

Section de l'Ingénieur

F. BLOCH

EAU SOUS PRESSION

APPAREILS PRODUCTEURS D'EAU SOUS PRESSION

GAUTHIER-VILLARS ET FILS

G. MASSON

ENCYCLOPÉDIE SCIENTIFIQUE DES AIDE-MÉMOIRE

COLLABORATEURS

Section de l'Ingénieur

MM.	MM.	MM.
Alain-Abadie.	Godard.	Matignon.
Alheilig	Gossot (Comm ^t).	Meyer (Ernest).
Armengaud jeune.	Gouilly.	Michel-Lévy.
Arnaud.	Grimaux.	Minel (P.).
Bassot (Colonel).	Grouvelle (Jules).	Minet (Ad.).
Baume-Pluvinel(dela).	Guenez.	Moëssard (Comm ^t).
Bérard (A.).	Guillaume (Ch.-Ed.).	Moissan.
Bergeron (J.).	Guilloux.	Monnier.
Berthelot.	Guye (Ph.-A.).	Moreau (Aug.).
Bertin.	Guyou (Comm ^t).	Naudin (Laurent).
Biglia.	Hatt.	Ouvrard.
Billy (Ed. de).	Hébert.	Perrin.
Bloch (Fr.).	Hennebert (Cl.).	Perrotin.
Blondel.	Hérisson.	Picou (R.-V.).
Boire (Em.).	Hospitalier (F.).	Poulet (J.).
Boucheron (H.).	Hubert (H.).	Prudhomme.
Candlot.	Hutin.	Rateau.
Caspari.	Jacométy.	Resal (J.).
Charpy (G.).	Jacquet (Louis).	Ricaud.
Clugnet.	Jean (Ferdinand).	Rocques-Desvallées.
Croneau.	Launay (de).	Rouché.
Damour.	Laurent (H.).	Sarrau.
Defforges (Comm ^t).	Lavergne (Gérard).	Sauvage.
Delafond.	Léauté (H.).	Schloësing fils (Th.).
Dudebout.	Le Chatelier (H.).	Schützenberger.
Duquesnay.	Lecomte.	Seyrig (T.).
Durin.	Leloutre.	Sinigaglia.
Dwelshauvers-Dery.	Lenicque.	Sorel.
Etard.	Le Verrier.	Trillat.
Fàbre (C.).	Lindet (L.).	Urbain.
Fourment.	Lippmann (G.).	Vallier (Comm ^t).
Fribourg (Comm ^t).	Lumière (A.).	Vermand.
Frouin.	Lumière (L.).	Viaris (de).
Garnier.	Madamet (A.).	Vivet (L.).
Gassaud.	Magnier de la Source.	Wallon (E.).
Gautier (Armand).	Marchena (de).	Widmann.
Gautier (Henri).	Margerie.	Witz (Aimé).

ENCYCLOPÉDIE SCIENTIFIQUE

DES

AIDE-MÉMOIRE

PONLÉ

SOUS LA DIRECTION DE M. LÉAUTÉ, MEMBRE DE L'INSTITUT

BLOCH — Eau sous pression

11

*Ce volume est une publication de l'Encyclopédie
scientifique des Aide-Mémoire ; F. Lafargue, ancien
élève de l'École Polytechnique, Secrétaire général,
46, rue Jouffroy (boulevard Malesherbes), Paris.*

N° 72 A.

ENCYCLOPÉDIE SCIENTIFIQUE DES AIDE-MÉMOIRE

PUBLIÉE SOUS LA DIRECTION

DE M. LÉAUTÉ, MEMBRE DE L'INSTITUT.

EAU SOUS PRESSION

APPAREILS PRODUCTEURS
D'EAU SOUS PRESSION

PAR

FRÉDÉRIC BLOCH

Ingénieur des Manufactures de l'État

PARIS

GAUTHIER-VILLARS ET FILS,
IMPRIMEURS-ÉDITEURS

Quai des Grands-Augustins, 55

G. MASSON, ÉDITEUR,

LIBRAIRE DE L'ACADÉMIE DE MÉDECINE

Boulevard Saint-Germain, 120

(Tous droits réservés)

NOTATIONS

EMPLOYÉES DANS CET OUVRAGE

$h, H,$	hauteurs en mètres ;
$l, L,$	longueurs en mètres ;
$q, Q,$	volumes en mètres cubes ou débit par seconde ;
$P,$	poids en kilogrammes ;
$p,$	pressions en kilogrammes par centi- mètre carré ;
$u, v, V,$	vitesses en mètres ;
$\varpi,$	poids spécifique ;
$\omega, \Omega, s, S,$	surfaces ou sections en mètres carrés ;
$T,$	travail ou puissance en chevaux va- peur ;
$g,$	accélération de la pesanteur ;
$\pi,$	rapport de la circonférence au dia- mètre.

PARTIE THÉORIQUE

POMPES ET MACHINES A ÉLEVER LES EAUX

CHAPITRE PREMIER

NOTIONS PRÉLIMINAIRES

RAPPEL

DE QUELQUES PRINCIPES ET FORMULES D'HYDROSTATIQUE ET D'HYDRODYNAMIQUE.

1. Incompressibilité de l'eau — Principe de Pascal. — L'eau est un liquide sensiblement incompressible et qui, à ce titre, jouit de la propriété fondamentale de transmettre également dans tous les sens les efforts qu'elle reçoit. Ce principe, dont la découverte est due à Pascal, est la base de la presse hydraulique.

C'est également le point de départ des applications modernes, si nombreuses et si intéres-

santes, du transport de la force à distance au moyen de l'eau sous pression.

2. Pression en un point d'une masse liquide. — On appelle pression rapportée à l'unité de surface, ou plus simplement pression en un point de l'intérieur d'une masse liquide, celle que supporterait, à ce même point, une paroi idéale qui y passerait. C'est la limite du rapport $\frac{dP}{dS}$ lorsque l'on fait tendre dS vers zéro. Dans cette expression, dP représente la pression qui s'exerce sur l'élément de paroi de surface dS .

3. Pression sur une aire plane. — Si l'on considère une aire plane au sein d'une masse liquide, on appelle pression moyenne par unité de surface dans l'étendue de cette aire, la pression au centre de gravité. La pression totale supportée par l'aire plane a dès lors pour valeur le produit de la surface par la pression au centre de gravité.

Ordinairement les pressions se comptent en kilogrammes par centimètre carré. Toutefois l'unité généralement adoptée pour l'eau est l'*atmosphère* qui équivaut au poids d'une colonne

de mercure de 0^m,76 de hauteur et de 1 centimètre carré de section, ou à une colonne d'eau de 10^m,336 ; soit 10^{kg},336 par centimètre carré.

4. Principe de la presse hydraulique.

— Deux pistons opposés l'un à l'autre, l'un de surface S, l'autre de surface s, sont reliés par un canal rempli d'eau. Si l'on vient à exercer une pression sur le petit piston, il descendra d'une hauteur H, et, au volume d'eau ainsi déplacé, correspond l'ascension du grand piston à une hauteur h. Le rapport des deux parcours est l'inverse de celui des surfaces en mouvement :

$$\frac{H}{h} = \frac{S}{s} = \frac{D^2}{d^2}$$

D et d représentant les diamètres des deux pistons.

Si p est la pression exercée sur le petit piston, la pression transmise au grand piston a pour mesure :

$$P = p \frac{S}{s}$$

5. Valeur de la pression en un point d'une masse liquide — Pression absolue.

— En appelant ϖ le poids spécifique du liquide

et p_a la pression atmosphérique, la pression absolue à une profondeur h , a pour valeur :

$$p = \varpi \left(h + \frac{p_a}{\varpi} \right)$$

l'expression $h + \frac{p_a}{\varpi}$ est ce qu'on nomme la *hauteur piézométrique* ou la pression évaluée en colonne du liquide.

6. Mouvement des liquides — Théorème de Bernoulli. — L'accroissement de la hauteur due à la vitesse d'un courant liquide en mouvement permanent, est, entre deux sections, égal à la charge ou différence de hauteur des niveaux piézométriques dans ces deux sections, *abstraction faite des frottements.*

En appelant V_0 et V la vitesse du courant dans les deux sections considérées, H_0 et H les hauteurs piézométriques correspondantes, l'énoncé précédent s'exprime en formule de la façon suivante :

$$\frac{V^2}{2g} - \frac{V_0^2}{2g} = H - H_0 = \zeta \quad (1)$$

Si l'on tient compte des frottements, c'est-

(1) g représente l'accélération de la pesanteur $9^m,8088$.

à-dire des forces dues à la *viscosité* du liquide, l'accroissement de la hauteur due à la vitesse subit une perte qui a pour expression sur la longueur l :

$$z' = \frac{1}{g} \int_0^l \frac{R}{\Omega} dl.$$

$\frac{R}{\Omega}$ représentant la résultante parallèle au mouvement des frottements dont il s'agit, par mètre courant du tuyau, et rapportée à l'unité de section du courant.

La détermination expérimentale de la fonction R a donné lieu à beaucoup de recherches qui ont abouti aux lois suivantes concernant le frottement des liquides, lois qui sont précisément l'inverse de celles du frottement des corps solides :

1° Le frottement de l'eau qui est proportionnel à la surface mouillée est *indépendant de la pression*.

2° Ce frottement dépend de la vitesse moyenne u , du courant défini par l'équation

$$Q = \Omega u$$

Q est le débit et Ω la section du courant.

7. Formule de Prony pour le calcul de la perte de charge due aux frottements dans les tuyaux de conduite à section constante. — Prony a résumé les résultats des recherches, dont nous venons de parler, dans la formule suivante :

$$R = X (\alpha u + \beta u^2)$$

dans laquelle X est le périmètre de la section intérieure du tuyau exprimé en mètres et u la vitesse moyenne du courant.

d'où $\zeta' = \int_0^1 \frac{X}{\omega} \left(\frac{\alpha}{\omega} u + \frac{\beta}{\omega} u^2 \right) dl$ et en posant

$$\frac{\alpha}{\omega} = a \quad \frac{\beta}{\omega} = b$$

$$\zeta' = \int_0^1 \frac{X}{\Omega} (au + bu^2) dl$$

d'après $\left\{ \begin{array}{l} \text{Prony} \quad a = 0,0000173314, \quad b = 0,000348259 \\ \text{Eytelwein} \quad a = 0,0000223580, \quad b = 0,000280320 \\ \text{Daubuisson} \quad a = 0,000018840, \quad b = 0,000342500 \end{array} \right.$

Plusieurs auteurs, en particulier de Chézy, dès 1775, Dubuat, Darcy, de Saint-Venant, Rankine ont proposé d'autres formules, mais c'est encore celle de Prony avec ses coefficients

qui est généralement appliquée aujourd'hui en France.

8. Perte de charge due aux frottements dans une conduite cylindrique. — La perte de charge sur l'unité de longueur J a pour valeur comme nous l'avons vu (§ 6)

$$J = \frac{1}{\varpi} \int_0^l \frac{R}{\Omega} dl = \frac{R}{\Omega \varpi} \int_0^l dl = \frac{R}{\varpi \Omega}$$

ou en appliquant la formule de Prony

$$J = \frac{X}{\Omega} (au + bu^2)$$

si nous appelons D le diamètre de la conduite et Q son débit,

$$(X = \pi D) \quad \Omega = \pi \frac{D^2}{4} \quad u = \frac{Q}{\Omega} = \frac{4Q}{\pi D^2}$$

d'où

$$J = \frac{4}{D} \left\{ a \left(\frac{4Q}{\pi D^2} \right) + b \left(\frac{4Q}{\pi D^2} \right)^2 \right\}$$

La perte de charge varie donc en raison inverse de la cinquième puissance du diamètre de la conduite.

Darcy, partant de sa formule monôme pour

l'expression de R, arrive à mettre celle de J sous la forme suivante :

$$J = \frac{64 b_1 Q^3}{\pi^2 D^5} = \frac{4 b_1 u^3}{D}$$

pour les conduites de fonte en service et altérées par de légers dépôts

$$b_1 = 0,000507 + \frac{0,00001294}{D}$$

Pour les conduites neuves, ce coefficient b_1 , doit être diminué de moitié.

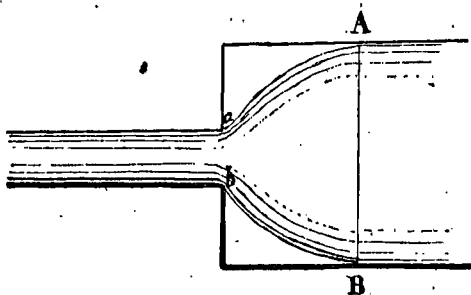
La table suivante donne pour différents diamètres D les valeurs correspondantes de $\frac{J}{Q^3}$. Elle s'applique à des conduites en service :

D = en mètres	0,03	0,05	0,06	0,07	0,08	0,09	0,10
$\frac{J}{Q^3} =$	250,400	158,91	60,26	26,69	13,23	7,14,7	4,12,7
D =	0,12	0,15	0,15	0,20	0,30	0,35	0,40
$\frac{J}{Q^3} =$	160,2	50,66	11,59	3,910	1,468	0,6716	0,3415
D =	0,45	0,50	0,55	0,60	0,70	0,80	0,90
$\frac{J}{Q^3} =$	0,1883	0,1106	0,06836	0,04408	0,02027	0,01035	0,00573

J est exprimé en mètres et Q en mètres cubes par seconde.

9. Effet d'un élargissement brusque de section dans la conduite. Théorème de Bélanger. — Lorsque la section du tuyau éprouve un changement brusque par élargissement, il se produit au voisinage de la section *ab* (fig. 1) des remous tels, que la veine liquide ne

Fig 1



reprend son mouvement régulier et normal le long des parois qu'à une certaine distance, en AB. Il résulte de là une perte de charge mesurée par la hauteur due à la vitesse perdue, soit :

$$\frac{(V - v)^2}{2g}$$

V et v représentant les vitesses dans les deux sections ab et AB .

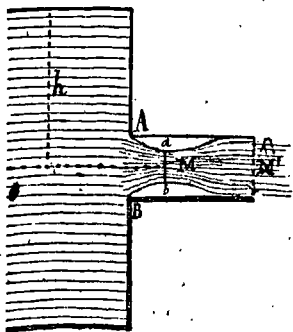
Tel est le terme de correction à introduire dans la formule de Bernoulli.

La perte de travail correspondante pendant une seconde a d'ailleurs pour expression :

$$\pi Q \frac{(V - v)^2}{2g} = \pi Q \frac{V^2}{2g} \left(\frac{V}{v} - 1 \right)^2.$$

10. Ecoulement par un ajutage cylindrique extérieur. Perte de charge. —

Fig. 2



Supposons le liquide renfermé dans un réservoir dont le niveau est maintenu constant (*fig. 2*).

La sortie par l'orifice en mince paroi AB amène une contraction de la veine liquide suivant ab , puis, si le tuyau d'ajutage est suffisamment long, le courant reprend sa marche régulière en M' . L'état de choses de M en M' est identique à celui du

théorème précédent et fournit dès lors l'équation :

$$h = \frac{V^2}{2g} + \frac{(V' - V)^2}{2g}$$

V et V' étant les vitesses en M' et M .

Mais si nous désignons par m le coefficient de contraction en ab , applicable à l'écoulement d'un liquide à travers un orifice en mince paroi :

$$V' = \frac{V}{m}$$

d'où :

$$h = \frac{V^2}{2g} + \frac{V^2}{2g} \left(\frac{1}{m} - 1 \right)^2$$

et

$$V = \frac{1}{\sqrt{1 + \left(\frac{1}{m} - 1 \right)^2}} \sqrt{2gh} = \frac{1}{\mu} \sqrt{2gh}.$$

Cette formule permet de calculer les pertes de charge au passage des vannes et robinets.

On adopte en général pour m la valeur 0,62 qui résulte d'expériences nombreuses, il en résulte pour le coefficient

$$\mu = \frac{1}{\sqrt{1 + \left[\left(\frac{1}{m} - 1 \right)^2 \right]}}$$

la valeur 0,85, d'où

$$V = 0,85 \sqrt{2gh}$$

Ce chiffre théorique correspond à très peu près à celui que fournit l'observation directe et qui est

$$V = 0,82 \sqrt{2gh}$$

La différence tient en partie à ce que dans les calculs précédents on a négligé les frottements contre les parois de l'ajutage.

En partant de cette dernière valeur on voit que la perte de charge

$$\left[\frac{(V' - V)^2}{2g} \right] \quad \text{ou} \quad h - \frac{V^2}{2g} = h(1 - 0,82) = 0,33h.$$

En un mot, *la perte de charge est d'un tiers de la charge disponible, ou de la moitié de la charge utilisée.*

Il n'est pas inutile de faire remarquer que la présence de l'ajutage augmente le débit dans le rapport $\frac{0,82}{0,62} = 1,32$, c'est-à-dire d'environ un tiers; il en est de même de la vitesse dans la section contractée.

L'effet de l'ajutage conique est analogue quoique moins important.

11. Calcul de la perte de charge à travers les vannes et robinets. — La formule que nous venons d'établir et qui peut s'écrire

$$h = \mu \frac{V^2}{2g},$$

μ , représentant le coefficient de résistance au passage étranglé, coefficient qui est fonction du rapport $\frac{\Omega}{\omega}$ des sections du tuyau et de l'étranglement, permet de calculer la perte de charge à travers les vannes et robinets.

1° VANNE PLACÉE DANS UN TUYAU RECTANGULAIRE

Si $\frac{\omega}{\Omega} =$	0,9	0,8	0,7	0,6	0,5	0,4	0,3	0,2	0,1
$\mu =$	0,09	0,39	0,95	2,08	4,02	8,12	17,8	44,5	193

2° VANNE PLACÉE DANS UN TUYAU CYLINDRIQUE

Abaissement	$\frac{1}{8}$	$\frac{2}{8}$	$\frac{3}{8}$	$\frac{4}{8}$	$\frac{5}{8}$	$\frac{6}{8}$	$\frac{7}{8}$
$\frac{\omega}{\Omega} =$	0,918	0,856	0,740	0,609	0,466	0,315	0,159
$\mu =$	0,07	0,26	0,81	2,06	5,52	17,0	97,8

3° ROBINETS DE SECTIONS RECTANGULAIRE ET CIRCULAIRE

Angle de déplacement $\alpha =$	10°	20°	30°	40°	50°	60°	65°	66 $\frac{3}{4}$ °	82 $\frac{1}{2}$ °
Section. $\left\{ \begin{array}{l} \frac{\omega}{\Omega} = \\ \mu = \end{array} \right.$	0,849	0,687	0,580	0,352	0,188	//	//	0	//
Rectan- gulaire.	0,31	1,84	6,15	20,7	95,3	//	//	∞	//
Section. $\left\{ \begin{array}{l} \frac{\omega}{\Omega} = \\ \mu = \end{array} \right.$	0,850	0,692	0,535	0,385	0,250	0,137	0,091	//	0
Circu- laire.	0,29	1,56	5,47	17,3	52,6	206	486	//	∞

4° VALVES OU PAPILLONS PLACÉS
DANS DES TUYAUX CYLINDRIQUES OU A SECTION
RECTANGULAIRE

Angle de déplacement $\alpha =$	10°	20°	30°	40°	50°	60°	70°	80°
$\frac{\omega}{\Omega} =$	0,826	0,658	0,500	0,357	0,234	0,134	0,060	0
Tuyaux cylin- driques $\mu =$	0,45	1,34	1,54	9,27	24,9	77,4	368	∞
Tuyaux rectan- gulaires $\mu =$	0,52	1,54	3,91	10,8	32,6	118	751	∞

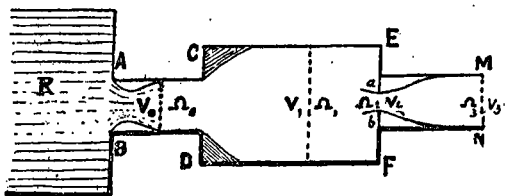
12. Pertes de charge dues aux changements brusques de section dans les tuyaux de conduite. — Prenons comme exemple l'ensemble des cas qui peuvent se présenter dans une conduite :

Le réservoir R (*fig. 3*), maintenu à niveau constant, laisse écouler l'eau par la série des tronçons cylindriques AC, CE, EM de section intérieure Ω_0 , Ω_1 et Ω_3 . La paroi EF est percée d'un orifice *ab* de section Ω_2 .

Soient V_0 , V_1 et V_3 les vitesses moyennes du liquide dans chacun de ces tronçons.

1° La portion AC joue le rôle d'un ajutage

Fig. 3



cylindrique, la perte de charge correspondante est comme nous l'avons vu

$$\frac{1}{2} \frac{V_0^2}{2g}$$

2° En CD il y a un élargissement brusque sans contraction, d'où comme perte de charge :

$$\frac{(V_0 - V_1)^2}{2g} = \frac{1}{2g} V_0^2 \left(1 - \frac{\Omega_0}{\Omega_1}\right)^2$$

puisque $\Omega_0 V_0 = \Omega_1 V_1$.

3° Enfin en EF, il y a un élargissement brusque de section, mais accompagné d'une contraction du courant ; si V_2 est la vitesse dans la section contractée, à ce point la perte de charge est

$$\left[\frac{(V_1 - V_2)^2}{2g} \right];$$

mais

$$\Omega_1 V_1 = m \Omega_2 V_2$$

ou

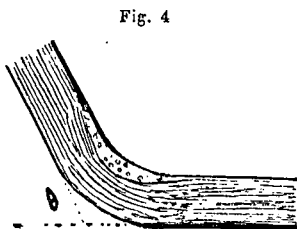
$$V_2 = \frac{\Omega_1}{m \Omega_2} V_1$$

de sorte que la perte de charge prend la forme

$$\left[\frac{V_1^2}{2g} \left(\frac{\Omega_1}{m \Omega_2} - 1 \right)^2 \right].$$

C'est cette formule qui servira à calculer la perte de charge, et par suite le travail perdu au passage de l'eau à travers les soupapes ou clapets des pompes.

13. Pertes de charge dues aux coudes brusques. — Si une conduite présente en un point de son parcours un coude brusque, la veine liquide en raison de son inertie abandonne le tuyau en ce point et ne rejoint la paroi qu'un peu plus loin. Le remous qui se produit dans l'intervalle amène une perte de charge.



Dubuat a fait sur ce phénomène quelques expériences dont Navier a tiré la formule suivante :

$$h = \frac{u^2}{2g} (0,0039 + 0,0186 r) \frac{l}{r^2}$$

dans laquelle l désigne la longueur du coude ; r son rayon de courbure et u la vitesse moyenne du liquide.

M. de Saint-Venant a substitué à cette expression la suivante :

$$h = 0,0961 \frac{l}{r} \sqrt{\frac{D}{r}} \frac{u^2}{2g}$$

D diamètre de la conduite.

D'autre part, Rankine a déduit des expériences de Weissbach la formule :

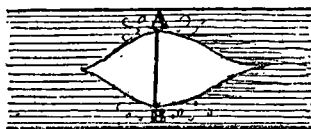
$$R = \left(0,9457 \sin^2 \frac{\theta}{2} + 2,0470 \sin^4 \frac{\theta}{2} \right) \frac{u^2}{2g} = \mu \frac{u^2}{2g}$$

en appelant θ l'angle que forment les deux tangentes extrêmes du coude.

Pour $\frac{\theta}{2} =$	10°	20°	30°	40°	45°	50°	60°
On a $\mu =$	0,046	0,189	0,364	0,740	0,984	1,260	1,861

14. Choc d'une veine liquide contre un plan fixe. — En nous en tenant au cas le plus général dans les applications, d'un choc normal

Fig. 5



au courant, la perte de force vive R a pour expression :

$$R = \frac{\varpi \Omega V^2}{g}$$

Ω étant la section de la veine et V sa vitesse.

Si nous supposons une plaque mince interposée perpendiculairement à un courant cylindrique ainsi que le représente la *fig. 5*.

A désignant la surface de la plaque et Ω la section intérieure de la conduite :

$$R = \omega A \frac{V^2}{2g} \times K$$

K ne dépend que du rapport $\frac{\Omega}{A}$ et du coefficient de contraction m au passage de l'obstacle, lequel peut varier entre 0,62 et 1. On le prend généralement égal à 0,85. En adoptant cette dernière valeur on trouve les chiffres suivants :

pour $\frac{\Omega}{A} = 2$	R = 3,60
= 3	= 1,75
= 4	= 1,29
= 5	= 1,11
= 10	= 0,94

La même formule s'applique à un corps prismatique ou cylindrique plongé dans un courant ou se mouvant dans une eau en repos.

CHAPITRE II

THÉORIE GÉNÉRALE DES POMPES ET BÉLIERS HYDRAULIQUES

15. Pompes à piston et à mouvement rectiligne alternatif. Description. — Ces pompes se composent essentiellement d'une capacité fermée, ou corps de pompe, dans lequel circule un disque plein, ou piston, joignant aussi parfaitement que possible contre ses parois. La communication entre le corps de pompe et les tuyaux d'aspiration et de refoulement est alternativement établie et interceptée par des clapets ou soupapes qui s'ouvrent et se ferment aux moments voulus suivant la position du piston.

La pompe est dite aspirante lorsqu'elle élève l'eau par aspiration seulement, c'est-à-dire en

faisant le vide sous le piston. Elle est foulante lorsque l'ascension est due à l'effort direct qu'exerce le piston sur l'eau. Enfin, lorsque ces deux modes sont combinés, la pompe est dite aspirante et foulante.

Ces divers systèmes peuvent d'ailleurs être à simple ou à double effet, suivant que l'ascension de l'eau dans les tuyaux de refoulement a lieu pendant un coup simple ou pendant les deux pulsations du piston. L'avantage de la pompe à double effet est d'augmenter le débit et de régulariser dans une certaine mesure le mouvement de l'eau.

Le piston est généralement un disque cylindrique percé ou non de soupapes destinées à établir ou interrompre la communication entre les deux parties du corps de pompe qu'il sépare. L'étanchéité est obtenue au moyen de garnitures élastiques.

Dans les pompes dites à *piston plongeur*, le piston est un cylindre métallique d'un diamètre légèrement inférieur à celui du corps de pompe qui glisse à travers un presse-étoupes formant fermeture étanche à l'une des extrémités. Le corps de pompe peut dans ce système être brut à l'intérieur tandis qu'il doit être alésé dans les autres cas.

16. Hauteur d'aspiration. — La hauteur maxima à laquelle une pompe peut aspirer a pour limite la valeur de la pression atmosphérique, soit sensiblement $10^m,33$.

Si H est la hauteur d'aspiration ; H_a , la pression atmosphérique en colonne d'eau ; la charge produisant le mouvement ascensionnel est égale à $(H_a - H)$ et la vitesse correspondante du liquide dans la colonne d'aspiration a pour expression $V = \sqrt{2g(H_a - H)}$.

Pour que l'eau monte, il faut donc que les organes propulseurs de la pompe aient une vitesse légèrement inférieure à la quantité ci-dessus, afin de tenir compte des pertes de charge dues aux frottements, aux chocs et aux remous du liquide.

17. Débit, rendement, effet utile. — On appelle débit d'une pompe le nombre de litres d'eau qu'elle fournit par seconde. Le rapport de ce chiffre au volume engendré par le piston en une seconde, ou débit théorique, constitue le *rendement en volume*.

Le produit du nombre P de kilogrammes d'eau élevée par seconde par la hauteur H exprimée en mètres à laquelle ce poids est élevé, four-

nit un nombre de kilogrammètres qui représente *le travail utile* de la pompe

$$T_u = P \times H.$$

Le rapport de ce nombre au travail par seconde du moteur mesuré sur l'arbre qui donne le mouvement à la pompe, exprime le rendement dynamique ou *effet utile* de l'appareil.

La connaissance de ces trois éléments est nécessaire pour se rendre un compte exact du fonctionnement d'une pompe.

18. Etude graphique de la marche d'une pompe par la méthode des trois diagrammes de Greindl. — Il s'agit de rendre visibles à l'œil les principaux phénomènes accomplis pendant une évolution complète du mécanisme. A cet effet, l'on trace deux axes rectangulaires, et sur l'axe des abscisses commun aux trois diagrammes, l'on porte, à une certaine échelle, une longueur proportionnelle au chemin parcouru par le piston pendant son évolution. On divise cette longueur en un nombre plus ou moins grand de parties égales suivant le degré d'approximation que l'on désire atteindre et aux points de division on élève des ordonnées.

Pour construire le *diagramme de refoulement*

ou de débit, sur chaque ordonnée, l'on porte à l'échelle adoptée une longueur proportionnelle au débit théorique à l'instant considéré.

Le *diagramme d'aspiration* s'obtient en portant sur les ordonnées, toujours à la même échelle, des longueurs proportionnelles aux débits du côté de l'aspiration. Ces débits diffèrent des précédents attendu qu'ils dépendent essentiellement de la vitesse du liquide dans la colonne d'aspiration.

Enfin le troisième diagramme, a pour ordonnées, la résultante en chaque point des pressions exprimées en kilogrammes qui s'exercent sur la partie moyenne de l'organe propulseur; ces pressions dépendent à la fois des hauteurs d'aspiration, de refoulement et de la vitesse imprimée à l'eau. Le travail développé pour une évolution a dès lors pour expression l'aire de ce diagramme, et le travail utile de la pompe s'exprime par le rapport du travail utile théorique à cette aire.

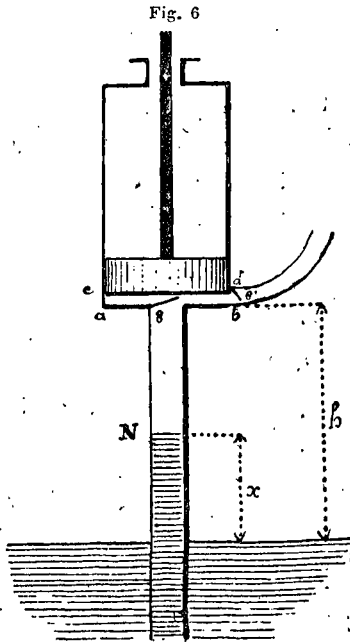
19. Espace nuisible. Son influence sur la hauteur d'aspiration. — Prenons comme exemple une pompe aspirante et foulante à simple effet; on appelle espace nuisible, le volume q de l'intervalle $abcd$ que laisse le piston lorsqu'il

est au bas de sa course, entre sa face inférieure et le fond du corps de pompe. Soient Q , le volume engendré par le piston dans sa course et x la hauteur dont s'élève l'eau dans le tuyau d'aspiration au bout de la première aspiration.

Si h_a représente la pression atmosphérique exprimée en colonne d'eau, lorsque le piston est au haut de sa course, $(h_a - x)$ représente la

pression du volume d'air emprisonné dans le corps de pompe entre N et le dessous du piston.

Dans son mouvement de descente, le piston comprime le volume d'air $(Q + q)$; la soupape d'aspiration s se referme, et à la fin, le volume



d'air réduit à q a pour pression, en vertu de la loi de Mariotte :

$$(h_a - x) \frac{Q + q}{q}.$$

Si l'on a $(h_a - x) \frac{Q + q}{q} > h_a$ la soupape de refoulement s' se soulèvera et l'air comprimé dans l'espace $abcd$, s'échappera dans l'atmosphère; puis, dans la seconde course du piston, l'eau s'élèvera au-dessus du niveau N dans le tuyau d'aspiration.

S'il arrive qu'à la fin d'une course descendante on ait : $(h_a - x) \frac{Q + q}{q} = h_a$, l'air comprimé ne pourra s'échapper, et l'amorçage de la pompe sera impossible.

La limite de x est $h_a \frac{Q}{Q + q}$, elle correspond pour $q = 0$ à h_a ou $10^m,33$. A mesure que Q augmente, x diminue.

Dans les pompes dont le piston est à garniture intérieure et dont le corps de pompe est alésé, q est relativement très restreint, $0,05 Q$ seulement, alors

$$x = 10^m,33 \times \frac{1}{1,05} = 9^m,83.$$

Mais, pour les pompes à piston plongeur, q est

beaucoup plus grand et atteint souvent 0,20 Q.

Dans ce cas

$$x = 10^m,33 \times \frac{1}{1,20} = 8^m,60.$$

D'autre part, si l'on tient compte des frottements, de la résistance à vaincre pour soulever les soupapes, des fuites toujours inévitables, des rentrées d'air accidentelles par les joints et de l'air dissous dans l'eau, il apparaît qu'en pratique, il ne faut pas dépasser une hauteur d'aspiration de 9 mètres pour le premier système de pompe et de 6 mètres pour le second.

20. Amorçage. — On termine généralement le tuyau d'aspiration par un clapet de retenue, de façon à permettre de le remplir d'eau au moment de la mise en marche et d'assurer ainsi l'amorçage.

Plus la course du piston est grande, moins l'effet de l'espace nuisible sur l'amorçage se fait sentir. La limite de la hauteur d'aspiration est en effet proportionnelle à $\frac{Q}{Q+q}$ ou à $\frac{C}{C+c}$, C et c désignant la longueur de la course du piston et la hauteur occupée par l'espace nuisible. Ce rapport sera d'autant plus près de l'unité pour une valeur donnée de c, que C sera plus grand.

21. Influence de la course du piston sur la hauteur d'aspiration. — Pour une pompe verticale, la course du piston exerce une certaine influence sur la hauteur d'aspiration. Un calcul très simple, analogue à celui qui précède, permet de voir en effet que, pour pouvoir atteindre avec une pompe dont le piston est à garniture intérieure, la limite théorique $h = 9^m,83$, il faut que la course du piston soit inférieure à $2^m,33$; et, avec une pompe verticale à piston plongeur, pour atteindre $h = 8^m,60$, il faut que la course du piston soit inférieure à $1^m,79$. Il est presque inutile de faire observer que cette influence n'existe plus dans le cas d'une pompe manœuvrant horizontalement.

22. Vitesse du piston. — Une fois la pompe amorcée, il faut que l'eau puisse suivre le piston : voyons dans quelles limites doit se maintenir pour cela la vitesse moyenne de ce piston. Appelons v sa vitesse maxima, qui correspond au milieu de la course. Lorsque le piston atteint le haut de sa course, en négligeant la perte de charge due aux frottements, la vitesse de l'eau au passage du clapet est au maximum

$$V = \sqrt{2g(h_a - h)}.$$

Si nous appelons ω la section de l'orifice dé-

masquée de la soupape et m , le coefficient de contraction applicable à cet orifice (la valeur de m est comprise, comme nous l'avons vu, entre 0,62 et 0,82); Ω représentant la section du piston, on doit avoir :

$$m\omega V = \Omega v$$

ou

$$v = \frac{m\omega V}{\Omega} = m \frac{\omega}{\Omega} \sqrt{2g(h_a - h)}.$$

Ordinairement le rapport $\frac{\omega}{\Omega}$ varie entre 0,25 et l'unité.

D'autre part, les limites pratiques de h sont 9 mètres et 6 mètres.

Il résulte de ces données les chiffres suivants pour la valeur de la vitesse moyenne du piston

ou $\frac{v}{2}$.

$$1^{\circ} \quad h = 9^m; \quad V = \sqrt{2g(10^m,33 - 9^m)} = 5^m,10$$

Valeurs de $\frac{\omega}{\Omega}$	Vitesse moyenne correspondante du piston	
	$\frac{v}{2} = \frac{1}{2} m \frac{\omega}{\Omega} V$	
	$m = 0,62$	$m = 0,82$
0,25	0 ^m ,395	0 ^m ,522
0,50	0 ^m ,790	1 ^m ,045
1,00	1 ^m ,580	2 ^m ,090

$$2^{\circ} \quad h = 6^m; V = \sqrt{2g(10^m,33 - 6^m)} = 9^m,21$$

Valeurs de $\frac{\omega}{\Omega}$	Vitesse moyenne correspondante du piston	
	$\frac{v}{2} = \frac{1}{2} m \frac{\omega}{\Omega} V$	
	$m = 0,62$	$m = 0,82$
0,25	0 ^m ,713	0 ^m ,944
0,50	1 ^m ,427	1 ^m ,888
1,00	2 ^m ,854	3 ^m ,776

En pratique, le rapport $\frac{\omega}{\Omega}$ se maintient entre 0,25 et 0,50; de sorte qu'avec des soupapes bien disposées et suffisamment grandes, la vitesse moyenne du piston peut atteindre environ deux mètres par seconde.

23. Pertes sur le débit théorique d'une pompe. Fuites. — Les fuites par la garniture du piston ou des soupapes, qui sont d'autant plus grandes que la pompe élève l'eau à une plus grande hauteur, diminuent le débit théorique ou le volume engendré par le piston pendant une seconde, dans une proportion qui peut aller jusqu'à $\frac{1}{5}$ si la pompe fonctionne dans des conditions imparfaites. Toutefois ce rendement

peut être considérablement augmenté par une installation judicieuse et une bonne pompe peut élever en volume jusqu'à 0,90 et 0,95 du débit théorique.

Il arrive parfois que certaines pompes fournissent un rendement en volume supérieur à 100 %, Ce résultat bizarre tient à une vitesse exagérée dans les tuyaux d'aspiration et de refoulement, qui fait que l'eau, en vertu de sa vitesse acquise, continue à passer à travers les soupapes bien que le piston recommence à redescendre. Un pareil état de choses est à éviter, attendu qu'il se produit alors des chocs violents qui mettent rapidement les soupapes hors de service.

24. Pertes sur le rendement dynamique d'une pompe. — Ces pertes sont dues :

1° Aux frottements de l'eau dans les tuyaux et aux coudes ;

2° Aux passages de l'eau à travers les soupapes et aux changements brusques de section ;

3° Aux frottements du piston dans ses garnitures.

Nous avons appris à calculer les deux premières sources de perte.

Quant à la troisième, elle se calcule par la formule empirique de Langdorff :

$$F = \mu D h$$

dans laquelle D représente le diamètre du piston en mètres ; h , la pression en mètres d'eau, et μ , un coefficient qui dépend de la nature et du degré de poli des surfaces frottantes.

$\mu = 7^{\text{ks}}$ pour un corps de pompe en laiton bien poli ;

$\mu = 15^{\text{ks}}$ pour un corps de pompe en fonte ;

F est exprimé en kilogrammes.

Voici du reste une manière approximative de calculer directement le frottement lorsque la garniture du piston est formée par un cuir embouti :

Soient h , en mètres d'eau, la différence des pressions du liquide sur les deux faces du piston ;

D , le diamètre du piston ;

l , la hauteur de la partie annulaire du cuir qui frotte sur le corps de pompe ;

f , le coefficient de frottement relatif aux surfaces en contact.

La surface frottante ayant pour expression $\pi D l$, et le poids d'un mètre cube d'eau étant de 1 000 kilogrammes, le frottement aura pour valeur :

$$F = 1\,000 \pi D l h f = 3\,141,5 D l h f$$

$f = 0,36$ pour une garniture de cuir frottant dans un corps de pompe en fonte.

25. Comparaison des pompes à simple effet et à double effet. — A débit égal, et les dimensions du corps de pompe étant les mêmes, une pompe à simple effet doit avoir une vitesse double d'une pompe à double effet ; il en résulte que les pertes de charge dues aux frottements de l'eau dans les conduites qui sont proportionnelles au carré de la vitesse moyenne, seront quatre fois plus fortes dans le premier cas que dans le second. A ce point de vue, la pompe à double effet est donc bien supérieure à la pompe à simple effet. Il convient d'ajouter, d'ailleurs, que la régularité relative du mouvement de l'eau que réalisent les pompes à double effet, par suite de la suppression de l'intermittence, constitue une nouvelle supériorité à leur actif en réduisant la perte de travail due à l'inertie du liquide.

26. Uniformité du mouvement de l'eau. Réservoirs d'air. — La pompe à double effet uniformise, dans une certaine mesure, les mouvements de l'eau, ce qui, pour le rendement dynamique de l'appareil, a une importance réelle.

On peut arriver également au même résultat en accouplant judicieusement plusieurs pompes sur le même arbre moteur. Toutefois l'amélioration ainsi obtenue n'est encore que très imparfaite. Le mouvement rectiligne alternatif du piston est en effet périodiquement varié ; sa vitesse partant de zéro, augmente progressivement, passe par un maximum au milieu de la course, puis redevient nulle. L'afflux d'eau subit donc les mêmes phases ; d'où la nécessité de placer entre la pompe et les tuyaux d'aspiration et de refoulement des appareils susceptibles d'emmagasiner l'excédent produit à certains moments pour le restituer dans la période inverse, tout en maintenant la pression aussi uniforme que possible. Ces appareils sont des réservoirs ou cloches contenant de l'air qui peut, grâce à son élasticité, produire les effets dont nous venons de parler. Il est évident d'ailleurs que le bon fonctionnement de ce système exige un rapport déterminé entre le volume moyen Q de l'air du réservoir, et le volume q qu'engendre le piston dans sa course. Calculons ce rapport. Soient :

Q_1 , le maximum du volume occupé par l'air et p_1 , la pression correspondante ;

Q_2 , le minimum du volume occupé par l'air et p_2 , la pression correspondante ;

p , la pression moyenne de l'air dans le réservoir ;

$\frac{1}{n}$, la fraction du volume q représentant la quantité d'eau que le réservoir doit emmagasiner et restituer successivement à chaque course du piston, $\frac{1}{n} q = Q_1 - Q_2$;
posons enfin

$$\frac{p}{p_2 - p_1} = N,$$

d'après la loi de Mariotte on a :

$$\frac{p_2}{p_1} = \frac{Q_1}{Q_2}$$

d'où

$$\frac{p_2 + p_1}{p_2 - p_1} = \frac{Q_1 + Q_2}{Q_1 - Q_2} = \frac{2nQ}{q},$$

mais $\frac{p_2 + p_1}{p_2 - p_1} = 2 N$ par définition,

donc :

$$\frac{nQ}{q} = N \text{ ou } Q = \frac{1}{n} Nq.$$

Suivant le diamètre et la longueur de la conduite à laquelle s'adapte le réservoir d'air, on

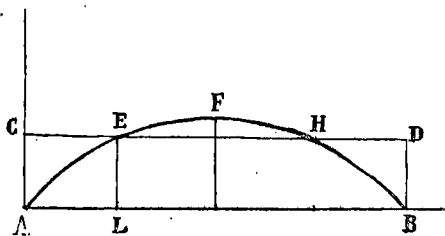
donne à N des valeurs comprises entre 25 et 100.

Quant au rapport $\frac{1}{n}$, il faut le calculer dans chaque cas particulier, suivant qu'il s'agit d'une pompe à simple ou à double effet, ou de pompes conjuguées.

Voici la méthode employée dans ce but, que nous appliquerons à titre d'exemple à une pompe à double effet :

Prenons deux axes de coordonnées rectangu-

Fig. 7



lares (fig. 7) et, sur l'axe des abscisses, portons les valeurs successives de l'arc décrit par le bouton de la manivelle attelée à la bielle du piston pendant une course, depuis $AL = 0$ jusqu'à $AL = \pi r$.

Portons en ordonnées, les valeurs successives de LE ou y .

Nous construirons ainsi une courbe AFB , et

l'aire comprise entre elle et l'axe des abscisses a pour expression :

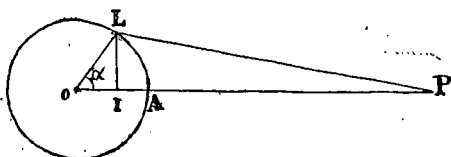
$$\int_0^{\pi r} y ds = 2r^2.$$

La hauteur AC du rectangle équivalent à cette aire, pour le mouvement uniforme, est donc égale à :

$$\frac{2r^2}{\pi r} = \frac{2}{\pi} r.$$

Il est évident sur la figure que le rapport de

Fig. 8



l'aire ACE à la moitié du rectangle ACDB représente justement la valeur de $\frac{1}{\pi}$. Calculons ce rapport :

$$\text{Aire ACE} = \text{aire ACEL} - \text{AEL}.$$

Si nous appelons α l'angle correspondant à l'arc AL (fig. 8)

$$AL = \alpha r.$$

$$\text{Mais } \sin \alpha = \frac{y}{r} = \frac{EL}{r} = \frac{AC}{r} = \frac{2r}{\pi r} = \frac{2}{\pi},$$

d'où

$$\alpha = 0,69$$

donc :

$$\text{aire ACEL} = 0,69 \times r \times \frac{2r}{\pi} = 0,439r^2;$$

d'autre part,

$$\text{aire AEL} = \int_0^{\frac{2r}{\pi}} y ds;$$

l'intégrale indéfinie $\int y ds$ a pour valeur

$$r \sqrt{r^2 - y^2}; \text{ en la prenant de } y = 0 \text{ à } y = \frac{2r}{\pi},$$

on a

$$\text{aire AEL} = r^2 - r \sqrt{r^2 - 4 \frac{r^2}{\pi^2}} = r^2 \left(1 - \frac{\sqrt{\pi^2 - 4}}{\pi} \right) = 0,229r^2$$

donc :

$$\text{aire ACE} = r^2 (0,439 - 0,229) = 0,21 r^2.$$

Comme la surface de la moitié du rectangle ABCD a pour expression r^2 , il en résulte que :

$$\frac{1}{n} = \frac{0,21 r^2}{r^2} = 0,21.$$

Les réservoirs d'air se placent aussi sur les conduites de distribution un peu en avant des robinets de prise d'eau pour amortir les chocs et empêcher ainsi l'ébranlement des tuyaux et des joints. En effet, au moment de la fermeture du

robinet, il faut anéantir la puissance vive $\frac{1}{2} m V^2$ que possède l'eau qui s'écoule avec la vitesse V ; la compression de l'air du réservoir qui se produit alors, remplit justement cet office, et, le travail emmagasiné à ce moment, est rendu ensuite progressivement et sans choc en raison de l'élasticité de l'air.

27. Rendement dynamique d'une pompe.

— Soient Q le volume d'eau en mètres cubes que doit élever la pompe en une seconde; h , la hauteur en mètres y compris la perte de charge due aux frottements de l'eau dans les conduites d'aspiration et de refoulement, à laquelle ce volume doit être élevé; le travail utile de la pompe en une seconde est égal à un nombre de kilogrammètres exprimé par :

$$T_u = 1000 Qh.$$

Si ζ représente en mètres d'eau, l'ensemble des frottements des divers organes de la pompe et des pertes de charge résultant du passage de l'eau à travers les clapets et dans le corps de pompe, le travail moteur absorbé en une seconde par la pompe est :

$$T_m = 1000 Q(h + \zeta)$$

$\frac{T_u}{T_m} = \frac{h}{h + \zeta}$ représente le rendement dynami-

que. Il sera d'autant plus grand que ζ sera plus petit. Il convient donc de s'efforcer à rendre, par un choix judicieux des clapets, et en donnant à l'eau la vitesse voulue, les pertes de charge aussi faibles que possible. En premier lieu, on devra éviter, si faire se peut, les changements brusques de direction et de section, qui, ainsi que nous l'avons vu, entraînent des pertes de charge très sensibles.

28. Détermination du diamètre des conduites d'aspiration et de refoulement. —

La perte de charge due aux frottements de l'eau dans les conduites d'aspiration et de refoulement étant proportionnelle par mètre courant, au carré de la vitesse, et, variant en raison inverse du diamètre des tuyaux, il y a intérêt, pour la réduire, à choisir des tuyaux de grand diamètre, qui, pour un débit donné, exigeront que l'eau y circule avec une vitesse moindre. Toutefois si l'on diminue ainsi dans une certaine mesure la puissance à demander au moteur et, par suite, les frais d'installation correspondants, on augmente par contre ceux qui concernent la tuyauterie. Dans un projet d'élévation d'eau, il y aura donc tout d'abord à déterminer le diamètre le plus économique à donner aux conduites.

Soient :

d , ce diamètre;

q , le volume d'eau à élever par seconde en mètres cubes ;

h , la hauteur à laquelle l'eau est élevée;

L , le développement total des conduites ;

ζ , la perte de charge due aux frottements dans ces conduites.

$$P = \frac{1000q(h + \zeta)}{75}$$

exprime en chevaux-vapeur le travail total de la machine.

D'après la formule de Darcy

$$\zeta = \frac{4L}{d} b_1 u^2 \quad u = \frac{4q}{\pi d^2}$$

d'où :

$$\zeta = \frac{4L}{d} \frac{16q^2}{\pi^2 d^4}$$

$$P = \frac{1000q}{75} \left\{ h + \frac{64q^2 L}{\pi^2} \left(\frac{b_1}{d^5} \right) \right\}$$

$$b_1 = 0,000507 + \frac{0,0001294}{d} = m + \frac{n}{d}$$

$$P = \frac{1000q}{75} \left\{ h + \frac{64q^2 L}{\pi^2} \left(\frac{m}{d^5} + \frac{n}{d^6} \right) \right\}$$

Calculons maintenant les frais correspondants à l'installation :

1° Prix des tuyaux mis en place.

Si p est le prix du mètre courant de conduite en fonte posée pour chaque centimètre de diamètre intérieur ; le prix de la longueur L sera :

$$100 pd.L$$

2° Appelons M le prix du cheval-vapeur,

$$PM = \frac{1000qM}{75} \left\{ h + \frac{64q^2L}{\pi^2} \left(\frac{m}{d^5} + \frac{n}{d^6} \right) \right\}$$

sera le prix de la machinerie hydraulique.

Le prix total de l'installation sera dès lors

$$D = 100pdL + \frac{1000qM}{75} \left\{ h + \frac{64q^2L}{\pi^2} \left(\frac{m}{d^5} + \frac{n}{d^6} \right) \right\}.$$

Pour trouver le minimum de D , il faut égaler à zéro la dérivée de cette expression par rapport à la variable d ; ce qui donne l'équation :

$$100pL - \frac{64000Mq^3L}{75\pi^2} \left(\frac{5m}{d^6} + \frac{6n}{d^7} \right) = 0$$

ou :

$$\frac{1.1566pd^7}{q^3M} - 5md - 6n = 0.$$

Cette équation montre que la valeur de d est

indépendante de la longueur des conduites. Elle se résoudra par approximations successives en négligeant d'abord le terme indépendant de d , et l'on s'arrêtera, lorsque la dernière valeur trouvée correspondra à un des diamètres usités dans le commerce, savoir :

0 ^m , 050,	0, 175	0, 350
0, 060	0, 200	0, 400
0, 070	0, 225	0, 450
0, 080	0, 210	0, 500
0, 100	0, 275	0, 550
0, 125	0, 300	0, 600
0, 150	0, 325	0, 800

29. Formules relatives au calcul des dimensions principales d'une pompe répondant à un programme déterminé. — Appliquons les notions qui précèdent à la détermination des dimensions principales d'une pompe à double effet, en partant des données suivantes :

Quantité d'eau à élever par seconde en mètres cubes, q ; nombre de tours de la machine motrice par minute, n ; développement des tuyaux d'amenée et de refoulement en mètres l ; diamètre de ces conduites en mètres, d ; hauteur utile à laquelle l'eau doit être élevée en mètres, h .

1° *Frottement dans les conduites.* — La

perte de charge due aux frottements dans les conduites se calculera par la formule

$$\zeta = \frac{64 \times q \times l}{\pi^2} \left(\frac{0,000507}{d^5} + \frac{0,0001294}{d^6} \right)$$

la hauteur totale d'élévation de l'eau étant $h + \zeta$, le travail correspondant à demander à la machine aura pour expression :

$$\tau = \frac{(h + \zeta) q \times 1000}{75}$$

2° *Rayon et course du piston.* — Si nous désignons par r le rayon du piston et sa course par c , on a la relation :

$$q = K\pi r^2 c \frac{2n}{60}$$

K représentant le rendement en volume de la pompe.

On prend généralement $c = 4r$, d'où

$$q = \frac{K \times \pi r^3 \times 8 \times n}{60}$$

et

$$r = \sqrt[3]{\frac{60 \times q}{K \times \pi \times 8 \times n}}$$

la valeur de c se déduit de celle de r .

3° *Section de la tige du piston.* — La section de la tige du piston se calcule d'après l'effort qu'elle a à supporter, lequel correspond ici au poids d'une colonne d'eau de hauteur $(h + \zeta)$ ayant pour section πr^2 , soit :

$$p = 1000 (h + \zeta) \pi r^2 = 1000 \times H \times \pi r^2,$$

la section de la tige a donc pour expression

$s = \frac{p}{R}$ et son diamètre $d = \sqrt{\frac{4s}{\pi}}$, — R désignant en kilogrammes par centimètre carré la tension qu'on peut faire supporter au métal en toute sécurité.

4° *Section utile du piston.* — La tige n'existant en général que d'un côté, la section utile du piston est :

$$s = \pi r^2 - \frac{1}{2} \frac{\pi d^3}{4}.$$

5° *Diamètre et levée des clapets.* — La vitesse moyenne du piston a pour expression :

$$u = \frac{2nc}{60}.$$

La vitesse maxima a pour valeur $V = u \times \frac{\pi}{2}$.

On prend en général la section du passage de l'eau à travers les clapets égale à la moitié de celle du piston ; l'eau devra donc les traverser

avec une vitesse double de la vitesse du piston, c'est-à-dire au maximum

$$2 \times u \frac{\pi}{2} = u\pi.$$

En appelant δ le diamètre intérieur du siège des clapets, la levée λ se déduira de la formule :

$$\lambda = \frac{\frac{s}{2}}{\pi\delta}.$$

Ce résultat doit d'ailleurs être divisé par 0,62 pour tenir compte de la contraction de la veine liquide au passage des clapets ; d'où

$$\lambda = \frac{\frac{s}{2}}{0,62 \times \pi\delta}.$$

Le diamètre intérieur du siège du clapet se détermine en se basant sur ce que, d'après l'expérience, la circonférence doit atteindre au moins 0^m,02 par litre d'eau élevée par seconde.

6° *Épaisseur du corps de pompe.* — r étant son diamètre intérieur et p la pression qu'il a à supporter et que nous avons établie ci-dessus, on a, d'après la formule de Lamé

$$e = r \left[\sqrt{\frac{R+p}{R-p}} - 1 \right].$$

7° *Frottement du piston dans les garnitures. Travail perdu.* — Dans la pompe dont il s'agit

le frottement provient de la pression de la garniture du stuffing box, tresse en coton, plus ou moins fortement comprimé par le couvercle de la boîte à étoupes.

La formule de Langdorff donne, comme on l'a vu :

$$F = \mu \times H \times 2r,$$

u étant la vitesse moyenne du piston, le travail correspondant en kilogrammètres par seconde a pour expression :

$$F_u = \mu H 2r \times u.$$

8° *Perte de charge à travers les clapets.* — Cette perte de charge est donnée par l'expression (1).

$$\zeta' = \frac{V_3^2}{2g} \left(\frac{\Omega_3}{m\Omega_2} - 1 \right)^2$$

dans laquelle V_3 est la vitesse maxima que l'eau possède au passage des clapets et que nous avons calculée précédemment ($u \times \pi$); Ω_3 , est la section de la boîte à clapets; Ω_2 celle de l'orifice, du passage de l'eau à travers le clapet à son maximum d'ouverture :

$$\Omega_2 = \frac{\pi r^2}{2}.$$

(1) Voir § 12. *Pertes de charge dues aux changements brusques de section dans les tuyaux de conduite.*

Le coefficient de contraction $m = 0,62$.

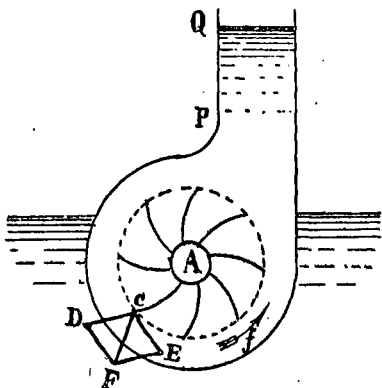
La perte de charge se produisant d'ailleurs quatre fois dans un tour, atteint par seconde la valeur :

$$\frac{4\gamma n}{60}$$

POMPES CENTRIFUGES

30. Principe. — Une couronne mobile A (fig. 9), munie de cloisons ou aubes courbes est animée d'un mouvement de rotation dans le

Fig. 9



sens de la flèche f . Si l'eau peut arriver par le centre de la pompe par exemple, elle sera aspirée, et, en vertu de la force centrifuge, après

avoir parcouru les aubes, elle sortira en c avec une vitesse relative dirigée suivant la tangente cD . Quant à la vitesse absolue du liquide, c'est la résultante cF de la vitesse relative et de la vitesse d'entraînement cE du tambour. Le liquide projeté ainsi du centre à la circonférence sera refoulé dans le tuyau PQ . Ordinairement, le tuyau ascensionnel est muni à son origine de deux plateaux circulaires, légèrement convergents vers l'extrémité, qui forment une sorte d'ajutage que traverse l'eau à la sortie de la couronne mobile. Cette adjonction régularise l'écoulement et améliore le rendement de l'appareil.

31. Vitesse à donner au tambour pour obtenir un débit déterminé.

Désignons par :

- H_a , la pression atmosphérique ;
- H , la hauteur totale d'aspiration (aspiration plus refoulement) ;
- h et h_1 , les hauteurs respectives de refoulement et d'aspiration en prenant comme origine le centre de la pompe ($H = h + h_1$) ;
- W_0 et W_1 , les vitesses relatives de l'eau à l'entrée et à la sortie des aubes ;
- R et r , les rayons extérieur et intérieur des aubes ;

- U , la vitesse linéaire de l'extrémité
extérieure de l'aube ;
 u , la vitesse linéaire de l'extrémité in-
térieure de l'aube ;
 γ , l'angle de la tangente à l'extrémité
extérieure de l'aube, avec la tan-
gente à la circonférence du tam-
bour mobile au même point ;
 b , la largeur de la couronne du tam-
bour à son pourtour extérieur.

Si nous appelons dm la masse de liquide qui sort des aubes pendant le temps élémentaire dt , l'accroissement de force vive correspondant a pour expression :

$$\frac{1}{2}dm(W_1^2 - W_0^2).$$

D'autre part, $p = \Pi_a + h$ étant la pression par unité de surface à la sortie des aubes, le travail correspondant sera :

$$dmg (\Pi_a + h).$$

De même, le travail de la pression élémentaire de l'eau à l'entrée des aubes a pour expression :

$$dmg \left(\Pi_a - h_1 - \frac{W_0^2}{2g} \right).$$

Quant au travail de la force d'inertie du mouvement d'entraînement, c'est :

$$\frac{1}{2} dm (U^2 - u^2).$$

On a donc l'équation :

$$\begin{aligned} \frac{1}{2} dm (W_1^2 - W_0^2) &= dm g (H_a + h) + \\ + dm g \left(H_a - h_1 - \frac{W_0^2}{2g} \right) &+ \frac{1}{2} dm (U^2 - u^2) \end{aligned}$$

ou, après réduction :

$$(1) \quad W_1^2 = -2gH + U^2 - u^2.$$

En appelant Q le débit de la pompe par seconde :

$$Q = 2\pi R b W_1 \sin \gamma$$

d'où

$$W_1 = \frac{Q}{2\pi R b \sin \gamma};$$

d'ailleurs

$$u = \frac{Ur}{R}$$

en portant ces valeurs dans l'équation (1), on en

tire la valeur de u en fonction des données, ou, le nombre de tours $n = \frac{U}{2\pi R}$ que doit faire le tambour par seconde pour produire l'effet voulu.

32. Rendement dynamique. Son maximum. — En appelant V la vitesse absolue de l'eau à la sortie des aubes et en négligeant les pertes de charge dues aux frottements, le travail moteur a pour expression :

$$T_m = QH + Q \frac{V^2}{2g},$$

le travail utile $T_u = QH$.

L'effet utile est donc

$$E_u = \frac{T_u}{T_m} = \frac{QH}{QH + Q \frac{V^2}{2g}} = \frac{1}{1 + \frac{V^2}{2gH}}.$$

Pour trouver son maximum il faut chercher la valeur de U qui rend V minimum.

Or

$$\begin{aligned} V^2 &= W_1^2 + U^2 - 2UW_1 \cos \gamma = \\ &= (-2gH + U^2 - u^2) + U^2 - 2U \cos \gamma \sqrt{U^2 - u^2 - 2gH} \\ &= -2gH + U^2 \frac{2R^2 - r^2}{R^2} - 2U \cos \gamma \sqrt{\frac{U^2 (R^2 - r^2)}{R^2} - 2gH} \end{aligned}$$

en égalant à zéro la dérivée du second membre par rapport à U , on a la relation :

$$U^2 = \frac{R^2 g H}{R^2 - r^2} \left(1 + \frac{2(R^2 - r^2)}{\sqrt{r^4 + 4R^2(R^2 - r^2) \sin \gamma}} \right)$$

qui fournit la vitesse correspondant au rendement maximum possible avec des données déterminées.

Remarques. — On prend souvent en pratique

$$\gamma = 30^\circ \quad \text{et} \quad r = \frac{2R}{3}$$

et l'on trouve, dans ces conditions, en effectuant les calculs que le maximum de l'effet utile est de 0,46. La différence $(R - r)$, ou longueur projetée de l'aube sur le rayon, a d'ailleurs une grande influence sur le rendement qui varie de 0,38 à 0,521 lorsque r passe par les différentes valeurs comprises entre $r = \frac{3R}{4}$ jusqu'à $r = \frac{R}{3}$.

La valeur de l'angle γ influe également sur le rendement dynamique de la pompe. Plus γ est petit plus le rendement croît, ainsi qu'il résulte des équations précédentes. Mais, d'autre part, γ diminuant, le débit de l'appareil diminue en même temps. C'est pourquoi les constructeurs s'écartent peu en général du chiffre de 30° que nous avons indiqué.

33. Section d'accès de l'eau dans le corps de pompe. — Soit μ le coefficient de réduction de la vitesse de l'eau aspirée par suite des pertes de charge, coefficient variable entre 0,70 et 0,75 ; la vitesse maxima que peut atteindre le liquide à l'entrée a dès lors pour valeur :

$$\mu \sqrt{2g (H_a - h_1)}.$$

La section d'accès devra donc être égale, au minimum, au quotient :

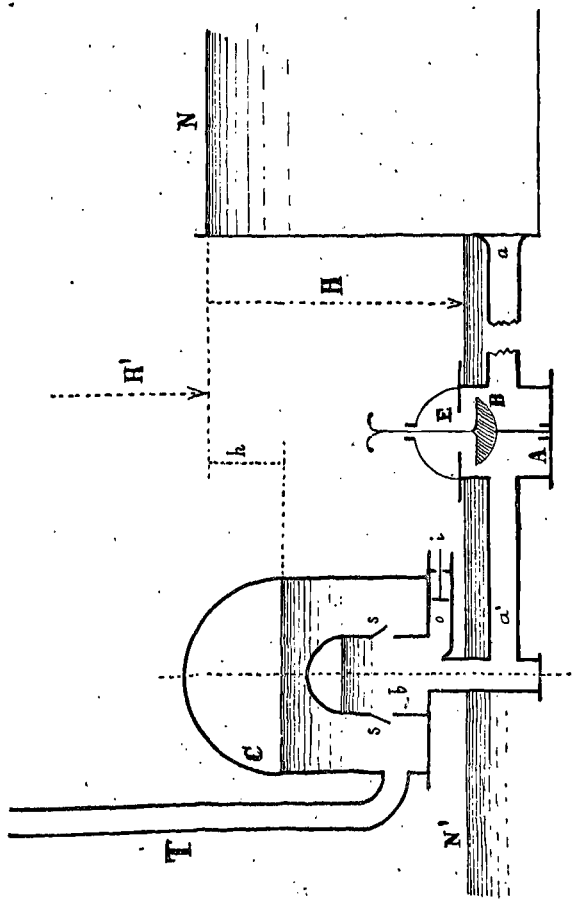
$$\frac{Q}{\mu \sqrt{2g (H_a - h_1)}}.$$

BÉLIERS HYDRAULIQUES

34. Principe et description du bélier hydraulique. — Dans le bélier hydraulique, dont l'invention est attribuée à Montgolfier (1796) on utilise la force vive d'une chute d'eau, pour élever, sans recourir à aucun appareil intermédiaire, une partie de cette eau au-dessus du niveau d'amont.

Soient N et N' (*fig. 10*), les niveaux d'amont et d'aval et H, la hauteur qui les sépare. La conduite en fonte ($\alpha \alpha'$) qui part du bief d'amont, constitue

Fig. 10



ce qu'on appelle le *corps du bélier*, et vient déboucher dans un réservoir b placé lui-même dans une seconde cloche. C'est à cette cloche que se trouve fixé le tuyau T, aboutissant au réservoir supérieur et dans lequel l'eau doit être élevée à une hauteur II' au-dessus du niveau de la chute.

Sur la conduite $a a'$, et le plus près possible de la cloche C, est placée une chambre cylindrique A ouverte en E et susceptible d'être fermée par la soupape B dont la tige est guidée à ses deux extrémités.

Des clapets s établissent la communication de la cloche b dans la cloche C. La cloche b comporte elle-même un petit reniflard i s'ouvrant de dehors en dedans et permettant à l'air extérieur d'entrer pour alimenter les réservoirs b et C. Il faut d'ailleurs éviter que l'eau d'aval ne vienne submerger ce reniflard et obstruer la rentrée d'air.

Sur le parcours de la conduite $a a'$, avant la chambre A, existe un robinet d'arrêt servant à la manœuvre de l'appareil.

Si l'on ouvre ce robinet, l'eau s'écoulera dans le bief d'aval à travers l'ouverture E que laisse libre la soupape B descendue par l'effet de son propre poids. Mais la vitesse de l'eau d'abord

nulle atteindra bientôt son maximum $\sqrt{2gH}$, et cette accélération produira sur la soupape une contre-pression de bas en haut de nature à la soulever et à l'appliquer contre son siège.

Par suite de cette force vive et de la fermeture brusque de la soupape B, produisant choc ou coup du bélier, les soupapes *s* s'ouvriront et un certain volume d'eau passera dans la cloche *c* et delà dans le tuyau ascensionnel T.

Mais la puissance vive de la masse d'eau contenue dans le corps du bélier ne tardera pas à s'éteindre, les clapets *s* se refermeront, et il se produira de *b* vers *a* une oscillation de la masse d'eau déterminant une dépression dans la cloche *b*, telle que de l'air extérieur pénétrera par le reniflard *i*.

Le poids de la soupape B ne se trouvant plus contrebalancé, celle-ci s'ouvrira, et, l'eau du bief d'amont recommencera à s'écouler par l'ouverture E.

Ces mêmes effets successifs se reproduiront ainsi automatiquement, tout le temps que le robinet d'arrêt restera ouvert.

L'air contenu dans la cloche *b* au moment du coup de bélier, atténué le choc de l'eau contre les clapets *s* et produit ensuite l'oscillation de *b* vers *a*. L'air contenu dans la cloche C, joue le

rôle d'un réservoir d'air ordinaire et régularise le mouvement de l'eau dans la conduite ascensionnelle.

35. Théorie du bélier hydraulique. —

La théorie du bélier hydraulique donnée par Vigreux dans son *Traité d'hydraulique appliquée* (partie didactique), sans être d'une rigueur parfaite, permet néanmoins de se rendre compte du rendement à obtenir dans des circonstances déterminées et peut par suite aider à l'établissement de l'appareil.

PREMIÈRE HYPOTHÈSE. — *La soupape B est assimilée à une plaque mince interposée dans un courant cylindrique et perpendiculaire à ce courant* ⁽¹⁾, on trouve que le rendement théorique a pour expression :

$$R = \frac{T_u}{T_m} = \frac{\pi d^2 V}{8 \Omega \left(\frac{t}{2} \sqrt{\frac{2gP}{\omega AK}} + c \right)} \times \frac{H' + \zeta}{H' + h + \zeta};$$

dans cette formule, A représente l'aire de la face supérieure de la soupape; P, son poids; c, sa course, c'est-à-dire la distance qui la sépare de son siège lorsqu'elle est ouverte; Ω , l'aire de

(1) Voir § 14. *Choc d'une veine liquide contre un plan fixe.*

section horizontale de la chambre B ; V, la vitesse maxima de l'eau dans le corps du béliet et t , le temps nécessaire pour que la masse d'eau comprise entre a et la chambre A acquière cette vitesse V en partant du repos ; d , le diamètre du corps du béliet, et ζ , la perte de charge due au frottement dans la colonne ascensionnelle.

Cette expression montre que le rendement de l'appareil est proportionnel au carré du diamètre du corps de béliet et à la vitesse maxima que l'eau y prend. Au contraire, il diminue si Ω augmente ainsi que le poids P de la soupape et la course c . Enfin il croit si A ou la surface de la soupape augmente.

Il résulte de ces considérations que pour améliorer le rendement, il y a intérêt à réduire la section de la chambre A, le poids et la course de la soupape B ; on devra au contraire choisir une soupape de grande surface.

Influence du rapport $\frac{H'}{H}$ sur le rendement. —

D'après Eytelwein, le rendement diminuerait beaucoup avec le rapport $\frac{H'}{H}$.

Cette conclusion se trouve contredite par les

expériences faites sur divers béliers établis par Montgolfier et dont voici les résultats :

$$\frac{H}{H'} = 0,31 - 0,215 - 0,191 - 0,117.$$

$$R = 0,651 - 0,629 - 0,653 - 0,670.$$

Le rendement est à peu près constant malgré les fortes variations de $\frac{H'}{H}$.

D'autre part, Vigreux a expérimenté deux béliers construits par M. Bolée, fonctionnant sous une chute d'eau de 1^m,84 et pouvant l'élever soit à 28^m,60, soit à 17^m,20 y compris la perte de charge dans la conduite de refoulement.

Dans le premier cas, la quantité d'eau élevée par minute était de 56^{lit},50 et dans le second, 94 litres, ce qui correspond, à peu de chose près, au même travail utile. Le nombre de coups de bélier était d'ailleurs de 15 dans les deux cas, d'où même travail moteur.

Et cependant le rapport $\frac{H}{H'}$ varie de

$$\frac{1,84}{28,60} = 0,064 \text{ à } \frac{1,84}{17,20} = 0,107$$

Le rendement pratique du bélier est d'ailleurs compris entre 0,50 et 0,70.

Dimensions. — Le diamètre intérieur du corps du bélier doit être calculé pour que la vitesse moyenne de l'eau y soit comprise entre 0^m,30 et 0^m,50 par seconde. Cette vitesse est égale à $\frac{Q}{t}$. Q représentant le volume d'eau motrice dépensé en un coup de bélier. D'autre part, l'orifice E a généralement une section égale à celle du corps du bélier.

Evaluation du volume d'eau refoulé à chaque coup de bélier. — La masse d'eau contenue dans le corps du bélier de longueur L étant animée, au moment où se produit la fermeture de la soupape, d'une vitesse V, la puissance vive emmagasinée dans cette masse est

$$\frac{\varpi \pi d^2 L}{4} \frac{V^2}{2g}$$

C'est cette puissance vive qui, en dehors des pertes, est employée à refouler le volume d'eau q à la hauteur $(H' + h + \zeta)$, le travail correspondant T_u est donc égal à

$$\varpi q (H' + h + \zeta)$$

on a donc

$$T_u = \varpi q (H' + h + \zeta) = \frac{\varpi \pi d^2 L V^2}{8g}$$

d'où

$$q = \frac{\pi d^2 L V^2}{8g(\Pi' + h + \zeta)}.$$

La durée t' du coup de bélier ou le temps pendant lequel la soupape B reste fermée doit toujours être très courte. La section des clapets s doit donc être calculée pour que le volume q puisse passer rapidement, t' se trouve généralement compris entre $\frac{1}{5}$ et $\frac{1}{8}$ de t .

Le nombre de coups de bélier par minute est égal à $\frac{60}{t + t'}$; le débit de la chute est d'ailleurs

$$\frac{Q + q}{t + t'}.$$

DEUXIÈME HYPOTHÈSE. — *L'ouverture entre la soupape B et son siège est assimilée à un ajustage cylindrique.*

On trouve pour expression du rendement théorique

$$R = \frac{8 \pi L c^2 (D - 4c)^2}{3d^2 Q} \times \frac{\Pi' + \zeta}{\Pi' + h + \zeta}$$

D représentant le diamètre de la soupape B.

En posant $c = mD$, et considérant m comme variable, le maximum de cette fonction aura

lieu en même temps que celui de la partie variable du numérateur soit :

$$m^2 - 8m^3 + 16m^4.$$

En égalant la dérivée à zéro, on trouve

$$m = \frac{3 + 1}{6},$$

d'où deux valeurs de m

$$m' = 0,25$$

$$m'' = 0,125$$

auxquelles correspond le maximum de R

$$c = 0,25D \quad c = 0,125 D.$$

La première de ces valeurs de c a été adoptée dans le bélier de M. Bolée dont nous avons parlé plus haut.

Volume du réservoir d'air. — Le volume d'air que doit contenir le réservoir C, pour éviter les chocs violents doit être calculé d'après la formule :

$$V = \frac{\pi d^2 L}{4} \frac{2 \Pi \mu}{3 \left(1 + \frac{t'}{t} \right) (\Pi' + h + \zeta)}$$

en appelant $\frac{1}{\mu}$ la fraction de la valeur moyenne

de la pression de l'air dans le réservoir correspondant à la différence entre les valeurs maxima et minima de cette pression.

Ce volume varie donc en raison directe de celui du corps de bélier et de la hauteur de chute, alors qu'il est inversement proportionnel à la hauteur de refoulement.



CHAPITRE III

THÉORIE DES ACCUMULATEURS

36. Principe des accumulateurs. — Lorsqu'il s'agit d'obtenir l'eau sous de faibles pressions, jusqu'à dix atmosphères par exemple, on peut employer des réservoirs placés à une certaine hauteur au-dessus du sol pour emmagasiner l'eau refoulée par les pompes. Mais si la pression doit atteindre 50 atmosphères et plus, comme l'exigent ordinairement les distributions de forcé hydraulique, on ne peut songer à établir des réservoirs à air libre qui devraient être placés à plus de 500 mètres au-dessus des prises d'eau. C'est ce qui a conduit à employer des réservoirs de dimensions relativement restreintes dans lesquels la pression nécessaire est produite

par une charge qui agit sur le niveau de l'eau par l'intermédiaire d'un piston hydraulique. Ces sortes de réservoirs qui ont été construits pour la première fois par Sir William Armstrong ont reçu le nom d'*accumulateurs*. Ils sont de deux espèces : 1° les accumulateurs avec guides extérieurs et caisses en tôle contenant le lest, pierre ou sable, qui forme la charge; 2° les accumulateurs à guide central avec charge en fonte moulée. Dans les deux cas, d'ailleurs, la charge est reliée à la tige d'un piston plongeur qui se déplace dans un cylindre en fonte vertical, mis en communication avec les pompes foulantes.

Si nous désignons par p la pression à obtenir par unité de surface et si Ω est la section du piston, le poids de la charge sera :

$$P = p\Omega.$$

D'autre part, en appelant h la course maxima du piston dans son corps de pompe, le travail dépensé pour monter la charge à cette hauteur sera Ph .

Dès que l'ascension est terminée, un système de déclanchement automatique arrête les pompes. Le corps de l'accumulateur contient alors un volume d'eau Ωh à la pression p .

La hauteur d'eau équivalente à la pression p

étant désignée par H , le travail de l'accumulateur revient donc à avoir refoulé dans un réservoir situé à la hauteur H un volume d'eau Ωh .

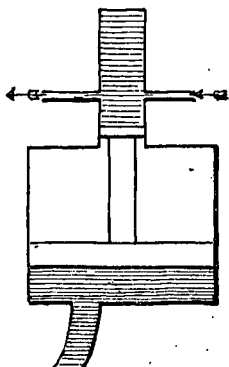
Limite de la puissance. — Pour augmenter p sans augmenter outre mesure P , il faut diminuer Ω , c'est-à-dire réduire la section du piston plongeur. Toutefois, l'on ne peut descendre au-dessous d'une certaine limite à cet égard, attendu que la tige n'aurait plus la solidité voulue. L'accumulateur différentiel tourne cette difficulté.

37. Accumulateur différentiel. — Dans l'accumulateur différentiel de *Tweddel*, c'est le corps de pompe avec sa charge qui est mobile et glisse par l'intermédiaire de deux presse-étoupes fixés à ses extrémités, le long d'une tige-guide formée de deux travées de diamètres distincts, mais peu différents. Dans ce mouvement, la longueur de la partie immergée de la tige reste constante, mais le rapport des longueurs des deux travées varie et, en même temps, la capacité qui sert à loger l'eau d'injection. Le soulèvement s'opère ainsi sous l'effort d'un volume de liquide que l'on peut restreindre à volonté puisqu'il ne dépend que de la différence des deux diamètres de la tige-guide. L'eau d'injection qui pénètre par un conduit inférieur ménagé dans la tige est

emprisonnée dans le vide que laisse le jeu entre les deux presse-étoupes.

38. Accumulateur multiplicateur. — L'accumulateur multiplicateur (*fig. 11*) est fondé sur le même principe. Une tige portant à ses extrémités deux pistons de sections différentes se meut dans un corps de pompe. En vertu du principe même de la presse hydraulique, il est évident que la pression dans l'enceinte supérieure sera amplifiée dans le rapport du carré des rayons des deux pistons.

Fig. 11



accumulateur multiplicateur (*fig. 11*) est fondé sur le même principe. Une tige portant à ses extrémités deux pistons de sections différentes se meut dans un corps de pompe. En vertu du principe même de la presse hydraulique, il est évident que la pression dans l'enceinte supérieure sera amplifiée dans

le rapport du carré des rayons des deux pistons.

39. Accumulateurs à pouvoirs multiples.

— Pour modérer l'action de l'accumulateur qui est constante, quel que soit le travail à effectuer, on a imaginé les appareils à double et à triple pouvoir. Il suffit de surmonter le premier piston de section Ω d'une tige de section ω . Si l'eau en charge n'est introduite que sous la face inférieure, rien n'est changé. Mais si elle est admise des deux côtés, l'effort exercé sera

$$p \{ \Omega - (\Omega - \omega) \} = p\omega$$

au lieu de $p\Omega$. Le rapport de ces deux pouvoirs est

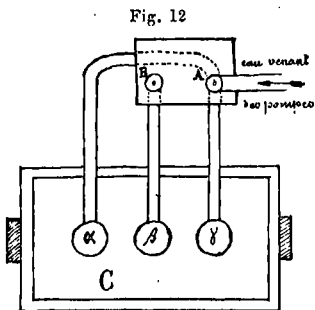
$$\frac{\Omega}{\omega} \quad \text{ou} \quad \frac{D^2}{d^2}.$$

La dépense d'eau sera d'ailleurs réduite dans la même proportion, puisque le piston fait refluer d'un côté à l'autre un volume proportionnel à $(\Omega - \omega)$; il ne reste dès lors à fournir à l'accumulateur que ω .

Souvent on se borne à intercaler entre l'accumulateur et le récepteur des appareils à pouvoirs multiples fondés sur le même principe.

40. Accumulateur à trois puissances. — On emploie aussi la disposition suivante pour modérer l'action de l'accumulateur.

C est un caisson de charge reposant sur la tête des trois pistons α , β , γ , qui plongent dans trois corps de pompe. Si les soupapes A et B sont ouvertes, l'eau refoulée pénètre dans



les trois pistons. La soupape A seule étant ouverte, l'eau accède aux pistons α , γ . Si la soupape A est fermée et B ouverte, il n'y a que le piston β qui reçoit l'eau des pompes.

En appelant P le poids du caisson et Ω la section commune des plongeurs, l'on disposera donc suivant le cas des pressions

$$\frac{P}{\Omega}, \quad \frac{P}{2\Omega} \quad \text{et} \quad \frac{P}{3\Omega}.$$

41. Calcul des dimensions principales d'un accumulateur.

Soient :

p , la pression en kilogrammes à fournir par centimètre carré;

V , la capacité de l'accumulateur en mètres cubes;

D , le diamètre du cylindre en mètres;

d , le diamètre extérieur du piston en mètres.

1° *Course utile du piston en mètres.*

$$l = \frac{V}{\frac{\pi d^2}{4}}.$$

2° *Poids de la charge en kilogrammes.*

$$P = \pi \frac{d^2}{4} \times p \times 10\,000.$$

D'après les expériences d'Armstrong, on peut prendre 0,975 pour le rendement mécanique de l'accumulateur; donc définitivement :

$$P = \frac{\pi d^2}{4} \times p \times 10\,000 \times \frac{1}{0,975}.$$

3° *Épaisseur du cylindre en mètres.* — D'après la formule de Lamé

$$e = \frac{D}{2} \left[\sqrt{\frac{R+p}{R-p}} - 1 \right].$$

R est le coefficient de résistance de la fonte par centimètre carré que l'on prend généralement égal à 200^{ks} pour le cas qui nous occupe.

4° *Épaisseur du piston.* — Le plongeur est soumis à deux pressions; celle de la charge agissant dans le sens des génératrices et celle de l'eau agissant normalement aux génératrices. Il faudra s'assurer si, en raison de l'épaisseur choisie, le métal peut résister à la résultante de ces deux efforts.

Du premier chef, la charge étant P, et s désignant la section du métal du plongeur en centimètres carrés, le métal travaillera à raison de

$$R_1 = \frac{P}{s}.$$

Du second chef, la pression de l'eau étant p

par centimètre carré, la formule de Lamé pour les cylindres soumis à des pressions extérieures nous donne :

$$R = \frac{2pr_1^2}{r_1^2 - r_0^2}$$

r_1 et r_0 désignant les rayons extérieur et intérieur du corps de piston ; ($r_1 - r_0 = e$).

La résultante de ces deux efforts est :

$$R = \sqrt{R_1^2 + R_2^2}$$

R peut atteindre en toute sécurité pour la fonte travaillant à la compression 400 à 500^{kg}.

5° *Conduites de refoulement.* — L'épaisseur de ces tuyaux se calculera en appliquant la formule de Lamé pour les résistances aux fortes pressions intérieures :

$$e = \frac{D}{2} \left[\sqrt{\frac{R+p}{R-p}} - 1 \right].$$

PARTIE PRATIQUE

CHAPITRE IV

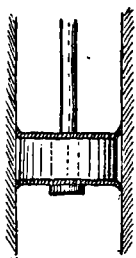
POMPES A MOUVEMENT RECTILIGNE ALTERNATIF

42. Pistons. — Le piston doit créer une séparation étanche entre les deux parties suivant lesquelles il divise le corps de pompe en le parcourant, sinon il se produit des fuites. D'autre part, il faut éviter une trop grande pression de la garniture du piston contre les parois afin de ne pas exagérer les frottements qui engendrent une perte de travail. A ce point de vue, on observe tout d'abord que le piston épais à garniture relativement peu tendue, vaut mieux qu'un disque mince emmanché à force, l'usure est également moins rapide, et la tige risqué moins de se fausser.

Le piston à garniture de chanvre n'est autre

qu'une poulie à noyau plein dont la gorge est remplie par une tresse de chanvre enroulée en hélice entre deux rebords saillants. Dans le piston à garnitures de cuir qui s'emploie lorsque la

Fig. 13



pression est plus forte, ou bien le cuir est embouti, comme celui de Bramah de la presse hydraulique; ou ce sont des rondelles de cuir superposées et maintenues entre deux disques métalliques (*fig. 13*). Parfois encore, on emploie deux cuirs emboutis superposés, ce qui

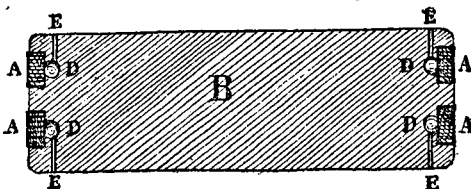
constitue, à hauteur égale, une étanchéité plus complète qu'un seul cuir. Le piston est plein ou bien percé d'une ouverture avec clapet remplaçant le clapet de refoulement. Le mouvement lui est d'ailleurs transmis du moteur par un système quelconque de tiges ou de manivelles.

Les garnitures métalliques sont formées de segments circulaires en fer, fonte ou acier, mais elles s'oxydent promptement dans l'eau. Quant au bronze, s'il n'a pas cet inconvénient, il ne présente pas, d'autre part, toute la raideur et l'élasticité voulues. Signalons enfin le piston sans garnitures système *Cavé*, qui consiste en un disque métallique plein au pourtour duquel on a

creusé un certain nombre de gorges tournées au diamètre du corps de pompe. Le frottement est ainsi très restreint, car, en fait, la jointivité est obtenue par l'inertie même des masses d'eau emprisonnées dans les gorges. Cette jointivité n'existe pas à l'état de repos, et se produit lorsque le piston travaille.

Les pistons plongeurs sont des cylindres lisses, de diamètre légèrement inférieur à celui du corps de pompe, et qui glissent dans des presse-étoupes à garniture fixe (étoupe, chanvre, cuir,

Fig. 14

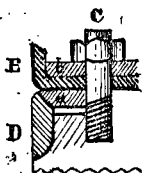


caoutchouc) placés à une des extrémités du corps de pompe. L'avantage de ce système est de permettre, sans aucun démontage, de remédier par un simple serrage d'écrous fait de l'extérieur, à toute déféctuosité de la garniture du presse-étoupes.

Comme exemple de piston à garnitures élastiques bien conditionné, citons le piston *Giffard*

Un plateau de fonte, B (*fig. 14*) tourné à un diamètre légèrement inférieur à celui du corps de pompe, est creusé sur sa circonférence moyenne extérieure de deux gorges à section rectangulaire A, A. Dans ces gorges sont disposés des anneaux en caoutchouc ou en cuir dont la hauteur est un peu inférieure à celle de la rainure. Le piston descendant, les garnitures élastiques viendront s'appliquer sur le rebord supérieur des gorges, et, par suite du jeu existant autour du piston, l'eau refoulée pénétrera dans les gorges d'une part, et dans les garnitures par les trous

Fig. 15



E, en faisant pression, de façon à s'opposer à toute fuite.

Parfois l'on combine, pour la garniture du piston, le chanvre et le cuir; c'est ce qui existe à la machine employée à l'élévation des eaux de la ville de Châteauroux.

Une zone de chanvre D (*fig. 15*) est encastée entre la nervure du piston et une bague en bronze *a* faisant fonction de presse-étoupes. Contre cette bague s'appuie un cuir E et contre ce dernier, une rondelle de fer *b*. Des boulons C taraudés dans le corps du piston serrent le tout ensemble et permettent de rendre l'étanchéité aussi parfaite que possible.

De pareilles garnitures résistent aux plus fortes pressions.

Proportions générales des pistons et de leurs garnitures. — L'expérience a conduit à poser la règle suivante :

Si n est, en atmosphères, la pression que supporte le piston et D son diamètre, la hauteur de la partie frottante doit être :

$$H = 0,05D + (n - 1) \text{ centimètres.}$$

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

$$H' = 0,03D + (n - 1) \text{ centimètres.}$$

43. Soupapes ou clapets. — Les clapets mis en mouvement par l'eau même doivent être aussi légers que possible afin d'éviter une dépense de force vive inutile. Ils doivent, d'autre part, laisser au liquide un passage suffisamment grand, puisque tout rétrécissement de la conduite amène une perte de charge sensible.

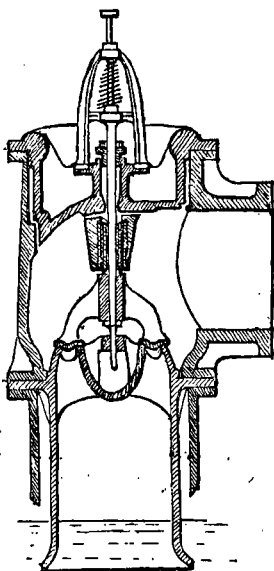
Pour les faibles pressions, on emploie les clapets à charnières, formées de plaques métalliques rectangulaires, venant s'appliquer sur le siège de l'ouverture. La soupape est évidée intérieurement pour en diminuer le poids et ses

bords seuls sont dressés. La charnière est parallèle au grand côté du rectangle, ce qui donne à l'ensemble plus de rigidité. C'est la partie importante de l'organe, celle qui demande à être exécutée avec le plus grand soin et qui fatigue le plus. L'axe en est en général en cuivre rouge. La levée du clapet est limitée par une pièce de butée. Pour obtenir un contact plus parfait de la soupape avec son siège, et amortir les chocs, on garnit ordinairement la plaque mobile de cuir ou de caoutchouc. D'autre part, on tourne les difficultés relatives à la charnière en la formant avec le cuir même. La soupape est alors composée de deux plaques de cuir rivées entre une lame de fer et une contre-plaque métallique. La flexion du cuir forme articulation. La lame de cuir est elle-même fixée le long du bord de l'ouverture au moyen d'une barette métallique munie d'écrous et formant pince. La face de la barette en contact avec le cuir est striée pour augmenter encore l'adhérence. Si l'ouverture est de grandes dimensions, on la divise en deux ou plusieurs parties par des cloisons qui forment siège et empêchent le clapet de fléchir.

Le cuir a l'inconvénient de se déchirer assez rapidement le long de l'articulation, aussi, on y substitue avec avantage le caoutchouc vulcanisé

qui peut s'employer sur toutes épaisseurs, présente bien plus d'élasticité et assure des contacts bien plus hermétiques. De pareilles soupapes conviennent parfaitement pour de hautes pressions. Lorsque, en raison de l'importance de la pompe, et de la vitesse à obtenir, un clapet rectangulaire unique devrait atteindre de trop grandes dimensions, on divise l'orifice en plusieurs passages munis chacun d'une plaque indépendante. Parfois aussi en pareil cas, pour éviter l'encombrement, les sièges sont superposés tout en appartenant à une pièce de fonte unique.

Fig. 16



Clapets à ressorts. Système Girard (fig. 16).
 — Pour les pompes à grande vitesse et à grande hauteur de refoulement, les clapets doivent pouvoir s'ouvrir et se refermer sans chocs. A cet

effet, ils sont surmontés d'une tige reliée à un ressort dont on peut régler la tension à volonté, afin de limiter, d'une part, la levée des clapets en raison de la vitesse à obtenir et d'en assurer, d'autre part, la fermeture sans avoir recours à un grand poids pour en accélérer la chute. Tel est le clapet *Girard*, clapet à soulèvement dont le mouvement est guidé par une légère tige centrale traversant un presse-étoupes et recevant la pression d'un ressort extérieur convenablement réglé. Lorsque la vitesse du piston diminue, la soupape s'approche de son siège et arrive à le toucher sans choc au moment où le piston passe au point mort.

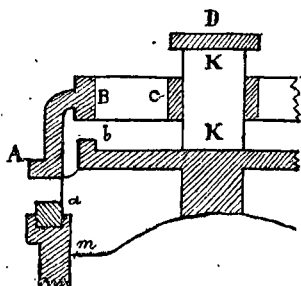
Soupapes à double siège. — Ces soupapes ont l'avantage d'offrir à l'eau une très grande surface d'écoulement avec une levée relativement faible. De plus, elles sont équilibrées de telle sorte qu'elles se soulèvent sans effort sensible même avec de fortes hauteurs de refoulement.

Elles se composent essentiellement d'une couronne ABC (*fig. 17*). La partie AB est pleine, et la partie BC évidée forme des compartiments en nombre plus ou moins grand par où l'eau peut passer. Le cylindre fixe KK sert de guide, il est terminé par un chapeau D qui limite la course.

Les deux sièges sont formés de l'anneau fixe

a placé sur les bords de l'orifice et du plateau plein b au-dessus ; ils sont reliés par des cloisons verticales permettant à l'eau de circuler.

Fig. 17



Si R est le rayon extérieur de l'anneau A et r , le rayon intérieur de l'anneau b , en appelant

p et p' les pressions par unité de surface au-dessus et au-dessous de la soupape, la partie pleine qui supporte la pression a pour surface

$$\pi(R^2 - r^2)$$

la valeur de cette pression est donc :

$$(p - p') \pi(R^2 - r^2).$$

On voit qu'elle dépend uniquement de la différence entre R et r , et qu'on peut, par conséquent la maintenir dans des limites très restreintes.

Soupapes diverses. — Nous citerons encore et pour mémoire la soupape tronconique à siège également conique, qui fonctionne par soulèvement. Elle est guidée dans son mouvement :

ascensionnel par une tige traversant une bride disposée en dessous et qui se termine par une tête arrondie destinée à limiter la course. L'inconvénient de ce système réside dans la difficulté d'amener une fermeture absolument hermétique. Le moindre grain de sable ou corps solide charrié par l'eau venant s'interposer entre la soupape et son siège empêche toute fermeture. Les dégradations sont également assez rapides.

La soupape à ailettes qui fonctionne comme la précédente, se compose d'une calotte sphérique en bronze dont la base munie ou non de caoutchouc repose sur le siège. L'ailette en forme de croix fait corps avec cette calotte et sert de guide en glissant à frottement doux dans le tuyau aboutissant à la soupape.

La soupape à boulet, sphère creuse en métal ou en caoutchouc dont le siège est une zone sphérique de même rayon. La course est limitée par une cloche à jour disposée au-dessus.

Il faut pouvoir reconnaître facilement l'état des soupapes et procéder à leur réparation, s'il y a lieu, sans avoir à démonter la pompe. A cet effet, on a toujours soin de les placer dans des logements spéciaux ou chapelles munies de plaques de regard boulonnées.

Pour atteindre de grandes vitesses et diminuer

les pertes de force vive ainsi que les chocs, on actionne quelquefois les clapets par des mécanismes indépendants, mais cela amène toujours une complication assez grande dans l'appareil, et il vaut mieux l'éviter lorsque c'est possible.

Débit des clapets. — Pour qu'un clapet à section rectangulaire donne un débit correspondant à la section de son siège, il suffit que la levée angulaire atteigne environ 20°. L'orifice de débit se compose de deux triangles latéraux et d'un rectangle dont la somme correspond à peu près à l'ouverture.

Quant aux clapets à soulèvement, leur levée doit être égale au quart du diamètre de la section libre du siège. L'égalité

$$\pi D l = \frac{\pi D^2}{4} \text{ donne en effet } l = \frac{D}{4}.$$

Pour les soupapes à deux sièges que nous avons décrites, la levée peut dès lors être réduite au huitième de son diamètre.

44. Appareils accessoires dont doivent être pourvues les pompes et leurs réservoirs d'air.

1° Un robinet de purge d'air placé sur chaque corps de pompe, immédiatement au-dessous du

clapet de refoulement et un tuyau muni de robinet permettant de faire communiquer le corps de pompe avec le dessus de ce même clapet. Ces accessoires ont pour but d'assurer l'amorçage rapide. Les deux robinets étant en effet ouverts simultanément, l'eau de la conduite de refoulement pénètre dans le corps de pompe, il suffit ensuite de les refermer pour que l'appareil puisse être mis en marche.

2° Des soupapes de retenue et de sûreté, permettant d'isoler les pompes des conduites et de parer à des ruptures par suite de pressions exagérées ;

3° Les réservoirs d'air comportent un tube de niveau ; des robinets de jauge ; un manomètre ; des robinets permettant de renouveler l'air que l'eau dissout à la longue ; une soupape de sûreté.

4° Enfin, si plusieurs des pompes sont branchées sur le même tuyau, ou ont un réservoir d'air commun, afin de pouvoir isoler ou arrêter l'une d'elles en cas de réparation, il faut autant de clapets de retenue que de pompes.

45. Données numériques. — Voici quelques données numériques concernant les pompes à piston et à mouvement rectiligne alternatif :

Rendement en volume. — Variable de 0,95 à 0,80 suivant le degré de bonne exécution de l'appareil.

Rapport du diamètre du corps de pompe à la course du piston. $\left\{ \begin{array}{l} \text{Pompes à simple effet } \frac{1}{1,5} \text{ à } \frac{1}{2} \\ \text{Pompes à simple effet} \\ \text{et à piston plongeur } \frac{1}{2} \text{ à } \frac{1}{4} \\ \text{Pompes à double effet } \frac{1}{1,5} \text{ à } \frac{1}{2,5} \end{array} \right.$

Diamètres des tubulures d'aspiration et de refoulement. $\frac{2}{3} D$ (D, diamètre du corps de pompe).

Poids de la soupape. Ce poids dépend de la vitesse de l'eau au passage. D'après Fink, on peut faire usage pour le calculer du tableau suivant ;

Vitesse moyenne en mètres	Poids de la soupape en kilogramme par centimètre carré	Perte de charge en mètres
0,60	0,0070	0,068
0,80	0,0115	0,119
1,00	0,0185	0,187
1,25	0,0290	0,292
1,50	0,0420	0,422
1,75	0,0575	0,517
2,00	0,0750	0,750

46. Précautions à prendre dans les installations. *Poches d'air.* — Les tuyaux d'aspiration doivent aller toujours en montant jusqu'à la pompe de façon à éviter les poches d'air, sinon il faut munir la pompe de robinets de purge d'air ou de soupapes d'évacuation.

Eaux souillées. — Si l'eau d'alimentation des pompes est souillée de telle sorte qu'il pourrait en résulter une détérioration des mécanismes, il faut avoir soin, avant de l'introduire dans la bêche, de lui faire traverser un filtre, composé ordinairement de couches alternatives de charbon, de gravier et d'éponges.

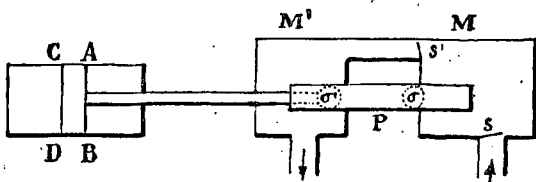
Congélation. — Pour empêcher la congélation de l'eau par les grands froids, congélation qui amènerait la rupture des appareils et des conduites, on l'additionne de glycérine ou de chlorure de magnésium, à raison de 6 à 8 kilogrammes par mètre cube. La glycérine qui a l'avantage de lubrifier en même temps les surfaces, est préférée, quoique plus chère, d'autant que le chlorure de magnésium détériore à la longue le métal.

Garnitures des pistons ou des presse-étoupes. — D'une façon générale, le coton est préférable au chanvre qui contient presque toujours de la *chénevotte*, matière corticale rayant promptement le métal.

47. Description de quelques systèmes de pompes à piston et à mouvement rectiligne alternatif. 1° *Pompe à piston différentiel, système Tannett.* — Dans cette pompe, le travail que doit vaincre le piston de la machine à vapeur est égal pendant la période d'aspiration et de refoulement. Il en résulte une grande régularité dans la marche et par suite moins de chocs et moins de perte de force vive par les frottements.

Le corps de pompe en acier coulé se compose de deux parties distinctes M, M' (fig. 18), reliées

Fig. 18



dans le haut par un tube en acier. s et s' sont les soupapes d'aspiration et de refoulement. La pompe actionnée directement par la tige du piston à vapeur fonctionne à simple effet. La section σ du plongeur est double de la section σ' de la tige.

Soit p la pression de l'eau refoulée. Le travail résistant à vaincre par la vapeur qui agit sur la

94 POMPES A MOUVEMENT RECTILIGNE ALTERNATIF

face **AB** pendant l'aspiration, en faisant abstraction du frottement ainsi que des poids des tiges et pistons, a pour expression :

$$P(\sigma - \sigma') l = P \frac{\sigma}{2} l$$

et pendant le refoulement sur la face **CD**

$$P\sigma' l = P \frac{\sigma}{2} l.$$

Le travail à vaincre est donc le même de part et d'autre.

2° *Pompe à débit variable, à course et vitesse constantes. Système Rousseau et Balland.* — Dans un corps de pompe unique, se meuvent deux pistons plongeurs actionnés par l'arbre moteur au moyen de deux excentriques, le premier à calage fixe, le second à calage mobile le long d'un filetage pratiqué sur l'arbre même ou sur une douille intermédiaire. Une manette commandée par une articulation permet d'opérer le mouvement dont il s'agit. Le pas du filetage est d'ailleurs calculé de telle sorte que l'excentrique fait une révolution complète en le parcourant sur toute sa longueur.

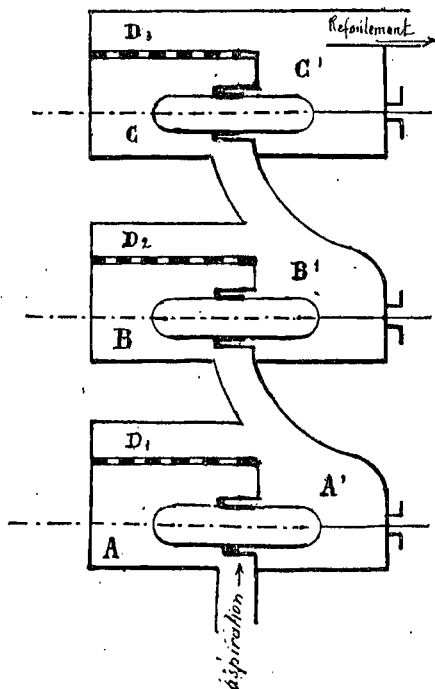
Si les pistons ont même diamètre et que leurs courses soient égales ; en supposant les boutons qui les conduisent placés à l'opposé l'un de

l'autre sur un même diamètre, il est évident que le débit sera nul, le refoulement sous l'un des pistons correspondant exactement au vide produit par l'avancement du second piston ; mais si l'angle de calage diminue à partir de 180° , le débit croîtra progressivement pour devenir maximum quand cet angle sera nul, c'est-à-dire lorsque les centres d'excentriques se superposeront. On produit donc avec la plus grande facilité des variations de débit très rapides et graduelles, sans changer ni la vitesse ni la course du piston. Il n'est pas indispensable d'ailleurs que les pistons aient même diamètre. On arrive aux mêmes résultats avec des pistons de diamètres différents.

3° *Pompe à courant illimité. Système Prunier.* — Cette pompe dont le schéma est figuré ci-contre (*fig. 19*), est formée en réalité de la combinaison de trois corps de pompe communiquant entre eux, le premier servant à l'aspiration et le troisième au refoulement et dans lesquels circulent trois pistons plongeurs à simple effet, actionnés par trois manivelles calées à 120° sur l'arbre moteur. Les compartiments A, B, C, renferment le liquide aspiré et A', B', C', le liquide refoulé D₁, D₂, D₃, représentent les plaques de clapets qui les séparent. Comme on le voit, une

fois la pompe en marche normale, la circulation de l'eau à travers les trois corps de pompe se fait d'une façon continue et sans chocs, quelle

Fig. 19

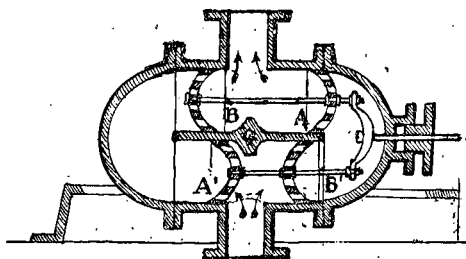


que soit d'ailleurs la vitesse de l'arbre moteur. Cet appareil, encore très récent, peut, paraît-il,

sous un faible volume, fournir des débits relativement très considérables.

4° *Pompe à double piston et à courant continu. Système Baillet et Audemar.* — Cet appareil comporte deux couples de pistons solidaires, AA', BB', munis de soupapes et animés d'un mouvement alternatif uniforme. Dans un sens,

Fig. 20



de gauche à droite, B et B' refoulent l'eau devant eux et aspirent derrière; les soupapes des pistons A et A' laissant ainsi le passage libre à l'eau aspirée ou refoulée. Dans le mouvement inverse, c'est le couple A, A' qui joue le rôle de pistons aspirants et foulants.

Le principe de cet appareil est du reste le même que celui de la pompe construite par la maison Farcot pour la ville de Lisbonne.

5° *Pompes diverses.* — Citons encore la pompe Thomson, dite pompe différentielle, fonction-

nant à simple effet à l'aspiration et à double effet au refoulement, employée fréquemment, notamment à Marseille et au Havre pour donner l'eau sous forte pression.

La pompe de *MM. Japy frères*, pompe à double effet, dans laquelle les quatre clapets d'aspiration et de refoulement au lieu d'être séparés ou accouplés deux à deux comme cela a lieu ordinairement, se trouvent réunis sur une même plaque à quatre ouvertures. Outre une simplification très grande dans la construction, ce système a aussi l'avantage de réduire sensiblement l'espace nuisible.

Les pompes à piston captant, à mouvement elliptique, de *M. de Montrichard*. Le piston de forme elliptique tourne toujours dans le même sens entre deux galets fixes tronconiques; il couvre et découvre ainsi successivement les ouvertures d'admission et de refoulement. Ces pompes, à double effet, participent en réalité à la fois des pompes à mouvement rectiligne alternatif et des pompes rotatives. Elles fonctionnent à toutes les vitesses, jusqu'à 250 tours par minute. Les débits varient suivant les dimensions et peuvent atteindre 20 litres par tour.

Des expériences ont été faites au Conservatoire des Arts et Métiers de Paris, sur une pompe du

calibre de 0^m,225 débitant 2 litres par tour; les résultats ont été les suivants :

Expériences faites	Rendement dynamique	Rendement en volume
Pour une élévation de 9 ^m ,35 dont 3 ^m ,25 en refoulement	72,13 0/0	80 0/0
Pour une élévation de 6 ^m ,10 sans refoulement	64,32 0/0	78 0/0

46. Installations diverses. 1^o Pompes à pistons plongeurs et clapets Girard, de Pierre-la-Treiche (canal de l'Est). — Ces pompes installées à Pierre-la-Treiche pour l'alimentation du canal de l'Est et du canal de la Marne au Rhin, sont actionnées par des turbines. Elles sont à double effet et à pistons plongeurs pénétrant alternativement dans deux corps de pompe. Ces pistons ont 0^m,384 de diamètre et 0^m,59 de course. 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 et les presse-étoupes sont à garnitures de coton de 0^m,30 de largeur. Le diamètre des corps de pompe est de 0^m,470.

Le tuyau d'aspiration de chaque pompe est muni de son récipient d'air; quant au refou-

100 POMPES A MOUVEMENT RECTILIGNE ALTERNATIF

Des appareils il est relié à un tuyau unique muni d'un réservoir d'air commun aux trois pompes de chaque groupe.

Les soupapes ont $0^m,295$ de diamètre et leur levée calculée est de $0^m,049$.

Leurs sièges sont en fonte et les portées des soupapes sont garnies de cuir. Elles fonctionnent par soulèvement, guidées par une tige centrale qui traverse un presse-étoupes et reçoit la pression d'un ressort extérieur convenablement réglé de manière à annuler les chocs.

La vitesse maxima des pompes est de 20 tours $\frac{1}{2}$ par minute; à cette allure, l'eau traverse les soupapes avec une vitesse de $2^m,55$ par seconde.

Le diamètre des tuyaux d'aspiration et de refoulement est de $0^m,295$.

Ces appareils, d'après les expériences faites, ont rendu comme effet utile en eau élevée, 61,8 % les turbines étant noyées et 63,9 % dans le cas contraire.

2° *Machine élévatrice J. Farcot installée à l'usine hydraulique de Saint-Maur.* — Cette pompe à piston plongeur, du type Girard, est actionnée directement par une machine à vapeur Corliss.

Les tiges du piston de la pompe et du piston à vapeur sont simplement reliées par un man-

chon claveté. La vitesse normale est de 30 tours par minute correspondant à une vitesse linéaire moyenné de 1,80 par seconde. La pression au refoulement atteint 10 atmosphères et la quantité d'eau élevée est de 180 litres par seconde.

Pour éviter les chocs qui se produisent lorsque l'eau ne suit pas régulièrement le piston pendant tout son parcours, l'on a eu soin d'augmenter autant que possible la section relative du corps de pompe par rapport à celle du piston, surtout vers le milieu de la course, point où la vitesse est à son maximum. De plus, le plongeur, à son extrémité, affecte la forme d'un paraboloïde de telle sorte que la vitesse des molécules d'eau est sensiblement perpendiculaire à l'axe du cylindre et beaucoup plus petite que celle du piston.

L'ouverture et la fermeture des clapets, sans chocs, ont été assurées au moyen de ressorts en caoutchouc sur lesquels vient reposer une traverse dont la pression est réglée à volonté au moyen d'écrous et contre-écrous. Les orifices en sont larges de façon à diminuer la vitesse que prend l'eau en les franchissant.

3° *Pompes de compression employées pour l'outillage hydraulique de la gare St-Lazare.* — Ces pompes sont attelées directement aux ma-

102 POMPES A MOUVEMENT RECTILIGNE ALTERNATIF

chines motrices. Elles sont à simple effet et chaque cylindre à vapeur en actionne deux, de telle sorte que l'une aspire et l'autre refoule alternativement pendant chaque demi-tour de la machine.

Le diamètre du piston plongeur est de 0^m,070 et la course de 0^m,600. La machine fait 50 tours par minute, le débit correspondant est donc :

$$Q = 0,600 \times 50 \frac{(3,1416 \times 0,070^2)}{4} = 0^{\text{m}^3},115$$

Le corps de pompe en fonte est cylindrique, terminé à sa partie inférieure par une calotte sphérique.

Soupapes d'aspiration et de refoulement. —

Les clapets en bronze sont à soulèvement vertical, guidés par des ailettes de 100 millimètres de diamètre et reposant par une portée de 2 millimètres inclinée à 45° sur un siège également en bronze fileté dans la fonte, avec joint inférieur en gutta percha. Afin de diminuer autant que possible les chocs dus à la vitesse relativement grande, la levée des soupapes a été réduite à 6 millimètres.

Soupapes de sûreté et d'isolement. — Sur la conduite de refoulement est fixée une soupape de sûreté destinée à empêcher les ruptures que

pourraient provoquer des pressions exagérées. Cette soupape du même système que celle que nous venons de décrire est surmontée d'une tige traversant un presse-étoupes et venant heurter contre un levier dont l'extrémité est chargée de manière à permettre le soulèvement lorsque la pression atteint la limite voulue. La pression normale à obtenir étant de 22 kilogrammes par centimètre carré, les tuyaux ont été éprouvés à 150 kilogrammes et la soupape est réglée pour s'ouvrir sous une pression de 65 kilogrammes. Pour éviter les pertes venant de la décharge, l'eau qui sort de la boîte à soupape est ramenée par un branchement dans la colonne d'aspiration des pompes.

En cas d'avaries, il faut pouvoir séparer les pompes ; à cet effet, elles sont munies de soupapes d'isolement, placées sur les conduites principales d'aspiration et de refoulement. Ces soupapes consistent en un disque en fonte muni à sa partie inférieure d'une rondelle de caoutchouc et surmonté d'une tige verticale traversant un presse-étoupes. Cette tige filetée sur une partie de sa longueur tourne dans un bossage du couvercle et permet de manœuvrer la soupape dont la levée est limitée à 23 millimètres.

CHAPITRE V

POMPES SEMI-ROTATIVES POMPES ROTATIVES. POMPES CENTRIFUGES

49. Pompes semi-rotatives. — Si le piston au lieu d'être animé d'un mouvement rectiligne alternatif, comme dans les appareils que nous venons d'étudier, décrit un arc de cercle, l'on se trouve en présence des pompes dites semi-rotatives. Ces dernières sont également de types très divers tout en reposant sur des principes identiques. Elles ne diffèrent que par des détails de construction plus ou moins ingénieux qui constituent l'originalité du système. Citons en particulier les pompes Hardy, Hayot, Muntzer, Nines, Mongodin, Chanponet, etc., dont on trouvera les dessins et la description dans l'ouvrage de Poillon (1).

(1) Voir Bibliographie : POILLON. — *Traité théorique et pratique des pompes.*

50. Pompes rotatives. — Le principe de ces appareils est le même que celui des pompes précédentes. Des capacités de volumes variables sont assujetties à croître et à décroître alternativement. Dans le premier mouvement, l'air emprisonné augmentant de volume produit l'aspiration, et, dans le mouvement inverse, il y a refoulement de l'eau aspirée. Toutefois ce qui caractérise nettement ces pompes, c'est généralement l'absence de toute soupape aussi bien à l'aspiration qu'au refoulement et, de plus, le débit relativement considérable qu'elles peuvent fournir sous un faible volume, en raison de la vitesse qu'on leur donne.

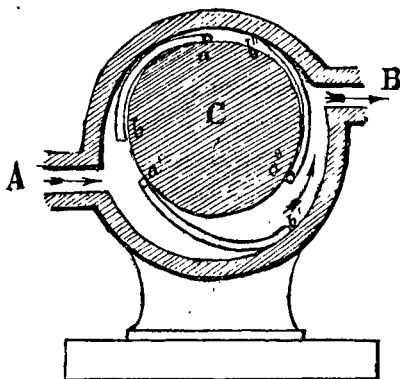
1^o *Pompes rotatives à un axe. Pompe Ramelli.* — Un des types les plus anciens est la pompe Ramelli, pompe rotative à un axe, constitué par un tambour C (*fig. 21*), muni de 3 palettes courbes ab , $a'b'$, $a''b''$, et tournant à l'intérieur d'un cylindre creux AB excentré. Les palettes articulées en a , a' , a'' viennent, dans le mouvement de rotation du tambour, frotter contre les parois intérieures du cylindre AB. Si ce mouvement a lieu dans le sens de la flèche, l'on voit que les capacités comprises entre les deux palettes consécutives et les parois des tambours augmentent du côté A tandis qu'elles diminuent

de l'autre côté. En A, il y aura donc aspiration et refoulement en B. Au point de vue du rendement dynamique, cette pompe est peu avantageuse, attendu que le frottement des palettes contre les parois absorbe à lui seul 27 % environ du travail utile.

D'autre part, les pivots s'usent rapidement, ce qui constitue un défaut capital.

Il existe des pompes du même type dans lesquelles le pivot des palettes (système Houyoux),

Fig. 21

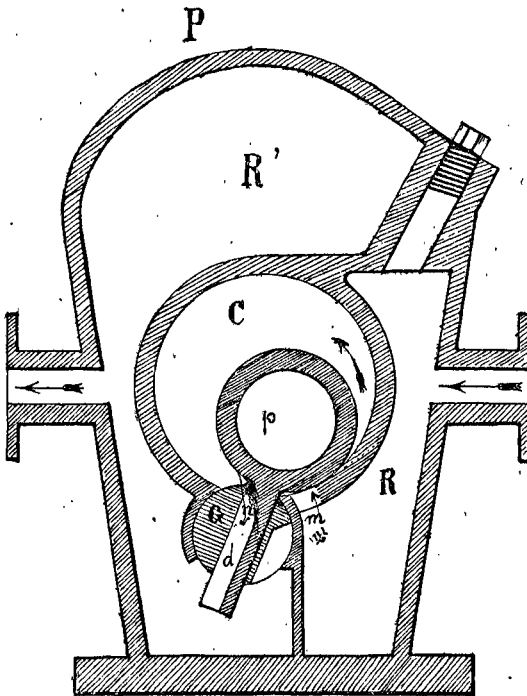


au lieu d'être parallèle à l'axe de rotation, lui est perpendiculaire. Dans ce cas le frottement est moins considérable. Mais en revanche il se produit en raison de la différence de pression à l'as-

piration et au refoulement des poussées latérales ou longitudinales très fortes.

2° *Pompe Bartrum et Powel*. — C'est une pompe rotative à un axe aspirante et foulante, à

Fig. 22



simple effet, dont le rendement en volume est re-

lativement considérable ; il atteint environ 85 %₀. Un appareil de ce genre dont la capacité est de 12^l,50 peut débiter jusqu'à un mètre cube par minute avec une vitesse de 85 tours.

En principe, la pompe se compose d'un cylindre C (*fig. 22*), sur la surface intérieure duquel roule un piston *p* dont le centre décrit un cercle autour du centre du cylindre C. Ce piston est terminé par une tige rectangulaire glissant à frottement doux dans le guide oscillant G et percée d'une cavité *d* par où s'écoule l'eau refoulée. Le corps de pompe P renferme les organes ci-dessous et se trouve divisé en deux compartiments servant, l'un R à l'aspiration, l'autre R' au refoulement. L'on voit à l'inspection de la figure qu'en marche, il y a aspiration en *m* et refoulement en *n*.

En raison des frottements et des fuites inévitables entre le cylindre fixe et le cylindre mobile, on ne peut guère compter avec une pareille pompe sur un rendement dynamique supérieur à 50 %₀.

3° *Pompes à palettes glissantes*. — Dans les pompes rotatives à un axe, les palettes au lieu d'être articulées peuvent glisser dans des coulisses ménagées dans le cylindre mobile. Ces coulisses sont au nombre de deux, trois ou quatre,

jamais plus. Leur contact avec la paroi intérieure du corps de pompe est assuré soit par un guide fixe excentrique au corps de pompe, comme dans le type Moret et Broquet, soit par l'emploi de ressorts s'appuyant d'un côté sur les palettes et à leur autre extrémité sur le cylindre mobile. Parfois aussi les palettes se correspondent sur un même diamètre, le ressort est placé entre deux, de telle sorte que dans le mouvement du cylindre mobile une des palettes sort lorsque l'autre au contraire rentre. Le ressort peut d'ailleurs être remplacé par toute autre liaison établissant la solidarité voulue entre les deux palettes opposées (systèmes Samain, Erémac, Stolz, etc.).

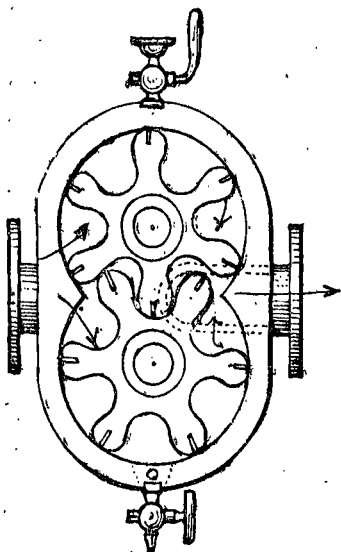
Dans le système Erémac, il y a lieu de noter particulièrement le mode de garniture des palettes. Ces dernières sont creusées à leur extrémité frottante d'une gorge demi-cylindrique dans laquelle tourne une pièce métallique de même forme et taillée sur sa surface libre suivant la courbure intérieure du corps de pompe. On obtient ainsi une étanchéité suffisante.

Au résumé, toutes ces pompes ont un rendement dynamique relativement faible, qui, dans celles qui sont le mieux construites, ne dépasse pas 60 %. De plus, elles s'usent rapidement et il

ne tarde pas à se produire des fuites dues au défaut de jointivité, qui diminuent encore l'effe utile.

51. Pompes rotatives à deux axes. 1° Pompe à engrenages. — Deux pignons dentés sem-

Fig. 23

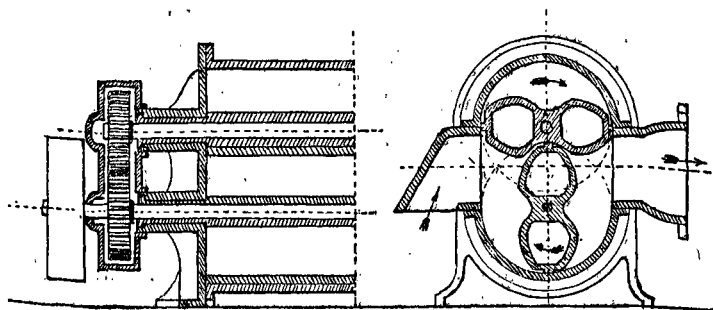


blables sont logés dans un corps de pompe. et engrenent ensemble, tout en frottant d'autre part sur les parois intérieures du corps de pompe. Ces pignons sont calés sur des arbres traversant un presse-étoupe et l'un d'eux est animé d'un mouvement de rotation qu'il

communiquer à l'autre par un système quelconque. Les tuyaux d'aspiration et de refoulement viennent déboucher dans l'axe du corps de

pompe. La fig. 23 représente le type *Moret et Broquet*. Au même principe se rattachent : la pompe *Ballin et Hussenet*, la pompe *Baillet et Audemar* où l'on a substitué aux anciens engronages cylindriques des engronages à chevrons très inclinés (45°) ; le système *Bramah* dans lequel les pignons sont formés par des cylindres tangents qui portent sur leur circonférence un système d'ailes garnies de cuir et d'encoches pénétrant l'une dans l'autre ; la pompe système *Portland* qui se compose de deux tambours semi-circulaires tournant en

Fig. 21



Pompe système Roots

sens inverse l'un de l'autre dans l'intérieur du corps de pompe, le moyeu de l'un restant toujours en contact avec la périphérie de l'autre ; la

pompe système *Behrens* à peu près semblable à cette dernière, employée à Cherbourg pour l'épuisement de la cale du *Solferino* ; enfin la pompe *Roots* (fig. 24), qui en diffère seulement par la forme spéciale donnée au profil des cames. Le rendement dynamique de ces appareils, calculé d'après la méthode Greindl, ressort à 65 %.

2° *Pompe Greindl*. — Les deux grands défauts des pompes rotatives, que nous venons de citer, consistent d'abord dans l'usure rapide des organes, usure due à ce que, pour obtenir la jointivité, les surfaces en contact ont un frottement exagéré. On constate, d'autre part, qu'à certains moments, les orifices d'évacuation sont insuffisants eu égard à la quantité d'eau refoulée, d'où des pertes de charge considérables et une diminution sensible du rendement ou effet utile de l'appareil. La pompe Greindl échappe à ces deux causes d'infériorité grâce aux dispositions suivantes :

Dans une caisse ouverte sur ses deux faces latérales, tournent en restant tangents deux rouleaux cylindriques, dont l'un, celui de gauche, porte deux palettes qui font office de piston et l'autre, une échancrure de forme épicycloïdale dans laquelle entrent alternativement les palettes

du premier. Pour permettre l'échappement successif de ces palettes, le rouleau de droite est animé d'une vitesse de rotation double de celui de gauche. Le mouvement est d'ailleurs communiqué d'un cylindre à l'autre, par un système d'engrenages fixés sur leurs axes. Il y a toujours contact, mais non jointivité absolue, soit entre les surfaces des cylindres, soit entre les palettes et le fond de l'échancrure. Par suite, les deux chambres d'aspiration et de refoulement sont constamment séparées. Le fond de l'échancrure est brute de fonte, ce qui laisse un certain jeu au passage des palettes et permet l'usure des engrenages sans nuire au bon fonctionnement des organes. Ainsi se trouve évité le premier inconvénient ci-dessus signalé et résultant de frottements exagérés. D'autre part, en vue d'arriver à ce que les molécules d'eau traversant l'appareil aient à tout instant une vitesse à peu près constante, l'on a ménagé aussi bien à l'aspiration qu'au refoulement, pour le passage de l'excédent du volume d'eau produit à un moment donné, des poches latérales qui empêchent ainsi tout étranglement et perte de force vive. Grâce à ces perfectionnements le rendement dynamique de l'appareil peut s'élever jusqu'à 90 %.

Cette pompe s'amorce très facilement; il suffit que les organes soient légèrement mouillés.

Il a été créé de nouveaux types plus récents de cet appareil, où les deux rouleaux identiques de forme marchent à la même vitesse et comportent deux ou quatre palettes avec échancrures correspondantes. Ces derniers modèles de construction et d'entretien plus faciles, sont également d'une valeur pratique supérieure au type primitif.

Le tableau de la page suivante contient quelques données numériques relatives aux pompes de ce genre, construites par M. H. Locoge et Rochard de Lille.

52. Pompes centrifuges. — 1° *Pompe Appold.* — Parmi les pompes centrifuges, un des modèles les plus anciens et les mieux étudiés, au point de vue industriel, est la pompe Appold qui a figuré avec quelques variantes aux expositions de 1851 et 1867.

Elle se compose en principe d'un tambour ou turbine muni d'aubes courbes, et mobile à l'intérieur du corps de pompe. Ce tambour est

Hauteur totale d'élevation	Números des pompes	Débits en heclolitres par heure	Nombre de tours par minute	Diamètres des tuyaux d'aspiration et de refoulement	Vitesse de l'eau dans les tuyaux par seconde	Force en chevaux par mètre d'élevation
25 ^m	0	60	300	0 ^m ,050	0 ^m ,424	0,026
	1	90	300	0, 070	0, 649	0,059
	2	180	270	0, 090	0, 786	0,115
	3	330	270	0, 105	1, 058	0,180
	4	600	270	0, 140	1, 082	0,325
	5	900	270	0, 170	1, 101	0,455
	6	1 500	270	0, 225	1, 050	0,743
	7	2 100	250	0, 250	1, 190	1,14
	8	2 700	210	0, 280	1, 218	1,35
	9	3 600	190	0, 325	1, 205	1,75
12 ^m ,50	10	4 800	176	0, 360	1, 310	2,33
	11	6 000	160	0, 400	1, 325	2,92
	12	7 500	150	0, 450	1, 310	3,64
	13	9 000	140	0, 500	1, 270	4,40
	14	12 000	130	0, 560	1, 314	5,73

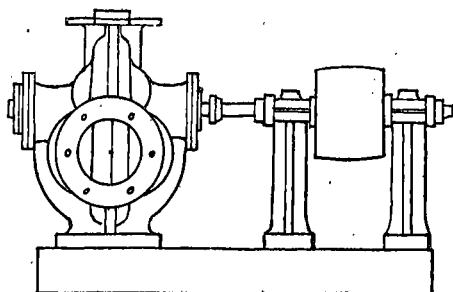
formé de deux plateaux circulaires ou joues latérales, et l'eau pénètre par deux ouvertures centrales qui y sont percées. Une cloison intermédiaire sépare les deux colonnes d'aspiration de droite et de gauche. Les aubes courbes réunissent le moyeu et le disque central, aux joues

latérales. Un clapet de retenue, fixé à l'origine du tuyau d'aspiration, empêche le désamorçage. Dans le premier type, il y avait deux tuyaux d'aspiration, et un seul tuyau de refoulement. Dans le modèle 1867, il n'y a plus qu'un tuyau d'aspiration se bifurquant à son entrée dans le corps de pompe pour desservir les deux côtés du tambour mobile.

2° *Pompe Dumont* (fig. 25 et 26). — Ce type de pompe centrifuge est un des plus répandus dans les travaux publics. Il se distingue nettement du précédent par l'agencement même du tambour mobile où les aubes beaucoup plus courtes n'occupent que les $\frac{2}{6}$ environ du rayon. L'axe porte, soit d'un côté seulement, soit à droite et à gauche du corps de pompe, sur deux paliers munis de bagues qui s'opposent à tout déplacement longitudinal. La turbine est constituée par deux disques annulaires tronconiques dont l'intervalle est divisé par 6 à 12 aubes, sur lesquelles un certain nombre sont prolongées de manière à relier le moyeu à la couronne. L'arbre moteur pénètre dans le corps de pompe en traversant des garnitures en forme de presse-étoupes rendues étanches par la pression même de l'eau de refoulement. Un petit canal ménagé à la partie supérieure du corps de pompe, permet à l'air entraîné

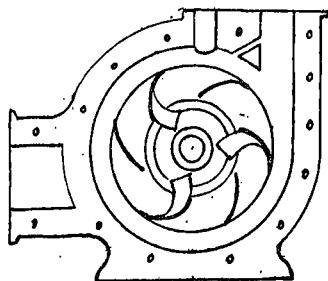
de se dégager dans le tuyau de refoulement. Le

Fig. 25



rendement dynamique de ces pompes peut atteindre 60 % à 65 %.

Fig. 26



Voici, à titre de renseignements, quelques chiffres relatifs aux pompes centrifuges :

POMPES L. DUMONT, CONSTRUCTEUR A PARIS

N ^o des pompes	Poids des pompes	Diamètre exté- rieur de la roue	Hauteur totale d'élevation												
			1m	2m	3m	4m	5m	6m	7m	8m	9m	10m	12m	14m	15m
			Nombre de tours par minute												
0	50	160	1125	1315	1455	1565	1660	1750	1830	1900	1970	2030	2140	2240	2285
1	70	210	860	1000	1105	1190	1265	1330	1395	1450	1500	1545	1630	1705	1940
2	130	250	720	840	930	1000	1060	1120	1170	1215	1260	1300	1370	1435	1460
3	160	290	620	725	800	865	915	965	1010	1050	1085	1120	1180	1235	1260
4	290	330	545	635	705	760	805	845	885	920	955	985	1040	1085	1110
5	350	330	545	635	705	760	805	845	885	920	955	985	1040	1085	1110
6	420	350	515	600	665	715	760	800	835	870	900	930	980	1035	1045
7	550	400	450	525	580	625	665	700	730	760	785	810	855	895	915
8	675	450	400	465	515	555	590	620	650	675	700	720	760	795	810
9	850	525	340	400	440	475	505	530	555	580	600	620	650	680	695
10	950	550	330	380	420	455	480	510	530	555	575	590	620	650	665
11	1100	550	330	380	420	455	480	510	530	555	575	590	620	650	665

Numéros des pompes	Diamètre de la tubulure d'aspi- ration	Diamètre de la tubulure de refoule- ment	Volume d'eau élevée — Mètres cubes par heure		Force en chevaux-vapeur par mètre d'élévation	
	mm	mm				
0	45	35	6	à 9	0,05 à 0,08	
1	60	45	11	18	0,10	0,15
2	75	60	22	36	0,20	0,30
3	100	75	45	60	0,32	0,45
4	125	100	60	70	0,45	0,60
5	150	125	110	165	0,75	1,10
6	175	150	170	250	1,15	1,70
7	200	175	220	325	1,50	2,20
8	225	175	270	450	1,80	2,75
9	250	200	360	540	2,50	3,50
10	275	225	450	720	3,00	4,50
11	300	250	575	865	3,60	5,25
12	325	275	750	1100	4,50	6,40
13	350	300	900	1250	5,58	7,25
14	400	300	1100	1650	6,50	10
15	500	400	1620	2610	9	15
16	600	501	2340	3600	14	20
17	700	600	3060	4680	18	27
18	800	650	3780	6000	22	34
19	900	750	4680	7200	27	42
20	1000	800	5760	8640	33	50

3° POMPES DES FRÈRES SULZER A WINTERTHUR

Nos des pompes	Diamètre extérieur de la roue	Diamètre du tuyau d'aspiration ou de l'orillard	Hauteur totale d'élevation									Nombre de tours par minute		
			2m	4m	6m	8m	10m	12m	14m	16m	18m		20m	
1	0,150	0,056	1160	1500	1800	2000	1600	1355	1190	1260				
2	0,210	0,065	830	1080	1280	1460	1250	803	872	925	1022			
3	0,270	0,080	662	840	1000	1130	1220	750	588	668	740			
4	0,330	0,087	528	600	820	928	1108	492	455	518	572			
5	0,450	0,118	387	508	600	681	750	630	488					
6	0,620	0,210	280	368	434	492	542							
7	0,800	0,265	216	282	336	381	420							
8	1,000	0,380	118	160	192									
9	1,350	0,500	87	120	142									

N ^{os} des pompes	Débit en mètres cubes par seconde	Diamètre des tuyaux de conduites en mètres	Vitesse de l'eau dans les tuyaux en mètres	Travail absorbé en chevaux-vapeur											
				0,61	1,04	1,5	1,9	3,16	5,7	9	10,2	17,6	19,8	22	24
1	0,009	0,075		0,61	1,04	1,5	1,9	3,16	5,7	9	10,2	17,6	19,8	22	24
2	1,015	0,090	2,36	0,85	1,45	2,05	2,6	4,85	7,8	12,3	15,3	24	27,8	31	34,7
3	0,0235	0,120	2,1	1,32	2,21	3,10	4	6,60	12,3	15,3	17,6	27,8	31	34,7	38
4	0,0333	0,150	1,9	1,87	3	4,20	5,5	13	24	36,4	42	46,8	52,5	57	
5	0,0666	0,210	1,92	3,42	5,80	8,20	10,6	20,5	36,4	42	46,8	52,5	57		
6	0,108	0,300	1,6	5,50	9,40	13	17,8	31	36,4	42	46,8	52,5	57		
7	0,1666	0,360	1,65	8,25	14	19,7	25,5	31	36,4	42	46,8	52,5	57		
8	0,250	0,450	1,6	12,50	21	30	36,4	42	46,8	52,5	57				
9	0,500	0,600	1,77	25	42	60	60	60	60	60	60	60	60	60	60

N. B. — Le tableau comprend la perte de charge due à 2 coudes et à une longueur de conduite de 20 mètres.

4° Dans la pompe Holme les aubes ont la forme de surfaces hélicoïdales dont le pas est réglé de manière à éviter le choc de l'eau contre les palettes au moment où elle pénètre dans le corps de pompe. Le mouvement rectiligne du liquide ascensionnel se trouve ainsi transformé graduellement en un mouvement de rotation.

Pour l'élévation des eaux d'égouts à Gennevilliers MM. Farcot et fils de St-Ouen, ont construit des pompes à quatre palettes droites, d'une grande simplicité. Grâce au jeu existant entre les parois intérieures du corps de pompe et la circonférence de la roue mobile, des corps étrangers, d'un assez fort volume, peuvent sans inconvénient traverser l'appareil. L'effet utile de pareilles pompes est naturellement assez faible. On augmente sensiblement le rendement en accouplant sur le même arbre deux ou plusieurs pompes de même diamètre; la première aspire le liquide qui passe à la seconde par l'intermédiaire d'un tuyau; celle-ci l'envoie à la troisième et ainsi de suite jusqu'au dernier appareil qui refoule dans le tuyau ascensionnel. M. Alfred Durand-Claye, dans les *Annales des Ponts et Chaussées*, année 1873, donne la théorie des pompes centrifuges ainsi accouplées et indique à titre de résultat expérimental, que le rendement

de 0,507, obtenu avec une seule pompe, se trouve porté à 0,676 avec deux pompes accolées.

Dans cet ordre d'idées, il y a lieu de signaler la pompe à disques multiples imaginée par M. Gwyne, Ingénieur américain. Sur un arbre vertical unique se trouvent fixées les unes au-dessus des autres, plusieurs roues centrifuges tournant chacune dans une chambre particulière communiquant auprès de l'axe avec sa voisine.

Dans la pompe *Aversenq*, on s'est attaché surtout à donner à l'enveloppe de la turbine, au moyen d'un ajutage de forme particulière et de canaux directeurs, une disposition telle que la vitesse de l'eau au moment où elle s'échappe de la roue soit transformée en pression. D'après l'inventeur, le rendement se trouve ainsi sensiblement amélioré. La pompe *Decœur* répond au même desideratum et atteint un rendement de 0,79.

M. *Courtois*, au contraire, dans le type qu'il a construit et qui porte son nom, a étudié plus particulièrement la forme des aubes de la roue mobile, leur nombre, la section des canaux d'auge; toutes considérations qui ont une importance capitale au point de vue de l'effet utile de l'appareil.

5° *Pompe centrifuge à vapeur « Invincible »*.
— Cette pompe construite à Londres dans les

ateliers de MM. John et Henri Gwyne, pour le service du Groote Ypolder (Hollande), a fourni aux essais les résultats suivants :

Puissance en chevaux rapportée à la quantité d'eau montée : 104^{ch},8 ;

Consommation de houille par heure et par cheval = 1^{kg},763 ;

Rendement dynamique : 0,656 ;

Quantité d'eau montée à 3,60 par minute : 110 tonnes.

On vient de construire pour la Hollande une pompe de ce type ayant 1^m,473 de diamètre et qui pourra débiter 800 tonnes d'eau à la minute.

6° Depuis une quarantaine d'années, il s'est construit un nombre considérable de pompes centrifuges portant chacune le nom de son inventeur, et différant par des détails d'agencement plus ou moins importants.

Nous nous contenterons de citer les plus répandues; ce sont, en dehors de celles que nous avons déjà signalées :

Les pompes Harant ;

Les pompes Lacour ;

Les pompes Schabaver à axe horizontal et à axe vertical ;

La pompe à hélice conique Maginot ;

Les pompes Thomson et Decœur ;

Les pompes Neut et Dumont ;

Les pompes hélicoïdes Coignard ;

Les pompes *Nézeraux*, qui ont l'avantage de s'amorcer en marche grâce à un dispositif spécial.

Enfin la maison Farcot a construit, il y a quelques années, pour l'usine élévatoire de *Khatatbeh* (*Egypte*) des pompes centrifuges d'une puissance énorme, mesurant près de 7 mètres de diamètre et élevant à 3 mètres de haut 33 000 mètres cubes à l'heure avec un rendement pouvant aller jusqu'à 80 %.

A la suite d'expériences encore plus récentes, les mêmes constructeurs ont pu livrer à l'usine hydraulique de Béhéra (*Egypte*) des appareils tout-à-fait perfectionnés, dont la pratique a confirmé les nombreux avantages, tant au point de vue du rendement dynamique que sous le rapport de la construction proprement dite.

Afin d'éviter le désamorçage de la pompe à chaque arrêt, la conduite de refoulement affecte à son départ la forme d'un siphon dont le coude s'abaisse jusqu'au-dessous de l'étiage ; de telle sorte que la colonne d'eau reste ainsi suspendue au couvercle de la pompe, tant que le niveau dans le bassin d'aspiration ne descend pas au-dessous des prévisions.

Le pivot sur lequel repose l'ensemble des organes tournants, arbre et turbine, a été également l'objet d'études spéciales en vue d'en assurer le refroidissement. A cet effet, les grains du pivot sont constamment en contact avec un courant d'huile refoulé par une pompe ; cette huile est d'ailleurs reprise par une petite pompe rotative et circule dans un réfrigérant tubulaire qui lui enlève sa chaleur, puis retourne lubrifier le pivot.

53. Données pratiques générales sur les pompes centrifuges. — H étant la hauteur totale d'ascension de l'eau (aspiration et refoulement), la vitesse à la circonférence la plus avantageuse est donnée par la formule :

$$V = \frac{3}{2} \sqrt{2gH}.$$

La vitesse correspondante du liquide en entrant dans la roue est :

$$V = \frac{1}{6} \sqrt{2gH}.$$

Le travail moteur absorbé est, en chevaux :

$$T = K \frac{QH}{75 \times 60} \times 1000$$

K variant entre 1,4 et 2.

Enfin la vitesse de l'eau dans les tuyaux peut

atteindre 1 mètre pour les petits diamètres et 2 à 3 mètres pour les fortes conduites.

Il ne faut pas oublier que ces appareils ont un rendement dynamique relativement faible, ne dépassant guère 60 % et qu'ils sont surtout utiles pour élever de grands volumes d'eau à une faible hauteur. A ce point de vue, il ne faudrait pas chercher à recourir à leur emploi dans le cas de débits inférieurs à 6 mètres cubes à l'heure. Ils sont surtout à leur place dans le cas d'épuisements ou de dragages.

Ordinairement la hauteur d'aspiration ne doit pas dépasser 6 mètres et celle de refoulement 15 mètres. Toutefois, pour cette dernière, au moyen de dispositions spéciales, on peut aller jusqu'à 25 mètres.

Amorçage. — Dans le cas où l'on dispose d'un réservoir d'eau au-dessus de la pompe, il suffit, pour procéder à l'amorçage, de remplir avant la mise en marche la pompe et son tuyau d'aspiration, lequel est naturellement muni d'un clapet de pied de façon à refouler l'air contenu dans ces capacités. A défaut de réservoir, on se sert d'*aspérateurs à jet de vapeur* (système Hagel et Kaempff, système Kærting, etc.). Ces appareils ne sont autres qu'un ensemble de tuyères dans lesquelles on injecte de la vapeur qui, en s'écou-

lant aspire l'air et par suite produit le vide. L'aspirateur est fixé par un taraudage à l'extrémité supérieure de la pompe. Il faut avoir soin, bien entendu, pour la manœuvre, de commencer par fermer l'orifice du tuyau de refoulement que l'on ouvre ensuite, en mettant la pompe en marche, une fois l'amorçage opéré.

54. Essais de pompes centrifuges. — L'Administration des Ponts et Chaussées au Havre ayant à mettre à sec une forme de radoub contenant 3 700 mètres cubes d'eau, avec une hauteur maxima de 8 mètres, exécuta en 1880 des essais très intéressants sur divers systèmes de pompes centrifuges. Les résultats consignés dans les tableaux ci-dessous peuvent donner une idée de la supériorité relative de ces engins en ce qui concerne le rendement dynamique.

Noms des pompes — Moyenne de 2 essais	Nombre de tours moyen par seconde	Différence du niveau d'eau		Moyenne	Volume d'eau épuisée en litres
		commencement de l'opération	fin de l'opération		
Pompe Dumont. . .	481,2	4,8	9,5	7,15	2,732,680
// Decœur . . .	539,5	4,8	9,5	7,15	2,649,670
// J. et H. Gwynne. . .	584	4,8	9,5	7,15	2,735,507
// Maginot. . .	568	4,8	9,5	7,15	2,725,917
// Aversenq . . .	371,315	4,8	9,5	7,15	2,735,508

Noms des pompes — Moyenne de 2 essais	Durée de l'épui- sement	Quantité moyenne de l'eau épuisée par heure	Volume total d'eau vaporisée	Volume d'eau vaporisée par heure	Volume d'eau évaporée par m ³ d'eau épuisée
Pompe Dumont . .	4,26	616,610	2,434,357	549,292	0,800
// Decœur . . .	5,10	512,837	2,449,767	472,649	0,927
// J. et H. Gwyne.	6,50	400,413	3,407,797	499,277	1,245
// Maginot . . .	6,30	419,341	3,324,590	511,480	1,219
// Aversenq . . .	4,43	579,167	2,504,355	530,158	0,915

Noms des pompes — Moyenne de 2 essais	Quantité de charbon brûlé	Quantité de charbon brûlé par heure	Quantité de charbon brûlé par m ³ d'eau épuisée	Puissance en eau élevée en kilogram- mètres	Puissance en chevaux vapeur de 75 kilo- grammètres en eau élevée
Pompe Dumont . .	350	78,938	0,1278	1224,62	16,32
// Decœur . . .	327,5	63,477	0,1233	1018,40	13,580
// J. et H. Gwyne.	457	66,914	0,1672	795,244	10,604
// Maginot . . .	445	68,461	0,1632	873	11,640
// Aversenq . . .	297,5	62,976	0,1087	142,079	15,228

Noms des pompes — Moyenne de 2 essais	Puissance moyenne indiquée sur le piston	Rende- ment de la pompe	Consom- mation de charbon par cheval en eau élevée et par heure	Diamètre de l'aspiration de la pompe	Diamètre du refoule- ment de la pompe
Pompe Dumont . .	25,385	0,644	4,835	0,275	0,225
// Decœur . . .	21,25	0,638	4,600	0,300	0,300
// J. et H. Gwyne.	27,085	0,391	6,2665	0,300	0,300
// Maginot . . .	25,92	0,449	5,864	0,210	0,210
// Aversenq . . .	25,90	0,588	4,1355	0,350	0,350

CHAPITRE VI

BÉLIERS HYDRAULIQUES, PULSOMÈTRES ET APPAREILS ACCESSOIRES

53. Béliers hydrauliques. — 1° *Expériences d'Eytelwein.* — A côté des considérations théoriques que nous avons exposées relativement au fonctionnement des béliers hydrauliques, se placent des données expérimentales, résultats d'études très complètes faites par le savant ingénieur Eytelwein et dont voici le résumé :

Tout d'abord, Eytelwein définit le rendement par le rapport $\frac{Q'H'}{QH}$, H et H' étant les hauteurs désignées précédemment; Q, le volume d'eau sortant par minute de l'orifice de la soupape B; et Q', le volume d'eau débité par minute par l'orifice du tuyau ascensionnel.

Une première série d'expériences relatives à l'influence de la forme des soupapes sur le rendement l'amène à conclure que les soupapes à plaques doivent être préférées aux soupapes à clapets. D'autre part, la grandeur de l'orifice de la soupape d'arrêt ainsi que sa course doivent être réglées de telle sorte qu'en tenant compte des contractions, le passage offert au liquide soit au moins égal à la section transversale du tuyau conducteur.

Il importe également que cette soupape soit placée aussi près que possible du réservoir d'air (b) ainsi que la soupape d'ascension.

Quant à son poids, il exerce également une grande influence sur le rendement. Le tableau ci-dessous donne les résultats d'expériences faites à cet égard :

Hauteur de chute H	Hauteur d'ascension H'	Volume d'eau en l'		Poids de la soupape d'arrêt	Nombre de battements	Rendement R
		perdus Q	élevée Q'			
3 ^m , 100	6 ^m , 764	31,19	11,80	0 ^{kg} , 271	74	0,826
3, 094	6, 771	37,12	13,66	0, 360	66	0,806
3, 027	6, 783	43,16	15,57	0, 465	62	0,793
3, 087	6, 777	49,49	17,18	0, 572	58	0,762
3, 073	6, 790	51,15	17,72	0, 659	57	0,759

Le débit augmente en même temps que le poids de la soupape, mais c'est au détriment du rendement. Il faut donc ne donner à cet organe que juste les dimensions nécessaires pour qu'il résiste aux chocs qu'il doit supporter.

Enfin, la détermination de la durée moyenne de fermeture et d'ouverture de la soupape d'arrêt, par rapport à la durée totale des battements, ainsi que de la vitesse moyenne d'écoulement de l'eau pendant l'échappement ; l'étude de l'influence de la longueur des tuyaux conducteur et d'ascension sur le rendement, et, du rapport des hauteurs de chute et d'ascension sur ce même rendement, ont conduit à des règles empiriques pour proportionner les différentes parties des béliers ; règles qui sont résumées dans les formules suivantes :

$$1^{\circ} \quad R = 0,258 \sqrt{12,80 - \frac{H'}{H}}$$

$$2^{\circ} \quad Q' = Q_1 \frac{RH}{H' + RH} \quad Q_1 = Q + Q'$$

$$3^{\circ} \quad Q = Q_1 \frac{H'}{H' + RH}$$

$$4^{\circ} \quad D = 2,104 \sqrt{Q} \quad (D \text{ diamètre du tuyau conducteur})$$

$$5^{\circ} \quad D' = 3,32 \sqrt{Q'} \quad (D' \text{ diamètre du tuyau d'ascension})$$

6° L et L' étant les longueurs respectives du tuyau conducteur et du tuyau d'ascension :

$$L = L' \left(1 + \frac{0,628}{H} \right).$$

Eytelwein ajoute que l'aire de la soupape d'ascension doit être égale comme celle de la soupape d'arrêt, à la section transversale du tuyau conducteur ; que la capacité du réservoir d'air doit être à peu près égale au volume d'eau à élever par minute.

Remarques. — Il résulte de la formule (1°) donnant la valeur de R , que ce rendement peut varier de zéro à 0,855 pour $\frac{H}{H'} = 12,80$ (limite supérieure). L'effet utile du bélier hydraulique est d'environ 0,60 ; mais en fait, cet appareil ne doit être employé que pour l'élévation de volumes d'eau peu considérables.

Le diamètre du corps du bélier est ordinairement compris entre les limites de 0^m,25 à 0^m,025. Il faut éviter de recourber le tuyau d'ascension à sa partie supérieure.

2° *Bélier de la blanchisserie Turquet à Senlis.* — Dans ce bélier, un des plus grands que l'on connaisse, le corps a 0^m,203 de diamètre intérieur et 8 mètres de longueur. Le volume d'eau débité par la source est de 1987 litres par

minute d'une hauteur de 0^m,976, soit un travail moteur de 32^{kgm},30 par seconde. D'autre part, la quantité d'eau élevée par l'appareil en une minute à une hauteur de 4^m,55 est de 269 litres ; ce qui correspond à un travail utile de 20^{kgm},75.

Le rendement du béliier ressort dès lors à

$$\frac{20,75}{32,30} = 0,64.$$

3° *Béliier hydraulique de Bolée.* — Ce béliier qui a figuré à l'exposition de Londres en 1862, présente divers perfectionnements dont l'effet est de diminuer dans une forte mesure l'intensité des chocs de la soupape d'arrêt et les ébranlements qui en résultent :

1° La soupape d'arrêt est liée à un contre-poids qui l'équilibre en partie et qu'on peut augmenter ou diminuer de façon à ralentir ou activer au contraire le jeu de l'appareil et à se mettre dans les meilleures conditions possibles au point de vue du rendement ;

2° Le reniflard est remplacé par une véritable pompe à air, constituée par une colonne verticale creuse montée sur le corps du béliier à proximité de la soupape d'arrêt et qui est mise en mouvement par le béliier lui-même.

La colonne verticale est assez élevée pour

dépasser le niveau des plus hautes eaux et permettre la marche de l'appareil, le béliier étant noyé. On peut ainsi utiliser les chutes les plus minimales ;

3° Les chocs de la soupape d'arrêt à l'ouverture ont été amortis au moyen de rondelles élastiques garnissant le fonds de la crapaudine. Pour la fermeture, le bord supérieur de la soupape pénètre dans une rainure remplie d'eau qui forme matelas. Cette soupape est d'ailleurs à lanterne, c'est-à-dire formée d'un boisseau présentant sur tout son pourtour des ouvertures longitudinales par où s'écoule l'eau. Elle se meut dans un cylindre à parois pleines.

M. Tresca a fait sur cet appareil une série d'expériences dont les résultats se trouvent consignés dans les *Annales du Conservatoire des Arts et Métiers*. Le rendement a varié de 0,70 pour une chute de 1^m,56 à 0,45 avec une chute de 0^m,60 seulement ;

4° Citons encore le *béliier rotatif système Roy* dans lequel les échappements intermittents de l'eau par la soupape d'arrêt sont obtenus en donnant à cette soupape la forme d'un cylindre creux dans lequel sont réservées un certain nombre d'ouvertures avec aubes courbes. L'eau en s'écoulant par ces orifices imprime au cylin-

dre un mouvement de rotation ; lorsque les parties pleines se présentent, l'écoulement se trouve interrompu, ce qui correspond à la fermeture de la soupape ordinaire, puis le mouvement de rotation se continuant en vertu de la vitesse acquise, il y a de nouveau écoulement dans le canal de fuite.

M. Durozoy a construit des béliers à simple et à double effet dont les rendements, d'après l'auteur, peuvent atteindre 80 % et même 95 %. Afin d'empêcher la réaction de l'eau dans le mouvement de retour de se transmettre en pure perte au réservoir d'alimentation, on a soin de munir le tuyau conducteur à son origine d'un clapet, s'ouvrant de dehors en dedans, qui se ferme en même temps que la soupape d'arrêt.

Dans le *bélier système Schabaver*, le constructeur s'est surtout préoccupé d'avoir une forme de clapet donnant un fort débit avec une faible levée. A cet effet, la soupape de retenue est formée par plusieurs clapets rectangulaires juxtaposés, munis chacun d'une tige filetée avec double écrou et ressort, permettant de modifier la longueur de cette tige et de faire varier la course du clapet, suivant le débit de la chute. M. Schabaver obtient ainsi avec un corps de bé-

lier de 0^m,20 de diamètre intérieur une levée des clapets ne dépassant pas 4 millimètres.

Enfin, M. Paul Decœur, Ingénieur en Chef des Ponts et Chaussées, vient d'introduire un nouveau perfectionnement à ces sortes d'appareils, en rapprochant, autant que possible, les orifices d'échappement et de refoulement de manière à diminuer les espaces nuisibles, et, en activant avec des ressorts le mouvement oscillatoire des soupapes qui peuvent ainsi se détacher de leur siège sans attendre le mouvement de recul de la colonne percutante.

Ces ressorts sont à lames avec leviers à contre poids pour les grands appareils. Pour les petits béliers on se sert de ressorts à boudin.

M. Decœur est arrivé à des rendements dépassant 0,90 avec un nombre de 240 pulsations à la minute.

Ainsi un petit bélier, dont le corps est constitué par un tuyau de plomb de 0^m,004 d'épaisseur, de 0^m,02 de diamètre intérieur et de 10 mètres de longueur, placé à 4^m,50 au-dessous d'un réservoir d'alimentation, a refoulé 0^l,8 d'eau à 22^m,50 au-dessus de la source, en débitant 4^l,4 à l'échappement, soit un effet utile de $\frac{0,8 \times 22,50}{4,4 \times 4,50} = 0,91$.
Nombre de pulsations : 240 par minute.

Ce même appareil fonctionnant à 130 pulsations et débitant $7^1,5$ par minute à l'échappement a fourni un rendement de 0,80 en refoulant $0^1,5$ par minute à 54 mètres au-dessus du réservoir d'alimentation.

Dans le bélier hydraulique, système *Pearsall*, la soupape d'arrêt est mue par l'intermédiaire d'un petit moteur à air comprimé faisant partie de l'appareil. Ce moteur est d'ailleurs alimenté par l'air même que refoule l'eau en pénétrant dans le réservoir d'air. Grâce à ce perfectionnement, on obtient des béliers de grande dimension où les chocs sont relativement restreints.

56. Pulsomètres. — Ces appareils se composent essentiellement d'un réservoir ou poche, muni à sa partie inférieure d'un clapet de refoulement avec tuyaux correspondants. L'eau est élevée et refoulée par l'action directe de la vapeur qui joue absolument le rôle d'un piston de pompe. En se condensant d'abord, elle produit un vide partiel, d'où résulte l'ascension du liquide, puis agissant par pression elle refoule le liquide aspiré.

En fait, les pulsomètres sont constitués par deux récipients en fonte, en forme de poire, le

gros bout en bas, et accolés l'un à l'autre. Un tuyau placé à la partie supérieure amène la vapeur et un clapet oscillant permet de l'introduire d'un côté ou de l'autre, de telle sorte que chaque ventricule est alternativement ouvert ou fermé. Lorsqu'un des récipients se remplit d'eau, la vapeur agit sur son voisin pour refouler et inversement.

C'est le mouvement oscillatoire de la soupape, comparable au pouls animal qui a fait donner à ces appareils le nom qu'ils portent.

Reniflards. — Afin de diminuer la condensation de la vapeur en contact avec le liquide au refoulement, condensation qui se produit en pure perte et diminue en conséquence le rendement ou l'effet utile, on laisse pénétrer l'air extérieur par un petit reniflard placé sur chaque récipient. Cet air forme entre la surface de l'eau et la vapeur un matelas isolant. Il tend de plus à diminuer les chocs à l'aspiration.

Remarque. — La vapeur ne doit agir au refoulement que lorsque la poche correspondante est entièrement pleine. La marche de l'appareil doit donc être réglée de telle sorte que le temps nécessaire pour évacuer une poche soit au moins égal à celui qu'il faut pour remplir l'autre.

Hauteurs d'aspiration et de refoulement. — Ces hauteurs dépendent naturellement de la pression de la vapeur. Toutefois pour l'aspiration il ne faut guère dépasser quatre à six mètres, sinon l'eau arriverait trop lentement et le nombre de pulsations deviendrait trop faible. Quant au refoulement, on doit rester légèrement au-dessous de la pression de la vapeur exprimée en colonne d'eau afin de tenir compte des condensations dont nous avons parlé.

Mise en marche. — On peut mettre en marche de deux façons ; soit en remplissant d'eau les deux chambres et en ouvrant ensuite la prise de vapeur, soit après avoir fermé complètement les reniflards, en ouvrant et refermant rapidement et à plusieurs reprises l'accès de la vapeur, jusqu'à ce que le tuyau d'aspiration soit complètement purgé d'air ; l'évacuation de cet air se faisant d'ailleurs par le tuyau de refoulement. Une fois l'appareil en marche, on régularise les battements et on arrive au nombre de pulsations voulu en augmentant ou diminuant l'ouverture de la prise de vapeur et en réglant les reniflards.

Rendement. — Pour apprécier le rendement théorique d'un appareil de ce genre, il faut prendre le rapport de l'effet utile $V(h + h')$ (V étant

le volume d'eau élevée par pulsation ; h et h' , les hauteurs d'aspiration et de refoulement), au travail qu'aurait pu fournir le volume V de vapeur à la pression H agissant, comme elle le ferait dans une machine à vapeur par exemple. Si l'on observe que, dans le pulsomètre, la vapeur travaille sans détente et qu'une partie se condense en pure perte, il est bien évident que l'on ne peut s'attendre à un rendement avantageux. D'expériences faites, surtout en Allemagne, il ressort qu'un pulsomètre établi dans de bonnes conditions, consomme pour le même travail utile 2 à 3 fois plus de vapeur qu'une pompe à vapeur d'un rendement de 0,80 environ.

D'après les constructeurs de pulsomètres, un kilogramme de vapeur dépensée produit en moyenne un travail de 6750^{kgm} . C'est évidemment peu, mais il ne faut pas perdre de vue que ces appareils sont d'une installation des plus simples, et que parfois il peut être avantageux de les employer, en raison de cette seule considération. On peut d'ailleurs utiliser pour leur fonctionnement, lorsqu'il s'agit d'élever l'eau à une faible hauteur, la vapeur d'échappement d'une machine à vapeur.

57. Différents types de pulsomètres. —

Ces appareils dont il existe différents systèmes se rapprochent tous du type primitif que nous avons décrit, ou *pulsomètre Hall*. Entre les deux chambres en poire il existe toujours un réservoir d'air communiquant avec la chambre d'aspiration ; ce réservoir a pour but d'éviter les chocs que produirait l'arrivée subite de l'eau dans le vide résultant de la condensation.

Le pulsomètre à pendule système *Ritter* ne diffère du précédent que par la forme du distributeur de vapeur. Une languette suspendue comme un balancier de pendule oscille sous la différence de pression entre la vapeur vive et la vapeur détendue.

Citons encore le pulsomètre de Kærting où la distribution se fait également par l'intermédiaire d'une languette oscillant autour d'un axe horizontal. La consommation est de 1^{kg},50 de vapeur pour élever 1000 litres d'eau à 10 mètres de hauteur.

Dans le pulsateur de M. Bretonnière, on est arrivé à réduire sensiblement la consommation de vapeur, grâce à l'adjonction d'un diaphragme formant piston qui sépare toujours la vapeur de l'eau sur laquelle la pression s'exerce.

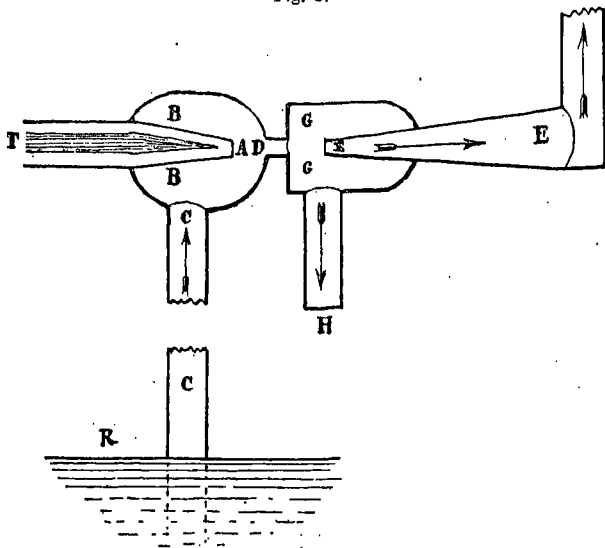
DÉBITS ET DIMENSIONS DE QUELQUES TYPES DE PULSO-MÈTRES KÆRTING.
HAUTEUR D'ASPIRATION : 3m

Hauteur de refoulement	Débits en litres							
	120	220	600	1 000	2 600	8 000	12 000	
5m	120	220	600	1 000	2 600	8 000	12 000	
10	100	200	550	900	2 300	7 000	11 000	
20	80	170	450	800	2 000	6 500	10 000	
30	70	140	420	700	1 800	6 000	9 100	
Dimensions des tuyaux en millimètres								
Tuyaux d'aspiration et de refoulement.	40	50	89	125	180	400	500	
Tuyaux à vapeur	13	19	26	39	57	76	100	
Dimensions de l'appareil en millimètres								
Hauteur	500	570	820	960	1 400	2 200	2 600	
Largeur	280	350	510	650	1 000	2 100	2 500	
Profondeur	310	360	550	660	920	1 700	2 500	
Poids de l'appareil en kilogrammes	27	60	140	250	450	2 000	2 500	

Enfin, dans le pulsomètre de MM. O. Georges et C^{ie}, la distribution de vapeur dans les poches se fait au moyen d'un tiroir cylindrique au lieu d'une valve.

58. Injecteurs et éjecteurs. — Il y a lieu de comprendre sous cette dénomination une série d'appareils dérivant tous du même principe, qui

Fig. 27



consiste à élever ou à refouler l'eau sous pression à l'aide d'un jet de vapeur ou d'air.

Le type primitif dont l'invention remonte à

1858, est l'injecteur Giffard qui sert à l'alimentation des chaudières.

Un tube terminé par une base conique A (*fig. 27*), lance un jet de vapeur dans une chambre BB qui communique avec le réservoir d'alimentation R par l'intermédiaire du tube C. Ce jet de vapeur produit aspiration dans la chambre B et l'eau soumise en R à la pression atmosphérique monte dans le tube C. Dès qu'elle arrive dans la chambre B en contact de la vapeur, celle-ci se condense et, en avançant ou reculant la tige T, on règle le débit de vapeur de manière à ce que la condensation soit complète. A partir de ce moment, le mélange d'eau et de vapeur condensée pénètre dans le tube EE qui communique avec le réservoir à alimenter.

Réglage de l'appareil. — Pour la marche normale de l'appareil, il faut que la colonne liquide refoulée ne contienne aucune bulle de vapeur dont l'effet serait de produire une solution de continuité. Aussi, dans le cas où de la vapeur s'échapperait par le tube de vidange H, devra-t-on modifier soit la distance de l'extrémité de la base A à l'orifice étranglé D, soit le débit de vapeur par le mouvement de la tige T, de manière à ramener la température du mélange au-dessous de 100°.

Rendement mécanique. — En considérant l'injecteur comme pompe élévatoire, il ne faut pas tenir compte de la chaleur fournie à l'eau d'alimentation, et dès lors, le rendement purement mécanique de l'appareil est assez faible. Il ne dépasse guère $5\,000^{\text{kgm}}$ par kilogramme de vapeur dépensée, soit environ le tiers du rendement d'une pompe. Mais si on se place au point de vue de la commodité et de la facilité d'installation de ces appareils, il n'est pas douteux que, dans certains cas spéciaux, ils ne puissent rendre de précieux services. Ils sont en particulier fréquemment utilisés à bord des navires pour épuiser les voies d'eau des cales.

Lorsque l'injecteur fonctionne comme pompe élévatoire, il y a intérêt à le placer aussi haut que possible, au-dessus du réservoir d'alimentation afin de diminuer la pression dans la chambre G et, par suite, la température de saturation correspondante. Cette distance peut atteindre 8 mètres et, dans ce cas, la pression en G se trouve réduite à $10^{\text{m}},33 - 8^{\text{m}} = 2^{\text{m}},33$. L'expérience et la théorie ont permis de constater, d'autre part, que le rendement mécanique s'élevait beaucoup avec les grandes hauteurs de refoulement ainsi qu'il ressort du tableau ci-après, où se trouvent consignées les quantités d'eau

élevés par un injecteur-pompe placé à 8 mètres au-dessus du réservoir et actionné par de la vapeur sèche à 5 atmosphères :

Hauteur totale d'élévation $h + 8^m$	Poids d'eau élevée par kilogramme de vapeur dépensée	Travail mécanique obtenu
9 ^m	41kg	369kgm
18	46,37	835
58	26,47	1535
108	19,18	2071
208	13,51	2810
508	8,30	4216
808	6,39	5163

Enfin, il y a lieu d'observer que le rendement mécanique de l'injecteur est d'autant plus élevé que le filet liquide arrive avec une plus grande vitesse à l'orifice du tube EE ; aussi complète-t-on souvent l'appareil à vapeur par l'adjonction d'un injecteur à eau dont le jet vient communiquer une certaine force vive à la masse d'eau entraînée.

Différents types d'injecteurs. — Les types d'injecteurs on éjecteurs sont très nombreux. Pour ne parler que des plus répandus dans l'industrie ou les travaux publics, nous citerons, en dehors du Giffard, les injecteurs Boh-

ler, Guyenet, Barclay, Friedmann, Cuau, Kœrting, etc. Tous ces appareils ne diffèrent d'ailleurs en général que par des dispositifs particuliers facilitant la mise en marche et le réglage.

59. De quelques autres machines élévatoires pour faibles pressions. — Lorsqu'il ne s'agit d'obtenir que de faibles pressions (5 à 6 mètres d'eau) on peut se servir d'appareils opérant, non plus par aspiration ou refoulement, mais enlevant le liquide comme un fardeau et le transportant à un niveau plus élevé. En général, leur grand avantage est de pouvoir s'installer partout facilement et à peu de frais.

1° *Vis d'Archimède*, — Cet appareil se compose essentiellement d'un noyau central ou tige cylindrique d'une certaine longueur, sur laquelle sont fixées des cloisons en bois ou en tôle formant autour du noyau un enroulement de vis hélicoïdale. Le tout est enfermé dans une gaine cylindrique faisant corps avec les cloisons. Une des extrémités du noyau central tourne sur un pivot noyé dans l'eau et à l'autre extrémité est adaptée au moyen d'une manivelle, d'une poulie, ou d'un engrenage, la transmission du mouvement. La partie inférieure de la gaine plonge

dans l'eau qu'il s'agit d'élever. Le mouvement de rotation imprimé à l'appareil produit l'ascension du liquide qui, gagnant d'une spire à l'autre, finit par atteindre le sommet de la gaine et tomber dans le récipient supérieur.

Les dimensions généralement adoptées sont les suivantes :

Longueur, 5 à 6 mètres ;

Diamètre de l'enveloppe, $\frac{1}{12}$ de la longueur ;

Diamètre du noyau, $\frac{1}{3}$ environ de celui de l'enveloppe.

L'inclinaison de l'axe sur l'horizon varie de 45° à 50° .

La vitesse ordinaire est de 40 tours par minute. Le rendement varie suivant les auteurs de 0,40 à 0,70 et 0,75. D'après les expériences de MM. Gauthey et Lamandé, il est de 0,64. La faiblesse de ce rendement tient en partie au frottement exercé sur les pivots qui supportent en réalité tout le poids de la masse d'eau mise en mouvement.

En Hollande, on remplace souvent l'enveloppe par un coursier demi-circulaire fixe, mais alors la vitesse de rotation doit être très grande pour éviter les pertes d'eau entre les cloisons et le coursier. Le moteur est généralement un moulin à vent.

Les *pompes dites à spirale*, formées d'un tuyau métallique à section circulaire enroulé en hélice sur un noyau cylindrique ou tronconique, reposent sur le même principe que la vis d'Archimède. A ce système se rattachent la pompe Bonnet et la pompe Shaw dont le rendement atteint 0,60 environ.

2° *Noria*. — Une chaîne articulée, munie de godets et reposant sur deux tambours prismatiques à axes parallèles est animée d'un mouvement de rotation que lui communique le tambour supérieur. Dans ce mouvement, les godets se remplissent d'eau en plongeant dans le réservoir inférieur et viennent déverser leur contenu dans le réservoir supérieur. Le rendement d'un appareil de ce genre peut atteindre 0,70 et 0,80.

3° *Chapelet*. — Si au lieu de godets, la chaîne se trouve munie de palettes normales à cette chaîne et glissant dans la partie ascendante à l'intérieur d'une gaine avec un faible jeu, on obtient le chapelet, appareil d'un rendement relativement faible, 0,65 au maximum, et d'un usage d'ailleurs peu répandu.

4° *Roues à augets ou à tympan*s. — Enfin, l'appareil élévateur peut affecter la forme d'un tambour muni d'augets ou partagé en secteurs de formes particulières. Le mouvement de rota-

tion produit comme dans la noria le transport du liquide du réservoir inférieur dans le canal supérieur. A ce type se rattachent la roue chinoise ; la roue à tympan ; la roue à godets articulés ; la roue à aubes planes emboîtées dans un coursier circulaire, dite Flashweels ; la roue Niel. — Le rendement de ces appareils établis dans de bonnes conditions, varie entre 0,60 et 0,80.

CHAPITRE VII

ACCUMULATEURS ET PRESSE HYDRAULIQUE

60. Accumulateurs. *Communication avec les pompes.* — La communication de l'accumulateur avec les pompes de compression se fait au moyen de tuyaux de petit diamètre intérieur et très épais, de préférence en cuivre et sans soudeure. Les robinets sont à vis, le noyau en forme de tronc de cône, venant s'appliquer par son extrémité, sur un siège rodé de même forme.

Arrêt automatique. — Lorsque l'accumulateur contient son volume d'eau sous pression, il faut arrêter l'ascension du piston qui sinon serait projeté hors du corps de pompe. Quatre solutions se présentent :

1° Laisser évacuer l'eau en excès par un *con-*

duit de sûreté ménagé à la partie inférieure du piston, l'orifice de ce conduit se découvrant et laissant échapper l'eau à l'extérieur lorsque le piston atteint la hauteur limite.

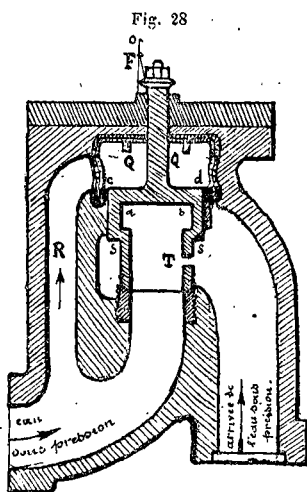
2° Placer à la base de l'accumulateur une *sou-pape de décharge*, manœuvrée par la tête même du piston au moyen d'un renvoi de chaînes, de telle sorte qu'elle se soulève lorsque le piston vient dans sa course ascendante heurter un levier terminé par un contre-poids. Cette soupape est munie d'un tuyau d'évacuation conduisant l'eau refoulée en excédent dans la bêche d'alimentation des pompes.

3° Agir par un renvoi de poulies sur les soupapes d'aspiration des pompes qui cessent de refouler dès que la pression atteint la limite voulue.

4° Enfin, et c'est là le meilleur système pour éviter des pertes de force inutilisée, on peut faire actionner par la tête du piston arrivé au haut de sa course, la valve même d'admission de la vapeur des machines motrices. On supprime ainsi le fonctionnement à vide de tous les organes intermédiaires entre l'accumulateur et le moteur principal.

Soupape de chute. — Pour empêcher le piston avec sa charge de retomber brusquement

en cas de fuite anormale dans la conduite de pression, l'accumulateur est muni d'une soupape spéciale se refermant d'elle-même lorsque l'équilibre de pression vient à se rompre. Cette soupape est creuse et ouverte à sa partie inférieure. Elle se compose de deux cylindres (fig. 28) dont l'un



S forme collerette autour de l'autre. Elle est surmontée d'une tige guidée à travers une garniture et munie à son extrémité d'un index permettant de voir à tout instant si la soupape est ouverte ou fermée. Une petite tubulure R, met en communication

l'eau de l'accumulateur avec la face supérieure de la soupape. En temps normal, celle-ci est ouverte. En effet, l'eau refoulée trouve à la partie inférieure une surface d'action composée d'une part de la collerette S et de la partie interne ab , surface qui est sensiblement plus grande que la partie supérieure cd

dont la section est diminuée de celle de la tige, de telle sorte que la soupape se maintient levée.

Si la pression vient à baisser brusquement dans la conduite par suite de rupture ou de perte importante, l'équilibre est rompu, il se produit une dépression notable sous la soupape qui se ferme instantanément. L'eau de l'accumulateur ne peut plus alors s'écouler que par un petit orifice T ménagé dans le corps de la soupape et permettant ainsi à la charge de descendre lentement et d'arriver sans secousse sur le socle. Les arrêts Q limitent la levée de la soupape.

Conduites de pression reliant la pompe à l'accumulateur. — Les conduites, en fonte, reposent sur des consoles dans des galeries ou égouts qu'on a soin de garnir de regards pour l'aérage et la visite. Les bouts de tuyaux de trois mètres au plus sont assemblés par emboîtement avec brides carrées ou elliptiques fortement serrées par quatre ou par deux boulons.

L'étanchéité parfaite est obtenue au moyen d'une rondelle de gutta-percha logée dans un évidement que laissent entre elles les extrémités emboîtées. Les parties en contact sont d'ailleurs tournées et parfaitement ajustées.

Tuyaux compensateurs. — Pour permettre aux tuyaux de s'allonger ou de se contracter,

sans fatiguer les joints, les conduites sont munies de compensateurs de dilatation. Ces compensateurs se composent de deux tuyaux pouvant glisser l'un dans l'autre à travers un presse-étoupes. Leur longueur totale équivaut à celle d'un bout ordinaire de trois mètres, ces compensateurs contribuent également à faciliter le montage en permettant de tenir compte des différences entre les longueurs théoriques et les longueurs réelles des tuyaux courants.

Soupapes d'arrêt. — Pour isoler les tronçons de conduites ou l'accumulateur, en cas d'avaries, de suspension de fonctionnement, on a soin de les munir de soupapes obturatrices. Ces soupapes du type ordinaire à vis avec siège incliné à 45° , présentent comme caractère particulier le dispositif suivant : Un petit tuyau en fer, ayant la forme d'un col de cygne met en communication le dessus et le dessous de la soupape d'arrêt, par la manœuvre d'une petite soupape à vis. Les pressions se trouvent ainsi équilibrées de part et d'autre, ce qui rend la manœuvre facile ; sinon, en raison de la forte pression qui règne dans la conduite, il eût fallu pour des soupapes de diamètre relativement élevé ($0^m,100$ à $0^m,200$) exercer un effort considérable pour les ouvrir.

Ces soupapes comportent de plus à leur partie supérieure, une petite soupape à vis dont la tige est horizontale pour l'évacuation de l'air de la conduite. Cette évacuation sert aussi à opérer la vidange de l'accumulateur en cas de besoin.

Enfin les conduites de pression sont munies de soupapes de vidange, aux points bas, pour permettre le nettoyage et les réparations.

61. Accumulateurs de la nouvelle gare Saint-Lazare. — Ces accumulateurs du type à guide central avec charge en fonte moulée, se composent :

- 1° D'un piston-plongeur creux ;
 - 2° D'un cylindre vertical composé d'un tube en fonte à l'intérieur duquel on a disposé des portées de dressage pour n'avoir pas à l'aléser sur toute sa hauteur. Ce cylindre porte à sa partie supérieure une garniture étanche formée d'un presse-étoupes ordinaire ;
 - 3° De rondelles de charges portées par un tourteau inférieur en fonte, relié par des tirants à un tourteau supérieur fixé sur la tête du piston.
- Pour faciliter le montage, les rondelles sont divisées en trois secteurs et le tourteau inférieur est fait en deux parties réunies par des boulons d'assemblage au moyen de brides ;

4° D'un socle en fonte portant le branchement sur les conduites de pression ainsi que la couronne en bois destinée à recevoir le tourteau inférieur lorsque l'accumulateur ne fonctionne pas, ou à amortir les chocs en cas de chute trop brusque.

Ces accumulateurs comportent également les soupapes de chute et de décharge ainsi que le système d'arrêt automatique dont nous venons de parler.

Voici les dimensions principales de ces appareils :

Piston.	}	Diamètre	0 ^m ,430
		Longueur totale.	7, 400
		Epaisseur	0, 045
		Course maxima	5, 200
Cylindre.	}	Volume utile	0 ^m 3,750
		Diamètre	0 ^m ,465
		Epaisseur	0, 072
		Pression effective par centimètre carré	52 ^{kg} ,500
Rondelles de charge en fonte	}	Diamètre	2 ^m ,000
		Epaisseur	0, 200
		Nombre.	18, 000
		Poids total.	65 600 ^{kg}

Pression totale agissant sur le plongeur (poids de la charge et du piston), environ 76 000^{kg}.

62. Accumulateur de l'outillage hydraulique du port de Dieppe. — Dans cet accu-

mulateur que nous décrivons à titre de second exemple, la charge est formée d'une caisse en tôle à section annulaire remplie de sable de pierres et de fonte en gueuses. La caisse de charge est guidée dans sa course par deux rails fixés sur des contreforts de la maçonnerie dans lesquels s'engagent les coulisseaux de la traverse inférieure du plongeur.

Le piston est en fonte, muni à sa partie supérieure d'une forte traverse armée de deux coulisseaux et de boulons destinés à recevoir la caisse de charge.

Le cylindre vertical est en fonte, assemblé par sa base au moyen de boulons sur la plaque de fondation et muni à sa partie supérieure d'un presse-étoupes formant joint étanche avec le plongeur.

DIMENSIONS PRINCIPALES :

Piston	{	Diamètre extérieur.	0 ^m ,430
		Epaisseur	0, 035
		Course	5
		Volume.	0 ^m 3,726
Cylindre.	{	Diamètre intérieur.	0 ^m ,450
		Pression par centimètre carré	50 ^{kg}
		Epaisseur	0 ^m ,07
Charge	{	Diamètre extérieur.	3
		Diamètre intérieur.	0, 95
		Hauteur	4, 50
		Poids	72 600 ^{kg}

63. Application numérique des formules.

— Appliquons les formules que nous avons établies dans la partie théorique à justifier les principales dimensions adoptées dans l'exemple qui précède.

Pompe. — La pompe de compression alimentant l'accumulateur est du système Tannett. Son débit est de $0^{\text{m}^3},006$ par seconde et elle doit refouler à une pression de 50^{kg} par centimètre carré, ce qui correspond à une hauteur d'eau de 500 mètres.

La puissance de cette pompe est donc :

$$P = \frac{6 \times 500}{75} = 40 \text{ chevaux-vapeur.}$$

La course du piston à vapeur, et par suite celle du piston de la pompe est de $0^{\text{m}},650$. Le nombre de tours du moteur est de 35 par minute.

En parlant d'un rendement en volume de 0,98, la section du piston se calculera, d'après la formule :

$$2 \times 35 \times 0,650 \times S = \frac{60 \times 0,006}{0,98}$$

on en tire :

$$S = 0^{\text{m}^2},0081$$

$$D = 0^{\text{m}},102$$

La section de la tige est de moitié :

$$S' = 0^{\text{m}^2},0041$$

$$D = 0^{\text{m}},073$$

Épaisseur du cylindre de l'accumulateur. — En prenant $R = 2$ kilog. par millimètre carré.

$$e = \frac{0,45}{2} \left[\sqrt{\frac{2 + 0,5}{2 - 0,5}} - 1 \right] = 0^{\text{m}},0652,$$

l'épaisseur adoptée est $0^{\text{m}},07$.

Épaisseur du plongeur. — Diamètre extérieur $0^{\text{m}},430$, épaisseur $0,035$; justifions ce dernier chiffre.

La section du métal du plongeur est

$$S = 435^{\text{cm}^2},43.$$

L'effort de compression dû à la charge a donc pour expression :

$$R_1 = \frac{72600^{\text{kg}}}{435,43} = 167^{\text{kg}} \text{ par centimètre carré.}$$

L'effort dû à la compression de l'eau normalement aux génératrices est :

$$R_2 = \frac{2pr_1^2}{r_1^2 - r_0^2}$$

et comme $r_0 = 0^{\text{m}},180$ et $r_1 = 0^{\text{m}},215$

$$R_2 = \frac{2 \times 50 \times 0,215}{0,215^2 - 0,180^2} = 335^{\text{kg}} \text{ par cent. carré.}$$

La résultante $R = \sqrt{167^2 + 335^2} = 375^{\text{kg}}$.

ce qui offre toute sécurité.

64. Presses hydrauliques. — Les presses hydrauliques sont de véritables accumulateurs fonctionnant ordinairement à des pressions très élevées dépassant 200 et 300^{kg}. Leurs cylindres sont, en général, construits en fonte aussi dense et aussi résistante que possible, afin d'en réduire l'épaisseur.

Cette épaisseur se calcule par la formule de Lamé déjà citée

$$= \left[\sqrt{\frac{R+p}{R-p}} - 1 \right] \quad \text{d'où } R = p \frac{\left(\frac{D}{2} + e\right)^2 + \left(\frac{D}{2}\right)^2}{\left(\frac{D}{2} + e\right)^2 - \left(\frac{D}{2}\right)^2}$$

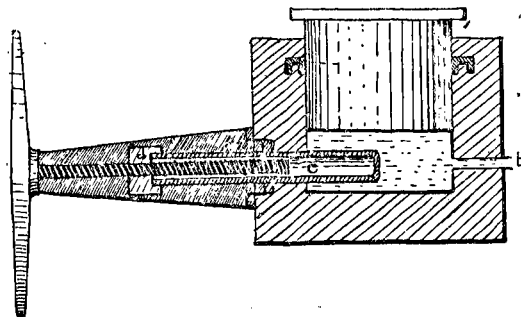
dans laquelle on admet pour R des valeurs variables entre 3 et 7 kilogrammes par millimètre carré.

Appliquons, à titre d'exemple, cette formule à la presse hydraulique dont on a fait usage pour l'élévation du pont de Conway et dont les dimensions étaient les suivantes : Diamètre du piston, 0^m,457; Diamètre du cylindre, D = 0^m,508; Epaisseur des parois, e = 0^m,222; Charge à soulever 660 000^{kg}; Pression de l'eau correspon-

dante 402 atmosphères ou $4^{kg,02}$ par millimètre carré. Ces chiffres portés dans la formule ci-dessus donnent $R = 7^{kg,2}$.

65. Presse stérhydraulique. Perfectionnement de Desgoffe. — Dans la presse hydraulique ordinaire qui agit comme un véritable accumulateur, le fonctionnement du clapet de retenue limite forcément la pression, laquelle ne

Fig. 29



peut dépasser quelques centaines d'atmosphères. De plus, cette pression s'élève par saccades brusques, chaque fois qu'une nouvelle quantité d'eau pénètre sous le gros piston. M. Desgoffe a récemment perfectionné cet appareil par l'adjonction à la partie inférieure du gros corps de pompe, d'un cylindre refouleur en acier *c* (fig. 29) travers-

sant un presse-étoupes et que l'on enfonce au moment voulu dans la masse d'eau emprisonnée sous le gros piston. La progression de ce tube est obtenue par l'intermédiaire d'un écrou *d* guidé longitudinalement et que traverse une vis que l'on fait tourner lorsque la marche de l'appareil commence à devenir pénible. Grâce à ce perfectionnement, la presse peut produire des pressions de plusieurs milliers d'atmosphères. Il est bien entendu que l'on ferme en *t* le tuyau de communication avec la pompe aspirante et foulante, lorsque l'on fait intervenir le refoulement par le cylindre *c*.

BIBLIOGRAPHIE

HYDRAULIQUE

- DUGREST (C.-L.). — *Traité d'hydraulique ou l'art d'élever les eaux porté à sa perfection.* (Paris, Didot, 1809).
- LAHITTEAU (M.). — *Traité d'hydraulique expérimentale.* (Paris, Setier, 1826).
- DAUBUISSON DE VOISINS. — *Traité du mouvement des eaux dans les tuyaux de conduite.* (Paris, Levrault, 1827).
- *Traité d'hydraulique à l'usage des ingénieurs.* (Paris, Levrault, 1834).
- NAVIER (M.). — *Résumé des leçons données à l'École des Ponts et Chaussées sur l'application de la mécanique à l'établissement des machines.* 2^{me} partie : *Leçons sur le mouvement et la résistance des fluides, la conduite et la distribution des eaux.* (Paris, Carilian Gœury, 1838).
- BÉLANGER. — *Cours de mécanique, 2^{me} partie, Hydraulique. Cours professés à l'École des Ponts et Chaussées en (1841-1842)-(1845-1846)-(1850-1851).*
- *Cours d'hydraulique professé à l'École centrale des Arts et Manufactures en 1843.*

- SONNET (H.). — *Recherches sur le mouvement des eaux dans les tuyaux de conduite et dans les canaux découverts.* (Paris, Hachette, 1845).
- DARCY. — *Recherches expérimentales relatives au mouvement de l'eau dans les tuyaux.* (Paris, Mallet-Bachelier, 1857).
- MÉNABRÉA (P.). — *Note sur l'effet du choc de l'eau dans les conduites* (1858).
- MORIN (ARTHUR). — *Hydraulique* (Paris, Hachette, 1858).
- BRESSE. — *Cours de mécanique appliquée, 2^{me} partie, Hydraulique. Cours professé à l'École des Ponts et Chaussées.*
 1860 — 1^{re} édition. (Paris, Mallet-Bachelier).
 1868 — 2^{me} édition.
- COLLIGNON. — *Cours d'hydraulique professé à l'École des Ponts et Chaussées* (1867-1868).
- LÉVY (M.). — *Théorie d'un courant liquide à filets rectilignes et parallèles de forme transversale quelconque ; application aux tuyaux de conduite.* (Paris, 1867).
- COLLIGNON. — *Cours de mécanique appliqué aux constructions, 2^{me} partie, Hydraulique.* (Paris, Dunod, 1880).
- VIGREUX. — *Hydraulique appliquée. Série D.* (Paris, Bernard, 1883).
- BOILEAU (P.). — *Notions nouvelles d'hydraulique concernant principalement les tuyaux de conduite, les canaux et les rivières.* (Paris, 1888).
- FLAMANT. — *Hydraulique.* (Paris, Baudry et C^{ie}, 1892).

POMPES ET APPAREILS ÉLÉVATOIRES

- MORLAND (LE CHEVALIER). — *Élévation des eaux par toutes sortes de machines.* (Paris, Michollet, 1755).
- PAUCTON. — *Théorie de la vis d'Archimède.* (Paris, Butard, 1768).
- MONTGOLFIER. — *Note sur le béliér hydraulique et sur la manière d'en calculer les effets.* (Paris, Gille fils, 1803).
- GIRARD (P.-S.). — *Rapport à l'Institut sur la pompe centrifuge de M. Forge.* (Paris, Bailleul, 1816).
- EYTELWEIN. — *Observations sur les effets et l'application avantageuse du béliér hydraulique, traduit de l'allemand.* (Paris, Didot, 1822).
- CALIGNY (ANATOLE DE). — *Mémoire sur un béliér hydraulique à une seule soupape* (1838).
- *Note sur le calcul des effets de la machine précédente et les dispositions essentielles de ses tuyaux d'ascension. Coup d'œil historique sur quelques machines à élever l'eau* (1838).
- MORIN (ARTHUR). — *Des appareils destinés à l'élévation des eaux.* (Paris, Hachette, 1863).
- DULOS (PASCAL). — *Cours de mécanique à l'usage des Ecoles d'Arts et métiers.* 3^me partie. (Paris, Gauthier-Villars, 1877).
- RESAL (H.). — *Traité de mécanique générale*, t. III, (Paris, Gauthier-Villars, 1875).
- DELAUNAY (CH.). — *Cours élémentaire de mécanique théorique et appliquée.* (Paris, Garnier frères, 1872).

- BARRET. — *Note sur les appareils mus par l'eau sous pression.* (Marseille, 1870).
- COURTOIS. — *Etude sur les machines centrifuges, pompes et ventilateurs.* (Paris, Dunod, 1881).
- HIRSCH. — *Rapport du jury international de l'Exposition de 1878.* Gr. VI, cl. 54.
- POILLON (L.). — *Traité théorique et pratique des pompes et machines à élever les eaux.* (Paris, Bernard, 1885).
- VIGREUX (L.). — *Projet d'élévation d'eau par moteur hydraulique et machine à vapeur de secours.* (Paris, Bernard, 1888).
- HATON DE LA GOUPILLIÈRE. — *Cours de machines, t. I, Hydraulique. Moteurs hydrauliques.* (Paris, Dunod, 1889).

GÉNIE CIVIL

1882. 15 mars. — *Note sur le calcul des éléments d'allure d'une pompe centrifuge.*
1882. 15 novembre. — *Etude sur les appareils centrifuges.*
1888. Juin. — *Pompe à piston captant.* Août. — *Bélier-pompe à pistons différentiels système Durozay.*
1888. Septembre. — *Du mouvement de l'eau dans les tuyaux. Table pour le calcul des conduites d'après la théorie de M. Maurice Lévy.*
1888. Avril. — *Pompe à piston captant de M. de Montrichard.*
1892. Avril. — *Accumulateurs de la station de force motrice de Birmingham.*

REVUE GÉNÉRALE DES CHEMINS DE FER

Juillet et octobre 1890. Mai et juin 1891. — *Note sur l'installation hydraulique de la nouvelle gare Saint-Lazare. Pompes et accumulateurs.*

OPPERMANN (Machines)

1888. Décembre. — *Pompe à colonne d'eau, système Roux.*
1889. Décembre. — *Appareils hydrauliques des écluses de Bougival (pompes).*
1889. Juillet et août. — *Distribution de la force hydraulique à Londres.*
- Septembre. — *Appareils hydrauliques de la gare Saint-Lazare. Pompes de compression.*
- Janvier. — *Accumulateurs hydrauliques de la gare Saint-Lazare.*
1892. Janvier. — *Arrêt et mise en marche automatique des accumulateurs.*

OPPERMANN (Construction)

1891. Novembre. — *Outillage du nouveau port de Brême.*

1892. Septembre. — *Travaux de barrage du Rhône à Genève. Utilisation de la force motrice pour la production d'eau sous pression.*

ANNALES DES PONTS ET CHAUSSÉES

1877. — *Mémoire sur les pompes centrifuges Deceur.*

1880. Septembre. — *Notice sur les nouvelles pompes centrifuges système Farcot.*

1890. Mars. — *Notice sur les travaux de construction d'usines élévatoires et de réservoirs exécutés de 1880 à 1889. (Bechmann, Ingénieur en chef des Ponts et Chaussées).*

1891. Décembre. — *Bélier hydraulique système Deceur.*

PUBLICATIONS ANGLAISES

EWBANK (TH.). *A descriptive and historical account of hydraulic and others machines for raising water.* (New-York, 1849).

FREDÉRIK COYLER. — *Hydraulic steam and hand power, lifting and pressing machinery.*

ARMSTRONG. — *The history of the modern development of water pressure machinery.*

THE WORTHINGTON STEAM PUMPING ENGINE. — *History of its invention and développement. Description of Worthington Water moters.* (New-York, 1887).

- THE WORRINGTON HIGH DUTY. PUMPING ENGINE IN EUROPE. (London, 1889). — *Something about pumping machinery ancient and modern.* Sibley) collège lecture, New-York, 1889).
- R. WILSON. — *On improvised hydraulic presses.* (Institution of Mechanical Engineers, novembre 1877).
- TWEDDEL (K.-H.). — *American direct acting Steam and hydraulic presses.* (Institution of Mechanical Engineers. Mars 1878).
- *Institution of Mechanical Engineers.* (Juillet 1872, août 1874).
- HASTIES. — *The Engineer.* (23 avril 1880).
- MAYER. — *Engineering.* (10 septembre 1880).
-

TABLE DES MATIÈRES

PARTIE THÉORIQUE

CHAPITRE PREMIER

Rappel de quelques principes d'hydrostatique et d'hydrodynamique

	Pages
Incompressibilité de l'eau. Principe de Pascal .	7
Pression en un point d'une masse liquide. . .	8
Pression sur une aire plane.	8
Principe de la presse hydraulique.	9
Valeur de la pression en un point d'une masse liquide. Pression absolue	9
Mouvement des liquides. Théorème de Bernoulli.	10
Formule de Prony pour le calcul de la perte de charge due aux frottements dans les tuyaux de conduite à section constante.	12
Perte de charge due aux frottements dans une conduite cylindrique.	13
Effet d'un élargissement brusque de section dans la conduite. Théorème de Bélanger	15

	Pages
Ecoulement par un ajutage cylindrique exté- rieur. Perte de charge	16
Calcul de la perte de charge à travers les van- nes et robinets	19
1° Vanne placée dans un tuyau rectangulaire.	19
2° " " " " cylindrique .	19
3° Robinets de section rectangulaire et circu- laire	20
4° Valves ou papillons placés dans des tuyaux cylindriques ou à section rectangulaire . .	20
Pertes de charge dues aux changements brus- ques de section dans les tuyaux de conduite .	20
Pertes de charge dues aux coudes brusques . .	23
Choc d'une veine liquide contre un plan fixe. .	24

CHAPITRE II

Théorie générale des pompes et béliers hydrauliques

Pompes à piston et à mouvement rectiligne al- ternatif. Description	26
Hauteur d'aspiration	28
Débit, rendement, effet utile.	28
Etude graphique de la marche d'une pompe par la méthode des trois diagrammes de Greindl .	29
Espace nuisible. Son influence sur la hauteur d'aspiration	30
Amorçage	33
Influence de la course du piston sur la hauteur d'aspiration	34

	Pages
Vitesse du piston.	34
Pertes sur le débit théorique d'une pompe.	
Fuites	36
Pertes sur le rendement dynamique d'une pompe	37
Comparaison des pompes à simple effet et à double effet	39
Uniformité du mouvement de l'eau. Réservoirs d'air.	39
Rendement dynamique d'une pompe.	45
Détermination du diamètre des conduites d'aspiration et de refoulement	46
Formules relatives au calcul des dimensions principales d'une pompe répondant à un programme déterminé	49
1 ^o Frottement dans les conduites	49
2 ^o Rayon et course du piston	50
3 ^o Section de la tige du piston	51
4 ^o Section utile du piston	51
5 ^o Diamètre et levée des clapets	51
6 ^o Épaisseur du corps de pompe	52
7 ^o Frottement du piston dans les garnitures — Travail perdu.	53
8 ^o Perte de charge à travers les clapets	53
Pompes centrifuges. Principe	54
Vitesse à donner au tambour pour obtenir un débit déterminé	55
Rendement dynamique. Son maximum	58
Section d'accès de l'eau dans le corps de pompe.	60
Principe et description du béliet hydraulique	60
Théorie du béliet hydraulique, 1 ^{re} hypothèse	64

	Pages
Evaluation du volume d'eau refoulé à chaque coup de bélier	67
2 ^e Hypothèse. Volume du réservoir d'air . . .	68

CHAPITRE III

Théorie des accumulateurs

Principe des accumulateurs	71
Accumulateur différentiel.	73
" multiplicateur	74
Accumulateurs à pouvoirs multiples	74
" à trois puissances	75
Calcul des dimensions principales d'un accumulateur. — Course utile du piston. — Poids de la charge. — Épaisseur du cylindre. — Épaisseur du piston. — Conduite de refoulement .	76

PARTIE PRATIQUE

CHAPITRE IV

Pompes à mouvement rectiligne alternatif

*Pistons. Proportions générales des pistons et de leurs garnitures	79
Soupapes ou clapets. — Clapets à ressorts, système Girard. — Soupapes à double siège. — Soupapes diverses. — Débits des clapets. . .	83

	Pages
Appareils accessoires dont doivent être pourvus	
les pompes et leurs réservoirs d'air	89
Données numériques	90
Précautions à prendre dans les installations . .	92
Description de quelques systèmes de pompes à piston et à mouvement rectiligne alternatif .	93
1 ^o Pompe à piston différentiel, système Tannett.	93
2 ^o Pompe à débit variable, à course et vitesse constantes, système Rousseau et Balland . .	94
3 ^o Pompe à courant illimité, système Prunier.	95
4 ^o Pompe à double piston et à courant continu, système Baillet et Audemar	97
5 ^o Pompes diverses	97
Installations diverses	99
1 ^o Pompes à pistons plongeurs et clapets Girard, de Pierre-la-Treiche (Canal de l'Est).	99
2 ^o Machine élévatrice J. Farcot installée à l'usine hydraulique de St-Maur ^v	100
3 ^o Pompes de compression employées pour l'outillage hydraulique de la gare St-Lazare . .	101

CHAPITRE V

*Pompes semi-rotatives. Pompes rotatives.
Pompes centrifuges*

Pompes semi-rotatives	104
// rotatives	105
1 ^o Pompes rotatives à un axe. Pompe Ramelli.	105
2 ^o Pompe Bartrum et Powel	107

	Pages
3° Pompes à palettes glissantes	108
Pompes rotatives à deux axes	110
1° Pompes à engrenages	110
2° Pompes Greindl	112
Pompes centrifuges	114
1° Pompe Appold	114
2° Pompe Dumont	116
3° Pompe des frères Sulzer à Winterthur . .	120
4° Pompes Holme, Farcot et fils, Aversenq, Decœur, Courtois	122
5° Pompe centrifuge à vapeur <i>Invincible</i> . .	123
6° Pompes diverses. Appareils construits par la maison Farcot pour l'usine élévatoire de Khatatbeh (Égypte)	124
Données pratiques sur les pompes <i>centrifuges</i> .	126
Essais de pompes centrifuges	128

CHAPITRE VI

*Béliers hydrauliques. Pulsomètres
et appareils accessoires . . .*

Béliers hydrauliques	130
1° Expériences d'Eytelwein	130
2° Bélier de la blanchisserie Turquet. . . .	133
3° Bélier hydraulique de Bollée.	134
4° Bélier rotatif, système Roy. Bélier Durozoy. Bélier système Schabaver. Bélier système Decœur. Bélier Pearsall.	135

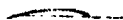
	Pages
Pulsomètres. — Reniflards. Hauteur d'aspiration et de refoulement. Mise en marche. Rendement.	138
Différents types de pulsomètres. — Pulsomètre Hall. Pulsomètre Kœrting. Pulsateur Breton- nière :	141
Injecteurs et éjecteurs	144
De quelques autres machines élévatoires pour faibles pressions	148
1° Vis d'Archimède	148
2° Noria	150
3° Chapelet	150
4° Roues à augets ou à tympan	150

CHAPITRE VII

Accumulateurs et presses hydrauliques

Accumulateurs.	152
Communication avec les pompes	152
Arrêt automatique	152
Soupape de chute	153
Conduite de pression reliant la pompe à l'ac- cumulateur	155
Tuyaux compensateurs.	155
Soupapes d'arrêt	156
Accumulateurs de la nouvelle gare St-Lazare .	157
Accumulateurs de l'outillage hydraulique du port de Dieppe.	158
Application numérique des formules.	160

	Pages
Epaisseur du cylindre de l'accumulateur . . .	161
Epaisseur du plongeur.	161
Presses hydrauliques . ,	162
Presse sterhydraulique.	163
Perfectionnement de Desgoffe	163
BIBLIOGRAPHIE.	165



ST-AMAND (CHER). IMPRIMERIE DESTENAY, BUSSIÈRE FRÈRES

TABLEAU DES PUBLICATIONS PÉRIODIQUES

PÉRIODICITÉ		Paris.	Dép.	Etr.
<i>Mensuel.</i>	Annales agronomiques	18 »	18 »	21 »
—	— de Chimie et de Physique.	30 »	34 »	63 »
—	— de Dermatologie et de Syphiligraphie	30 »	32 »	32 »
—	— de l'Institut Pasteur	18 »	20 »	20 »
—	— des Maladies de l'Oreille et du Larynx	12 »	14 »	15 »
<i>Tous les 2 mois.</i>	— Médico-Psychologiques	20 »	23 »	25 »
<i>Mensuel.</i>	— des Sciences naturelles (Zoologie— Botanique).	30 »	32 »	32 »
—	— l'Anthropologie	25 »	27 »	28 »
<i>Tous les 2 mois.</i>	Archives de l'Anthropologie criminelle.	20 »	20 »	23 »
—	— de Médecine expérimentale	24 »	25 »	26 »
<i>Trimestriel.</i>	— de Physiologie normale et pathologique.	24 »	25 »	26 »
<i>Semestriel.</i>	— du Muséum d'Histoire naturelle	40 »	40 »	40 »
<i>Hebdomadaire.</i>	Bulletin hebdomadaire de statistique municipale	6 »	9 »	9 »
—	Gazette hebdomadaire de Médecine et de Chirurgie	24 »	24 »	24 »
<i>2 fois par semaine.</i>	Journal de l'Agriculture	20 »	20 »	22 »
<i>2 fois par mois.</i>	— de Pharmacie et de Chimie.	15 »	15 »	17 »
—	Revue Neurologique.	20 »	20 »	22 »
<i>Hebdomadaire.</i>	Le Mercredi médical.	6 »	6 »	6 »
—	La "Nature" de Gaston Tissandier	20 »	25 »	26 »
<i>Mensuel.</i>	Revue d'Hygiène et de Police sanitaire	20 »	22 »	23 »
—	— générale d'Ophtalmologie	20 »	22 »	22 50
<i>Trimestriel.</i>	— des Sciences médicales	30 »	33 »	34 »
<i>Tous les 2 mois</i>	— d'Orthopédie	12 »	14 »	15 »
<i>Trimestriel.</i>	— de l'Aéronautique.	8 »	8 »	10 »
SOCIÉTÉS SAVANTES				
<i>Hebdomadaire.</i>	Bulletin de l'Académie de Médecine	15 »	18 »	20 »
<i>2 fois par mois.</i>	— de la Société Chimique	25 »	26 »	27 »
<i>Mensuel.</i>	— de la Société de Chirurgie	18 »	20 »	22 »
<i>2 fois par mois.</i>	— de la Société Médicale des hôpitaux	12 »	12 »	15 »
<i>Trimestriel.</i>	— de la Soc. d'Anthropologie.	10 »	12 »	13 »
<i>Hebdomadaire.</i>	— de la Société de Biologie.	15 »	15 »	17 »
<i>Mensuel.</i>	— de la Société de Dermatologie.	12 »	12 »	14 »
—	— de l'Union des Femmes de France.	3 50	3 50	4

~~~~~

### TRAITÉ DE MÉDECINE

Publié sous la direction de MM. CHARCOT et BOUCHARD, membres de l'Institut et professeurs à la Faculté de médecine de Paris, et BRISSAUD, professeur agrégé, par MM. BABINSKI, BALLEZ, BLOCC, BRAULT, CHANTEMESSE, CHARRIN, CHAUFFARD, COURTOIS-SUFFIT, GILBERT, GUINON, LE GENDRE, HALLION, MARFAN, MARIE, MATHIEU, NETTER, OETTINGER, ANDRÉ PETIT, RICHARDIÈRE, ROGER, RUADLT, THIBIERGE, L.-H. TROINOT, FERNAND VIDAL. 6 vol. in-8. avec figures (5 vol. publiés au 1<sup>er</sup> août 1893). Prix de ces 5 vol. 102 fr. Cet ouvrage sera complété par la publication d'un tome sixième et dernier.

### TRAITÉ DE CHIRURGIE

Publié sous la direction de MM. Simon DUPLAY, professeur de clinique chirurgicale à la Faculté de médecine de Paris, et Paul RECLUS, professeur agrégé, par MM. BERGER, BROCA, Pierre DELBET, DELENS, GÉRARD-MARCHANT, FORGUE, HARTMANN, HEYDENREICH, JALAGUIER, KIRMISSON, LAGRANGE, LEJARS, MICHAUX, NÉLATON, PEYROT, PONCET, POTHEBAT, QUÉNU, RICARD, SEGOND, TUFFIER, WALTHER. 8 forts volumes in-8, avec nombreuses figures . . . . . 150 fr.

### ÉTUDES ANATOMO-PATHOLOGIQUES. L'INFLAMMATION

Par le Dr Maurice LETULLE, professeur agrégé à la Faculté de médecine de Paris, médecin de l'Hôpital Saint-Antoine, 1 vol. in-8, avec 21 figures dans le texte et 12 planches en chromolithographie hors texte . . . . . 20 fr.

### PRÉCIS D'OBSTÉTRIQUE

Par MM. A. RIBEMONT-DESSAIGNES, agrégé de la Faculté de médecine, accoucheur de l'hôpital Beaujon, et G. LEPAGE, chef de clinique obstétricale à la Faculté de médecine. 1 vol. in-8 avec figures dans le texte, dessinées par M. RIBEMONT-DESSAIGNES. 30 fr.

Jusqu'à présent les élèves et les médecins n'avaient le choix qu'entre des traités fort complets mais volumineux, et des simples manuels. Le *Précis d'Obstétrique* est plus qu'un Manuel et moins qu'un Traité ; c'est un véritable livre d'enseignement où les auteurs ont cherché à faire profiter les étudiants et les médecins des progrès les plus récents accomplis en obstétrique.

**Leçons de thérapeutique**, par le Dr Georges HAYEM, professeur à la Faculté de médecine de Paris, Membre de l'Académie de médecine.

Les 4 premiers volumes des leçons de thérapeutique comprennent l'ensemble des *Médications* et sont ainsi divisés :

*Première série.* — Médication astringente. — Médication désinfectante. — Médication stéphanique. — Médication antipyrétique. — Médication antiphlogistique. . . . . 8 fr.

*Deuxième série.* — De l'action médicamenteuse. — Médication antihydropique. — Médication hémostatique. — Médication reconstituante. — Médication de l'anémie. — Médication du diabète sucré. — Médication de l'obésité. — Méd. de la douleur. 8 fr.

*Troisième série.* — Médication de la douleur (suite). — Médication hypnotique. — Médication stupéfiante. — Médication antispasmodique. — Médication excitatrice de la sensibilité. — Médication hypercinétique. — Médication de la kinésiraxie cardiaque. — Médication de l'asystolie. — Médication de l'ataxie et de la neurasthénie cardiaque 8 fr.

*Quatrième série.* — Médication antidyspeptique. — Médication antidyspnéique. — Médication de la toux. — Médication expectorante. — Médication de l'albuminurie. — Médication de l'urémie. — Médication antisudorale . . . . . 12 fr.

**Traité de thérapeutique chirurgicale**, par Em. FORCUE, professeur d'opérations et appareils à la Faculté de médecine de Montpellier et P. RECLUS, professeur agrégé à la Faculté de médecine de Paris. 2 volumes grand in-8 avec 368 figures. . . . . 32 fr.

**Anatomie du cerveau de l'homme**, morphologie des hémisphères cérébraux ou cerveau proprement dit, texte et figures par E. BRISSAUP, agrégé, médecin de l'hôpital Saint-Antoine. Cet ouvrage comprend un atlas grand in-4° de 43 planches gravées sur cuivre, et un volume in-8° de 580 pages, avec plus de 200 figures schématisées dans le texte. L'atlas et le texte sont reliés en toile anglaise. Prix des deux volumes . . . . . 80 fr.

**Recherches sur les centres nerveux**, alcoolisme, folie des héréditaires dégénérés, paralysie générale, médecine légale, par le Dr V. MAGNAN, médecin de l'Asile clinique (Sainte-Anne), membre de l'Académie de Médecine, deuxième série, avec 6 planches hors texte, 1 graphique en chromolithographie et 27 figures dans le texte. Prix du volume . . . . . 12 fr.

**L'Hydrothérapie dans les maladies chroniques et les maladies nerveuses**, par les Drs BENI-BARDE et MATERNE, médecins de l'établissement hydrothérapique de la rue Miromesnil (Paris). 1 vol. grand in-8. . . . . 8 fr.

**Maladies infectieuses et parasitaires des os**, par le Dr GANGOLPHE, professeur agrégé à la Faculté de médecine de Lyon. 1 vol. in-8 avec 99 figures . . . . . 16 fr.

**Précis d'Obstétrique**, par MM. A. RIBEMONT-DESSAIGNES, agrégé de la Faculté de médecine de Paris, accoucheur de l'hôpital Beaujon, et G. LEPAGE, chef de clinique obstétricale à la Faculté de médecine. 1. vol. in-8 avec figures dans le texte, dessinées par M. RIBEMONT-DESSAIGNES. . . . . 25 fr.

# BIBLIOTHEQUE DIAMANT

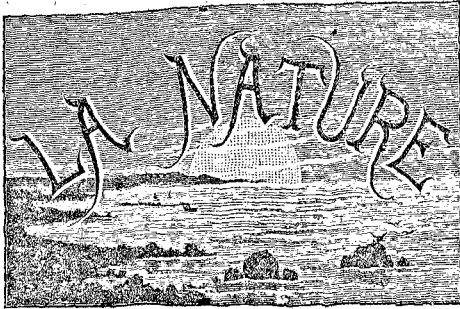
DES

## SCIENCES MÉDICALES & BIOLOGIQUES

*Collection publiée dans le format in-18 raisin, cart. à l'anglaise*

- Manuel de Pathologie interne**, par G. DIEULAFOY, professeur à la Faculté de médecine de Paris, médecin des hôpitaux, lauréat de l'Institut (Prix Monthyon), 7<sup>e</sup> édition, 3 vol. . . . . 20 fr.
- Manuel du diagnostic médical**, par P. SPILLMANN, professeur à la Faculté de médecine de Nancy et P. HAUSHALTER, chef de clinique médicale. 3<sup>e</sup> édition, entièrement refondue . . . . . 6 fr.
- Manuel d'anatomie microscopique et d'histologie**, par P.-É. LAUNOIS et H. MORAU, préparateurs-adjoints d'histologie à la Faculté de médecine de Paris, préface de M. Mathias DUVAL, professeur à la Faculté de médecine de Paris . . . . . 6 fr.
- Séméiologie et diagnostic des maladies nerveuses**, par Paul Blocq, chef des travaux anatomopathologiques à la Salpêtrière, lauréat de l'Institut, et J. ONANOFF . . . . . 5 fr.
- Manuel de thérapeutique**, par le Dr BERLTOZ, professeur à la Faculté de médecine de Grenoble, précédé d'une préface de M. BOUCHARD, professeur à la Faculté de Paris. . . . . 6 fr.
- Précis de microbiologie médicale et vétérinaire**, par le Dr L.-H. THOINOT, ancien interne des hôpitaux et E.-J. MASSELIN, médecin-vétérinaire, 2<sup>e</sup> éd., 89 fig. noires et en couleurs. . . . . 7 fr.
- Précis de médecine judiciaire**, par A. LACASSAGNE, professeur à la Faculté de médecine de Lyon. 2<sup>e</sup> édition. . . . . 7 fr. 50
- Précis d'hygiène privée et sociale**, par A. LACASSAGNE, professeur à la Faculté de médecine de Lyon. 3<sup>e</sup> édition revue et augmentée . . . . . 7 fr.
- Précis d'anatomie pathologique**, par L. BARD, professeur agrégé à la Faculté de médecine de Lyon . . . . . 7 fr. 50
- Précis théorique et pratique de l'examen de l'œil et de la vision**, par le Dr CHAUVEL, médecin principal de l'armée, professeur à l'École du Val-de-Grâce . . . . . 6 fr.
- Le Médecin**. Devoirs privés et publics ; leurs rapports avec la Jurisprudence et l'organisation médicales, par A. DECHAMBRE, membre de l'Académie de médecine . . . . . 6 fr.
- Guide pratique d'Electrothérapie**, rédigé d'après les travaux et les leçons du Dr ONIMUS, lauréat de l'Institut, par M. BONNEFOY. 3<sup>e</sup> édition, revue et augmentée d'un chapitre sur l'électricité statique, par le Dr DANION. . . . . 6 fr.
- Paris : sa topographie, son hygiène, ses maladies**, par Léon COLIN, directeur du service de santé du gouvernement militaire de Paris. . . . . 6 fr.
- Guide pratique des maladies mentales**, par le Dr P. SOLLIER, chef de clinique adjoint à la Faculté de médecine de Paris. 5 fr.

vingt-deuxième année



41 VOLUMES PARUS

REVUE DES SCIENCES  
ET DE LEURS APPLICATIONS AUX ARTS ET A L'INDUSTRIE

Journal hebdomadaire illustré

RÉDACTEUR EN CHEF : GASTON TISSANDIER

*La Nature*, fondée en 1873 par M. Gaston Tissandier, est le plus considérable des journaux de vulgarisation scientifique, par son nombre d'abonnés, par la valeur de sa rédaction, par la sûreté de ses informations.

Des collaborations éminentes lui permettent de tenir de la façon la plus précise ses lecteurs au courant de toutes les découvertes, de tous les travaux importants, de toutes les observations curieuses, sa grande notoriété, sa vaste circulation non seulement en France, mais à l'étranger, lui donnent, pour parler de tous les événements qui touchent à la science, avec rapidité et avec autorité, des moyens d'information dont elle sait faire profiter largement le public.

D'une indépendance absolue, *La Nature* peut, sans craindre d'être accusée de complaisance ou de mercantilisme, faire une large part à la science pratique, même dans ses plus modestes applications.

Elle a, la première, inauguré ces *Récréations scientifiques*, qui ont si souvent amusé en même temps qu'instruit les lecteurs de tous les âges.

Elle a su faire à l'illustration une place chaque jour plus grande, en s'imposant depuis longtemps la règle de ne donner jamais que des figures originales exécutées par nos meilleurs artistes.

Grâce à la *Boîte aux lettres* publiée chaque semaine dans *La Nature*, tous les lecteurs, en quelque sorte, deviennent les collaborateurs du directeur, notamment pour ces innombrables recettes dont on est si friand, pour les renseignements usuels, qu'on ne sait, surtout hors de Paris, comment se procurer.

*La Nature* n'est pas seulement un Journal ; il suffit de feuilleter la collection, pour voir que son rôle n'est pas si éphémère ; c'est aussi un répertoire précieux qui, après avoir passé sur le bureau du savant, sur la table du salon, ou dans la salle d'études, prend dans la bibliothèque une place d'honneur pour être relu ou consulté, pour être feuilleté même au point de vue artistique. C'est une véritable Encyclopédie, qui comprend aujourd'hui 40 volumes.

|             |   |                |                 |                  |
|-------------|---|----------------|-----------------|------------------|
| ABONNEMENTS | { | Paris :        | Un an, 20 fr. ; | Six mois, 10 fr. |
|             |   | Départements : | — 25 fr. ;      | — 12 fr. 50      |

CHAQUE ANNÉE FORME DEUX VOLUMES

On s'abonne à la Librairie G. Masson, 120, boul. St-Germain, Paris.

DICTIONNAIRE  
**DES ARTS & MANUFACTURES**  
ET DE L'AGRICULTURE

FORMANT UN TRAITÉ COMPLET DE TECHNOLOGIE

Par **Ch. LABOULAYE**

Avec la collaboration de Savants, d'Industriels et de Publicistes

SEPTIÈME ÉDITION, PUBLIÉE EN 5 VOLUMES

REVUE ET COMPLÉTÉE A LA SUITE DE L'EXPOSITION DE 1889

Imprimée sur deux colonnes avec plus de 5,000 figures  
dans le texte. Prix des 5 volumes : brochés. 120 fr.  
reliés. . . . . 145 fr.

Le *Dictionnaire des Arts et Manufactures* est devenu, par son grand et légitime succès, un ouvrage classique parmi les ingénieurs et tous ceux qui s'intéressent aux progrès de l'industrie.

C'est un ouvrage de recherches et d'études que l'on consulte, non seulement pour y trouver des renseignements sur sa propre industrie, mais souvent aussi sur les procédés des industries connexes, et sur les questions générales qui intéressent toute entreprise industrielle. L'Exposition de 1889 a fourni une abondante récolte d'indications précieuses, mises à profit par les collaborateurs de M. Ch. Laboulaye qui continuent son œuvre. Parmi les sujets remaniés ou traités à nouveau dans leur entier, nous citerons : l'électricité (installation d'éclairage, projets de machine, transport de la force, etc.), le verre, le sucre, les constructions métalliques, l'éclairage, la métallurgie, les canaux, le matériel des chemins de fer, les instruments d'agriculture, la statistique graphique, la statistique industrielle et agricole, les institutions de prévoyance (caisses de retraites, assurances, sociétés coopératives, réglementation du travail, syndicats professionnels, etc.). La nouvelle édition du *Dictionnaire des Arts et Manufactures* est tenue au courant des progrès, et nous avons lu avec grand intérêt, parmi les articles nouveaux, ceux qui se rapportent à la statistique et aux institutions de prévoyance. Cette nouvelle édition aura le succès de ses devancières.

(Extrait de *La Nature*.)

LIBRAIRIE G. MASSON, 120, BOULEVARD SAINT-GERMAIN, A PARIS

**Dictionnaire des Arts et Manufactures et de l'Agriculture**, par Ch. LABOULAYE et une réunion de savants, d'ingénieurs et d'industriels. 7<sup>e</sup> édition. 5 vol. . . . . 120 fr.

**Cours de Minéralogie**, professé à la Faculté des Sciences de Paris, par Charles FRIEDEL, membre de l'Institut, professeur à la Faculté des Sciences, conservateur de la collection minéralogique à l'École nationale supérieure des Mines. Minéralogie générale. 1 volume in-8<sup>e</sup>. . . . . 40 fr.

**Traité élémentaire de minéralogie**, par M. PISANI, précédé d'une préface par M. DESCLOIZEAUX, de l'Institut. 3<sup>me</sup> édition, revue et augmentée, 1 volume in-8 avec 212 figures dans le texte. . . . . 8 fr.

**Les Minéraux usuels, et leur essai chimique sommaire** par F. PISANI, ouvrage destiné aux industriels, mineurs, fabricants de produits chimiques, pharmaciens, bijoutiers, lapidaires, etc. 1 vol. in-18, cartonnage souple. . . . . 2 fr.

**Traité de physique industrielle, production et utilisation de la chaleur**, par L. SER, professeur à l'école centrale des Arts et Manufactures, avec la collaboration de MM. L. CARRETTRE et E. HERSCHER, ingénieurs des Arts et Manufactures, membres de la Société des ingénieurs civils, membres de la Société de médecine et d'hygiène professionnelle, 2 forts volumes in-8 illustrés de 790 figures. . . . . 45 fr.

I. — Principes généraux et appareils considérés d'une manière générale indépendamment de toute application particulière (foyers récepteurs de chaleur, cheminées, ventilateur, thermodynamique). 1 fort vol. in-8 avec 362 figures . . . . . 22 fr. 50

II. — Chaudières à vapeur. — Distillation. — Evaporation et séchage. — Désinfection. — Chauffage et ventilation des lieux habités. 1 fort volume in-8 avec 428 figures. . . . . 22 fr. 50

**Traité de chimie minérale et organique**, comprenant la chimie pure et ses applications, par MM. Ed. WILLM, professeur à la Faculté des sciences de Lille, et HANRIOT, professeur agrégé à la Faculté de médecine de Paris, 4 vol. grand in-8 avec figures dans le texte. . . . . 50 fr.

**Guide pratique d'analyse qualitative par voie humide**, par R. DEFERAT, 1 vol. in-18 cartonné . . . . . 2 fr. 50

**Traité de chimie agricole, développement des végétaux. Terre arable. — Amendements et engrais**, par M. P. DEHERAIN, membre de l'Institut, professeur au Museum d'histoire naturelle et à l'école d'agriculture de Grignon, 1 vol. grand in-8 avec figures. . . . . 16 fr.

LIBRAIRIE GAUTHIER-VILLARS ET FILS  
Envoi franco contre mandat-poste ou valeur sur Paris

# COURS DE PHYSIQUE

DE  
L'ÉCOLE POLYTECHNIQUE

PAR M. J. JAMIN

QUATRIÈME ÉDITION

AUGMENTÉE ET ENTIÈREMENT REFONDUE,

PAR

M. BOUTY,

Professeur à la Faculté des Sciences de Paris.

Quatre Tomes in-8, de plus de 4000 pages, avec 1587 figures et 14 planches sur acier, dont 2 en couleur; 1885-1891. (OUVRAGE COMPLET) . . . . . 72 fr.

On vend séparément :

TOME I. — 9 fr.

- (\*) 1<sup>er</sup> fascicule. — *Instruments de mesure. Hydrostatique*; avec 150 fig. et 1 planche . . . . . 5 fr.  
2<sup>e</sup> fascicule. — *Physique moléculaire*; avec 93 figures . . . . . 4 fr.

TOME II. — CHALEUR. — 15 fr.

- (\*) 1<sup>er</sup> fascicule. — *Thermométrie. Dilatations*; avec 98 fig. . . . . 5 fr.  
(\*) 2<sup>e</sup> fascicule. — *Calorimétrie*; avec 48 fig. et 2 planches . . . . . 5 fr.  
3<sup>e</sup> fascicule. — *Thermodynamique. Propagation de la chaleur*; avec 47 figures . . . . . 5 fr.

TOME III. — ACOUSTIQUE; OPTIQUE. — 22 fr.

- 1<sup>er</sup> fascicule. — *Acoustique*; avec 123 figures. . . . . 4 fr.  
(\*) 2<sup>e</sup> fascicule. — *Optique géométrique*; avec 139 figures et 3 planches. . . . . 4 fr.  
3<sup>e</sup> fascicule. — *Étude des radiations lumineuses, chimiques et calorifiques; Optique physique*; avec 249 fig. et 5 planches, dont 2 planches de spectres en couleur . . . . . 14 fr.

(\*) Les matières du programme d'admission à l'École Polytechnique sont comprises dans les parties suivantes de l'Ouvrage : Tome I, 1<sup>er</sup> fascicule; Tome II, 1<sup>er</sup> et 2<sup>e</sup> fascicules; Tome III, 2<sup>e</sup> fascicule.



LIBRAIRIE GAUTHIER-VILLARS ET FILS

TOME IV (1<sup>re</sup> Partie). — ÉLECTRICITÉ STATIQUE ET DYNAMIQUE. — 13 fr.

- 1<sup>er</sup> fascicule. — *Gravitation universelle. Électricité statique*; avec 155 fig. et 1 planche . . . . . 7 fr.  
 2<sup>e</sup> fascicule. — *La pile. Phénomènes électrothermiques et électrochimiques*; avec 161 fig. et 1 planche . . . . . 6 fr.

TOME IV. — (2<sup>e</sup> Partie). — MAGNÉTISME; APPLICATIONS. — 13 fr.

- 3<sup>e</sup> fascicule. — *Les aimants. Magnétisme. Électromagnétisme. Induction*; avec 240 figures. . . . . 8 fr.  
 4<sup>e</sup> fascicule. — *Météorologie électrique; applications de l'électricité. Théories générales*; avec 84 fig. et 1 pl. . . . . 5 fr.

TABLES GÉNÉRALES.

*Tables générales, par ordre de matières et par noms d'auteurs, des quatre volumes du Cours de Physique.* in-8; 1891 . . . 60 c.

Tous les trois ans, un supplément, destiné à exposer les progrès accomplis pendant cette période, viendra compléter ce grand *Traité* et le maintenir au courant des derniers travaux.

Pour ne pas trop grossir un ouvrage déjà bien volumineux, il a fallu dans cette nouvelle édition en soumettre tous les détails à une révision sévère, supprimer ce qui avait quelque peu vieilli, sacrifier la description d'appareils ou d'expériences qui, tout en ayant fait époque, ont été rendus inutiles par des travaux plus parfaits; en un mot, poursuivre dans ses dernières conséquences la transformation entreprise non sans quelque timidité dans l'édition précédente. Au reste, pour tenir un livre au courant d'une Science dont le développement est d'une rapidité si surprenante, et dans laquelle un seul résultat nouveau peut modifier jusqu'aux idées même qui servent de base à l'enseignement, il ne suffit pas d'ajouter des faits à d'autres faits: c'est l'ordre, l'enchaînement, la contexture même de l'ouvrage qu'il faut renouveler. On se ferait donc une idée inexacte de cette quatrième édition du *Cours de Physique de l'École Polytechnique* en se bornant à constater que ces quatre Volumes se sont accrus de près de 500 pages et de 150 figures, soit de un septième environ: les modifications touchent, pour ainsi dire, à chaque page et c'est en réalité au moins le tiers du texte qui a été écrit à nouveau d'une manière complète.

**Duhem.** — Chargé de Cours à la Faculté des Sciences de Lille. *Leçons sur l'Électricité et le Magnétisme.* 3 vol. gr. in-8, avec 215 figures: Tome I, 1891; 16 fr. — Tome II, 1892; 14 fr. — Tome III, 1892; 15 fr.

**Mascart (E.)** Membre de l'Institut. *Traité d'Optique.* Trois beaux volumes grand in-8, se vendant séparément:

- TOME I: *Systèmes optiques. Interférences. Vibrations. Diffraction. Polarisation. Double réfraction.* Avec 199 figures et 2 planches; 1889. 20 fr.  
 TOME II ET ATLAS: *Propriétés des cristaux. Polarisation rotatoire. Réflexion vitrée. Réflexion métallique. Réflexion cristalline. Polarisation chromatique.* Avec 113 figures et Atlas cartonné; 1891. Prix pour les souscripteurs. . . . . 24 fr.

Le texte est complet; mais l'Atlas du Tome II ne sera envoyé qu'ultérieurement aux souscripteurs, en raison des soins et du temps nécessités par la gravure.

TOME III: *Polarisation par diffraction. Propagation de la lumière. Photométrie. Réfractions atmosphériques.* Un très fort volume avec 83 figures; 1893 . . . . . 20 fr.

LIBRAIRIE GAUTHIER-VILLARS ET FILS

Envoi franco contre mandat-poste ou valeur sur Paris

ENCYCLOPÉDIE

DES TRAVAUX PUBLICS

FONDÉE PAR

M. M.-C. LECHALAS

Inspecteur général des Ponts et Chaussées

**DENFER (J.)**, Architecte, Professeur à l'École Centrale. — **Architecture et constructions civiles. — Couverture des édifices.** *Ardoises, tuiles, métaux, matières diverses, chéneaux et descentes.* Grand in-8 de 469 pages, avec 423 figures; 1893 . . . . . 20 fr.

M. Denfer, qui a déjà donné dans l'Encyclopédie des Travaux publics deux Ouvrages importants : *Maçonneries et Charpentes en bois et menuiserie*, publiée dans la même collection, sous le titre de *Couverture des édifices*, l'Ouvrage que nous annonçons et qui est digne de ses devanciers. Il n'est peut-être pas de sujet, en ce qui concerne les travaux du bâtiment, qu'il importe davantage de mettre en pleine lumière; d'abord parce qu'il est souvent négligé par les personnes qui sont censées le bien connaître, ensuite parce qu'il concerne les travaux les plus importants pour l'entretien des maisons et des édifices publics.

M. Denfer débute par des *considérations générales* sur les divers genres de toiture, les usages, les législations, etc. Il traite ensuite des *couvertures en ardoises*, — des *couvertures en matériaux de maçonnerie*, pierres, ciments, asphaltes, — des *couvertures en tuiles*, tuiles anciennes et tuiles plates, — de la *couverture en verre*, des *couvertures métalliques*, feuilles de zinc, etc., — de la *couverture en matériaux ligneux*, bardeaux, planches, feutres bitumés, chaume, etc. — Enfin, un dernier Chapitre traite avec ampleur des gouttières, chéneaux et accessoires de couverture.

Chaque division de cet Ouvrage essentiellement pratique est complétée par les bases de la détermination des prix, puis par les sous-détails des prix de règlement, par les prix moyens des matériaux, etc. En un mot, il s'adresse aux architectes, entrepreneurs et propriétaires.

**LECHALAS (Georges)**, Ingénieur en chef des Ponts et Chaussées. — **Manuel de droit administratif. Service des Ponts et Chaussées et des chemins vicinaux.** 2 volumes grand in-8, se vendant séparément.

TOME I : *Notions sur les trois pouvoirs. Personnel des Ponts et Chaussées. Principe d'ordre financier. Travaux intéressant plusieurs services. Expropriations. Dommages et occupations temporaires*; 1889 . . . . . 20 fr.

TOME II (1<sup>re</sup> PARTIE) : *Participation des tiers aux dépenses des travaux publics. Adjudications. Fournitures. Régie. Entreprises. Concessions*; 1893 . . . . . 40 fr.

LIBRAIRIE GAUTHIER-VILLARS ET FILS

Quai des Grands-Augustins, 55.

*Envoi franco contre mandat-poste ou valeur sur Paris*

---

# LEÇONS DE CHIMIE

*(à l'usage des Élèves de Mathématiques spéciales)*

PAR

**Henri GAUTIER**

Ancien élève de l'École Polytechnique,  
Professeur à l'École Monge et au collège Sainte-Barbe,  
Professeur agrégé à l'École de Pharmacie ;

ET

**Georges CHARPY**

Ancien Élève  
de l'École Polytechnique, professeur à l'École Monge.

---

Un beau volume grand in-8, avec 83 figures ; 1892. . . 9 fr.

---

Ces *Leçons de Chimie* présentent ceci de particulier qu'elles ne sont pas la reproduction des Ouvrages similaires parus dans ces dernières années. Les théories générales de la Chimie sont beaucoup plus développées que dans la plupart des Livres employés dans l'enseignement ; elles sont mises au courant des idées actuelles, notamment en ce qui concerne la théorie des équilibres chimiques. Toutes ces théories, qui montrent la continuité qui existe entre les phénomènes chimiques, physiques et même mécaniques, sont exposées sous une forme facilement accessible. La question des nombres proportionnels, qui est trop souvent négligée dans les Ouvrages destinés aux candidats aux Ecoles du Gouvernement, est traitée avec tous les développements désirables. Dans tout le cours du Volume, on remarque aussi une grande préoccupation de l'exactitude ; les faits cités sont tirés des mémoires originaux ou ont été soumis à une nouvelle vérification. Les procédés de l'industrie chimique sont décrits sous la forme qu'ils possèdent actuellement. L'ouvrage ne comprend que l'étude des métaux, c'est-à-dire les matières exigées pour l'admission aux Ecoles Polytechnique et Centrale.

En résumé, le Livre de MM. Gautier et Charpy est destiné, croyons-nous, à devenir rapidement classique.

# BIBLIOTHÈQUE PHOTOGRAPHIQUE

La Bibliothèque photographique se compose d'environ 150 volumes et embrasse l'ensemble de la Photographie considérée au point de vue de la science, de l'art et des applications pratiques.

A côté d'ouvrages d'une certaine étendue, comme le *Traité* de M. Davanne, le *Traité encyclopédique* de M. Fabie, le *Dictionnaire de Chimie photographique* de M. Fourtier, la *Photographie médicale* de M. Londe, etc., elle comprend une série de monographies nécessaires à celui qui veut étudier à fond un procédé et apprendre les tours de main indispensables pour le mettre en pratique. Elle s'adresse donc aussi bien à l'amateur qu'au professionnel, au savant qu'au praticien.

## EXTRAIT DU CATALOGUE.

**Annuaire général de la Photographie** publié sous les auspices de l'UNION INTERNATIONALE DE PHOTOGRAPHIE et de l'UNION NATIONALE DES SOCIÉTÉS PHOTOGRAPHIQUES DE FRANCE, sous la direction d'un Comité de rédaction désigné par ces Associations. 2<sup>e</sup> année. In-8 raisin de 670 pages, avec figures et 10 planches (2 en photogravure, 3 en photocollographie, 5 en similigravure); 1893. Expédié franco. 4 fr. 50  
Pris à Paris. . . . . 3 fr. 50  
La première année se vend aux mêmes prix.

**Balagny (Georges)**, Docteur en droit. — *Les contretypes ou les copies de clichés*. In-18 jésus; 1893. . . . . 1 fr. 25

**Conférences publiques sur la Photographie théorique et technique**, organisées en 1891-1892, par le Directeur du Conservatoire national des Arts et Métiers. In-8, avec 198 figures, et 10 planches; 1893 . . . . . 7 fr. 50

Conférences de MM. le Colonel Laussedat, Davanne, Demény, Lippmann, Janssen, le Capitaine Colson, Fabre, Cornu, Londe, le Commandant Fribourg, Vidal, Wallon, Trutat, Duchesne, le Commandant Moëssard, Becquerel, Gravier, Balagny, Buguet.

**Davanne**. — *La Photographie. Traité théorique et pratique*. 2 beaux volumes grand in-8, avec 234 figures et 4 planches spécimens. 32 fr.

### On vend séparément :

1<sup>re</sup> PARTIE: Notions élémentaires. — Historique. — Épreuves négatives. — Principes communs à tous les procédés négatifs. — Épreuves sur albumine, sur collodion, sur gélatinobromure d'argent, sur pellicules, sur papier. Avec 2 planches et 120 figures; 1886 . . . 16 fr.

2<sup>e</sup> PARTIE: Épreuves positives: aux sels d'argent, de platine, de fer, de chrome. — Épreuves par impressions photomécaniques. — Divers: Les couleurs en Photographie. Épreuves stéréoscopiques. Projections, agrandissements, micrographie. Réductions, épreuves microscopiques. Notions élémentaires de Chimie; vocabulaire. Avec 2 planches et 114 figures; 1888 . . . . . 16 fr.

**Donnadieu (A. L.)**, Docteur ès sciences. — *Traité de Photographie*

- stéréoscopique. Théorie et pratique.* Grand in-8 avec figures et atlas de 20 planches stéréoscopiques en photocollographie; 1892.. . 9 fr.
- Fabre (C.)**, Docteur ès sciences. — *Traité encyclopédique de Photographie.* 4 beaux volumes gr. in-8, avec plus de 700 figures et 2 planches; 1889-1891. . . . . 48 fr. »  
*Chaque volume se vend séparément 14 fr.*
- Tous les trois ans, un Supplément, destiné à exposer les progrès accomplis pendant cette période, viendra compléter ce Traité et le maintenir au courant des dernières découvertes.
- Premier Supplément triennal (A).* Un beau volume grand in-8 de 400 pages, avec 176 figures; 1892. . . . . 14 fr.  
*Les 5 volumes se vendent ensemble 60 fr.*
- Fourtier (H.)**. — *Dictionnaire pratique de Chimie photographique*, contenant une *Etude méthodique des divers corps usités en Photographie*, précédé de *Notions usuelles de Chimie* et suivi d'une Description détaillée des *Manipulations photographiques*. Grand in-8, avec figures; 1892 . . . . . 8 fr. »  
 — *Les Positifs sur verre. Théorie et pratique. Les positifs pour projections. Stéréoscopes et vitraux. Méthodes opératoires. Coloriage et montage.* Grand in-8, avec figures; 1892. . . . . 4 fr. 50
- Fourtier (H.), Bourgeois et Bucquet.** — *Le formulaire classeur du Photo-Club de Paris.* Collection de formules sur fiches, renfermées dans un élégant cartonnage et classées en trois Parties: *Phototypes, Photocopies et Pholocalques. Notes et renseignements divers*, divisées chacune en plusieurs Sections. Première série; 1892. . . . . 4 fr.
- Fourtier (H.) et Molteni (A.)** — *Les projections scientifiques.* Etude des appareils, accessoires et manipulations diverses pour l'enseignement scientifique par les projections. In-18 jésus de 300 pages avec 413 figures; 1894.
- Broché . . . . . 3 fr. 50 | Cartonné. . . . . 4 fr. 50
- Jardin.** — *Recettes et conseils inédits à l'amateur photographe.* In-18 jésus; 1893. . . . . 1 fr. 25
- Londe (A)**, Chef du service photographique à la Salpêtrière. — *La Photographie instantanée.* 2<sup>e</sup> édition. In-18 jésus, avec belles figures; 1890 . . . . . 2 fr. 75  
 — *Traité pratique du développement.* Etude raisonnée des divers révélateurs et de leur mode d'emploi. 2<sup>e</sup> édition. In-18 jésus, avec figures et 4 doubles planches en photocollographie; 1892 . . . . . 2 fr. 75  
 — *La photographie médicale. Applications aux sciences médicales et physiologiques.* Grand in-8, avec 80 figures et 19 planches; 1893 9 fr.
- Vidal (Léon).** — *Traité de Photolithographie. Photolithographie directe et par voie de transfert. Photozincographie. Photocollographie. Autographie. Photographie sur bois et sur métal à graver.— Tours de main et formules diverses.* In-18 jésus, avec 25 figures, 2 planches et spécimens de papiers autographiques; 1893. . . . . 6 fr. 50
- Vieulle.** — *Nouveau guide pratique du photographe amateur.* 3<sup>e</sup> édit. refondue et beaucoup augmentée. In-18 jésus avec fig. ; 1892. 2 fr. 75

**LIBRAIRIE GAUTHIER-VILLARS ET FILS**

*Envoi franco contre mandat-poste ou valeur sur Paris*

- Appell (Paul)**, Membre de l'Institut. — **Traité de Mécanique rationnelle.** (Cours de Mécanique de la Faculté des Sciences). 3 volumes grand in-8, se vendant séparément.  
**TOME I :** *Statique. Dynamique du point*, avec 178 fig.; 1893. . . . . 16 fr.  
**TOME II :** *Dynamique des systèmes. Mécanique analytique.* (En préparation).  
**TOME III :** *Hydrostatique. Hydrodynamique.* (En préparation).
- Chappuis (J.)**, Agrégé, Docteur ès-sciences, Professeur de Physique générale à l'École Centrale, et **Berget (A.)**, Docteur ès sciences, attaché au laboratoire des Recherches physiques de la Sorbonne. — **Leçons de Physique générale.** Cours professé à l'École Centrale des Arts et Manufactures et complété suivant le programme de la Licence ès sciences physiques. 3 volumes grand in-8 se vendant séparément :  
**TOME I :** *Instruments de mesure. Chaleur.* Avec 175 figures; 1891. 13 fr.  
**TOME II :** *Electricité et Magnétisme.* Avec 305 figures; 1891. . . . . 13 fr.  
**TOME III :** *Acoustique. Optique; Electro-optique.* Avec 193 figures; 1892. . . . . 10 fr.
- Chevrot (René)**, Ancien Directeur d'Agence de la Société Générale et du Crédit Lyonnais, Ancien Inspecteur de la Société du Crédit Mobilier. — **Pour devenir financier. Traité théorique et pratique de Banque et de Bourse.** In-8; 1893 . . . . . 6 fr.
- Cundill (J.-P.)**, Lieutenant-Colonel de l'Artillerie royale anglaise, Inspecteur des Explosifs. — **Dictionnaire des explosifs.** Edition française remaniée et mise à jour avec le concours de l'Auteur par E. DESORTIAUX, Ingén. des Poudres et S. Grand in-8; 1893. . . . . 6 fr.
- Garçon (Jules)**. — **La pratique du teinturier.** 3 volumes in-8, se vendant séparément.  
**TOME I :** *Les méthodes et les essais de teinture. Le succès en teinture;* 1893 . . . . . 3 fr. 50  
**TOME II :** *Le matériel de teinture.* (Sous presse.)  
**TOME III :** *Les recettes et procédés spéciaux de teintures.* (S. P.).
- Janet (Paul)**, Docteur ès Sciences physiques, chargé de cours à la Faculté des Sciences de Grenoble. — **Premiers principes d'électricité industrielle.** Piles. Accumulateurs. Dynamos. Transformateurs. In-8, avec 173 figures; 1893 . . . . . 6 fr.
- Miquel**. — **Manuel pratique d'Analyse bactériologique des eaux.** In-18 Jésus, avec figures; 1891 . . . . . 2 fr. 75
- Rodet et Busquet**, Ingénieurs des Arts et Manufactures. — **Les courants polyphasés.** Grand in-8, avec 74 figures; 1893 . . . . . 3 fr. 50
- Thomson (Sir William) [Lord Kelvin]**, L.L.D., F.R.S., F.R.S.E., etc. Professeur de Philosophie naturelle à l'Université de Glasgow, et Membre du Collège Saint-Pierre, à Cambridge. — **Conférences scientifiques et allocutions.** *Constitution de la matière.* Ouvrage traduit et annoté sur la 2<sup>e</sup> édition, par P. LUGOL, Agrégé des Sciences physiques, professeur; avec des *Extraits de Mémoires récents de Sir W. Thomson et quelques Notes* par M. BAILLOUIN, Maître de Conférences à l'École Normale. In-8, avec 76 figures; 1893 . . . . . 7 fr. 50
- Witz (Aimé)**. — **Problèmes et calculs pratiques d'électricité.** — (L'ÉCOLE PRATIQUE DE PHYSIQUE). In-8, avec 51 figures; 1893. 7 fr. 50

# TRAITEMENT DE LA TUBERCULOSE PULMONAIRE

DE LA PLEURÉSIE D'ORIGINE TUBERCULEUSE  
ET DES BRONCHITES AIGUES ET CHRONIQUES  
par le

## GAIACOL IODOFORMÉ SÉRAFON

Et le Gaïacol-Eucalyptol iodoformé Sérafon

En solutions pour injections hypodermiques  
et en capsules pour l'usage interne

PRÉPARATION ET VENTE EN GROS : Société Française de Produits Pharmaceutiques, 9 et 11, rue de la Perle, Paris.

### ALIMENTATION

DES

### MALADES

PAR LES

### POUDRES

DE

*Viande*

**ADRIAN**

La **POUDRE de BIFTECK ADRIAN** (garantie pure viande de bœuf français) est aussi inodore et insipide qu'il est possible de l'obtenir en lui conservant les principes nutritifs de la viande. C'est exactement de la chair musculaire privée de son eau, gardant sous un volume très réduit et sous un poids quatre fois moindre, toutes ses propriétés nutritives, et chose importante, n'ayant rien perdu des principes nécessaires à l'assimilation de l'aliment.

*Se vend en flacons de 250, 500 gr.  
et 1 kil.*

La **POUDRE DE VIANDE ADRIAN**, d'un prix moins élevé que la poudre de bifteck, ce qui en permet l'emploi aux malades peu fortunés est garantie pure viande de bœuf d'Amérique.

*boîtes de 250, 500 gr. et 1 kil.*

LA

## QUASSINE ADRIAN

essentiellement différente de toutes celles du commerce, est la SEULE dont les effets réguliers aient été constatés. Elle excite l'APPÉTIT, développe les FORCES, combat efficacement les DYSPEPSIES ATONIQUES, les COLIQUES HÉPATIQUES et NÉPHRÉTIQUES. (Bulletin général de thérapeutique, 15 novembre 1882).

**Dragées** contenant 25 milligrammes de Quassine amorphe.

**Granules** — 2 — Quassine cristallisée.

## ANÉMIE

Dans les cas de CHLOROSE et d'ANÉMIE rebelles aux moyens thérapeutiques ordinaires les préparations à base

## CHLOROSE

## D'HÉMOGLOBINE SOLUBLE

DE V. DESCHIENS

Épuisement

ont donné les résultats les plus satisfaisants. Elles ne constipent pas, ne noircissent pas les dents et n'occasionnent jamais de maux d'estomac comme la plupart des autres ferrugineux.

Se vend sous la forme de

Affaiblissement  
général

SIROP, VIN, DRAGÉES  
ET ÉLIXIR

préparés par ADRIAN et Cie, 9 rue de la Perle, Paris.

---

## CAPSULES DE TERPINOL ADRIAN

Le TERPINOL a les propriétés de l'essence de Térébenthine dont il dérive, mais il est plus facilement absorbé et surtout *très bien toléré*, ce qui le rend préférable.

Il n'offre pas, comme l'essence de Térébenthine, l'inconvénient grave de provoquer chez les malades des nausées, souvent même des vomissements.

Le TERPINOL est un diurétique et un puissant modificateur des sécrétions catarrhales (bronches, reins, vessie).

Le TERPINOL ADRIAN s'emploie en capsules de 20 centigrammes (3 à 6 par jour).

---

## TRAITEMENT de la SYPHILIS par les PILULES DARDENNE

POLY-IODURÉES SOLUBLES

SOLUBLES dans tous les liquides servant de boisson (Eau, lait, café, vin, bière, etc.) elles peuvent être prises en pilules ou transformées par les malades, en **solutions** ou en **sirops**, au moment d'en faire usage.

**Premier type** (type faible)

(Syphilis ordinaire 2<sup>e</sup> et 3<sup>e</sup> année)

2 pilules par jour correspondent à une cuillerée à soupe de *Siroc de Libert*

**Quatrième type** (type fort)

(accidents tertiaires, viscéraux et cutanés)

8 pilules par jour correspondent à un centig. bi-iodure de mercure et à 4 grammes iodure de potassium.

vente en Gros. Société Française de Produits Pharmaceutiques,  
9 et 11 rue de la Perle, PARIS.







# ENCYCLOPÉDIE SCIENTIFIQUE DES AIDE-MÉMOIRE

DIRIGÉE PAR M. LÉAUTÉ, MEMBRE DE L'INSTITUT

Collection de 300 volumes petit in-8 (30 à 40 volumes publiés par an)

CHAQUE VOLUME SE VEND SÉPARÉMENT : BROCHÉ, 2 FR. 50; CARTONNÉ, 3 FR.

## Ouvrages parus

### Section de l'Ingénieur

- R.-V. PICOU. — Distribution de l'électricité. Installations isolées.  
A. GOUILLY. — Transmission de la force par air comprimé ou raréfié.  
DUQUESNAY. — Résistance des matériaux.  
DWELSHAUVERS-DERY. — Étude expérimentale calorimétrique de la machine à vapeur.  
A. MADAMET. — Tiroirs et distributeurs de vapeur.  
MAGNIER DE LA SOURCE. — Analyse des vins.  
ALHEILIG. — Recette, conservation et travail des bois.  
R.-V. PICOU. — La distribution de l'électricité. Usines centrales.  
AIMÉ WITZ. — Thermodynamique à l'usage des ingénieurs.  
LINDET. — La bière.  
TH. SCHLESING fils. — Notions de chimie agricole.  
SAUVAGE. — Divers types de moteurs à vapeur.  
LE CHATELIER. — Le Grison.  
MADAMET. — Détente variable de la vapeur. Dispositifs qui la produisent.  
DUDEBOUT. — Appareils d'essai des moteurs à vapeur.  
CRONEAU. — Canon, torpilles et cuirasse.  
H. GAUTIER. — Essais d'or et d'argent.  
LECOMTE. — Les textiles végétaux.  
ALHEILIG. — Corderie. Cordages en chanvre et en fils métalliques.  
DE LAUNAY. — Formation des gîtes métallifères.  
BERTIN. — État actuel de la marine de guerre.  
FERDINAND JEAN. — L'industrie des peaux et des cuirs.  
BERTHELOT. — Traité pratique de calorimétrie chimique.  
DE VIARIS. — L'art de chiffrer et déchiffrer les dépêches secrètes.  
MADAMET. — Epures de régulation.  
GUILLAUME. — Unités et étalons.  
WIDMANN. — Principes de la machine à vapeur.

### Section du Biologiste

- FAISANS. — Maladies des organes respiratoires. Méthodes d'exploration. Signes physiques.  
MAGNAN et SÉRIEUX. — Le délire chronique à évolution systématique.  
AUVARD. — Gynécologie. — Séméiologie génitale.  
G. WEISS. — Technique d'électrophysiologie.  
BAZY. — Maladies des voies urinaires. — Urètre. Vessie.  
WURTZ. — Technique bactériologique.  
TROSSHAU. — Ophthalmologie. Hygiène de l'œil.  
FÉRÉ. — Epilepsie.  
LAVERAN. — Paludisme.  
POLIN et LABIT. — Examen des aliments suspects.  
BERGONIÉ. — Physique du physiologiste et de l'étudiant en médecine. Action moléculaires, Acoustique, Électricité.  
AUVARD. — Menstruation et fécondation.  
MÉGNIN. — Les acariens parasites.  
DEMELIN. — Anatomie obstétricale.  
CUÉNOT. — Les moyens de défense dans la série animale.  
A. OLIVIER. — La pratique de l'accouchement normal.  
BERGÉ. — Guide de l'étudiant à l'hôpital.  
CHARRIN. — Les poisons de l'organisme. Poisons de l'urine.  
ROGEE. — Physiologie normale et pathologique du foie.  
BROCC et JACQUET. — Précis élémentaire de dermatologie. Pathologie générale cutanée.  
IIANOT. — De l'endocardite aiguë.  
WEILL-MANTOU. — Guide du médecin d'assurances sur la vie.  
LANGLOIS. — Le lait.  
DE BRUN. — Maladies des pays chauds. — Maladies climatiques et infectieuses.  
BROCA. — Le traitement des ostéoarthrites tuberculeuses des membres chez l'enfant.  
DU CAZAL ET CATRIN. — Médecine légale militaire.

# ENCYCLOPÉDIE SCIENTIFIQUE DES AIDE-MÉMOIRE

## Ouvrages parus et en cours de publication

### \* Section de l'Ingénieur

- MINEL (P.). — Electricité industrielle.  
 LAVERGNE (Gérard). — Turbines.  
 HÉBERT. — Boissons falsifiées.  
 NAUDIN. — Fabrication des vernis.  
 SINIGAGLIA. — Accidents de chaudières  
 H. LAURENT. — Théorie des jeux de  
 hasard.  
 GUENEZ. — Décoration au feu de moufle.  
 VERMAND. — Moteurs à gaz et à pé-  
 trole.  
 MEYER (Ernest). — L'utilité publique  
 et la propriété privée.  
 WALLON. — Objectifs photographiques.  
 BLOCH. — Appareils producteurs d'eau  
 sous pression.  
 DE LAUNAY. — Statistique générale de  
 la production métallifère.  
 DWELSHAUVERS-DERY. — Étude expéri-  
 mentale dynamique de la machine à  
 vapeur.  
 CRONEAU. — Construction du navire.  
 DE MARCHENA. — Machines frigorifi-  
 ques à air.  
 CASPARI. — Chronomètres de marine.  
 ALIKILIG. — Construction et résistance  
 des machines à vapeur.  
 P. MINEL. — Electricité appliquée à  
 la marine.  
 H. LÉAUTÉ et A. BÉRARD. — Transmis-  
 sions par câbles métalliques.  
 P. MINEL. — Régularisation des mou-  
 vers des machines électriques.  
 PRUDHOMME. — Teinture et impres-  
 sions.  
 AIMÉ WITZ. — Les moteurs thermiques.  
 EFARD. — Les nouvelles théories chi-  
 miques.  
 GUYE (Ph.-A.). — Matières colorantes.  
 HOSPITALIER (E.). — Les compteurs  
 d'électricité.  
 EMILE BOIRE. — La sucrerie.  
 MOISSAN et OUVARD. — Le nickel, sa  
 production et ses applications.  
 ROUOHÉ. — La perspective.  
 LE VERRIER. — La fonderie.  
 SEYRIG. — Statique graphique.  
 C<sup>l</sup> BASSOT et C<sup>l</sup> DEFFORGES. — Géo-  
 désie.  
 DELAFOND. — Recherche des gites de  
 houille.  
 DE LA BAUME PLUVINEL. — La théorie  
 des procédés photographiques.  
 J. RESAL. — Emploi des métaux et du  
 bois dans les constructions.  
 GARNIER et GODARD. — Montage et con-  
 duite des machines à vapeur.

### Section du Biologiste

- LAPERSONNE (DE). — Maladies des  
 paupières et des membranes externes  
 de l'œil.  
 KÖHLER. — Application de la Photo-  
 graphie aux Sciences naturelles.  
 DE BRUN. — Maladies des pays chauds.  
 — Maladies de l'appareil digestif,  
 des lymphatiques et de la peau.  
 BRAUREGARD. — Le microscope et ses  
 applications.  
 BROUQ ET JACQUET. — Précis élémen-  
 taire de Dermatologie. — Maladies  
 en particulier.  
 LESAGE. — Le Choléra.  
 LANNELONGUE. — La Tuberculose chi-  
 rurgicale.  
 CORNEVIN. — Production du lait.  
 J. CHATIN. — Anatomie comparée.  
 OLLIER. — La régénération des os et  
 les résécutions sous-périostées.  
 CUÉNOT. — L'influence du milieu sur  
 les animaux.  
 MERKLEN. — Maladies du cœur.  
 LETULLE. — L'inflammation.  
 CRITZMANN. Le cancer.  
 G. ROCHÉ. — Les grandes pêches ma-  
 ritimes modernes de la France.  
 BUDIN. — Thérapie obstétricale.  
 BAZY. — Troubles fonctionnels des voies  
 urinaires.  
 FAISANS. — Diagnostic précoce de la  
 tuberculose.  
 DASTRE. — La Digestion.  
 AIMÉ GIRARD. — La betterave à sucre.  
 NAPIAS. — Hygiène industrielle et pro-  
 fessionnelle.  
 GOMBAULT. — Pathologie du bulbe ra-  
 chidien.  
 LEGROUX. — Pathologie générale infan-  
 tile.  
 MARCHANT-GÉRARD. — Chirurgie du  
 système nerveux : Cerveau.  
 BERTHAULT. — Les prairies naturelles  
 et temporaires.  
 BRAULT. — Myocarde et artères.  
 GAMALEIA. — Vaccination préventive.  
 ARLOING. — Maladies charbonneuses.  
 NOCARD. — Les Tuberculoses animales  
 et la Tuberculose humaine.  
 EDM. PERRIER. — Le Système de l'évo-  
 lution.  
 MATHIAS DUVAL. — La Fécondation.  
 BRISSAUD. — L'Hémisphère cérébral.  
 RECLUS. — Affections des organes gé-  
 nitaux de l'homme.  
 HÉNOQUE. — Spectroscopie biologique.  
 DEHÉRAIN. — Les céréales.  
 STRAUS. — Les bactéries.  
 A.-J. MARTIN. — Hygiène de l'habita-  
 tion privée.  
 BRUN. — Examen et exploration de l'œil.