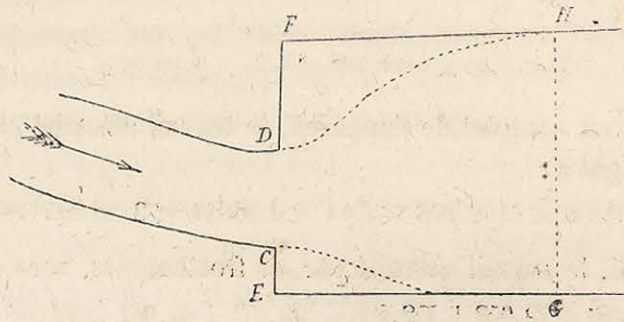
Le rendement *effectif* aura donc pour valeur :

$$\frac{12314.25}{13661.945} = 0.901.$$

Remarque. — Conformément à ce qui a été dit précédemment (pages 487 et 510), nous allons indiquer une méthode pour déterminer exactement la pression qui s'exerce entre la partie interne du corps de pompe, les faces des palettes et la partie du rouleau comprise entre ces faces. (Nous désignerons ce vase par la lettre w .)

D'après le théorème de Bélanger, on sait que :

L'accroissement de hauteur due à la vitesse entre deux sections d'un courant liquide est égale à la charge (différence des niveaux piézométriques) moins la perte de charge entre ces sections.



Cette perte de charge ζ peut avoir plusieurs formes. Dans le cas d'un élargissement brusque,

$$\zeta = \frac{(u_0 - u)^2}{2g}$$

u_0 et u étant les vitesses moyennes du liquide en CD et GH.

Cela posé, supposons qu'on place perpendiculairement au courant un diaphragme mince MN muni d'une ouverture OP.

Soit Q le volume débité dans l'unité de temps.

Nous aurons, en désignant par S_0 et S les sections CD et GH :

$$Q = Su = S_0 u_0$$

$$\zeta = \frac{Q^2}{2g} \left(\frac{1}{S_0} - \frac{1}{S} \right)$$

Si A désigne l'aire OP et m le coefficient de dépense, (0.62 environ) l'expression précédente devient :

$$\zeta = \frac{Q^2}{2g} \left(\frac{1}{mA} - \frac{1}{S} \right)^2$$

puisque

$$Q = Su = mAu_0$$

Revenons maintenant au cas qui nous occupe.

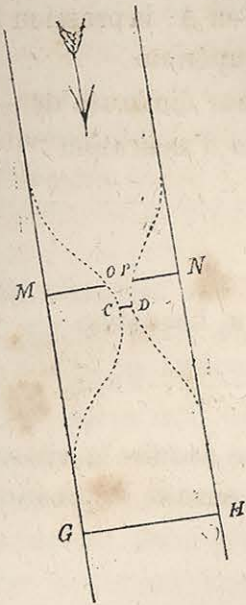
Il suffit de regarder dans le tuyau de refoulement le vase w et le tuyau d'aspiration comme rectifiés et de supposer que deux pistons remplacent les deux ailes, ces deux pistons portant des ouvertures de mêmes dimensions que les fuites probables et de calculer la vitesse que l'eau prendra dans ces ouvertures.

Cette vitesse calculée, il est facile de déduire la perte de charge entre les deux pistons.

Mais il est à remarquer que les pistons sont en mouvement dans le cas actuel, tandis que le diaphragme considéré précédemment était au repos. Il suffit, pour vaincre cette difficulté, de rapporter le mouvement à des axes animés d'une translation uniforme égale à la translation des pistons ; cette translation est dirigée de bas en haut et le mouvement des axes est uniforme. On n'introduit ainsi aucune force fictive ; toutes les vitesses de l'eau sont alors dirigées de haut en bas et sont les vitesses relatives aux axes en mouvement.

En désignant par $F(u)$ le terme relatif aux frottements et par π le poids du mètre cube du liquide, nous aurons :

$$\frac{u^2}{2g} - \frac{u_0^2}{2g} = \frac{P - P'}{\pi} - \zeta = \frac{P - P'}{\pi} - \frac{Q^2}{2g} \left(\frac{1}{mA} - \frac{1}{S} \right)^2 - 2F(u)$$



pour l'équation depuis le niveau supérieur jusqu'en A, la pression P étant prise immédiatement au-dessus du piston supérieur.

La pression P' en A est déduite de la hauteur diminuée de $\frac{V^2}{2g}$, V étant la vitesse réelle ascendante dans le tuyau d'aspiration.

Mais en A, il y a une seconde perte

$$\frac{Q^2}{2g} \left(\frac{1}{m_A} - \frac{1}{S} \right)^2$$

On a donc, pour déterminer la vitesse relative u, l'équation :

$$\frac{u^2}{2g} - \frac{u_0^2}{2g} = \frac{(H_a + h) - (H_a + h')}{\pi} - \frac{V^2}{2g} - \frac{Q^2}{2g} \left(\frac{1}{m_A} - \frac{1}{S} \right) - 2F(u).$$

Cette vitesse étant déterminée, il est facile de déduire la vitesse réelle de passage par les fuites et de déterminer ensuite la pression dans l'espace considéré.



Pompe système Greindl

à rouleaux égaux et axes dans un même plan vertical.

Les figures 1, 2 et 3 de la planche 51 représentent une pompe Greindl à axes superposés de 60000 litres de débit par minute dont nous n'entreprendrons pas l'étude parce qu'elle serait entièrement semblable à celle que nous venons de terminer.

Nous résumerons cependant dans le tableau suivant les données principales servant à la construction des diagrammes.

Hauteur de la palette	420
Longueur de la palette.....	900
Distance des axes.....	692
Circonférence moyenne.....	2.174
Surface de la palette.....	37800 m ² /m
Vitesse de l'eau.....	2 ^m ,898
Nombre de tours.....	80
Volume théorique par seconde	1095 litres
Volume théorique par minute.	65736 litres

A Système de sortie d'air en charge.

B Système d'extraction d'air par appel de pompe, comme dans les cas de siphonnement.

Observation. — En A peut se trouver, suivant les cas d'installation, un robinet comme sur le dessin, un éjecteur à vapeur ou même une petite pompe spéciale.

Remarque sur l'installation de pompes ou appareils élévatoires entre deux biefs d'aspiration et de refoulement, à niveaux variables.

Il arrive très fréquemment dans les installations de pompes ou appareils élévatoires pour irrigations ou pour dessèchements de marais, que les niveaux d'aspiration et de refoulement soient très variables. Pour n'en citer qu'un exemple, en Égypte les conditions des élévations d'eau agricoles varient chaque jour suivant l'état de la crue du Nil; et tel appareil élévatoire qui devra élever l'eau à 6 ou 7 mètres, au début de la crue, ne devra plus l'élever qu'à 0^m,50 ou 1^m,00, lorsque la crue aura atteint son maximum. Dans les installations de ce genre, il y a un grand intérêt à placer les machines et appareils au-dessus du niveau des plus hautes eaux, pour éviter d'être obligé de les entourer de barrages et cloisons étanches.—Et il faut également que le travail dépensé à chaque instant reste autant que possible proportionnel à la hauteur *utile d'élévation*, c'est-à-dire à la différence réelle du niveau entre les biefs d'aspiration et de refoulement. — Si donc la pompe est placée plus haut que le bief de refoulement, il faut pour que l'installation soit rationnelle, qu'il y ait à travers la pompe *siphonnement partiel* entre ces deux biefs, c'est-à-dire que les excédents de hauteur imposés aux colonnes d'aspiration et de refoulement par la surélévation de l'appareil élévatoire, se neutralisent comme deux poids égaux ajoutés dans les deux plateaux d'une balance. Et alors évidemment, l'appareil ne travaille jamais que pour l'élévation ou différence de *niveau utile*.

Quelles sont les conditions générales dans lesquelles il faut se placer, pour que les choses se passent de cette façon? La pompe Greindl y répond-elle entièrement? C'est ce que nous allons exami-

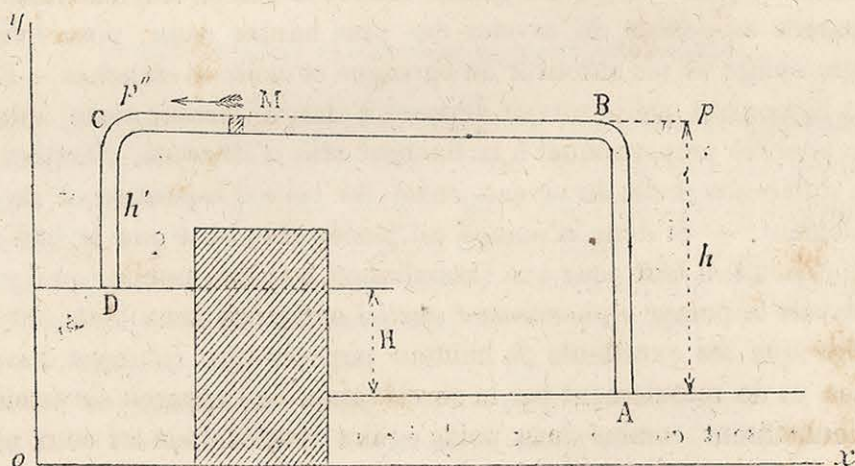
ner dans ce qui va suivre ; maintenant que la pompe Greindl est connue du lecteur par les descriptions et diagrammes précédents.

Nous n'insistons pas sur les données connues et nous disons simplement, que la pompe Greindl installée dans ces conditions, *travaille seulement pour élever l'eau à la hauteur variable utile*, et non point comme s'il s'agissait de l'aspirer jusqu'au haut du siphon, sans restitution ultérieure complète du travail dépensé pour la partie commune de la hauteur des deux branches.

En effet, les diagrammes de la pompe GREINDL établissent que cette pompe donne à la colonne d'eau qu'elle met en mouvement, une vitesse *absolument continue et uniforme* ; et alors nous retombons tout simplement sur la question suivante :

Un piston M se meut uniformément dans un tuyau horizontal cylindrique ; et l'une des extrémités de ce tuyau communique, par un tuyau vertical, avec un bief d'aspiration A, tandis que l'autre extrémité se recourbe pour plonger dans un bief de refoulement D, dont le niveau est supérieur à celui de A.

On demande la force nécessaire pour faire mouvoir le piston ?



En prenant les notations usitées et les indications de la figure, on aura : ($H_a \equiv$ pression atmosphérique).

$$\text{De A en B : } \frac{dp}{dx} = 0, \quad \frac{dp}{dy} = \rho(-g - Jy) \quad p' = -h \frac{1}{g} \frac{V^2}{2} + H.$$

De B en M : $dp = 0$.

De M en C : $dp = 0$.

De C en D : $dp = -\rho g dy$.

$$P'' = -h' + H_a.$$

F : force nécessaire pour faire mouvoir le piston .

$$F = (p'' - p')$$

Donc :

$$F = \Omega \left(-h' + H_a + h + \frac{V^2}{2g} - H_a \right)$$

Ou bien, si $h - h' = H$, il vient :

$$F = \Omega \left(H + \frac{V^2}{2g} \right)$$

Donc, lorsque le mouvement du piston ou organe propulseur est continu et uniforme, la pompe forme réellement siphon, c'est-à-dire qu'elle ne travaille que pour l'élévation réelle utile et non point pour toute la hauteur h .

Or nous venons précisément d'établir que dans le fonctionnement d'une pompe Greindl ces conditions de continuité et uniformité sont remplies d'une manière absolue.

Lorsque le mouvement de l'eau dans la pompe n'est pas continu et uniforme, ces équations différentielles ne sont plus satisfaites.

Le siphonnement n'a donc plus lieu, et est interrompu lorsque se manifestent des variations de vitesse.

Les pompes centrifuges siphonnent également comme la pompe Greindl, une fois leur régime établi. — Mais outre que leur rendement en travail pratique n'est souvent que de 40 ou 50 p. % comme nous le verrons plus tard leur fonctionnement peut être troublé lorsqu'il y a un siphon, par le dégagement de l'air dissous dans l'eau. La pompe centrifuge est inhabile à expulser cet air sans arrêt, tandis que la pompe Greindl l'expulse à la marche sans aucune difficulté.

Les calculs de flexions et frottements et les diagrammes que nous avons développés à propos de la pompe Greindl peuvent évidemment servir de guides et d'exemples pour l'étude de ce qui se passe dans d'autres systèmes de pompes rotatives ; et c'est pourquoi nous y avons si longuement insisté.

FIN DU PREMIER VOLUME

ERRATA

Page 99, dernière ligne.

Lisez : $j_s dy \cos \beta + j_s dz \cos \gamma,$
Au lieu de : $j_s dy \cos \alpha + j_s dz \cos \alpha.$

Page 242, 9^e ligne.

Lisez : Centres instantanés.
Au lieu de : Centres simultanés.



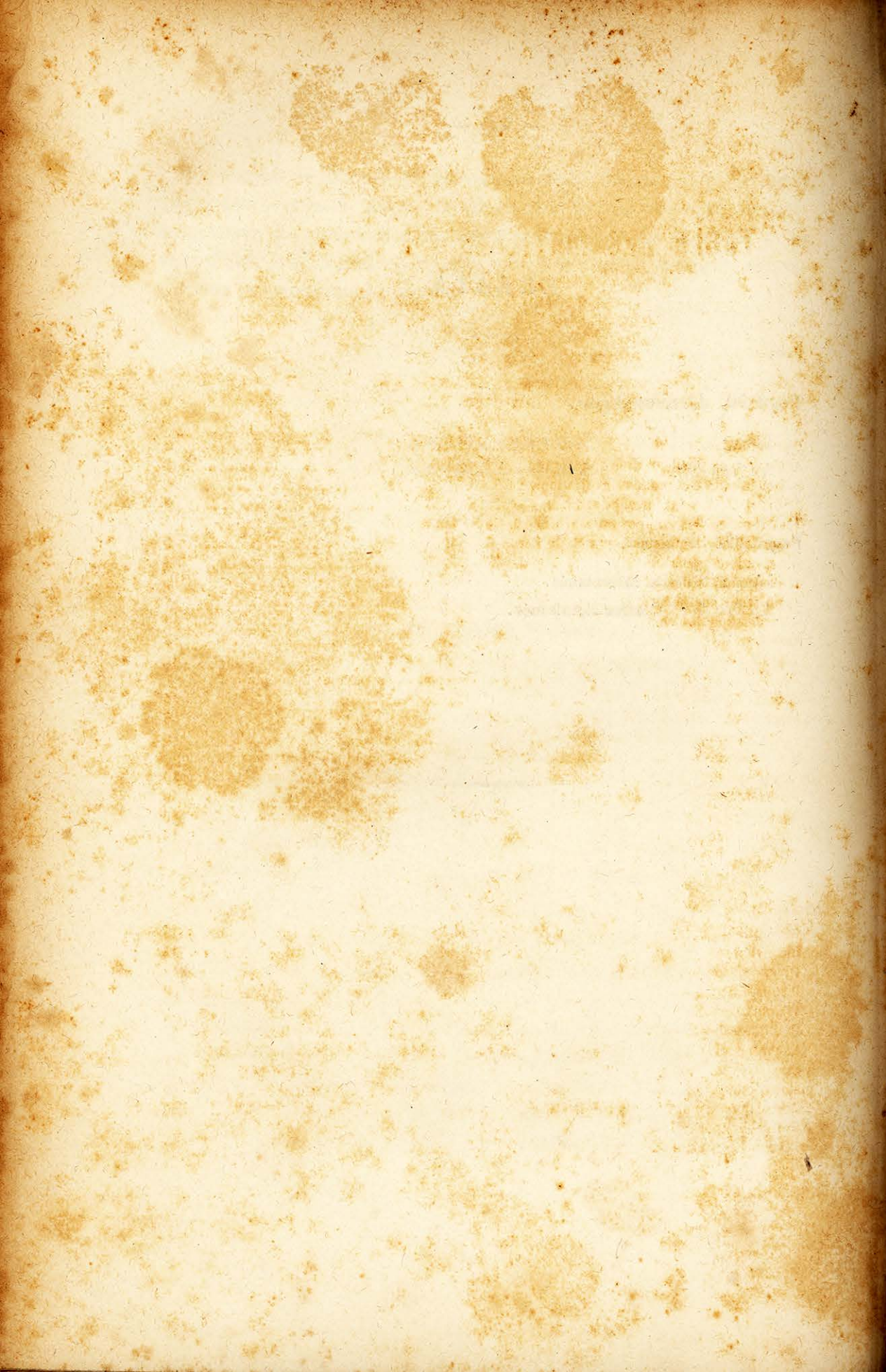


TABLE DES MATIÈRES DU 1^{er} VOLUME

Pages

PRÉFACE.....

Chapitre I.

Généralités et définitions.....	3
Aspiration et pression atmosphérique.....	3
Inconvénients des grandes aspirations.....	5
Débit et rendement ou effet utile.....	7
Classification des pompes ou machines à élever les eaux.....	
Méthode des diagrammes, par M. le baron Greindl.....	9
Observations générales.....	13
Etude générale des pompes à piston et à mouvement rectiligne alternatif.....	14
Généralités sur le fonctionnement des soupapes et des pistons.....	16
Classification des pompes à pistons à mouvement alternatif.....	18
Amorçage.....	19
Travail nécessaire pour manœuvrer la tige de la pompe, travail moteur total.....	21
Mêmes calculs pour pompes aspirantes et foulantes et pour pompes à double effet.	
— Causes de pertes de travail.....	24
• Frottements de l'eau dans les tuyaux ou pertes de charge.....	26
Pertes de travail dues à l'inertie des masses en mouvement.....	28
Moyens d'uniformiser le mouvement de l'eau; pompes conjuguées; réservoirs d'air	
de refoulement et d'aspiration.....	29
Pertes de travail dues aux soupapes et clapets.....	40
Observations générales.....	42
Calcul du débit.....	43

Chapitre II.

Généralités sur la construction des pompes à piston à mouvement rectiligne alternatif	45
Inconvénients généraux de ces pompes.....	45
Divers systèmes de pistons et de clapets.....	45
Piston Giffard.....	48
Piston Letestu.....	52
Quelques observations.....	53
Exemples divers de pistons à garniture de chanvre, de cuir, de segments métalliques,	
à garnitures mixtes, à garnitures de caoutchouc ou de bois, à cannelures et à jeu,	
pistons plongeurs.....	56
Proportions générales des pistons et de leurs garnitures.....	60
Presse-étoupes.....	62
Diverses garnitures de presse-étoupes.....	62

	Pages
Dispositions générales et proportions.....	62
Garnitures métalliques Million, Bréval, Furno, Pile.....	67
Garnitures de cuir.....	69
Divers systèmes de soupapes ou clapets.....	71
Généralités.....	71
Clapets à charnière, à lames de cuir sans charnière, de caoutchouc, à orifices multiples	71
Quelques remarques de M. Armstrong.....	76
Clapets à anches Perreaux et Keyser.....	79
Clapets à lanternes.....	80
Soupapes de Cornouailles ou à double siège.....	81
Clapets à boulets.....	82
Observations générales sur les soupapes et clapets.....	83
Proportions.....	84
Poids.....	86
Clapets mus par mécanismes indépendants.....	87

Chapitre III.

Dispositions diverses employées pour augmenter la vitesse d'allure des pompes à pistons.....	88
Raisons de cette recherche.....	88
Pompes J. Farcot à l'usine municipale hydraulique de Saint-Maur.....	89
Pompes à tiroirs.....	93
Pompe dite à courant continu Baillet et Audemar.....	93
Description.....	94
Étude par la méthode des diagrammes.....	95
Conclusions.....	110
Pompes Dubuc, à Saïgon.....	111
Description.....	112
Détails de construction.....	113
Conditions de marche.....	114
Étude par la méthode des diagrammes.....	115
Conclusion.....	136

Chapitre IV.

Pompes à vapeur à action directe. — Quelques réflexions générales.....	138
Étude de M. Stapfer de Duclos dans les bulletins de la Société scientifique de Marseille	139
Systèmes Earle, Merryweather, Lee, Tangye, Hayward Tyler, Duclos et C ^{ie} , Walker, Pickering, Blake.....	140
Pompe Belleville.....	143
Pompe Stapfer.....	144
Pompes à vapeur diverses, et conclusions Stapfer de Duclos.....	145
Observations diverses.....	147
Pompe Belleville, nouveau type.....	147
Pompes Lloyd et Lloyd, Wright, Blake, Silver, Prunier, Parker et Weston, Worthington, Carr, Locogé et Rochart, Thiollier et Macabies.....	148
Divers.....	160

Chapitre V.

	Pages
Pompe castraise.....	161
Pompes Locoge et Rochart, Thiollier et Macabies, Boulet et C ^{ie} , Girard construction	162
Fives (Lille).....	163
Pompes à pistons plongeurs de la C ^{ie} du Chemin de fer du Nord.....	163
Pompe Locoge et Rochart pour forage.....	164
Pompes à pistons plongeurs et clapets Girard, de Pierre-la-Treiche (canal de l'Est)...	164
Pompe de cale et pompe à incendie, J. Stone et C ^{ie} de Deptford.....	166
Pompe Geerts.....	168
Pompe à caisson de Fynje.....	169
Pompe à diaphragme.....	171
Pompes Dounadiou, Fourneyron, de Caligny, aéro-hydraulique Legat, Keller et Binzegger, Fauler, Amos et Smith, Jacob Hunk, Denizot, Beaume, Ertel, Japy frères.....	172
Pompes et moteurs hydrauliques Schmidt, Wyss et Studer, Mégy.....	188
Pompes Waterwich, Barrufet, Garriga, Voss, californienne ou Hansbrow.....	193
Autres exemples divers.....	200
Pompes rotatives oscillantes ou semi-rotatives.....	202
Systèmes Hardy, Hayot, Mintzer, Harry Held, Nines.....	202
Pompe à vanne.....	207
Pompes Mongodin, Champonet, rotative alternative.....	208
Pompes Locoge et Rochart pour atteindre l'eau à toutes profondeurs et pompe à double effet à action directe.....	211
Pompe à transmission hydraulique de la mine de Veyras (Ardèche).....	212
Pompe à simple effet à refoulement constant.....	219

Chapitre VI.

Observations générales. — La question des pompes rotatives.....	221
Principes généraux.....	221
Les pompes rotatives à un axe.....	223
Pompe Ritz, Schweizer et Nebele.....	223
Pompe Bartrum et Powell ou Tulpin.....	226
Description.....	227
Étude par la méthode des diagrammes.....	230
Conclusions.....	283
Règles et principes généraux sur les pompes rotatives à un axe.....	287
Pompes Ortmans, Moret, et Broquet, Samain, Erémac.....	292
Étude de la pompe Eremac par la méthode des diagrammes.....	293
Conclusions.....	327
Pompes en trèfle, Rouffet, Brédo, Malcotte, Vialatte, Stoltz, Houyoux.....	328
Étude de la pompe Houyoux par la méthode des diagrammes.....	333
Pompe Durot.....	362
Pompe Samain.....	363
Étude par la méthode des diagrammes.....	365
Conclusions.....	378
Pompe Enke.....	379
Divers.....	380

Chapitre VII.

	Pages
Pompes rotatives à deux ou plusieurs axes.....	381
Observations générales.....	381
Exemple de compression d'eau. Pompe Évrard.....	382
Calcul du travail moteur nécessaire pour faire évacuer dans un temps donné un volume d'eau donné, par un orifice déterminé.....	383
Étude de la loi du mouvement de la colonne d'aspiration et du temps dans lequel un espace quelconque ménagé au tuyau d'aspiration peut se remplir d'eau.....	387
Pompe à engrenages.....	389
Pompes Moret et Broquet, Bramah.....	390
Pompe Portland ou Goldschmidt, Hahlo et Heussy.....	390
Étude par la méthode des diagrammes.....	391
Conclusions.....	403
Remarque.....	406
Pompe Behrens.— Description.....	412
Étude par la méthode des diagrammes.....	414
Conclusions.....	427
Expériences de Cherbourg.....	428
Pompe Root, Description.....	431
Procédé graphique pour déterminer la forme des pistons rotatifs.....	431
Étude par la méthode des diagrammes.....	432
Calcul des frottements.....	447
Conclusions.....	456
Pompes Baker, Noël, Ed. Henry, Laidlaw et Thomson.....	457

Chapitre VIII.

Observations.....	461
La pompe Greindl, ses diverses formes.....	461
Points remarquables et principes généraux du système.....	463
Pompe Greindl, nouveau type.....	465
Étude par la méthode des diagrammes, de la pompe Greindl à rouleau échancré... ..	467
Conclusions. — Rendement théorique.....	483
Calcul des frottements et du Rendement effectif.....	486
Pompe système Greindl à rouleaux égaux et axes dans un même plan horizontal... ..	495
Conclusions. — Rendement théorique.....	507
Flexions des arbres (théorie générale et application numérique au cas de la pompe Greindl). — Calcul des frottements et du rendement effectif.....	507
Pompe système Greindl à rouleaux égaux et axes dans un même plan vertical.....	520
Remarque sur l'installation de pompes ou appareils élévatoires entre deux biefs d'aspiration et de refoulement à niveaux variables.....	521

A-F/21

GENERALITAT
DE CATALUNYA

Biblioteca ^{8º}
de l'Escola Industrial de Barcelona

Reg. 7283

Sig. 621.6

Poi.

15072234

