

313

Bibliothèque de l'Ingénieur Electricien-Mécanicien
PUBLIÉE SOUS LA DIRECTION DE L. BARBILLION
PROFESSEUR A L'UNIVERSITÉ DE GRENOBLE, DIRECTEUR DE L'INSTITUT POLYTECHNIQUE

== COURS ==
DE PHYSIQUE
INDUSTRIELLE

PAR

L. PIERRE

INGÉNIEUR I. E. G. — DOCTEUR ÈS SCIENCES
INGÉNIEUR-CONSEIL

avec une préface de L. BARBILLION
DIRECTEUR DE L'INSTITUT POLYTECHNIQUE DE GRENOBLE

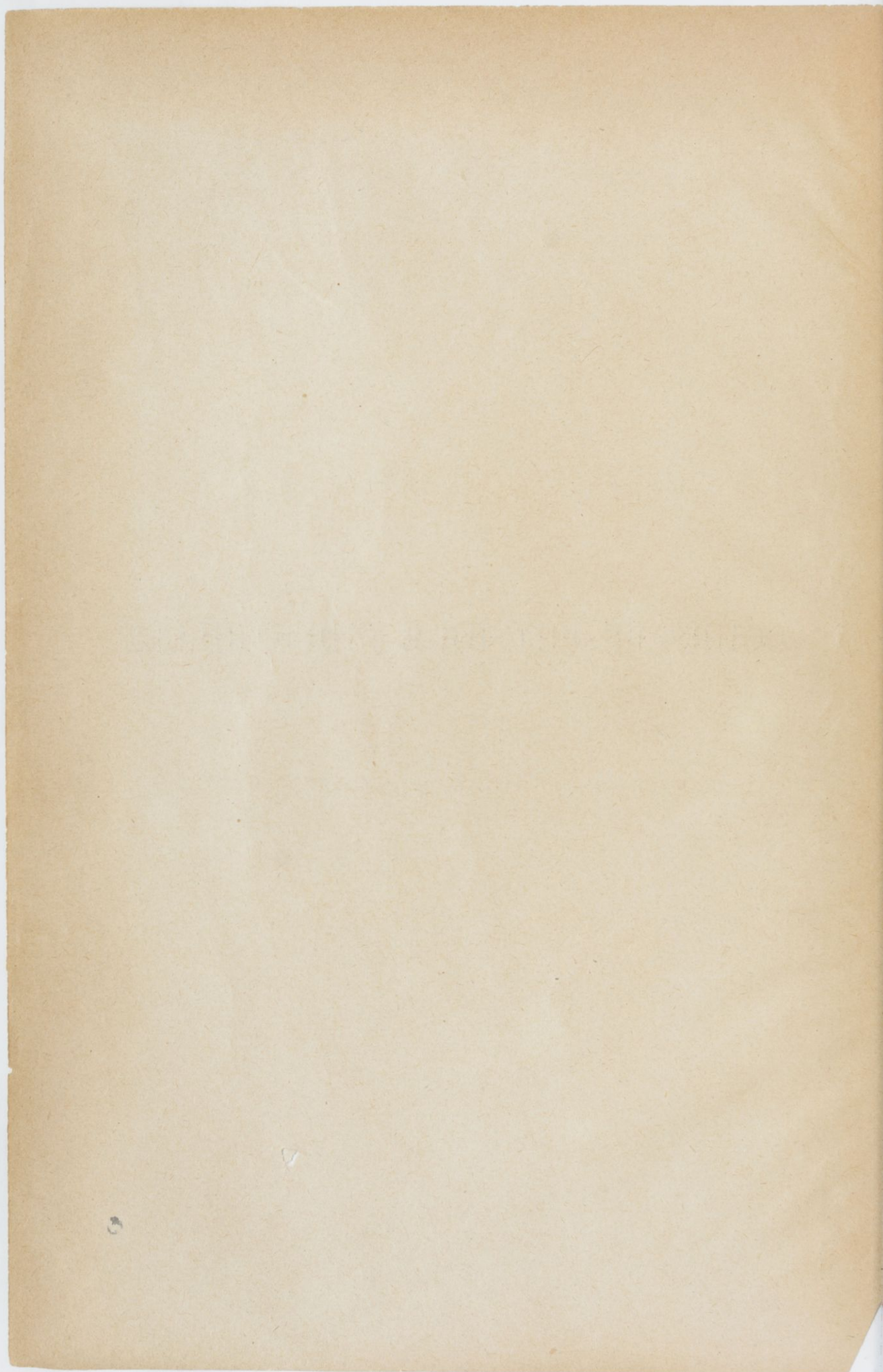


ALBIN MICHEL, ÉDITEUR
PARIS, 22, RUE HUYGHENS, 22, PARIS

COURS DE PHYSIQUE INDUSTRIELLE

4° V
10017

16 DEC 1978
DÉPOT LEGAL
B.N. VOLUMES
Editeurs
A09648



BIBLIOTHÈQUE DE L'INGÉNIEUR ÉLECTRICIEN-MÉCANICIEN

Publiée sous la Direction de L. BARBILLION

PROFESSEUR A L'UNIVERSITÉ DE GRENOBLE, DIRECTEUR DE L'INSTITUT POLYTECHNIQUE

COURS
DE
PHYSIQUE INDUSTRIELLE

PAR

L. PIERRE

INGÉNIEUR I. E. G. — DOCTEUR ÈS SCIENCES

INGÉNIEUR-CONSEIL

Avec une préface de L. BARBILLION

DIRECTEUR DE L'INSTITUT POLYTECHNIQUE DE GRENOBLE



PARIS

ALBIN MICHEL, ÉDITEUR

22, RUE HUYGHENS, 22

THE
UNIVERSITY OF CHICAGO
PRESS

PRÉFACE

L'auteur de ce traité de Physique Industrielle, ou plutôt et surtout l'ancien élève et toujours ami du Directeur de la Collection, nous a demandé, comme pour son précédent ouvrage La Thermodynamique de l'Ingénieur, de bien vouloir présenter à son public, et l'écrivain, et l'écrit.

Nous aurions eu mauvaise grâce à refuser, quitte à ne pas être convaincu d'avance de tout ce que pouvait offrir d'un peu anormal pour le lecteur une telle présentation, car l'auteur se présentait lui-même. On nous excusera donc de ce nouvel énoncé d'une opinion, même très favorable, sur l'œuvre entreprise et sur l'ouvrier.

Ce que nous avons dit à propos de La Thermodynamique, nous pourrions le répéter, sans y changer grand chose, ou presque. Tout au plus devons-nous affirmer aujourd'hui, davantage encore, la très réelle estime, l'admiration, dirions-nous même, qu'éveillent en nous la capacité de travail et la maîtrise intellectuelle si affirmée, si bien organisée et si bonne organisatrice de l'auteur, et une discipline pédagogique qui nous est particulièrement chère.

Sur la question d'opportunité d'une telle publication, nous dirons simplement ceci :

Il n'existe actuellement aucun ouvrage français de Physique Industrielle, au sens où nous l'entendons. L'excellent traité de Ser est épuisé depuis longtemps et n'a plus trouvé de continuateur. Doit-on induire de là que l'étude d'un tel programme est une superfétation pour un ingénieur ? Il suffit de parcourir la table des matières du classique ouvrage de Ser pour constater qu'il n'est peut-être pas une seule industrie pouvant s'affranchir de la Physique Industrielle, quelle que soit la spécialité de cette industrie.

De ce point de vue strictement utilitaire, l'absence actuelle de documentation d'ensemble est fort gênante. Elle oblige les techniciens non spécialisés, soit à négliger l'étude de ces questions, soit à recourir à une multitude de publications, si même ces publications existent. C'est un travail de bénédictin que bien peu de praticiens peuvent entreprendre.

Pour certaines de ces questions, même (c'est le cas, par exemple, des transporteurs pneumatiques), la littérature actuelle est totalement inexistante et l'empirisme règne en maître. Les installations s'en ressentent et donnent lieu à de nombreux déboires, dès qu'une extrapolation un peu large oblige l'ingénieur à sortir du cadre des données expérimentales connues.

Même pour les sujets classiques faisant l'objet d'ouvrages spéciaux et complets, la présentation souvent trop mathématique décourage le lecteur. A ce point de vue, l'auteur est parti de ce principe que l'ingénieur et le technicien, engagés depuis plusieurs années dans des occupations journalières absorbantes, ont oublié les théories apprises à l'École. Il ne craint donc pas de leur rappeler ces théories, sous la forme la plus intuitive et la plus simple.

Envisagée du point de vue « constructif », la Physique Industrielle représente une puissance considérable par le nombre et la variété de ses usines et de ses productions (pompes, ventilateurs, compresseurs, séchoirs, évaporateurs, humidificateurs, condenseurs, filtres, décanteurs, centrifuges, chauffage, gazogènes, distillation, rectification, froid artificiel, etc.).

Nous surprendrons probablement beaucoup de nos jeunes ingénieurs, et même de nos confrères de l'industrie, en affirmant que la plupart de ces usines éprouvent les plus grandes difficultés pour le recrutement d'un personnel technique vraiment compétent.

N'est-ce pas là une raison de plus pour développer et faciliter un enseignement dont les chances de débouché sont autrement plus sûres que celles des spécialités classiques, mais combien plus encombrées ?

Qu'est-ce au fond que la Physique Industrielle, envisagée comme discipline spéciale ?

Il y aurait là thème à fort beau développement, mais M. Pierre a déjà tout dit encore, ou presque, dans son avertissement. Des faits qu'il énonce et des difficultés qu'il signale avec beaucoup de vigueur, nous ne retiendrons, parmi ces dernières, que celles qui résident dans la fixation des limites du domaine de la Physique Industrielle.

Nous ne voulons, à ce sujet, rappeler qu'un souvenir personnel. Qu'on nous permette de signaler que nous fûmes, après un stage de plusieurs années de service dans une Compagnie de Transports Parisienne, désigné pour occuper une maîtrise de conférences à la Faculté des Sciences de Grenoble, maîtrise de conférences justement dénommée de Physique Industrielle. Ce n'est pas sans quelque inquiétude que nous parcourûmes alors, avant de prendre le train pour la capitale de la Houille blanche, le programme des matières imposées aux candidats à ce Certificat.

Ce programme était d'un éclectisme charmant. Voisinaient dans la plus touchante intimité, à côté de théories sur le tirage des poêles et des cheminées, les éléments fondamentaux de la traction des véhicules et, j'en passe, par-ci par-là, quelques enclaves d'électricité.

Le temps et la logique ont mis bon ordre à tout cela ; mais il a fallu de sérieux efforts pour classifier les disciplines et ajuster les compétences. Ce triomphe administratif du bon sens est d'hier.

Signalons, en effet, au risque d'être taxé d'indiscrétion, que, tout récemment encore, certains candidats à la Licence ès Sciences de nos Facultés pouvaient combiner, en vue de l'acquisition des trois Certificats d'études supérieures nécessaires, le Certificat de Physique Industrielle d'une Faculté, celui de Physique Appliquée d'une autre, et celui d'Électrotechnique d'une troisième. Habileté suprême, car, sous des étiquettes différentes, que de zones communes !... Les Comités du Ministère de l'Instruction Publique ont récemment mis fin à ce très fâcheux état de choses.

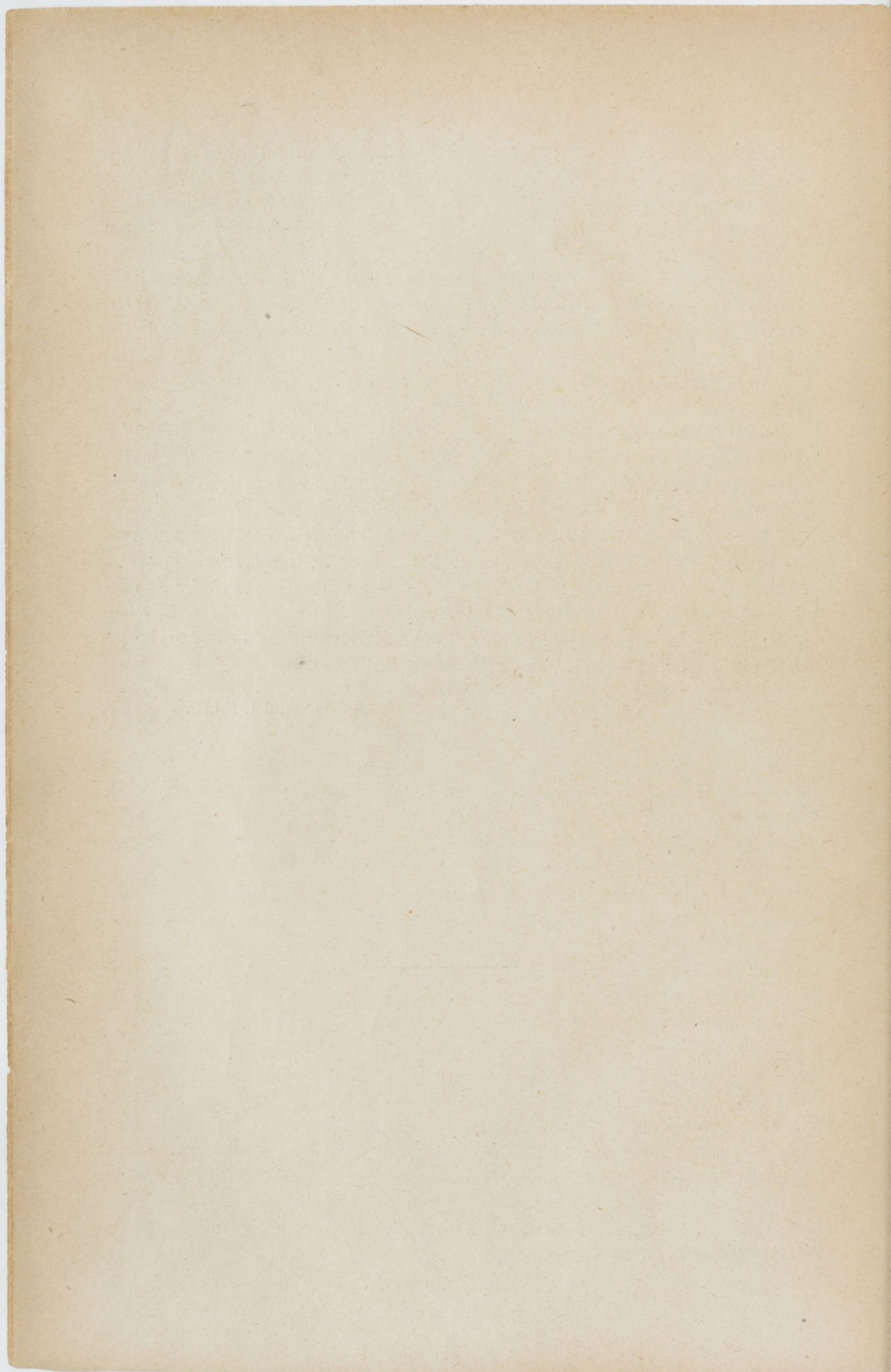
M. Pierre a donc fort bien dit, et très justement, ce qu'il fallait dire de cette imprécision habituelle du programme des enseignements de Physique Industrielle.

Le domaine est donc délimité, mais il n'est pas interdit aux auteurs de bonne foi d'en sortir à l'occasion, pour des motifs louables, sans qu'ils aient à craindre le sort rigoureux imparté à Remus.

Un mot encore sur ce sujet délicat. Pour la fixation du domaine d'action de la Physique Industrielle, aucune intervention ne pouvait être plus efficace, ni plus féconde, que celle d'une Revue spéciale, organe d'une Société scientifique également spécialisée.

L'influence manifeste et bienfaisante de la Revue Chaleur et Industrie, organe de la Société de Physique Industrielle, constitue à cet égard un facteur éminemment favorable de clarté et de précision. Revue d'avant-garde ! Soit ! Convenons qu'il en fallait une telle, dans cette branche d'activité et pour les sortes d'industries qui s'y rattachent. M. l'Ingénieur Pierre y a collaboré et y collabore encore. Il y a soutenu des polémiques scientifiques, courtoises, mais à l'occasion assez vives, comme il convient également en de telles spécialités, encore prétexte à de trop lourds calculs mal appuyés sur des théories insuffisamment acquises. Mais, si sur ce terrain, des controverses scientifiques parfois naissent assez chaudes, elles ne sauraient atteindre le degré d'acuité de celles qui ont souvent divisé les savants des derniers siècles. La foi qui n'agit pas n'est pas une foi sincère ; or, celle de M. Pierre est d'un apôtre... Il me permettra de le lui dire, en terminant, en toute amitié.

BARBILLION.



INTRODUCTION

Le domaine de la Physique appliquée à l'Industrie est aussi vaste que mal délimité. Nombre d'applications industrielles peuvent être considérées comme relevant aussi bien de la mécanique que de la physique. C'est le cas notamment pour l'hydraulique, l'aérodynamique et la thermodynamique.

D'autre part, certains chapitres de cet enseignement, comme l'électricité, ont acquis une telle importance qu'on a dû en faire l'objet de programmes confiés à des chaires indépendantes. Les mêmes nécessités pédagogiques en affranchissent généralement l'étude des machines thermiques.

A la suite de toutes ces élagations, le domaine didactique de la Physique Industrielle s'est trouvé limité aux seules questions de Physique appliquée négligées dans les autres cours spécialisés; elle est devenue en quelque sorte le « no man's land » délaissé simultanément par les mécaniciens, les électriciens et les chimistes.

Cette absence d'un programme d'études nettement défini n'est pas faite pour encourager la publication d'un Cours de Physique Industrielle; l'auteur assez hardi pour l'entreprendre est presque certain d'encourir le reproche d'avoir adopté un programme artificiel. Nous méritons certainement ce reproche et notre excuse sera d'avoir entrepris une œuvre utilitaire, susceptible de rendre service, du moins c'est notre espoir, aux élèves de nos Écoles, aux Industriels et aux Ingénieurs.

Notre but, c'est de présenter aux techniciens, sous une forme élémentaire, un ensemble de connaissances de physique appliquée, généralement délaissées dans l'enseignement actuel, et dont l'étude nécessite la consultation d'une multitude d'ouvrages spécialisés.

Cet objectif utilitaire nous a amené à rappeler des connaissances de physique élémentaire, la modeste expérience que nous avons de ce genre d'enseignement nous ayant donné la conviction que ces connaissances sont souvent oubliées, même par des Ingénieurs issus de nos Grandes Écoles.

Par contre, nous avons laissé de côté l'étude des machines thermiques, auxquelles sont consacrés d'autres ouvrages de la Bibliothèque de l'Ingénieur Électricien-Mécanicien. La thermodynamique a été étudiée, elle aussi, d'une façon très sommaire, attendu qu'elle fait l'objet d'un volume indépendant, signé de nous, dans cette même Collection.

Certaines des questions traitées dans le présent ouvrage sont le résultat d'études et d'expériences personnelles (séchage, évaporation, réfrigération, filtration, etc...). Pour la plupart des autres, nous avons dû avoir recours à la littérature existante, et, notamment, à la Revue *Chaleur et Industrie*, organe de la Société de Physique Industrielle. Cette excellente publication constitue une source de documentation d'exceptionnelle valeur pour tout ce qui concerne les applications de la chaleur.

Il est bien certain cependant que, en dépit de notre bonne volonté, ce Cours de Physique Industrielle offre de nombreuses lacunes, et présente même des erreurs. Notre excuse c'est, d'abord, la difficulté d'être complet dans une étude à la fois aussi élémentaire et aussi vaste, et ensuite, l'état de controverse et de désaccord des spécialistes sur beaucoup de questions fondamentales.

Nous nous efforcerons, par la suite, d'atténuer les défauts de ce premier essai et de donner à notre ouvrage les qualités qui lui manquent encore actuellement.

L. P.

COURS DE PHYSIQUE INDUSTRIELLE

PREMIÈRE PARTIE

PHYSIQUE ET MÉCANIQUE DES FLUIDES

CHAPITRE PREMIER

NOTIONS D'HYDRAULIQUE

(RAPPEL DES PRINCIPES FONDAMENTAUX)

Pression exercée sur un liquide. — Pour une hauteur de liquide h , en mètres, la pression correspondante, au bas de la colonne liquide, est :

$$p = \frac{h}{10} d \quad (\text{en kgs par cm}^2)$$

d étant le poids spécifique du liquide.

Pour l'eau, on a donc :

$$p = \frac{h}{10}$$

On se rend intuitivement compte de l'exactitude de la règle précédente en remarquant que le poids d'une colonne d'eau de 10 m. de hauteur et de 1 cm² de section est celui d'un litre d'eau, soit 1 kilogramme.

Rappelons également que, d'après le principe de Pascal, la pression, à un même niveau, est la même en tous points de la masse liquide, quelle que soit l'orientation de la surface sur laquelle cette pression s'exerce.

Pression sur les parois latérales d'un réservoir d'eau. — D'après la règle précédente, la pression en chaque point est, en mètres d'eau : $p = h$.

Par exemple, en A, on a : $p = 0$, et en B, $p = H$. La courbe enveloppe des pressions sur la paroi sera donc la droite AC, telle que BC = H (fig. 1).

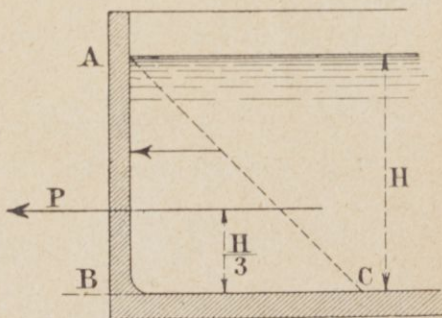


Fig. 1.

Par suite, la *pression moyenne*, en mètres d'eau sera :

$$p_m = \frac{H}{2}$$

soit, en kgs par cm² :

$$p_m = \frac{H}{20}$$

La *pression totale* sur une tranche de paroi de 1 mètre de largeur et de H mètres de hauteur sera donc :

$$P = H \frac{H}{20} 10\ 000 = 500 H^2$$

Si la longueur totale de la paroi est de L mètres, la pression totale qu'elle supporte sera, en kilogs :

$$P = 500 H^2 L$$

Cette poussée est appliquée au centre de gravité du triangle ABC, donc à une hauteur $\frac{H}{3}$ du fond.

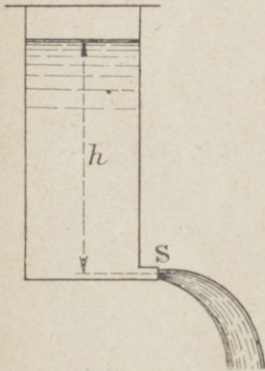


Fig. 2.

EXEMPLE. — Une cuve rectangulaire est remplie d'eau jusqu'à une hauteur de 2 mètres. Quelle est la poussée subie par une paroi de 3 mètres de longueur?

On a ici :

$$P = 500 \times 2^2 \times 3 = 6\ 000 \text{ kgs.}$$

Écoulement de l'eau par les orifices. — La vitesse d'écoulement est donnée par la formule connue : $v = \sqrt{2gH}$, H étant la hauteur d'eau au-dessus de l'orifice (fig. 2).

Le débit se calcule par la formule :

$$Q = K v S.$$

S = Section de l'orifice.

(Pour avoir Q en litres/seconde, il faut évaluer la section S en dm², et la vitesse en décimètres par seconde.)

K est un coefficient plus petit que 1, qui tient compte de la contraction de la veine liquide à son passage dans l'orifice (fig. 3).

La valeur de K est donnée ci-après pour quelques cas usuels.

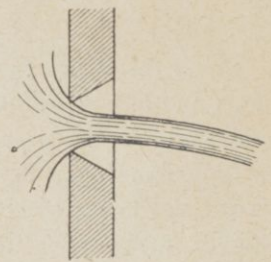


Fig. 3.

Valeur du coefficient de contraction K.

| | |
|---|-------------------|
| 1° Orifice circulaire en paroi très mince | K = 0,62 environ. |
| 2° — — — — — épaisse | K = 0,82 — |
| 3° Orifice formé d'un ajutage cylindrique | K = 0,82 — |
| 4° — — — — — conique convergent | K = 0,98 — |
| 5° Orifice en déversoir formant trop-plein taillé horizontalement, avec une crête mince | K = 0,40 — |
| 6° Vanne de fond, rectangulaire | K = 0,70 — |

On voit que, pour un ajutage conique convergent, K est très élevé. Cela tient à ce fait que la veine d'eau est *moulée* par l'ajutage. Pour que la tuyère conique l'épouse exactement, il faut que : $l = \frac{AB}{2}$ et que le rapport $\frac{\text{surface CD}}{\text{surface AB}} = 0,62$.

Naturellement, la section S qui intervient dans la formule du débit est celle du bec de la tuyère, c'est-à-dire la surface CD de l'ouverture (fig. 4).

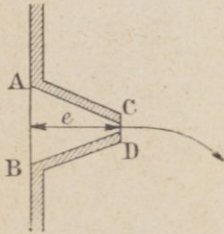


Fig. 4.

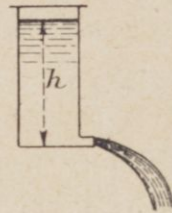


Fig. 5.

EXEMPLE. — Calculer le débit donné par une tuyère cylindrique de 20 millimètres de diamètre intérieur, placée au fond d'un réservoir contenant une hauteur d'eau de 2 mètres.

La section de l'orifice est, en décimètres carrés :

$$S = 0,785 \times 0,2^2 = 0,0314 \text{ dm}^2.$$

La vitesse d'écoulement est (en mètres) (fig. 5) :

$$v = \sqrt{2 \times 9,81 \times 2} = 6 \text{ m. } 25 \text{ par seconde,}$$

soit : 62,5 décimètres par seconde.

Pour un ajutage cylindrique, la contraction est de 0,82. Le débit en litres sera donc, par seconde :

$$Q = 0,82 \times 0,0314 \times 62,5 = 1,60 \text{ litre.}$$

Écoulement de l'eau dans les conduites. — Considérons un réservoir R alimentant une conduite horizontale $ABCD$, sous une charge d'eau H (fig. 6).

Si cette conduite *ne débite rien* et qu'on mesure la pression en différents points, on trouve en chacun de ces points, A, B, C, D , la même pression, ce qui est conforme aux principes énoncés précédemment. Dans ce cas, la ligne de pression est représentée par l'horizontale mn , prolongeant le niveau du liquide dans le réservoir.

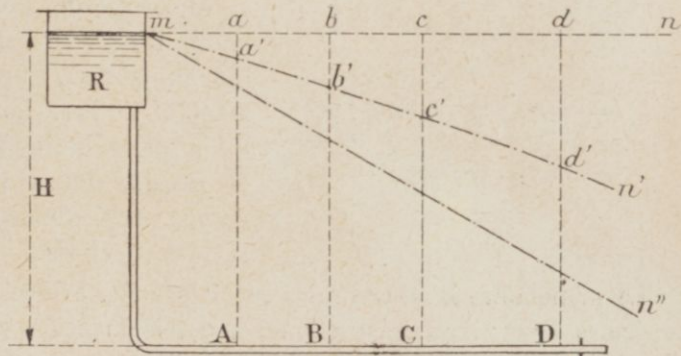


Fig. 6.

Cette ligne mn s'appelle ligne de pression *statique*. Elle limite la hauteur d'eau H à laquelle s'élèverait l'eau dans un tube vertical branché en un point quelconque de la conduite.

Si, maintenant, nous faisons débiter la conduite par son robinet d'extrémité D, et que nous mesurons de nouveau les pressions aux points A, B, C, D, nous trouvons des pressions inférieures à H et qui vont en diminuant de A à D. En portant ces pressions sur des perpendiculaires, élevées aux différents points où elles ont été relevées, et joignant ensuite le sommet de toutes ces perpendiculaires, nous obtenons une ligne de pression mn' , qui représente la ligne de pression correspondant au débit qui s'écoule en D. En augmentant le débit, nous obtiendrons une nouvelle ligne de pression mn'' plus inclinée que la précédente.

Cette expérience nous permet de tirer deux conclusions intéressantes :

1° Sur une conduite qui débite, la pression disponible en chaque point diminue avec la longueur de la conduite. Cette perte de pression s'appelle *perte de charge*.

2° La perte de charge augmente avec le débit.

3° Une nouvelle expérience faite avec une conduite de plus grand diamètre montrerait que la perte de charge diminue si le diamètre augmente, à débit égal.

Indépendamment de la perte de charge, qui est due au frottement du liquide sur les parois du tuyau, il faut tenir compte aussi de la perte de pression résultant de la *mise en vitesse de l'eau*. Nous savons que la vitesse d'écoulement théorique correspondant à une charge d'eau h'' est $v = \sqrt{2gh''}$. La pression équivalant à la mise en vitesse est donc :

$$h'' = \frac{v^2}{2g}$$

Quand on connaît la vitesse v d'écoulement, il est donc facile de déterminer h'' .

Mesure expérimentale de la vitesse. — Plaçons sur la conduite, qui débite, deux manomètres côte à côte, A et B (fig. 7).

Le manomètre A est branché sur la conduite par un tube a perpendiculaire au sens du courant d'eau.

Le manomètre B, au contraire, comporte un tube b coudé à angle droit et dont la section d'entrée s'offre normalement à la direction du courant.

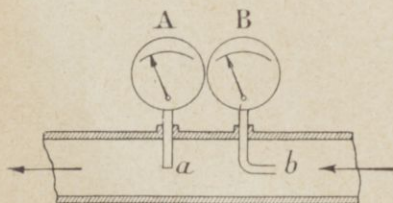


Fig. 7.

On constate alors que l'indication du manomètre B est plus forte que celle de A. En effet, le manomètre A enregistre la pression *disponible* au point de branchement, c'est-à-dire la pression d'eau totale diminuée de toutes les causes de perte de pression dues à l'écoulement de l'eau (perte de charge par frottements + perte de pression due à la mise en vitesse).

Le manomètre B au contraire reçoit par son orifice d'entrée b le choc direct des molécules d'eau; il enregistre donc, non seulement la pression donnée par A, mais *en plus*, celle qui correspond à la vitesse de l'eau. On aura donc :

$$h_A - h_B = \frac{V^2}{2g}$$

La pression $h' = \frac{V^2}{2g}$ s'appelle souvent pression dynamique, de sorte que l'on peut écrire :

$$h_B = \text{pression disponible} + \text{pression dynamique.}$$

Pour que les lectures ainsi faites soient correctes, il faut les relever en un point suffisamment éloigné des coudes, de la robinetterie ou des changements de section, de façon à éviter les remous.

D'autre part, la vitesse des filets liquides n'est pas la même en tous les points d'une même section transversale. Elle est minimum contre les parois, maximum au centre. La vitesse moyenne est réalisée à une distance du centre comprise entre 0,66 et 0,71 du rayon. C'est donc en cette région que doivent déboucher les orifices des deux tubes manométriques.

Formule de Bernouilli. — Nous avons vu que, lorsque la conduite débite, on a :

$$\begin{array}{ccccccc} h & = & H & - & (h' & + & h'') \\ \text{Pression sur les parois} & & \text{Pression} & & \text{Perte de} & & \text{Mise en vitesse} \\ & & \text{statique} & & \text{charge} & & \text{de l'eau} \end{array}$$

Par suite :

$$H = h + h' + h''$$

C'est la formule de Bernouilli.

Cette formule est susceptible d'une représentation graphique extrêmement simple.

On voit en effet sur la figure 8 que, pour chaque point de la conduite AB, on peut écrire :

$$H = h + h' + \frac{v^2}{2g} + z$$

(L'introduction du terme z résulte de ce fait que nous rapportons maintenant les altitudes à un plan horizontal quelconque CB).

L'équation précédente est valable, à condition d'évaluer chaque terme en hauteur d'eau, pour chaque point de la conduite (1). On peut donc écrire, pour deux points quelconques :

$$h_0 + h'_0 + \frac{V_0^2}{2g} + z_0 = h_1 + h'_1 + \frac{V_1^2}{2g} + z_1$$

C'est la formule de Bernouilli que l'on énonce de la façon suivante :

« Pour un point quelconque du filet liquide, la hauteur au-dessus d'un plan horizontal fixe (CB), plus la hauteur représentative de la pression (h), plus la hauteur capable de la vitesse ($\frac{V^2}{2g}$), plus la perte de charge en ce point (h'), forment une somme constante. »

(1) Cela revient à représenter chacun des termes : h , h' , h'' , par la hauteur d'eau correspondante :

$$h = \frac{p}{\delta}$$

p étant la pression et δ le poids spécifique du liquide.

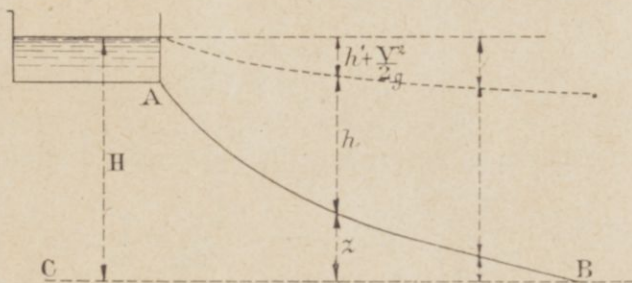


Fig. 8.

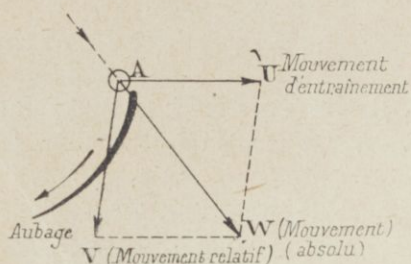


Fig. 9.

Application aux turbo-machines. —

Dans les turbo-machines, on doit appliquer la formule de Bernoulli à l'écoulement d'un filet liquide animé d'un mouvement d'entraînement autour d'un axe (fig. 9).

On démontre en dynamique que si U est la vitesse d'entraînement d'un point A de masse m et V sa vitesse relative, l'équation des forces vives s'écrit :

$$\frac{mV^2}{2} - \frac{mV_0^2}{2} = \tau + \left(\frac{mU^2}{2} - \frac{mU_0^2}{2} \right)$$

ou bien $= \frac{m}{2} (V^2 - U^2) - \frac{m}{2} (V_0^2 - U_0^2) = \tau$

En divisant tous les termes par mg , il vient alors :

$$\frac{1}{2g} (V^2 - U^2) - \frac{1}{2g} (V_0^2 - U_0^2) = H$$

Tandis que, en l'absence du mouvement d'entraînement, on aurait trouvé :

$$\frac{V^2}{2g} - \frac{V_0^2}{2g} = H$$

Cela revient à dire que, dans le cas du mouvement d'entraînement, les termes en $\frac{V^2}{2g}$ de la formule de Bernoulli doivent être remplacés par $\frac{1}{2g} (V^2 - U^2)$.

Donc, dans le cas des turbo-machines, la formule de Bernoulli sera :

$$h_0 + h'_0 + \frac{1}{2} (V_0^2 - U_0^2) + z_0 = h_1 + h'_1 + \frac{1}{2g} (V_1^2 - U_1^2) + z_1$$

Pression efficace d'écoulement. — La pression efficace qui provoque l'écoulement d'un robinet est :

$$H - (h' + h'')$$

La perte de charge h' constitue une perte définitive, tandis que la perte de pression h'' , due à la mise en vitesse de l'eau, se retrouve sous forme d'énergie cinétique qui peut être récupérée (cas des turbines).

CHAPITRE II

FORMULES D'ÉCOULEMENT DANS LES TUYAUX, CANAUX, AQUEDUCS, etc. MESURE DES DÉBITS

Lois fondamentales. — La perte de charge h' sur une longueur de parcours L est proportionnelle :

1° A la surface mouillée totale S (surface de frottement).

2° A un coefficient b dépendant de l'état de rugosité de cette surface ($b = 0,0004$ environ, pour une paroi de rugosité équivalant à celle des parois de ciment lisse ou de fonte).

3° Au carré de la vitesse d'écoulement V^2 .

4° Inversement proportionnelle à la section ω de la veine liquide.

Ces lois sont donc exprimées par les formules suivantes :

$$h' = \frac{SbV^2}{\omega} \quad \text{ou} \quad h' = \frac{SbQ^2}{\omega^3} \quad \text{puisque} \quad V = \frac{Q}{\omega}$$

Q étant le débit en m^3/sec .

La formule générale est donc :

$$h' = \frac{SbQ^2}{\omega^3} .$$

1° *Application aux tuyaux cylindriques.* — On a dans ce cas :

$$S = \pi DL \quad V = \frac{4Q}{\pi D^2} \quad \omega = \frac{\pi D^2}{4}$$

En portant ces valeurs dans la formule générale, on trouve, après simplifications :

$$h' = \frac{64bQ^2L}{\pi^2 D^5}$$

qui n'est autre chose que la formule de DUPUIT. On en déduit, en prenant le coefficient moyen : $b = 0,0004$

$$h' = 0,00243 \frac{Q^2 L}{D^5}$$

$$D = 0,32 \sqrt[5]{\frac{Q^2 L}{h'}} = 0,32 \sqrt[5]{\frac{Q^2}{J}}$$

avec $J = \frac{h'}{L}$ = perte de charge par mètre courant.

C'est la formule de BRESSE. (1)

REMARQUE. — Dans le cas d'un tuyau de section rectangulaire plein d'eau, on aurait (a et c étant les côtés du rectangle) :

$$\omega = \frac{Q}{ac} \quad S = 2(a + c)L$$

$$h' = \frac{2bL(a + c)Q^2}{(ac)^3}$$

2° Application aux canaux et aqueducs. — Soient :

X le périmètre mouillé.

I la pente par mètre telle que $I = \frac{h'}{L}$.

On a alors :

$$S = XL \quad \text{et} \quad R = \frac{\omega}{X}, \quad R \text{ étant le rayon moyen.}$$

En portant ces valeurs dans l'équation générale, on obtient :

$$V = \sqrt{\frac{RI}{b}}$$

ou, en remplaçant b par sa valeur moyenne, $b = 0,0004$:

$$V = 50\sqrt{RI}$$

C'est la formule de TADINI.

En réalité, le coefficient b est très variable suivant l'état de rugosité de la surface. C'est ainsi que l'on a, comme valeurs extrêmes :

$$\begin{array}{ll} 0,0002 & \text{pour parois très lisses} \\ 0,002 & \text{— rugueuses).} \end{array}$$

Abaque pour le calcul des conduites d'eau. — En vue d'éviter de longs calculs, il est avantageux d'utiliser des abaques pour le calcul des conduites d'eau. Nous reproduisons ci-contre l'abaque publié par M. Dariès (d'après la formule de Flamant).

Sur l'abaque, les valeurs simultanées des 4 éléments d'une conduite se lisent à la rencontre des axes avec une ligne droite transversale que la connaissance de deux quelconques de ces valeurs suffit à déterminer. Les deux autres valeurs inconnues se lisent

(1) En posant : $b = 0,000507 + \frac{0,000013}{D}$, dans la formule de Dupuit, on obtient la formule de DARCY.

à l'intersection de la droite transversale avec les axes correspondants. Il est commode d'utiliser comme droite transversale, soit une ligne droite tracée sur une feuille de papier calque que l'on superpose à l'abaque, soit simplement une règle (fig. 10).

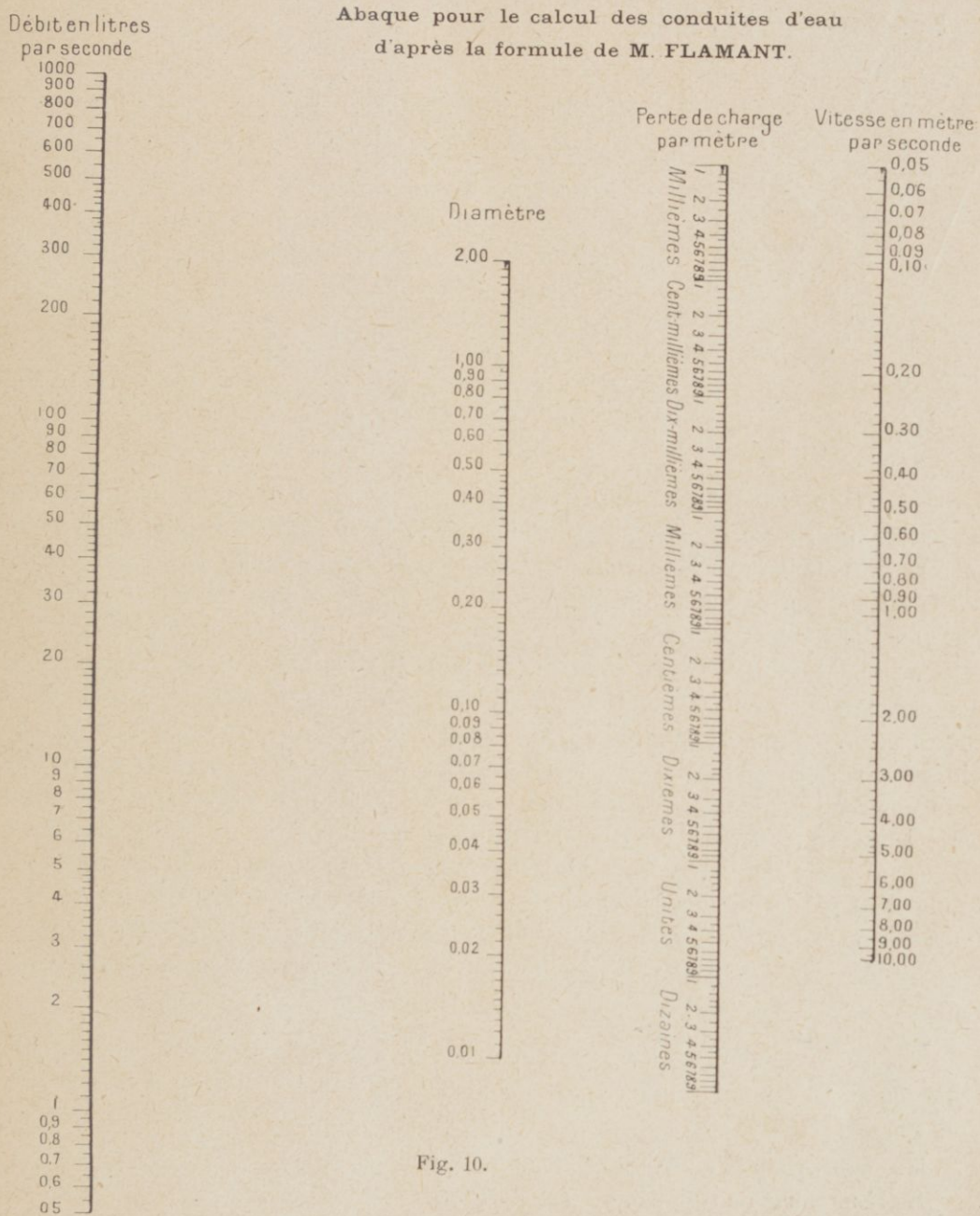


Fig. 10.

EXEMPLE. — Pour un débit de 28 litres par seconde à assurer avec une perte de charge par mètre de 0 m. 00025, on trouve :

Diamètre = 0 m. 39, vitesse = 0 m. 24 par seconde.

Application. — Soit à calculer la perte de charge d'un tuyau de 0m.10 de diamètre intérieur et de 200 mètres de long, débitant 9 litres 1 par seconde,

On a ici :

$$\text{Perte de charge} = 0,00243 \times \frac{0,0091^2 \times 200}{0,1^5} = 7 \text{ m. } 91$$

Soit une perte de charge de $\frac{7,91}{200} = 0 \text{ m. } 039$ par mètre courant de tuyau.

Supposons maintenant que le réservoir, alimentant cette conduite, ait son plan d'eau surélevé de 25 mètres par rapport au robinet d'écoulement (fig. 11); la charge disponible sur ce robinet sera :

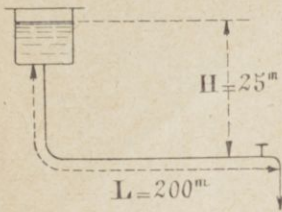


Fig. 11.

$$25 - 7,91 = 17 \text{ m. } 09$$

(en négligeant le terme $\frac{V^2}{2g}$)

Calcul pratique des conduites d'eau. — Étant donné le débit Q à assurer, on se fixe *à priori* une vitesse d'écoulement dans la conduite et on en déduit le diamètre correspondant par la formule déjà donnée. On calcule ensuite la perte de charge par la méthode précédente, afin de vérifier si la pression disponible reste suffisante pour l'usage que l'on a en vue.

La première chose à faire est donc le choix de la vitesse à adopter. Si l'on choisit une grande vitesse, on est conduit à un petit diamètre, c'est-à-dire à une conduite peu coûteuse; par contre, la perte de charge est élevée. Si, au contraire, on prend une vitesse faible, la conduite aura un grand diamètre, la perte de charge sera faible, mais la tuyauterie coûtera cher. Or, il y a un cas où l'on a un grand intérêt à réduire la perte de charge, c'est celui des tuyaux de refoulement ou d'aspiration de pompes pour lesquels la perte de charge se traduit par une puissance supplémentaire demandée inutilement à la pompe. Le calcul montre que le diamètre le plus économique est celui qui correspond à une vitesse de circulation de 0 m. 50 à 0 m. 60 par seconde.

Pour des conduites de distribution, on peut se tenir entre 0 m. 60 et 2 m. par seconde, suivant la pression nécessaire au point d'écoulement.

EXEMPLE. — On doit faire circuler dans les collecteurs de saumure d'une machine frigorifique, 16 litres de saumure par seconde. Quel sera le diamètre à donner à ces collecteurs ?

Nous choisirons la vitesse de 0 m. 50 par seconde.

D'après la formule $Q = SV$, on peut écrire :

$$S = \frac{0,016}{0,50} = 0,032 \text{ m.}^2$$

Or, les tables nous montrent que le tuyau commercial qui se rapproche le plus de cette section a un diamètre de 0 m 20 intérieur. C'est donc ce tuyau qui sera choisi.

Écoulement dans les rigoles, égouts et canaux. —

Nous avons vu que la formule donnant la vitesse moyenne de l'eau est dans ce cas

$$V = K\sqrt{R.I}$$

R représente ici, ce que l'on appelle le *rayon moyen* de la section d'eau. Il est égal au rapport :

$$\text{Rayon moyen } R = \frac{\text{Section d'eau}}{\text{Périmètre mouillé}}$$

La section d'eau est la surface $S =$ surface ABC.

Quant au périmètre mouillé, il est égal au périmètre ABC, c'est-à-dire à la somme des longueurs BC + CA (fig. 12).

I représente la pente par mètre du canal, et K un coefficient variable suivant la rugosité des parois et le rayon moyen; sa valeur est comprise suivant les cas entre 20 et 80. On peut prendre en moyenne :

$$K = 30.$$

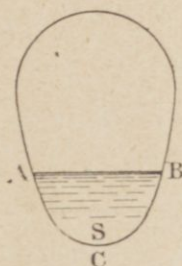


Fig. 12.

La formule de BAZIN est plus exact que la précédente :

$$V = \frac{87\sqrt{\beta I}}{1 + \frac{B}{\sqrt{R}}}$$

Valeur de β :

| | |
|---|----------------|
| Parois de ciment lisse | $\beta = 0,06$ |
| Planches, briques, pierre de taille | 0,16 |
| Moellons | 0,46 |
| Terre battue | 0,85 |
| Terre ordinaire. | 1,30 |

Détermination des égouts. — Il s'agit là d'un calcul délicat, car il est difficile de corriger par la suite les erreurs commises lors de la construction. En ce qui concerne les égouts d'usines, on doit tenir compte, non seulement de l'évacuation des eaux résiduelles, mais encore de celle des eaux pluviales, tout au moins pour les collecteurs principaux.

Le débit d'eau résiduelle à évacuer peut être facilement déterminé dans chaque cas particulier. En ce qui concerne les eaux pluviales, la section S d'égout nécessaire peut être déterminée pour nos climats par la formule :

$$S = \frac{0,025 H}{\sqrt{R I}}$$

H étant la surface à drainer en hectares.

La pente I d'égouts non visitables ne doit pas être inférieure à 0^m01 par mètre, pour réaliser une vitesse capable d'entraîner les impuretés.

Pertes de charge diverses. — Outre la perte de charge propre du tuyau, déjà calculée, nous avons à considérer les pertes de charge suivantes :

- 1° Variations brusques de section (robinets, vannes, etc...)
- 2° — de directions (coudes et branchements).

Toutes ces pertes de charge sont exprimées par la formule générale : $K \frac{V^2}{2g}$. Seulement le coefficient de résistance K varie dans chaque cas particulier.

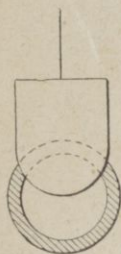


Fig. 13.

1° *Variations brusques de section.* — Considérons le cas d'une valve plane obturant un tuyau. Soient s la section laissée libre par la valve et S la section de pleine ouverture.

Le calcul montre que, en négligeant la contraction (1), on a (fig. 13) :

$$K = \left(\frac{S}{s} - 1 \right)^2$$

On a trouvé expérimentalement :

| | | | | | | | |
|----------------------|-------|------|------|------|------|------|------|
| Pour $\frac{S}{s} =$ | 8 | 4 | 2,65 | 2 | 1,6 | 1,33 | 1,15 |
| — $K =$ | 0,007 | 0,26 | 0,81 | 2,06 | 5,52 | 17 | 98 |

et, pour un robinet ordinaire :

| | | | | | | | |
|-----------------------|------|------|------|------|------|-----|-----|
| valeurs de $\alpha :$ | 10° | 20° | 30° | 40° | 50° | 60° | 65° |
| — de $K :$ | 0,29 | 1,56 | 5,47 | 17,3 | 52,6 | 206 | 486 |

On voit que la perte de charge croît très vite, dès qu'on approche de la fermeture complète (fig. 14).

2° *Coudes et branchements.* — Pour un coude de 90° pour lequel le rapport du rayon du tuyau r au rayon du coude R est égal à 0,3, on a $K = 0,02$.

Avec un branchement formant une équerre, on a $K = 3$ pour l'eau s'écoulant dans la branche à 90° de la direction principale.

D'une façon générale, on voit qu'il y a avantage à éviter les coudes, et les changements de direction et de section brusques.

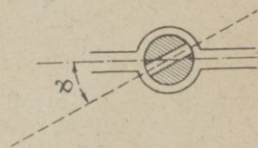


Fig. 14.

Règles pratiques pour l'établissement des conduites. — Ainsi que nous l'avons vu, le débit d'une conduite croît comme la racine carrée de la charge et plus vite que le carré du diamètre. Il en résulte que, pour augmenter le débit d'une installation, il vaut mieux augmenter le diamètre que la pression au refoulement.

En ce qui concerne les pompes, la tuyauterie d'aspiration devra être aussi courte que possible et aller régulièrement en montant, de façon à permettre une purge d'air au point haut, au moment du remplissage pour la mise en service.

(1) Si l'on tient compte de la contraction, la formule serait :

$$K = \left(\frac{S}{\beta s} - 1 \right)^2 \quad \beta \text{ étant le coefficient de contraction.}$$

Si la disposition des lieux exige une conduite en siphon, prévoir au point le plus élevé un robinet purgeur d'air. Il peut arriver cependant que cette précaution soit insuffisante et qu'il se produise un désamorçage de la pompe. Il faut donc arrêter la pompe, faire le plein de tuyauterie et remettre en marche.

Le départ de la tuyauterie d'aspiration devra toujours être à un minimum de 60 centimètres en dessous du plan d'eau, afin d'éviter le désamorçage par la formation de cônes d'air dus au tourbillonnement au voisinage de l'aspiration.

Beaucoup de désamorçages proviennent du manque d'étanchéité de la conduite d'aspiration; c'est donc un point qui doit être surveillé de près, et notamment pour les joints qui doivent être accessibles et faciles à visiter ou à réparer.

En ce qui concerne le tuyau de refoulement, éviter les coudes formant point haut; l'air s'y accumule et augmente la perte de charge. Il sera bon de prévoir en ces points des robinets purgeurs d'air.

Éviter les coudes et rétrécissements brusques. Cette précaution est très importante pour les pompes centrifuges assurant un gros débit momentané. Ces pompes ont souvent des tuyaux de diamètre insuffisant où le liquide circule à trop grande vitesse; il suffit alors d'une cause d'apparence minime pour empêcher le refoulement.

Mesure du débit des tuyaux. — Le moyen le plus commode consiste à intercaler un compteur d'eau sur la conduite. Les compteurs employés à cet effet se rattachent à deux types :

1° *Compteurs de volume.* — Ils sont constitués essentiellement par un petit moteur hydraulique formé de deux cylindres avec pistons, absolument identiques et accolés l'un à l'autre. Ce petit moteur bicylindrique marche à vide, et à chaque course d'un piston, engendre un volume égal à celui du cylindre.

Chaque course du piston fait avancer d'une dent la roue d'une minuterie.

2° *Compteurs de vitesse.* — Ils se composent d'une petite turbine tournant à vide à une vitesse proportionnelle au débit à mesurer. Chaque tour de la turbine est enregistré, comme dans l'appareil précédent, par une minuterie.

Les compteurs d'eau sont coûteux et ils présentent l'inconvénient d'occasionner une forte perte de charge, pouvant atteindre 2 à 3 mètres d'eau.

Tubes de Pitot-Darcy. — Cet appareil est basé sur le principe du double manomètre décrit précédemment. L'un des manomètres, celui qui a le tube droit, enregistre la pression disponible; l'autre (tube coudé du côté de l'arrivée d'eau) enregistre la pression précédente augmentée de celle qui est due à la mise en vitesse de l'eau.

Si ces deux manomètres indiquent les pressions en mètres d'eau, on aura :

Différence de lecture entre les deux manomètres = $\delta \frac{V^2}{2g}$ (avec $\delta = 1000$ pour l'eau).

Par conséquent, si la différence de lectures est exprimée en $\frac{m}{m}$:

$$v = \sqrt{\text{Différence de lecture} \times 19,62}$$

Connaissant la vitesse v en mètres seconde, il suffira de la multiplier par la section s en m^2 du tuyau pour avoir le débit en mètres cubes par seconde.

Le montage du double tube de Pitot-Darcy s'exécute suivant les indications de la figure 15.

La distance $d = 0,7 R$.

C'est dans cette zone que se trouve réalisée la vitesse moyenne du liquide.

Appareil de Venturi. — Il est constitué par un tuyau conique convergent prolongé par un tuyau symétrique divergent. Deux manomètres à eau donnent la pression dans la plus grande et la plus petite section (fig. 16).

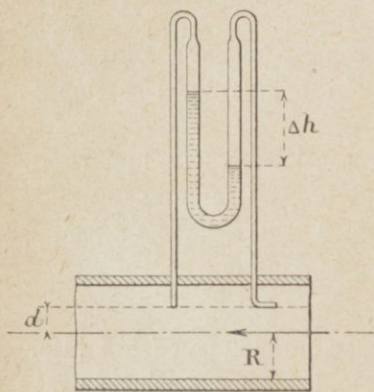


Fig. 15.

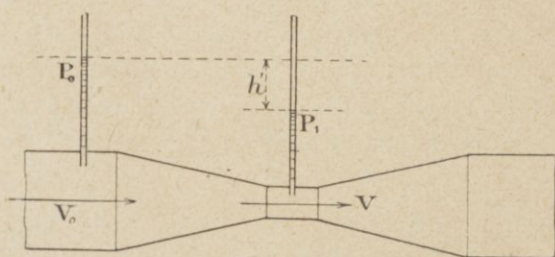


Fig. 16.

Soient P_0 et P_1 ces deux pressions. Les vitesses correspondantes sont V_0 et V_1 .

La pression P_1 est évidemment plus faible que P_0 , puisqu'elle est diminuée de la pression nécessitée par l'accroissement de vitesse : $V_1 - V_0$.

On a donc :

$$h' = P_0 - P_1$$

Un calcul simple montre que, dans ces conditions :

$$Q = V \sqrt{\frac{2gh'}{\frac{1}{s_1^2} - \frac{1}{s_0^2}}}$$

S_1 et S_0 étant les sections maximum et minimum.

CHAPITRE III

DIFFÉRENTS RÉGIMES D'ÉCOULEMENT DES FLUIDES CALCUL ÉCONOMIQUE DES TUYAUX

La perte de charge provoquée par l'écoulement d'un fluide suit des lois différentes suivant la vitesse.

Si nous désignons par H la perte de charge, on a, d'une façon générale :

$$\Delta H = KV^m$$

m étant variable suivant le régime de vitesse.

Les expériences de Osborne Reynolds, décrites ci-après, ont permis de définir les limites de ces différents régimes.

Expérience. — Dans un tube de verre (voir figure 17), on laisse écouler de l'eau, et on introduit au centre un filet de liquide coloré circulant à la même vitesse que le fluide incolore.

On remarque alors que, jusqu'à une certaine vitesse, dite *vitesse critique* V_c , les veines du liquide restent parallèles et l'écoulement se produit sans aucun remous.

Dans ce régime, dit *régime de Poiseulle*, la vitesse est directement proportionnelle au *module de viscosité* n , à la rugosité de la conduite, et inversement proportionnelle au diamètre de la conduite.

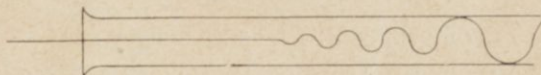


Fig. 17.

La valeur de la vitesse critique est donnée par la relation :

$$V_c = \frac{1,29 n}{d}$$

et la perte de charge par :

$$\Delta H = \frac{320 L V_m n}{981 d^2} \quad (\text{en kg par m}^2)$$

L étant la longueur de la conduite en mètres ;

V_m la vitesse moyenne en mètres/seconde ;

d le diamètre de la conduite en mètres ;

γ le poids spécifique du fluide, en kgs/m³ ;

n le coefficient de viscosité ;

Le tableau suivant donne la valeur du rapport $\frac{n}{\gamma}$ suivant la nature du fluide et sa température :

| TEMPÉRATURES | 0° | 10° | 20° | 100° | 200° | 300° |
|--------------------|---------|--------|--------|---------|-------|-------|
| Air | 0,137 | 0,146 | 0,161 | 0,230 | 0,344 | 0,466 |
| Eau | 0,01775 | 0,0131 | 0,0104 | 0,00131 | — | — |
| Huile de Colza . . | 27,7 | 4,07 | 1,98 | — | — | — |

Par définition, le coefficient de viscosité n est la force, en grammes, engendrée lorsqu'une couche de fluide d'une surface de 1 cm² se déplace de 1 cm., par rapport à une autre couche parallèle, avec une vitesse relative de 1 cm/sec.

Lorsqu'on dépasse la vitesse critique V_c dans le tube de verre, le filet coloré, au lieu de cheminer en ligne droite, suit un trajet sinueux, dont les sinuosités vont en s'amplifiant jusqu'à atteindre la paroi.

A partir de ce moment, le régime devient oscillatoire et instable (régime troublé instable).

Si l'on augmente encore la vitesse d'écoulement, on remarque que l'amplitude des oscillations s'étend et devient régulière. On a alors atteint la vitesse dite : *vitesse limite supérieure* et la perte de charge prend alors la forme :

$$\Delta H = L(a_2 V^2 + b_2 V) \text{ ou approximativement } \Delta H = a_2 LV^2$$

a_2 et b_2 étant des coefficients variables (voir formules générales d'écoulement) avec le fluide, les dimensions et rugosités de la conduite.

Pendant le régime instable, la perte de charge varie constamment suivant une loi :

$$H = a_2 LV^m$$

avec m compris entre 1 et 2, mais voisin de 2.

Le régime réalisé au delà de la vitesse limite supérieure s'appelle *régime tourbillonnaire*. C'est celui qu'on rencontre le plus fréquemment dans la pratique pour l'eau et les gaz.

Vitesse moyenne. — L'expérience montre que la vitesse est maximum au centre de la section du tuyau et va en décroissant jusqu'à la paroi, où elle doit être nulle dans le régime de Poiseuille.

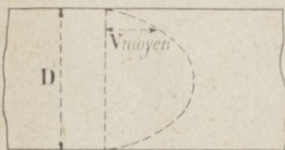


Fig. 18.

La répartition des vitesses dans une section se fait suivant une parabole (voir la figure 18).

L'ordonnée moyenne se trouve au tiers du rayon à partir de la paroi. C'est donc en ce point qu'on relèvera la vitesse moyenne ; celle-ci est alors égale aux $\frac{2}{3}$ de la vitesse maximum au centre.

On remarque expérimentalement que, lorsque la vitesse d'écoulement augmente, la vitesse moyenne est plus grande que $\frac{2V_{\max}}{3}$ et que l'on a environ :

$$V_{\text{moy.}} = 0,84 V_{\text{max}}$$

Ce rapport croît avec la vitesse et avec le diamètre. Il décroît avec la rugosité des parois.

Avec les liquides très visqueux, on reste toujours pratiquement dans le régime de Poiseulle. — On a alors :

$$V_{\text{moy.}} = 0,666 V_{\text{max.}}$$

On a, d'une façon générale :

Vitesse critique :

$$V_c = \frac{c_1 n}{d^\gamma}$$

Vitesse limite supérieure :

$$V_{\text{lim.}} = \frac{c_2 n}{d^\gamma}$$

Pour des rugosités : I, II, III, on a les valeurs :

| Rugosités | I | II | III |
|-----------|------|------|-------|
| c_1 | 1,29 | 0,85 | 0,425 |
| c_2 | 17 | 11,2 | 5,6 |

Ces coefficients ne dépendent que de la nature de la paroi.

Les désignations I, II, III, signifient :

I Paroi lisse (verre de choix, laiton ou cuivre étiré).

II Verre ordinaire, tôle, bois raboté, ciment lisse.

III Fonte ordinaire, béton maçonnerie régulière.

Calcul économique des conduites forcées pour l'alimentation des turbines. — La présente étude constitue le résumé et la conclusion d'une série d'articles que nous avons publiés sous ce titre dans la revue spéciale « La Houille Blanche ». (1)

L'importance de ce calcul n'échappera à personne si l'on veut bien considérer que, pour de hautes chutes, la dépense inhérente aux conduites forcées représente souvent l'article le plus élevé du devis d'aménagement. Il importe donc de serrer ce calcul de très près et de rechercher la solution donnant le maximum d'économie.

Calcul du poids total de la conduite. — Nous nous proposons de déterminer d'abord une expression simple du poids total de la conduite en fonction de la hauteur de chute H , du diamètre D , et de la longueur totale L . Pour simplifier le problème, nous admettrons que la conduite présente une inclinaison uniforme sur l'horizon et que les tronçons d'épaisseur croissante sont d'égale longueur. En partant de cette double hypothèse simplificative, on voit immédiatement que la loi de croissance des épaisseurs est linéaire, pour un tuyau équirésistant. L'épaisseur moyenne sera donc la moyenne arithmétique des épaisseurs extrêmes; ce sera par suite l'épaisseur correspondant à la charge $\frac{H}{2}$.

(1) Grenoble, J. Rey et C^e, éditeurs.

Le poids total d'une conduite uniformément inclinée, de longueur L et de charge maximum H , sera donc le même que celui d'une conduite horizontale de longueur L et de charge $\frac{H}{2}$.

Le problème revient en somme à calculer le poids de cette conduite horizontale. Soient :

e = son épaisseur, à priori constante.

δ = le poids spécifique de l'acier.

Le poids de cette conduite est donné par la relation :

$$p = \pi D e \delta L$$

Mais si D et H sont exprimés en mètres, et si R , le taux de travail du métal, est donné en kilog. par m/m^2 , l'épaisseur e sera, en millimètres :

$$e = \frac{D \frac{H}{2}}{2R}$$

En portant cette valeur dans la relation précédente, nous trouvons :

$$P = \frac{\pi \delta}{4 \ 000 \ R} \cdot HD^2 L = KHD^2 L \quad (1)$$

K étant une constante qui dépend du métal et du taux de travail admis.

Le poids du mètre cube d'acier étant de 7 700 kgs et le taux R du travail généralement adopté étant de 7 kgs, la valeur de K est alors égale à 0,86. Mais une première augmentation est nécessaire pour tenir compte des rivets et recouvrements, dont la présence se traduit par un facteur de majoration de 1,16 environ (pour des tuyaux à brides relativement courts, ce facteur peut atteindre 1,4). Il en résulterait la valeur :

$$K = 0,86 \times 1,16 = 1$$

Le poids cherché serait donc théoriquement : $P = HD^2 L$; mais les formules précédentes conduisent à une épaisseur nulle pour $H = 0$. D'autre part, les conditions de rigidité du tuyau imposent une épaisseur minimum à l'origine. Pour tenir compte de cette dernière majoration, on peut admettre, en moyenne :

$$p = 1,3 HD^2 L \quad (2)$$

formule qui conduit sensiblement aux mêmes résultats que les barèmes des chaudronniers.

1° *Recherche de la perte de charge la plus économique.* — Les dépenses annuelles de l'usine comprennent :

- a) une partie fixe M , indépendante de la conduite forcée ;
- b) une partie variable X provenant de l'intérêt et de l'amortissement de la conduite.

Si nous appelons f le prix en francs de la tonne d'acier des tuyaux rendus posés, et t le taux d'amortissement et d'intérêt par franc, cette partie variable aura pour expression

$$X = aD^2 \quad (3)$$

en posant

$$a = 0,0013 \text{ HL } tf$$

et la dépense annuelle totale sera :

$$S = M + 0,0013 \text{ HL } tfD^2 \quad (4)$$

Quant à la recette annuelle, elle sera :

$$R = vP'$$

P' étant la puissance moyenne en chevaux, disponible aux bornes de l'usine, et v le prix de vente du cheval-an prévu aux bornes de l'usine.

Les bénéfices annuels seront donc :

$$B = vP' - (M + 0,0013 \text{ HL } tfD^2) \quad (5)$$

La solution la plus économique sera évidemment celle qui rendra maxima ces bénéfices.

Nous appellerons q le débit moyen en mètres cubes, h la perte de charge brute, ρ le rendement global de l'usine. L'expression de la puissance moyenne sera alors :

$$P' = \frac{1\ 000}{75} q (H - h)\rho$$

Mais nous pouvons, en première approximation, poser : $\rho = 0,75$, ce qui nous conduit à la forme simple bien connue :

$$P' = 10 Q (H - h) \quad (6)$$

Il nous reste à exprimer h en fonction des données précédemment admises. Nous utiliserons dans ce but, pour simplifier, la formule monôme de Bresse qui conduit à :

$$J = 0,00243 \frac{Q^2}{D^5} \quad (7)$$

J étant la perte de charge par mètres de tuyau. (Cette formule conduit aux mêmes résultats que celle de M. Lévy pour les diamètres couramment employés dans les hautes chutes). En remplaçant h par sa valeur :

$$h = 0,00243 \frac{Q^2}{D^5} L \quad (8)$$

nous aurons pour expression de la puissance moyenne :

$$P' = 10 Q \left(H - 0,00243 \frac{Q^2 L}{D^5} \right) \quad (9)$$

et pour celle de la puissance Y correspondant à la puissance perdue par frottements :

$$Y = \frac{b}{D^5} \quad (10)$$

en posant :

$$b = 0,00243 v Q^3 L \quad (11)$$

L'expression des frais annuels est donc :

$$F = M + \left(aD^2 + \frac{b}{D^5} \right) = M + z \quad (12)$$

La solution cherchée devant rendre F minimum, il faut que :

$$\frac{dz}{dD} = 2aD - \frac{5b}{D^6} = 0$$

D'où :

$$D = \sqrt[7]{\frac{5b}{2a}} = \sqrt[7]{46,73 \frac{vQ^3}{Hf}} \quad (13)$$

Or, on peut admettre d'une façon générale : $t = 0,1$.

D'ailleurs, une variation notable de ce facteur n'a pas une influence sensible sur la valeur de D par suite de la présence de la racine septième. En portant cette valeur dans l'équation précédente, on trouve finalement :

$$D = 2,4 \sqrt[7]{\frac{vQ^3}{Hf}} \quad (14)$$

C'est cette valeur de D qui correspond aux meilleures conditions économiques d'exploitation. On en déduirait aisément la valeur de h correspondante au moyen des formules connues (Darcy, Lévy, Flamant, etc.)

REMARQUE I. — La relation (3) nous donne :

$$X = aD^2 = a \left(\frac{5b}{2a} \right)^{\frac{2}{7}}$$

D'autre part, nous savons par l'équation (10) que :

$$Y = \frac{b}{D^5} = \frac{b}{\left(\frac{5b}{2a} \right)^{\frac{5}{7}}}$$

Par suite :

$$\frac{X}{Y} = \frac{2}{5}$$

D'où la règle suivante : « La conduite forcée la plus économique est celle pour laquelle la valeur de l'énergie perdue annuellement par les frottements est égale aux deux cinquièmes du coût annuel d'intérêt et d'amortissement. »

REMARQUE II. — Il peut arriver que, pour de hautes chutes et de gros débits, l'épaisseur correspondant au diamètre trouvé soit incompatible avec les possibilités de construction. Dans ce cas, il faut avoir recours à des conduites multiples de manière à réduire le diamètre et par suite l'épaisseur maxima.

Soit alors : n le nombre des tuyaux, d leur diamètre, q le débit écoulé dans chacun d'eux, x l'amortissement annuel, et y le déficit à regagner résultant de la perte par frottements.

On a :

$$X = nx = nad^2$$

$$Y = ny = n \frac{b}{d^5}$$

La condition du minimum de dépense est encore satisfaite lorsque .

$$d = \sqrt[7]{\frac{5b}{2a}} = 2,4 \sqrt[7]{\frac{vq^3}{Hf}}$$

mais comme :

$$q = \frac{Q}{n}$$

Il reste simplement :

$$d = D \left(\frac{1}{n} \right)^{\frac{3}{7}}$$

On cherchera alors quel est le nombre minimum n de tuyaux qui est nécessaire pour que l'épaisseur e reste dans les limites possibles de chaudronnage.

Ainsi, par exemple, si l'on a :

$$H = 560 \text{ mètres, } \quad Q = 1,4 \text{ m}^3, \quad L = 2\,000 \text{ mètres, } \quad f = 450 \text{ francs. (1)}$$

On aura :

$$D = 2,4 \times 0,4166 = 1 \text{ mètre.}$$

Mais alors l'épaisseur e' à la base serait :

$$e' = \frac{560 \times 1}{2 \times 1} = 40 \text{ m/m.}$$

Or, l'on ne peut guère dépasser pratiquement 20 m/m. Il faut, puisque e est proportionnel à D , que l'on ait :

$$\left(\frac{1}{n} \right)^{\frac{3}{7}} = \frac{1}{2} \quad \text{ou} \quad n = 2^{\frac{7}{3}} = 5,039.$$

Soit donc :

$$n = 5 \quad \text{et} \quad q = 0,280 \text{ m}^3$$

par suite :

$$d = 1 \times \left(\frac{1}{5} \right)^{\frac{3}{7}} = 0 \text{ m. } 5017$$

(1) Ce prix s'applique évidemment aux conditions d'avant-guerre.

On devrait donc prendre ici cinq tuyaux de 0 m. 50 de diamètre.

Le poids de chaque conduite est de 364 tonnes, et le prix annuel d'amortissement : 16 380 francs, dont les deux cinquièmes représentent 6 552 francs.

La perte de charge dans chaque conduite est de 12 m. 19, la perte due aux frottements : 34,13 chevaux, et le déficit correspondant à gagner : $y = 6\ 826$ francs, c'est-à-dire très sensiblement les deux cinquièmes de l'amortissement annuel de la conduite, la très légère différence introduite provenant de ce que nous avons pris pour d un nombre rond.

Il est bien entendu, toutefois, que les résultats ainsi trouvés ne donnent qu'une solution approchée du problème. On pourrait notamment avoir avantage à n'employer qu'une conduite à l'amont, et à la subdiviser en plusieurs tuyaux, à mesure qu'on atteint des épaisseurs prohibitives au point de vue du chaudronnage. La marche à suivre resterait la même, le calcul étant seulement un peu plus long.

CHAPITRE IV

POMPES

Hauteurs d'aspiration et de refoulement. — La hauteur maximum *d'aspiration* possible serait théoriquement égale à la hauteur correspondant à la pression atmosphérique, soit 10 m. 33. Pratiquement, elle ne dépasse guère 8 mètres à cause de l'air dissous dans l'eau, des rentrées d'air par les joints imparfaitement étanches, enfin, par suite de la perte de charge dans la conduite d'aspiration.

Si la pompe doit aspirer de l'eau chaude, la hauteur d'aspiration est encore réduite. Elle serait nulle, notamment, pour de l'eau à 100°, puisque, à cette température, la tension de la vapeur émise par l'eau est égale à la pression atmosphérique. Entre 0 et 100°, la hauteur possible d'aspiration prendra donc toutes les valeurs intermédiaires entre 8 mètres et 0.

Quant à la hauteur de refoulement, elle est limitée simplement par la résistance des organes ou des tuyaux, et par la puissance disponible pour le refoulement.

Puissance absorbée par la pompe. — Nous avons vu précédemment qu'elle était égale à :

$$\text{Puissance en CH} = \frac{\text{Débit en litres-seconde} \times \text{hauteur d'élévation en mètres}}{75 \times \text{rendement de la pompe}}$$

La hauteur d'élévation doit être augmentée, comme nous l'avons vu, de la valeur de la perte de charge. A défaut de cette dernière indication, on peut, dans un calcul approximatif, en tenir compte en majorant de 10 % la hauteur totale d'élévation.

Le rendement R varie en général de 70 à 90 % pour les pompes à piston ou rotatives, et de 50 à 80 % pour les pompes centrifuges.

Rendement volumétrique. — C'est le rapport entre le débit réel d'une pompe par course du piston, et le volume engendré par cette course.

Par exemple, si le piston engendre un volume de 5 litres par course et si le débit réel correspondant à cette course est de 4,5 litres, le rendement volumétrique

$$\text{sera : } \frac{4,5}{5} = 0,90.$$

Ce rendement dépend de la perfection des joints et du bon fonctionnement des soupapes. Il varie entre 0,80 et 0,98. La principale cause de pertes est due au retard de fermeture des soupapes.

Pompes à piston. — Le piston peut être plein et du même diamètre que le cylindre, ou du *type plongeur*.

Dans le premier cas, l'étanchéité entre le cylindre et le piston est assurée par des segments.

Dans le second cas (piston plongeur), l'étanchéité est assurée par une garniture (en cuir embouti, généralement) qui sert en même temps de presse-étoupes. C'est le cas de la figure 19.

Les pompes d'alimentation de générateurs, appartiennent généralement à ce dernier type. L'eau arrivant en A soulève la soupape S'; elle est ensuite refoulée, quand le piston redescend, en soulevant la soupape S.

On voit que cette pompe est à simple effet, c'est-à-dire qu'il n'y a qu'une course

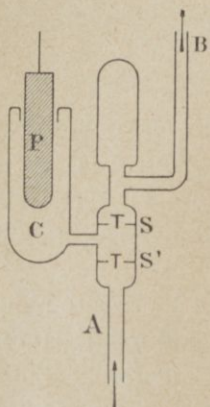


Fig. 19.

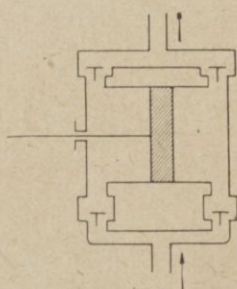


Fig. 20.

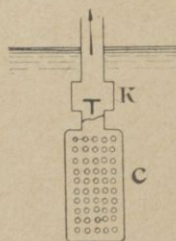


Fig. 21.

motrice par tour de volant. Il résulte de là que l'écoulement donné par une pompe à simple effet est essentiellement discontinu et saccadé. Chaque coup de piston moteur donne lieu à un coup de bélier, qui ébranle la conduite de refoulement.

Cet inconvénient est moins accusé dans les pompes à double effet, mais il existe cependant, car on ne peut éviter une interruption d'écoulement à chaque fin de course. C'est pour corriger ces inconvénients que l'on place un réservoir d'air amortisseur à la sortie de la pompe, au pied de la conduite de refoulement. Ce réservoir atténue les coups de bélier, régularise la pression et, par suite, la vitesse d'écoulement.

La figure 20 représente schématiquement une pompe à double effet.

On munit généralement le bas du tuyau d'aspiration d'une *crépine* C pour retenir les corps étrangers et d'un *clapet de retenue* K destiné à éviter la vidange et, par suite, le désamorçage de la pompe en cas d'arrêt momentané (fig. 21).

La présence de la crépine et du clapet de retenue occasionne une perte de charge assez forte.

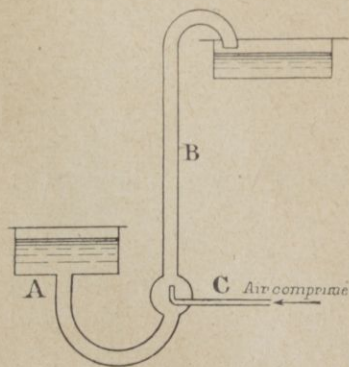


Fig. 22.

Pompage par émulseur. — Considérons un tube en V à deux branches inégales AB; l'eau s'élèvera à la même hauteur dans chaque branche (fig. 22).

Injectons de l'air comprimé en c; cet air va émulsionner l'eau et donner un mélange de densité inférieure à 1. L'eau s'élèvera alors en B, à une hauteur h telle que la pression à la base des deux branches ait la même valeur.

C'est sur ce principe que sont basés les émulseurs employés notamment pour le

pompage d'eau de forage à grande profondeur. Dans ce cas, l'air comprimé est injecté en bas du tuyau de forage.

Le rendement de ce dispositif est assez faible, mais on l'emploie souvent à cause de sa commodité et de la sécurité de son fonctionnement.

POMPES CENTRIFUGES

Elles sont constituées par une roue à palettes, appelée turbine ou rotor, tournant dans une volute. L'eau, admise au centre de la roue, est refoulée à la périphérie par la force centrifuge et, de là, dans le tuyau de refoulement.

Éléments d'une pompe centrifuge. — Comme toutes les turbo-machines, la pompe centrifuge comporte trois éléments essentiels : distributeur, turbine, amortisseur.

1° Le *distributeur* A conduit, avec la vitesse et la direction convenables, l'eau aspirée, jusqu'à l'entrée, ou *ouïe*, de la pompe. Ce distributeur se réduit souvent à une simple tubulure d'amenée d'eau (fig. 24).

2° La *turbine* B ou *rotor* met l'eau, admise par le distributeur et les ouïes, en vitesse, par l'action de la force centrifuge. Elle transforme donc la puissance transmise à la pompe en énergie cinétique (fig. 23).



Fig. 23.

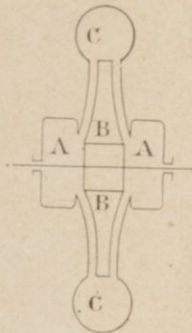


Fig. 24.

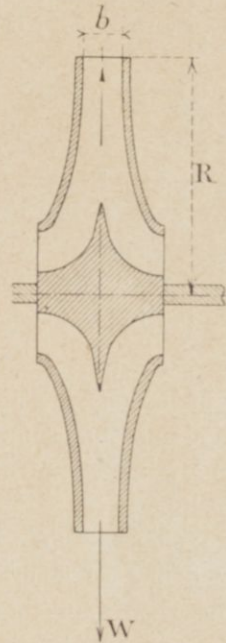


Fig. 25.

3° L'*amortisseur* ou *diffuseur* C transforme l'énergie cinétique ci-dessus en pression. (Comme cet amortisseur correspond à une augmentation de section, la vitesse diminue dans le même rapport que la section augmente (fig. 24).

Vitesse tangentielle de la turbine. — Cette vitesse U est donnée par la formule connue :

$$U = \frac{2 \pi R n}{60} = 0,105 R n$$

dans laquelle R est le rayon de la turbine en mètres et n le nombre de tours par minute (fig. 23).

Fonctionnement. — L'eau pénètre par les ouïes A', d'où elle est refoulée par la force centrifuge vers la volute. Elle sort de la turbine avec une vitesse relative W dirigée suivant le prolongement des palettes (fig. 26).

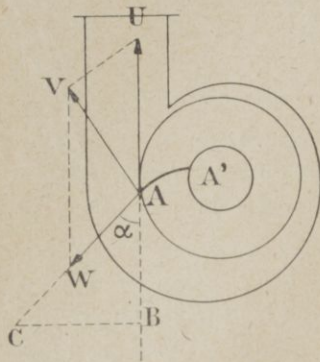


Fig. 26.

Comme la turbine est animée d'une vitesse périphérique U la vitesse relative de l'eau à sa sortie sera la résultante de U et de W. La vitesse absolue est donc V.

Connaissant le rayon de la turbine R et son nombre de tours par minute, il est facile de calculer U comme on l'a vu ci-dessus.

Quant à la vitesse W, on peut la déduire du débit de la pompe, car elle lui est proportionnelle. On voit aussi qu'elle dépend de l'angle α des palettes avec la circonférence de la turbine.

La valeur de l'angle α , c'est-à-dire de l'inclinaison des palettes, est très importante, comme nous le verrons. Nous représenterons cette inclinaison par la pente qui lui correspond, c'est-à-dire par :

$$\frac{BC}{AB} = \operatorname{tg} \alpha.$$

THÉORIE SOMMAIRE

Formules fondamentales. — Soit S la section normale laissée libre entre deux aubes successives : A et B (fig. 27).

Le débit d'eau Q sortant du rotor, par la périphérie de section S, est égal à celui qui rentre par la partie centrale (de section libre normale S_0), et l'on a :

$$Q = nSW$$

n étant le nombre d'aubes et W la vitesse relative à la sortie de l'eau.

Nous appliquerons ici le théorème des quantités de mouvements entre le vide central du rotor et sa périphérie.

Considérons donc une tranche de masse liquide m se déplaçant de B à B', et soit t le temps de ce parcours, en mouvement absolu.

La quantité de mouvement à la sortie du rotor sera donc mV, V étant la vitesse absolue.

La vitesse d'entraînement étant orientée suivant U, tangente au cercle de rotation, le moment de cette quantité de mouvement s'obtiendra en projetant V sur U.

Soit à cette projection, le moment correspondant est a Rm, R étant le rayon du rotor.

On peut admettre, d'autre part, que la vitesse absolue d'entrée d'eau dans le rotor est négligeable ici par rapport à V. La variation totale du moment de la quantité de mouvement sera donc :

$$\Delta M_b = a R \Sigma m \quad \text{avec} \quad \Sigma m = \frac{P}{g} t$$

P étant le débit en poids par seconde.

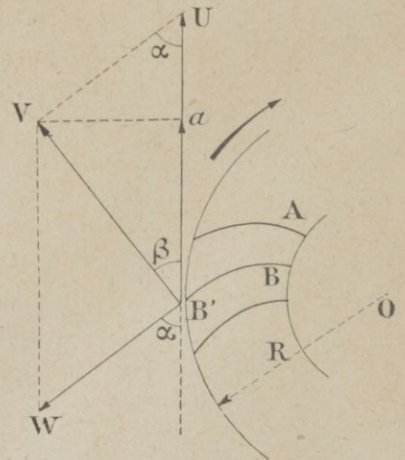


Fig. 27.

$\Delta \mathcal{M}$ doit être égal à la somme des moments des impulsions des forces. Le moment de ces forces est le couple moteur C , dont l'impulsion est Ct .

Nous aurons donc, en remplaçant $\Sigma \mathcal{M}$ par sa valeur :

$$C = \frac{P}{g} aR$$

Pour avoir la puissance motrice, il suffit de multiplier ce couple par sa vitesse angulaire, en remarquant que $\omega R = U$. Nous aurons ainsi :

$$\text{Puissance} = C \omega = \frac{P}{g} aU$$

En divisant $C \omega$ par P (débit de l'eau), on a la hauteur théorique d'élévation H . L'équation précédente devient alors :

$$H = \frac{aU}{g} = \frac{UV \cos \beta}{g}$$

Mais, le triangle des vitesses donne ici :

$$W \cos \alpha = U - V \cos \beta$$

En portant la valeur $V \cos \beta$, tirée de cette équation, dans la précédente, on obtient finalement :

$$H = \frac{U^2 - UW \cos \beta}{g} \quad (1)$$

La hauteur réelle d'élévation sera donc :

$$h = \rho \frac{U^2 - UW \cos \beta}{g}$$

ρ étant le rendement hydraulique.

C'est la formule fondamentale des pompes centrifuges. Nous allons la transformer de façon à n'y laisser figurer que la vitesse tangentielle V (proportionnelle à la vitesse de rotation) et le débit Q .

La section *fictive* d'écoulement à la périphérie de la turbine est :

$$S' = K 2\pi R b$$

b étant la largeur terminale des palettes, K étant un coefficient qui tient compte de l'obstruction causée par l'épaisseur des aubes, de la contraction et des fuites. Sa valeur est comprise entre 0,6 et 0,7.

La section vraie d'écoulement est :

$$S = S' \sin \alpha$$

(C'est en effet la section normale à la vitesse W .)

Par suite :

$$Q = WS' \sin \alpha \quad W = \frac{Q}{S \sin \alpha}$$

En portant cette valeur dans l'équation fondamentale, on trouve.

$$H = \frac{1}{g} \left(V^2 - \frac{VQ}{S' \operatorname{tg} \alpha} \right) \quad (2)$$

d'où, en posant approximativement $\frac{1}{g} = 0,4$:

$$H = 0,4 (V^2 - AVQ) \quad (3)$$

avec $A = \frac{1}{S' \operatorname{tg} \alpha}$ et $V = 0,105 Rn$, n étant le nombre de tours par minute et R le rayon de la turbine en mètres.

Conclusions. — La formule (2) montre que :

1° Pour un aubage recourbé en arrière du sens de mouvement de la turbine ($\alpha < 90^\circ$), on a H maximum pour $Q = 0$, et H décroît avec Q .

La hauteur théorique maximum d'élévation serait donc ici :

$$H_{\max.} = 0,4 U^2$$

2° Pour un aubage radial (palettes droites dirigées suivant les rayons), on a $\alpha = 90^\circ$. Dans ce cas H est constant, quel que soit le débit, et égal à :

$$H = 0,4 U^2$$

3° Pour un aubage recourbé en avant ($\alpha > 90^\circ$), H croît avec le débit. (Dans ce cas, l'amorçage est difficile, de sorte que cette disposition ne convient pas si la pompe doit aspirer.)

Hauteur d'élévation de l'eau. — Les formules précédentes ne tiennent pas compte des pertes de charge; la hauteur réelle d'élévation de l'eau est alors :

$$h = 0,4 K' \left(U^2 - \frac{UQ}{S' \operatorname{tg} \alpha} \right)$$

K' étant un coefficient de rendement dont les valeurs, suivant celles de h , sont à peu près les suivantes :

| | | | |
|--------------------|---------------|---------------|---------------|
| $h = 1$ à 3 m. | 3 à 6 m. | 6 à 8 m. | 8 à 10 m. |
| $K' = 0,6$ à $0,8$ | $0,5$ à $0,7$ | $0,4$ à $0,6$ | $0,3$ à $0,5$ |

On admet souvent, en moyenne :

$$K' = 0,65$$

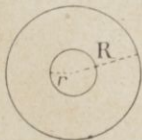


Fig. 28.

et, pour une excellente construction $K' = 0,75$

Les orifices d'aspiration et de refoulement sont calculés pour une vitesse de 2 mètres/seconde environ.

Le rapport entre le nombre de tours et la vitesse tangentielle est donné (fig. 28) par :

$$U = \frac{\pi D n}{60} \quad \text{soit } n = 9,55 \frac{U}{R}$$

Pour la turbine, on a, en général :

$$R = 2 r$$

mais pour h très grand, on prend $R > 2 r$. Suivant la grandeur de la turbine, le nombre d'aubes varie de 6 à 12.

EXEMPLE. — Une pompe centrifuge présente les caractéristiques suivantes :

Vitesse : 102 t/m.

Débit : 1500 litres/seconde.

Rayon de la turbine : 1,20 mètres.

Largeur terminale des palettes : 0,10 m.

Inclinaison des palettes à la sortie : $\text{tg } \alpha = 0,326$.

On demande la hauteur d'élévation de l'eau.

Nous avons :

$$U = 0,103 Rn = 12 \text{ m. } 85 \quad U^2 = 163$$

$$S' = 0,63 (2 \times 3,14 \times 1,2 \times 0,10) = 0,49$$

$$S' \text{ tg } \alpha = 0,49 \times 0,326 = 0,161$$

En supposant que le coefficient de rendement K' soit égal 0,6, on aura :

$$h = \frac{0,60}{9,81} \left(163 - \frac{12,85 \times 1,5}{0,161} \right) = 2 \text{ m. } 76$$

(La hauteur h , mesurée expérimentalement pour cette pompe, était de 2 m. 73.)

Nous allons rechercher maintenant ce que deviendrait cette hauteur si le débit était de 0,66 m³/seconde, et la vitesse 120 t/m.

$$U = 0,103 Rn = 13 \text{ m. } 12 \quad U^2 = 229$$

On a, comme ci-dessus :

$$S' \text{ tg } \alpha = 0,161$$

Enfin :

$$UQ = 13,12 \times 0,66 = 10$$

Comme on va le voir, h devient maintenant voisin de 7 m. ; nous prendrons donc :

$$K' = 0,45 \text{ (voir le tableau précédent).}$$

On a alors :

$$h = \frac{0,45}{9,81} \left(229 - \frac{10}{0,161} \right) = 7 \text{ m. } 63$$

La mesure expérimentale donne $h = 7 \text{ m. } 63$.

REMARQUE. — Dans beaucoup d'ouvrages, on donne comme formule théorique d'élévation :

$$H = \frac{U^2}{2g}$$

Cette formule est inexacte ; les expériences de Rateau le prouvent, puisqu'il est arrivé à obtenir une hauteur d'élevation égale à :

$$1,7 \frac{U^2}{2g}$$

Puissance dépensée. — La puissance nécessaire est donnée par la formule :

$$\bar{c} = Q \gamma H + p$$

γ étant le poids spécifique du liquide, et p les pertes mécaniques. (On a environ $p = 1,2 U^2$)

Si le débit est exprimé en mètres-cubes par seconde et H en mètres, la puissance dépensée sera :

$$\frac{\bar{c}}{75}$$

Si l'on considère seulement le rendement hydraulique ρ , on a :

$$\rho = \frac{h}{H}$$

Les valeurs numériques données précédemment permettent d'effectuer tous ces calculs.



Fig. 29.

Condition d'entrée sans choc. — Pour que l'eau entre sans choc dans la turbine, il faut que W_0 soit tangent à la courbure initiale de l'aube. Il faut donc déterminer l'inclinaison α_0 de telle sorte que cette condition soit réalisée (fig. 29). On admet généralement le cas :

$$\operatorname{tg} \alpha_0 = \frac{V_0}{U_0}$$

c'est-à-dire que V_0 est dans une direction radiale. Or :

$$U_0 = \frac{2 \pi R_0 n}{60} = 0,104 R_0 n$$

D'autre part :

$$V_0 = \frac{Q}{2 \pi R_0 b_0}$$

b_0 étant la largeur initiale des palettes.

On en déduit, après simplifications :

$$\operatorname{tg} \alpha_0 = 1,54 \frac{Q}{R_0 b_0 n}$$

Cette inclinaison optimum $\operatorname{tg} \alpha_0$ se calcule pour le débit normal, et pour la vitesse normale. On voit ainsi que, pour un autre régime de Q et de n , la condition d'entrée sans choc ne sera plus réalisée.

Diffuseur ou amortisseur. — La vitesse absolue de sortie V étant élevée, il est nécessaire de la transformer en pression pour avoir le minimum de perte. C'est le rôle du diffuseur ou amortisseur.

Souvent, le diffuseur est constitué par une volute à section croissante (escargot) qui entoure la pompe (Dumont, Farcot, Courtois, etc.).

D'autres fois, il est formé par deux disques circulaires qui vont en s'évasant.

Dans les pompes Rateau, les deux systèmes sont employés simultanément.

Si la pompe doit fonctionner sous charge et débit constants, il est avantageux de cloisonner le diffuseur par des aubes qui canalisent l'eau suivant la direction de la vitesse V . On évite ainsi les remous générateurs de pertes (Rateau, Schavaber, etc.).

Par contre, si le régime de fonctionnement doit être variable, la direction de V ne reste plus constante, le cloisonnement devient alors nuisible (production de pertes par chocs).

Caractéristiques des pompes centrifuges à vitesse constante. — Les formules (2) ou (3) permettent de déterminer ces caractéristiques en faisant varier le régime.

La figure 30 représente l'allure générale de ces caractéristiques pour une vitesse de rotation constante.

On voit que :

1° La puissance croît avec le débit.

2° Le rendement passe par un maximum qui correspond au régime de fonctionnement normal de la pompe.

Quant à la pression (hauteur d'élévation), nous avons vu qu'elle dépend surtout de l'inclinaison de sortie des palettes. Si l'on tient à une pression constante, on a intérêt à se rapprocher du type de palettes radiales.

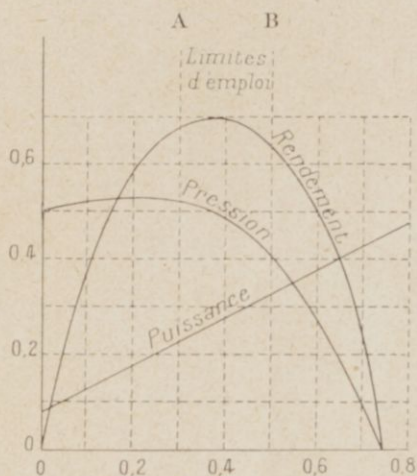


Fig. 30.

Influence des variations de vitesse. — Pour simplifier, nous négligeons l'influence de la variation de vitesse de l'eau à l'intérieur de la pompe. Dans ce cas, la pression hydromotrice, ou hauteur d'élévation théorique, est égale à la pression correspondant à la force centrifuge, soit :

$$H_0 = \frac{U^2}{2g}$$

L'expérience montre que c'est à la hauteur H_0 que s'élève l'eau pour un débit nul.

Admettons (ce qui n'est qu'approximatif), que cette formule reste vraie quand la pompe débite. Le débit obtenu sera alors proportionnel à U , donc à la vitesse de rotation.

La formule précédente montre en outre que la hauteur d'élévation sera proportionnelle au carré de cette vitesse de rotation.

Comme, d'autre part, la puissance est proportionnelle au produit QH , on voit qu'elle sera aussi proportionnelle au cube de la vitesse.

Ces trois règles suffisent pour déterminer le régime de fonctionnement à une vitesse différente de celle dont on connaît les caractéristiques, pourvu que l'écart entre les deux vitesses ne soit pas trop grand.

La figure 30 représente les caractéristiques d'une pompe centrifuge dont le fonctionnement normal correspond à la région AB (région du maximum de rendement).

Comme nous l'avons vu précédemment, le profil donné aux palettes de la turbine influe sur l'allure de la courbe donnant les hauteurs d'élévation. La pompe, dont les caractéristiques sont représentées ci-contre, a des palettes recourbées en avant; c'est ce qui explique que la hauteur d'élévation croisse d'abord avec le débit.

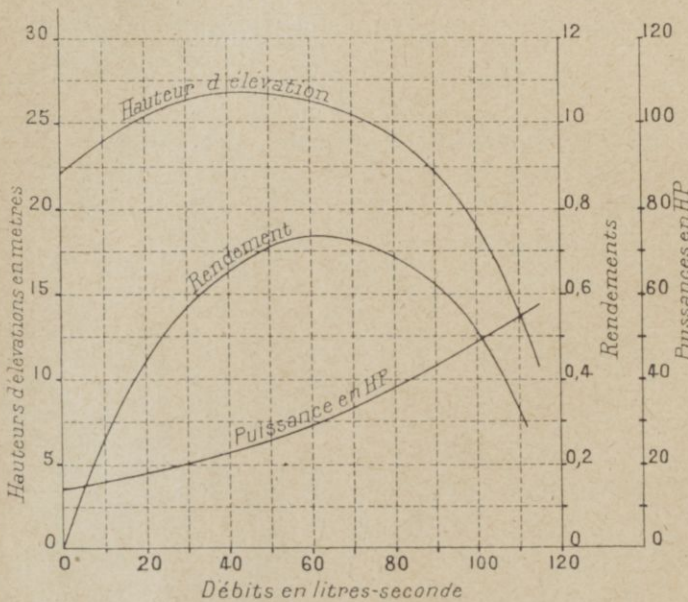


Fig. 31.

radiales et rectilignes, la partie initiale de cette courbe serait horizontale. Avec des palettes recourbées en arrière, elle serait descendante depuis le début.

Attaque des pompes centrifuges. — Ces pompes sont plus spécialement adaptées aux grandes vitesses de rotation; elles se prêtent donc très bien à l'accouplement direct avec un moteur électrique. Les conditions sont d'autant meilleures que la vitesse du moteur est plus grande.

Avec les moteurs triphasés à 50 périodes, le maximum de vitesse de rotation est voisin de 2 800 tours par minute. Ce sont les moteurs de cette vitesse qui devront être préférés pour l'attaque directe des pompes centrifuges. Il y a lieu de remarquer d'ailleurs que le prix de la pompe et du moteur sont d'autant moins élevés que la vitesse de rotation est plus grande, à puissance égale.

La tendance actuelle, dans les installations de pompes centrifuges, est de recourir aux plus grandes vitesses de rotation possibles. Or, ces pompes donnent, dans leurs limites de fonctionnement normal (région A B), un débit proportionnel à la vitesse. Il résulte de là qu'une pompe, débitant normalement 20 litres par seconde, passera au débit de 40 litres si sa vitesse est doublée. L'accroissement de vitesse de l'eau dans la pompe a pour effet de diminuer son aptitude au travail d'aspiration. Ce fait a été contrôlé expérimentalement, après avoir été mis en évidence par la théorie. A ces grandes vitesses, l'eau éprouve une certaine difficulté à pénétrer dans l'aubage de la turbine, phénomène en tous points analogue à celui qui a été constaté sur les hélices à grande vitesse de rotation et qu'on a appelé *cavitation*.

La cavitation entraîne une chute de rendement, ce qui limite le débit à un certain maximum pour chaque hauteur d'aspiration.

La vitesse dans les tuyaux d'aspiration et de refoulement peut être prise égale à 1 mètre par seconde pour les petits débits et 2 mètres environ pour les gros débits.

Le diamètre extérieur de la turbine est environ le triple du diamètre du tuyau d'aspiration. La largeur intérieure de la turbine est environ le tiers du même diamètre.

Le nombre de palettes varie de 6 à 12, suivant la grosseur des pompes.

Pompages à de grandes hauteurs. — Pour éviter une trop grande vitesse de rotation, on a recours dans ce cas à plusieurs pompes semblables groupées en série. c'est-à-dire que la première pompe refoule sur l'aspiration de la deuxième, et ainsi de suite.

Dans les pompes multiples actuelles de ce genre, les différentes pompes sont groupées sur un même corps, avec toutes les communications intermédiaires à l'intérieur de ce corps et un arbre commun pour toutes les turbines.

Cet artifice revient en somme à partager également la hauteur totale d'élévation sur chacune des pompes du groupe. (Pompes multicellulaires).

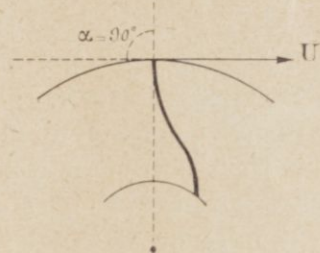


Fig. 32.

Pompes à pression constante. — On a souvent intérêt à disposer d'une pompe à pression indépendante du débit. Nous avons vu que la théorie nous conduisait dans ce cas à des palettes radiales, ou plutôt à une inclinaison de sortie de 90° .

Si la palette est entièrement radiale, il devient impossible de satisfaire à la condition d'entrée sans choc, de sorte que le rendement est mauvais. On a recours alors à la forme d'aube (fig. 32), qui permet de satisfaire à la condition précédente avec $\alpha = 90^\circ$.

CHAPITRE V

DENSIMÉTRIE INDUSTRIELLE

Densités. — On appelle usuellement *densité* d'un corps à une température donnée le rapport qui existe entre le poids P d'un certain volume de ce corps à la température t et le poids P' d'un égal volume d'eau distillée à $+ 4^{\circ}$.

Le choix de la température de 4° pour l'eau est justifié par le fait suivant : c'est à la température de 4° que l'eau présente le maximum de poids spécifique. C'est pour cette raison aussi que l'unité de poids métrique est celle de l'unité métrique de volume d'eau à 4° .

La densité est donc exprimée par un rapport. On ne doit pas la confondre avec le poids spécifique qui est un véritable poids (Poids de l'unité de volume d'un corps). Avec le système métrique, la densité et le poids spécifique des corps solides et liquides sont exprimés par le même chiffre, étant donné que, par définition, le dénominateur du rapport représentant la densité est égal à 1 pour l'unité de volume. Il n'en est pas de même avec les systèmes de mesures autres que le système métrique (mesures anglaises par exemple).

Sauf indication contraire, la densité est donc toujours prise par rapport à l'eau à 4° . Quant à la température du corps, on prend généralement $t = 15^{\circ}$. Dans ces conditions, et d'après ce que nous avons vu plus haut, la densité donne directement le poids de l'unité de volume du corps mesurée à t° . Par exemple, un corps dont la densité à 15° est $d = 1,225$, pèse 1,225 kilogrammes par litre à 15° .

Souvent, pour faciliter les mesures, au lieu de rapporter la densité à l'eau à 4° , on la rapporte à l'eau à 15° . On la représente alors par d_{15}^{15} , tandis que, dans le premier cas, on l'écrit : d_{4}^{15} .

Table des poids et dilatation de l'eau.

| TEMPÉRATURE en degrés centigrades — t en degrés | RAPPORT du volume au volume de poids égal à la température du maxi- mum de densité — V en litres | TEMPÉRATURE en degrés centigrades — t en degrés | RAPPORT du volume au volume de poids égal à la température du maxi- mum de densité — V en litres | TEMPÉRATURE en degrés centigrades — t en degrés | RAPPORT du volume au volume de poids égal à la température du maxi- mum de densité — V en litres |
|---|--|---|--|---|--|
| 0 | 1,000129 | 7 | 1,000106 | 14 | 1,000842 |
| 1 | 1,000072 | 8 | 1,000154 | 15 | 1,000990 |
| 2 | 1,000031 | 9 | 1,000202 | 16 | 1,001115 |
| 3 | 1,000009 | 10 | 1,000250 | 17 | 1,00131 |
| 4 | 1,000000 | 11 | 1,000398 | 18 | 1,00147 |
| 5 | 1,00001 | 12 | 1,000546 | 19 | 1,00163 |
| 6 | 1,000054 | 13 | 1,000694 | 20 | 1,00179 |

Table des poids et dilatation de l'eau.

| TEMPÉRATURE en degrés centigrades — t en degrés | RAPPORT du volume au volume de poids égal à la température du maxi- mum de densité — V en litres | TEMPÉRATURE en degrés centigrades — t en degrés | RAPPORT du volume au volume de poids égal à la température du maxi- mum de densité — V en litres | TEMPÉRATURE en degrés centigrades — t en degrés | RAPPORT du volume au volume de poids égal à la température du maxi- mum de densité — V en litres |
|---|--|---|--|---|--|
| 21 | 1,002032 | 68 | 1,021046 | 115 | 1,05570 |
| 22 | 1,002274 | 69 | 1,021618 | 116 | 1,056628 |
| 23 | 1,002516 | 70 | 1,02219 | 117 | 1,057556 |
| 24 | 1,002758 | 71 | 1,022796 | 118 | 1,058484 |
| 25 | 1,00300 | 72 | 1,023402 | 119 | 1,059412 |
| 26 | 1,00326 | 73 | 1,024008 | 120 | 1,060340 |
| 27 | 1,00352 | 74 | 1,024614 | 121 | 1,06128 |
| 28 | 1,00378 | 75 | 1,025220 | 122 | 1,06222 |
| 29 | 1,00404 | 76 | 1,025864 | 123 | 1,06316 |
| 30 | 1,00430 | 77 | 1,026508 | 124 | 1,06410 |
| 31 | 1,004626 | 78 | 1,027152 | 125 | 1,06504 |
| 32 | 1,004952 | 79 | 1,027796 | 126 | 1,06604 |
| 33 | 1,005278 | 80 | 1,02844 | 127 | 1,06704 |
| 34 | 1,005604 | 81 | 1,029112 | 128 | 1,06804 |
| 35 | 1,005930 | 82 | 1,029784 | 129 | 1,06904 |
| 36 | 1,006276 | 83 | 1,030456 | 130 | 1,07004 |
| 37 | 1,006622 | 84 | 1,031128 | 131 | 1,07105 |
| 38 | 1,006968 | 85 | 1,03180 | 132 | 1,07206 |
| 39 | 1,007314 | 86 | 1,032516 | 133 | 1,06307 |
| 40 | 1,00766 | 87 | 1,033232 | 134 | 1,07408 |
| 41 | 1,00806 | 88 | 1,033948 | 135 | 1,07509 |
| 42 | 1,00846 | 89 | 1,034664 | 136 | 1,07616 |
| 43 | 1,00886 | 90 | 1,03538 | 137 | 1,07723 |
| 44 | 1,00926 | 91 | 1,03612 | 138 | 1,07829 |
| 45 | 1,00966 | 92 | 1,03686 | 139 | 1,07936 |
| 46 | 1,010086 | 93 | 1,03760 | 140 | 1,08043 |
| 47 | 1,010512 | 94 | 1,03834 | 141 | 1,081502 |
| 48 | 1,010938 | 95 | 1,03908 | 142 | 1,082574 |
| 49 | 1,011364 | 96 | 1,039866 | 143 | 1,083646 |
| 50 | 1,01179 | 97 | 1,040652 | 144 | 1,084718 |
| 51 | 1,01226 | 98 | 1,041438 | 145 | 1,08579 |
| 52 | 1,01273 | 99 | 1,042224 | 146 | 1,086934 |
| 53 | 1,0132 | 100 | 1,04301 | 147 | 1,08808 |
| 54 | 1,01367 | 101 | 1,043816 | 148 | 1,08922 |
| 55 | 1,01414 | 102 | 1,044622 | 149 | 1,09037 |
| 56 | 1,01464 | 103 | 1,045428 | 150 | 1,09151 |
| 57 | 1,01514 | 104 | 1,046234 | 151 | 1,09265 |
| 58 | 1,01564 | 105 | 1,047040 | 152 | 1,09379 |
| 59 | 1,01614 | 106 | 1,047898 | 153 | 1,09493 |
| 60 | 1,01664 | 107 | 1,048756 | 154 | 1,09607 |
| 61 | 1,017178 | 108 | 1,049614 | 155 | 1,09721 |
| 62 | 1,017716 | 109 | 1,050472 | 156 | 1,09842 |
| 63 | 1,018254 | 110 | 1,051330 | 157 | 1,09964 |
| 64 | 1,018792 | 111 | 1,052204 | 158 | 1,10085 |
| 65 | 1,019330 | 112 | 1,053078 | 159 | 1,10207 |
| 66 | 1,019902 | 113 | 1,053952 | 160 | 1,10328 |
| 67 | 1,020474 | 114 | 1,054826 | 161 | 1,10448 |

Table des poids et dilatation de l'eau.

| TEMPÉRATURE en degrés centigrades — t en degrés | RAPPORT du volume au volume de poids égal à la température du maxi- mum de densité — V en litres | TEMPÉRATURE en degrés centigrades — t en degrés | RAPPORT du volume au volume de poids égal à la température du maxi- mum de densité — V en litres | TEMPÉRATURE en degrés centigrades — t en degrés | RAPPORT du volume au volume de poids égal à la température du maxi- mum de densité — V en litres |
|---|--|---|--|---|--|
| 162 | 1,10569 | 209 | 1,17086 | 253 | 1,24892 |
| 163 | 1,10689 | 210 | 1,17232 | 256 | 1,25083 |
| 164 | 1,10809 | 211 | 1,17328 | 257 | 1,25274 |
| 165 | 1,10930 | 212 | 1,17595 | 258 | 1,25466 |
| 166 | 1,11059 | 213 | 1,17669 | 259 | 1,25657 |
| 167 | 1,11188 | 214 | 1,17852 | 260 | 1,25848 |
| 168 | 1,11316 | 215 | 1,18000 | 261 | 1,26035 |
| 169 | 1,11445 | 216 | 1,18169 | 262 | 1,26223 |
| 170 | 1,11574 | 217 | 1,18333 | 263 | 1,26410 |
| 171 | 1,11701 | 218 | 1,18497 | 264 | 1,26597 |
| 172 | 1,11829 | 219 | 1,18660 | 265 | 1,26785 |
| 173 | 1,11956 | 220 | 1,18824 | 266 | 1,26983 |
| 174 | 1,12084 | 221 | 1,18984 | 267 | 1,27181 |
| 175 | 1,12211 | 222 | 1,19145 | 268 | 1,27378 |
| 176 | 1,12346 | 223 | 1,19305 | 269 | 1,27576 |
| 177 | 1,12482 | 224 | 1,19465 | 270 | 1,27774 |
| 178 | 1,12617 | 225 | 1,19626 | 271 | 1,27968 |
| 179 | 1,12753 | 226 | 1,19796 | 272 | 1,28162 |
| 180 | 1,12888 | 227 | 1,19967 | 273 | 1,28356 |
| 181 | 1,13082 | 228 | 1,20137 | 274 | 1,28550 |
| 182 | 1,13152 | 229 | 1,20307 | 275 | 1,28744 |
| 183 | 1,13296 | 230 | 1,20478 | 276 | 1,28949 |
| 184 | 1,13420 | 231 | 1,20645 | 277 | 1,29153 |
| 185 | 1,13554 | 232 | 1,20813 | 278 | 1,29358 |
| 186 | 1,13708 | 233 | 1,20980 | 279 | 1,29563 |
| 187 | 1,13840 | 234 | 1,21148 | 280 | 1,29768 |
| 188 | 1,13983 | 235 | 1,21315 | 281 | 1,29968 |
| 189 | 1,14125 | 236 | 1,21492 | 282 | 1,30169 |
| 190 | 1,14278 | 237 | 1,21669 | 283 | 1,30369 |
| 191 | 1,14410 | 238 | 1,21846 | 284 | 1,30569 |
| 192 | 1,14550 | 239 | 1,22023 | 285 | 1,30770 |
| 193 | 1,14691 | 240 | 1,22200 | 286 | 1,30982 |
| 194 | 1,14831 | 241 | 1,22374 | 287 | 1,31194 |
| 195 | 1,14972 | 242 | 1,22548 | 288 | 1,31406 |
| 196 | 1,15122 | 243 | 1,22722 | 289 | 1,31618 |
| 197 | 1,15272 | 244 | 1,22896 | 290 | 1,31830 |
| 198 | 1,15421 | 245 | 1,23070 | 291 | 1,32037 |
| 199 | 1,15571 | 246 | 1,23254 | 292 | 1,32245 |
| 200 | 1,15720 | 247 | 1,23438 | 293 | 1,32452 |
| 201 | 1,15860 | 248 | 1,23622 | 294 | 1,32659 |
| 202 | 1,16017 | 249 | 1,23806 | 295 | 1,32867 |
| 203 | 1,16165 | 250 | 1,23990 | 296 | 1,33885 |
| 204 | 1,16312 | 251 | 1,24170 | 297 | 1,33304 |
| 205 | 1,16450 | 252 | 1,24351 | 298 | 1,33522 |
| 206 | 1,16617 | 253 | 1,24531 | 299 | 1,33741 |
| 207 | 1,16763 | 254 | 1,24712 | 300 | 1,33959 |
| 208 | 1,16929 | | | | |

Il est facile de passer de la densité dite à $\frac{15}{15}$ à la densité dite à $\frac{15}{4}$ en la multipliant par la densité de l'eau à 15° . Donc

$$d_{\frac{15}{4}} = d_{\frac{15}{15}} \times \text{densité de l'eau à } 15^{\circ}.$$

La densité de l'eau à 15° est 0,99916.

Certains appareils allemands donnent $d_{\frac{17,5}{17,5}}$; dans ce cas le coefficient multiplicateur, pour obtenir la densité $d_{\frac{17,5}{4}}$, est 0,99875.

Densité légale. — La densité légale est $d_{\frac{15}{4}}$, c'est donc la densité vraie du liquide à 15° . Elle est indiquée d'une façon spéciale sur les densimètres de la régie. Ceux-ci sont gradués de telle façon que, plongés dans un liquide à 15° , ils indiquent l'excès de la densité légale du liquide sur celle de l'eau à 15° . Par conséquent, si un densimètre de la régie marque 5,3, la densité vraie à 15° sera 1,053. Cela veut dire en somme que 100 centimètres cubes de ce liquide à 15° pèsent 5,3 grammes de plus que 100 centimètres cubes d'eau distillée à 4° .

Saccharomètres. — Ce sont des densimètres spéciaux aux solutions sucrées, et dont la graduation est telle qu'ils donnent directement le poids d'extrait en grammes contenu dans 100 grammes de liquide. Il est évident que les indications données par ces instruments ne sont correctes que si la nature de cet extrait est toujours la même que celle de la solution qui a servi de base à la graduation de l'appareil. Or, il en est rarement ainsi, de sorte que les lectures saccharométriques n'ont qu'une valeur comparative et ne concordent qu'approximativement avec les poids d'extrait réels contenus dans les solutions.

L'un des instruments de ce genre le plus répandu est le saccharomètre de Balling, employé en brasserie, en sucrerie et en distillerie.

Densité-régie et Balling. — Comme nous l'avons vu, la densité-régie d est exprimée, en somme, par la formule :

$$d = 100 (D - 1)$$

D étant la densité légale, c'est-à-dire le poids du litre à 15° , en kilog. Par exemple, un moût dont la densité légale est $D = 1,054$, pèsera à 15° : 1,054 kilog par litre. La densité-régie correspondante est : $d = 5,4$.

Le « Balling » donne directement le poids d'extrait en grammes contenu dans 100 grammes de liquide.

La densité-régie d peut se déduire du Balling B correspondant par la formule approchée :

$$d = \frac{100 B}{260 - B}$$

Inversement, on peut passer de la densité-régie au Balling par la formule approchée :

$$B = \frac{260 d}{100 + d}$$

EXEMPLE. — Quel est l'extrait % grammes (Balling) correspondant à la densité-régie $d = 3$?

On aura :

$$B = \frac{260 \times 3}{100 + 3} = 7,37$$

Calcul de l'extrait pour 100 centimètres cubes. — L'extrait contenu dans 100 centimètres cubes e peut se déduire de la densité-régie par la formule :

$$e = 2,6 d$$

En un mot, *l'extrait % centimètres cubes est proportionnel à la densité-régie*. On a donc d'une façon générale : $e = Kd$, K étant un coefficient qui dépend de la nature de l'extrait. Dans le cas des moûts sucrés, on vient de voir que $K = 2,6$.

Poids d'extrait contenu dans un volume V de liquide. — D'après ce qui précède, le poids d'extrait total E contenu dans un volume liquide V sera (cas des moûts sucrés) :

$$E = Ve = 2,6 Vd$$

EXEMPLE. — Quel est le poids total d'extrait contenu dans 120 hl. de moût sucré dont la densité-régie est $d = 3,5$?

On a :

Extrait dans 100 cc. : $e = 2,6 \times 3,5 = 8,5$ grammes.

— 100 litres : $e = 8,5 \times 1000 = 8500$ grammes.

On voit donc que le produit $e = 2,6 d$ donne directement le poids d'extrait en kilogs contenu dans 1 hectolitre de liquide.

Le poids total d'extrait dans 120 hl. sera donc :

$$E = 2,6 \times 3,5 \times 120 = 1\ 020 \text{ kilog.}$$

Calcul de la concentration par évaporation. — Les formules précédentes permettent de résoudre tous les problèmes de concentration.

EXEMPLE. — (Nous représentons ici par d les densités-régie.) On a dans une chaudière 100 hl. de moût à $d = 3$ que l'on veut concentrer à $d = 4$. Quel sera le volume final ?

Il suffit de remarquer que le poids total d'extrait reste invariable pendant la concentration. On a alors :

$$K V d = K V' d' \quad \text{soit } V d = V' d'$$

$$\text{Donc : } V' = \frac{Vd}{d'} \quad V' = \frac{100 \times 3}{4} = 75 \text{ hl.}$$

On voit donc que, pendant la concentration, les volumes sont en raison inverse des densités-régie correspondantes.

Le produit Vd du volume en hectolitres par la densité-régie s'appelle « nombre de degrés-hectolitres ». Les formules précédentes montrent que ce nombre est proportionnel à l'extrait total.

Corrections de température. — Les lectures des densimètres doivent se faire à la température de 15°. Si le liquide a une température différente de 15°, la lecture faite

doit subir une correction. Cette correction s'ajoute au chiffre lu, si la température est au-dessus de 15°; elle se retranche dans le cas contraire. La correction à faire est indiquée dans des tables spéciales.

A défaut de l'emploi de ces tables, on opère de la façon suivante :

1° $t > 15^\circ$. On multiplie l'excès de température au-dessus de 15° par 0,02, et l'on retranche 0,01.

$$\text{Correction à ajouter : } (t - 15) 0,02 - 0,01$$

2° $t < 15^\circ$. On multiplie $(15 - t)$ par 0,01.

$$\text{Correction à retrancher : } (15 - t) 0,01$$

EXEMPLE. — La densité-régie lue à 25° est $d' = 4$. Quelle est la densité-régie à 15°?

$$d = 4 + \underbrace{(25 - 15) 0,02 - 0,01}_{\text{Correction} = 0,19} = 4,19$$

Si la température avait été $t = 10^\circ$, on aurait eu :

$$d = 4 - \underbrace{(15 - 10) 0,01}_{\text{Correction} = 0,05} = 3,95$$

Aéromètres de Baumé. — Ce sont des densimètres à graduation empirique; ils sont peu précis et ne conviennent que pour des solutions très concentrées. La correspondance entre la densité réelle (poids du litre à 15°) et le degré Baumé est donnée par la formule :

$$\text{Densité réelle à } 15^\circ = \frac{144,3}{144,3 - \text{degré Baumé}}$$

CHAPITRE VI

SÉPARATION INDUSTRIELLE DES SOLIDES

Le problème que nous envisageons ici est celui de la séparation d'un solide du liquide dans lequel il est en suspension. On peut rattacher au même problème la séparation de deux ou plusieurs liquides non miscibles, ou le classement de corps solides de densités différentes.

Le procédé le plus simple est la *décantation*, ou dépôt du solide, dû à sa différence de densité. Du même principe dérive la séparation par *décantation centrifuge* (turbine, essorage, ou centrifugation), où l'on fait intervenir l'action plus énergique de la force centrifuge sur des éléments de poids spécifique différent.

On emploie enfin la *filtration*.

Nous étudierons successivement la théorie de ces différents procédés.

SÉPARATION PAR DÉCANTATION

Les appareils employés se classent d'après les principes suivants (en envisageant le classement des solides par ordre de densité).

Appareils fondés sur la chute libre d'un solide dans un liquide au repos. — Un grain cubique de densité d et de côté a pèsera $d a^3$, sa masse sera $\frac{d a^3}{g}$

Pendant la chute de ce grain, si l'accélération acquise est γ , la force développée par la chute sera $\gamma \frac{d a^3}{g}$.

La poussée résultante, *de haut en bas*, éprouvée par ce corps est, d'après le principe d'Archimède : $(d - r) a^3$, r étant la densité du liquide.

Si la vitesse de chute est u , le grain éprouvera une résistance due à son frottement contre le liquide, proportionnelle à sa section, au carré de sa vitesse et à la densité du liquide. Cette résistance est donc de la forme $C r a^2 u^2$.

On a donc :

$$\frac{d a^3 \gamma}{g} = (d - r) a^3 - C r a^2 u^2$$

On voit que γ peut devenir nul, c'est-à-dire que le corps finit par acquérir une vitesse uniforme, quand :

$$(d - r) a^3 = C r a^2 u^2$$

On en déduit :

$$u = \sqrt{\frac{a(d-r)}{Cr}}$$

Ainsi, a étant constant (ce qui peut être réalisé par broyage et tamisage, s'il s'agit de classer un produit en plusieurs catégories), la vitesse limite u croît avec la densité du solide. On peut donc séparer des grains de mêmes dimensions, mais de densités différentes.

Appareils fondés sur la chute d'un solide dans un courant ascendant de liquide de vitesse constante v . — Nous pouvons supposer que le liquide est au repos et que le corps est animé d'une vitesse $u' + v$.

En opérant comme ci-dessus, on notera que la constance de la vitesse est réalisée lorsque

$$(u' + v)^2 = \frac{a(d-r)}{Cr}$$

Mais on voit que, pour une certaine valeur de v , u' peut être positif ou négatif, suivant la valeur de d . Ou bien, d étant donné, u' sera positif, nul ou négatif, suivant la valeur de v .

Si u' est positif, le grain tombera,

Si u' est nul, il restera en suspension,

Si u' est négatif, il sera entraîné par le liquide.

Les grains qui, dans le liquide au repos, auraient acquis une vitesse constante supérieure à v , tomberont seuls. Ceux qui auraient acquis exactement la vitesse v resteront en suspension. Pour une valeur inférieure de v , ils seront entraînés vers le haut.

Appareils fondés sur la chute d'un solide dans un liquide animé d'une vitesse horizontale constante v . — Le corps finira par tomber d'un mouvement uniforme quand il aura atteint une vitesse u telle que :

$$u^2 = \frac{a(d-r)}{Cr}$$

mais il sera animé d'un mouvement d'entraînement horizontal sous l'influence d'une force égale à $Cr a^2 v^2$.

Il décrira donc une courbe, puis une droite, d'autant plus inclinée que a sera plus grand et $(d-r)$ plus petit. Il se produira donc un classement.

D'après Gillon, la distance horizontale l , à laquelle s'arrêteront les différents grains, serait donnée par la relation :

$$l = \frac{h v}{2,44 \sqrt{a(d-r)}}$$

En réalité, ce phénomène de décantation dans l'eau courante est plus compliqué.

Si, par exemple, on laisse tomber dans l'eau courante un mélange de particules différentes, ces particules sont sollicitées à se mouvoir suivant une pente donnée par la formule :

$$\operatorname{tg} \alpha = 0,14 \frac{d - \Delta}{\Delta} \quad (\text{d'après M. A. Henry})$$

Δ étant le poids spécifique du liquide.

M. Henry a établi, par des expériences, que l'on obtient, sous l'eau d'une rivière, des lits de lavage, parfaitement plans, dont les inclinaisons maxima sont toujours de :

| | |
|------|------------------|
| 3° | pour le charbon, |
| 6°,5 | — les schistes, |
| 13° | — les sables, |
| 23° | — les blendes. |

Ces pentes sont indépendantes de la vitesse du liquide et croissent proportionnellement au $(d-1)$ des corpuscules. Mais, il faut pour cela que la rivière charrie des particules en grand nombre. Si l'on cesse de *nourrir* le lit de lavage, il est nivelé par l'érosion.



Fig. 33.

Grâce à la propriété précédente, on peut séparer des particules de densités différentes, sans qu'il soit nécessaire de les classer au préalable.

Appareils basés sur l'action d'un courant d'eau en lame mince sur un corps posé sur une aire plane. — Le courant d'eau entrainera d'autant plus facilement les fragments que ceux-ci seront moins denses et de plus petit diamètre, car la vitesse de l'eau décroît très rapidement à mesure que la veine considérée est plus voisine de la surface solide.

On pourra donc régler la vitesse de l'eau et l'inclinaison de la table pour entrainer tel corps rapidement, tel autre lentement.

Séparation par émulsion ou flottage. — Ce procédé est basé sur la propriété que possèdent certains minéraux de rester incorporés à l'écume formée à la surface d'un mélange de : (eau + air + huile). Au lieu d'huile, on peut aussi employer un acide, de l'alcool, etc...

Par exemple, pour un mélange de sulfure métallique et de gangue, le sulfure métallique passe dans l'écume et la gangue tombe au fond.

Dans tous ces appareils, on introduit, dans l'eau de lavage additionnée d'huile et de la matière à traiter, des bulles d'air en nombre aussi grand que possible et de volume minimum.

Dans ces conditions, l'air tend naturellement à remonter à la surface du liquide. Il favorise en même temps l'émersion des particules flottables, telles que le charbon ou les sulfures métalliques, parce que chaque bulle d'air donne lieu à la formation d'une membrane liquide dont la tension superficielle est moindre que celle de ce dernier. Il y aura donc adhérence entre ces bulles d'air et les particules flottables, d'où ascension dans le liquide de cet ensemble.

Au point de vue constructif, l'appareil de traitement par émulsion ou flottage, doit répondre aux conditions suivantes :

L'air ne doit pas être injecté sous forte pression, de façon que sa vitesse ascendante soit aussi réduite que possible.

L'appareil est constitué alors par une sorte de malaxeur circulaire de section verticale trapézoïdale, avec grande base au sommet. L'air est admis par l'arbre creux de

l'agitateur et réparti sur les palettes de ce dernier, de telle sorte qu'il soit aspiré par le fait du mouvement de rotation rapide.

L'écume est enlevée au fur et à mesure de sa formation.

APPLICATIONS INDUSTRIELLES DE L'ÉMULSION ET DE L'ADSORPTION

Émulsion. — Une émulsion est formée par des gouttes de liquide en suspension dans un autre liquide. On peut dire que ce sont des colloïdes dans lesquels la substance colloïdale, au lieu d'être solide, est liquide. En outre, les particules en suspension sont beaucoup plus grosses dans l'état d'émulsion que dans l'état colloïdal.

Avec deux liquides non miscibles, on peut obtenir deux séries d'émulsions : par exemple, une série d'émulsions constituées par des gouttes d'huile en suspension dans l'eau, et une série d'émulsions de gouttelettes d'eau dans l'huile. Cette distinction est importante ; par exemple, si l'on traite du bois avec de la créosote émulsionnée dans l'eau, c'est l'eau qui se fixe sur le bois, ce qui n'est pas le résultat cherché, tandis que si l'on émulsionne l'eau dans la créosote, cette dernière imprègne effectivement le bois, comme on le désire.

Les conditions nécessaires pour produire une émulsion stable sont, que les gouttelettes deviennent suffisamment petites pour qu'elles restent en suspension dans le liquide, et qu'elles soient entourées d'une pellicule suffisamment visqueuse pour qu'elles ne s'agglomèrent pas.

C'est ainsi que la façon la plus simple d'émulsionner de l'huile dans de l'eau est d'ajouter un colloïde, soluble dans l'eau, qui soit fortement adsorbé à la surface des gouttelettes. Les savons de soude ou de potasse conviennent comme colloïde intermédiaire. Inversement, les savons de chaux et de magnésie qui forment des émulsions colloïdales dans l'huile serviront pour émulsionner dans ce milieu.

La résine et les résinates agissent de même dans les peintures au mélange : huile de lin + eau. C'est ainsi qu'on peut ajouter 50 % d'eau à une peinture à l'huile sans modifier l'aspect du mélange, parce que l'huile en constitue la phase externe.

De même, si l'on agite de l'eau avec une huile lubrifiante épaisse contenant un savon de chaux, l'eau s'émulsionne dans l'huile en formant une « graisse consistante ».

Le dégras de tannerie est aussi une émulsion d'huile dans l'eau.

On peut encore utiliser, comme émulsionnants intermédiaires, des corps solides qui se rassemblent sur la surface des gouttelettes ; c'est le cas des sulfates de fer ou de cuivre basique pour l'émulsion : huile + eau. De même, le sulfate de plomb permet d'émulsionner la nitrobenzine dans l'acide sulfurique, et le noir de fumée, le mélange : Kérosène + eau.

Les « écumes » constituent des émulsions dans lesquelles l'agent émulsionnant est en général gazeux. Les propriétés de ces émulsions semi-gazeuses sont utilisées dans les procédés de séparation des minerais déjà décrits (page 52).

On sait que dans ces procédés, dits de « flottaison », on agite les minerais sulfurés avec un mélange d'huile et d'eau. La gangue siliceuse tombe au fond, tandis que le sulfure se rassemble à la surface de séparation de l'huile et de l'eau.

Sous cette forme, le procédé serait très dispendieux, car il nécessiterait environ une tonne d'huile par tonne de minerai. On réduit cette proportion à moins de 1 % en injectant de l'air comme émulsionnant intermédiaire.

S'il n'y a pas de minerai, les bulles d'air sont entourées d'une pellicule d'huile au sein de l'eau. Si l'on introduit le minerai sulfuré, la particule se stabilise, et l'on a une bulle entourée d'une enveloppe de particules du minerai. L'écume ainsi formée est enlevée, et l'on récupère le minerai purifié.

Si la quantité d'air est insuffisante, les particules du minerai s'agglomèrent et tombent.

Si, au contraire, l'air est en excès, les bulles sont si nombreuses que le minerai ne peut arriver à les recouvrir toutes; elles deviennent alors instables. Le procédé Callow utilise ce fait: les bulles montent à la surface, et se détruisent immédiatement. On écume alors le minerai avant qu'il ne soit retombé au fond de la cuve.

Brouillards et fumées. — Un brouillard est formé d'une émulsion semi-gazeuse (bulles de vapeur dans un gaz), tandis que les fumées sont des émulsions de particules solides dans un gaz.

La précipitation des brouillards produits artificiellement dans l'industrie a été résolue primitivement par Pelouse et Audoin, dans un procédé qui est l'analogie mécanique du procédé Cottrel décrit plus loin. On force ce brouillard à traverser une série de petites ouvertures et à frapper une surface plane. Ces choses agglomèrent les gouttes qui grossissent et finissent par adhérer sur la surface (extraction du goudron et du sulfure de carbone dans le gaz d'éclairage).

Adsorption. — Lorsqu'on réduit un corps solide à l'état de poudre très fine, sa surface, par unité de poids, augmente dans des proportions énormes, ce qui modifie profondément ses propriétés. Au lieu de la *masse*, c'est la *surface* qui joue le rôle capital dans certaines propriétés physiques, et même chimiques, du corps pulvérisé.

Parmi ces propriétés, l'*adsorption*, c'est-à-dire la *condensation superficielle*, a une importance fondamentale. C'est le cas notamment pour l'adsorption des gaz, des liquides et des solides par des solides.

On sait que les solides tendent à condenser à leur surface les gaz et les vapeurs avec lesquels ils sont en contact, mais cet effet dépend de la nature de la substance, ce qui fait dire que l'adsorption est *sélective* ou *spécifique*.

La quantité de gaz absorbée est d'autant plus grande que la pression est plus élevée et la température plus basse.

Cette propriété est utilisée dans l'action des charbons dits *absorbants* (noir animal, charbons actifs de M. Urbain, etc.). C'est ainsi qu'on peut réaliser des vides très élevés avec du charbon de noix de coco refroidi dans l'air liquide (Tait et Dewar).

Comme les différents gaz ne sont pas également absorbés, on peut réaliser par ce procédé une séparation partielle de mélanges gazeux.

Les surfaces lisses de corps solides peuvent également posséder des propriétés analogues. C'est le cas pour le verre qui retient très énergiquement la vapeur d'eau, ce qui a fait dire à Morley: « Sécher un gaz est une opération très simple; ce qui est difficile, c'est de sécher le récipient. »

Le noir de platine et de palladium adsorbent jusqu'à 3000 fois leur volume d'hydrogène. Le celluloid adsorbe l'acide carbonique, la laine adsorbe à la fois l'acide chlorhydrique et l'ammoniaque. Le cuivre et le nickel adsorbent énergiquement l'hydrogène, et l'alumine, la vapeur d'eau. Ces phénomènes peuvent ainsi expliquer certaines actions catalytiques.

On se rend aisément compte que les gaz ainsi adsorbés sont réduits à un volume

tel que les densités correspondantes sont celles des mêmes gaz liquéfiés et, parfois même, supérieures. On s'explique ainsi les propriétés particulièrement actives des gaz ainsi adsorbés.

Les phénomènes d'adsorption se manifestent, non seulement sur les gaz, mais aussi sur les liquides et les solides. C'est ainsi qu'on peut expliquer les phénomènes de tannage, de teinture, de mordantage et de décoloration par le noir animal.

FILTRATION INDUSTRIELLE

La dénomination de « filtre » s'applique à tous les appareils permettant de séparer physiquement les matières solides insolubles en suspension dans un liquide, par l'emploi d'une couche poreuse.

Nous n'étudierons ici que les appareils industriels modernes.

Filtre presse. — Le tissu filtrant est enfermé dans des cadres rigides où il forme une sorte de sac, ou cellule. Ce sac est maintenu appliqué contre des cadres rigides, de forme rectangulaire ou circulaire.

Pour dégager la surface extérieure de filtration du sac, la surface d'appui des cadres est rainurée, gondolée ou perforée.

Le pourtour des cadres forme un rebord saillant. C'est entre ces rebords que la toile est maintenue par compression, en formant un joint étanche.

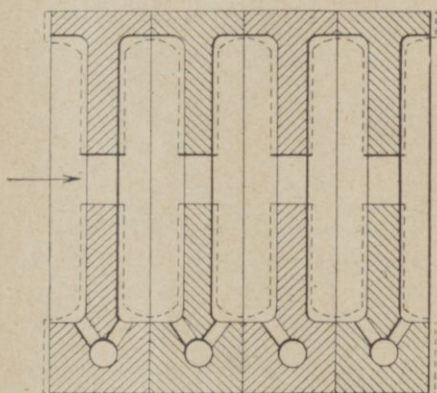


Fig. 34.

Le liquide à filtrer arrive sous pression, soit d'un réservoir en charge, soit du refoulement d'une pompe. Il remplit successivement toutes les cellules en communication par leur centre (figure 34). La pression applique le tissu filtrant contre les cadres rigides. Le liquide clair coule le

long des surfaces séparatives, Il se rassemble par les orifices inférieurs dans un canal collecteur ménagé dans ces séparations, d'où il s'écoule à l'extérieur.

Pendant ce temps, la matière solide accumulée dans les sacs s'agglomère et finit par colmater les pores du tissu. On procède alors au démontage du filtre et à son nettoyage. Le tissu employé est, suivant le cas, de la toile, du molleton ou du feutre.

Filtre presse pour extraction du résidu par lavages. — Nous décrirons comme exemple de ce type le filtre-pressé de brasserie. Cet appareil est employé pour séparer le moût du brassin saccharifié ou maïsche (mélange de moût et de drèches). Il se compose essentiellement d'une série de plateaux séparés par une toile.

Considérons une chambre close dans laquelle sont ménagées des cellules à parois poreuses rigides : 1, 2, 3, 4... (fig. 35). Chacune de ces cellules est munie d'un orifice d'admission à la partie supérieure (introduction de la maïsche).

Ces cellules sont séparées par des espaces vides : I, II, III, IV... (fig. 36) pourvus d'un orifice d'écoulement à la partie inférieure.

Si nous envoyons le brassin saccharifié (maïs) dans les orifices d'admission des cellules : 1, 2, 3..., celles-ci se rempliront de drèches et le bouillon filtrera à travers la paroi poreuse pour s'écouler clair par les orifices inférieurs des chambres intermédiaires : I, II, III.

Supposons maintenant que les chambres intermédiaires paires II, IV, VI soient munies d'orifices d'admission supérieurs et que nous fermions tous les orifices inférieurs de ces mêmes chambres paires.

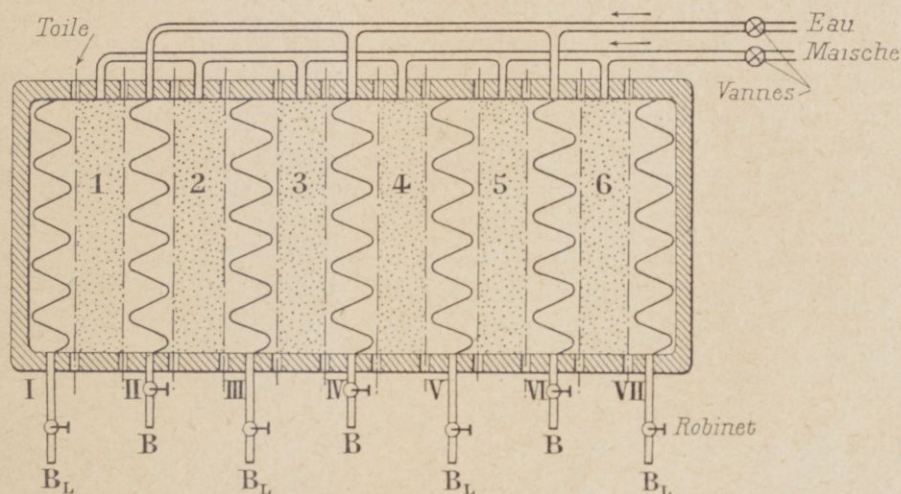


Fig. 35.

Si nous envoyons maintenant de l'eau chaude sous pression par les orifices supérieurs de II, IV, VI, etc..., cette eau sera contrainte à filtrer à travers les deux couches de drèches contiguës à chaque chambre intermédiaire (figure 37) et le lavage s'écoulera par les orifices inférieurs restés ouverts.

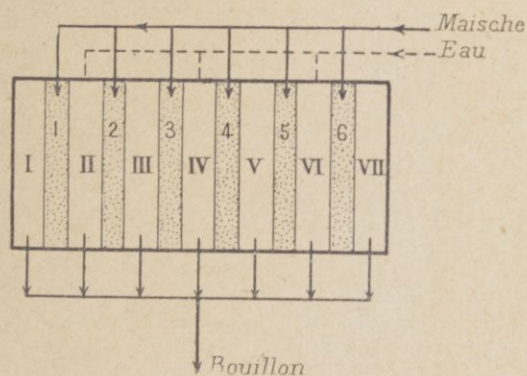


Fig. 36.

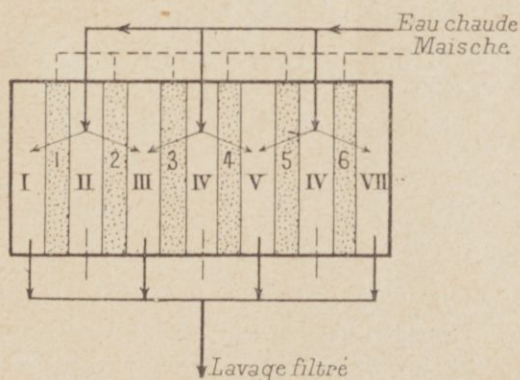


Fig. 37.

Tel est le principe très simple du filtre à moût. Les parois poreuses des cellules y sont représentées par des toiles. Quant aux chambres intermédiaires, elles sont représentées par des cadres formant canevas de rigidité, ou par des plateaux à surface striée. Ces cadres ou plateaux maintiennent les toiles en place et laissent le vide nécessaire à l'écoulement du liquide filtré.

D'après les explications précédentes, on se rend aisément compte des manœuvres de robinets à exécuter dans les deux cas :

1° *Remplissage du filtre.* — Admission de maische ouverte. Admission d'eau fermée : Tous les robinets inférieurs ouverts.

2° *Lavage.* — Admission de maische fermée. Admission d'eau ouverte. Robinets inférieurs impairs ouverts. Robinets inférieurs pairs fermés.

Ces dispositions et ces manœuvres sont communes à tous les filtres à moult. Ils ne diffèrent entre eux que par des détails de construction et par leur forme. Certains ont des cadres ronds, d'autres, carrés ou rectangulaires.

Les joints intermédiaires sont réalisés, soit par une bande de caoutchouc, soit par la toile elle-même. Ce dernier système laisse à désirer au point de vue de l'étanchéité.

Le serrage des cadres les uns contre les autres est obtenu, soit par une grosse vis de pression placée à l'un des bouts de l'empilage, soit par pression hydraulique, soit par les deux moyens réunis (serrage préliminaire avec la vis, serrage final à la presse hydraulique).

Dans tous ces filtres, les canaux d'amenée de maische ou d'eau ne sont pas extérieurs comme l'indiquent, pour plus de clarté, les figures précédentes, mais creusés dans la masse même des cadres. La superposition et la concordance de tous ces orifices réalisent ainsi un tuyau continu, invisible de l'extérieur.

Contrôle de l'épuisement du filtre. — Supposons que le liquide extrait des drèches donne 1 % d'extrait et que l'humidité des drèches soit de 75 %.

La perte d'extrait soluble pour 100 kg. de drèches humides sera :

$$\frac{1 \times 75}{100} = 0 \text{ kg. } 75$$

En effet, la densité de ce liquide étant très faible, l'extrait % c. c. se confond sensiblement avec l'extrait % gr.

Pour 100 kg. de drèches humides, nous avons :

$$\text{Drèches sèches} = 100 - 75 = 25 \text{ kg.}$$

Par conséquent, l'extrait soluble perdu rapporté à 100 kg. de drèches sèches sera :

$$\frac{0,75 \times 100}{25} = 3 \text{ kg.}$$

Nous allons rapporter maintenant cette perte à 100 kg. de malt sec.

Supposons que le rendement d'extrait obtenu soit de 70 % rapporté au malt sec.

100 kg. de malt sec donnent :

$$100 - 70 = 30 \text{ kg. de drèches sèches.}$$

La perte d'extrait soluble pour 100 kg. de malt sec sera donc :

$$\frac{3 \times 30}{100} = 0 \text{ kg, } 9$$

En un mot, l'extrait perdu par insuffisance d'épuisement est de 0,9 % du malt sec.

Formules générales. — Soient : e l'extrait % du liquide des drèches. h l'humidité % des drèches. R le rendement d'extrait % du malt sec. E l'extrait % de malt sec perdu par insuffisance d'épuisement.

En généralisant le calcul précédent, on trouve :

$$\text{Perte d'extrait soluble \% de drèches humides : } e' = \frac{eh}{100}$$

$$\text{— \% de drèches sèches : } e'' = \frac{e' \times 100}{100 - h} = \frac{eh}{100 - h}$$

Drèches sèches obtenues % de malt sec : $D = 100 - R$

$$\text{Perte d'extrait soluble \% de malt sec : } E = \frac{e'' D}{100} = \frac{eh (100 - R)}{100 (100 - h)}$$

Cette dernière formule montre immédiatement que la perte due à l'insuffisance d'épuisement est proportionnelle à l'extrait du liquide de pressurage des drèches. On peut la calculer exactement, si l'on connaît le rendement en extrait obtenu et l'humidité des drèches.

Limite économique de l'épuisement. — Pour simplifier les calculs, nous raisonnerons sur les extraits % en volume, chiffres qui se confondent sensiblement avec les degrés Balling pour les faibles densités, ce qui est le cas ici.

Soient : v_0 et b_0 , le volume de moût et son extrait initial avant concentration ; soient v_1 et b_1 les mêmes valeurs après concentration.

Pour passer de l'extrait initial b_0 à l'extrait final b_1 , la quantité d'eau à évaporer est :

$$v_0 - v_1 \quad \text{avec} \quad v_1 = \frac{v_0 b_0}{b_1}$$

Si le volume initial $v_0 = 1$ hectolitre, on a :

$$v_1 = \frac{b_0}{b_1}$$

La quantité d'eau à évaporer sur 1 hectolitre à b_0 , pour le concentrer à b_1 , sera donc :

$$e = 1 - \frac{b_0}{b_1} = \frac{b_1 - b_0}{b_1}$$

Cet hectolitre de moût initial représente b_0 kg d'extrait récupéré par le lavage. Pour récupérer 1 kg. d'extrait, il faudra donc évaporer :

$$E = \frac{b_1 - b_0}{b_1 b_0} = \frac{1}{b_0} - \frac{1}{b_1}$$

Représentons par n le poids de vapeur vive, en quintaux, nécessaire pour évaporer 1 Hl. d'eau dans la chaudière. Il faudra dépenser, pour récupérer 1 kg. d'extrait :

$$V = n E \text{ quintaux de vapeur vive.}$$

Si p est le prix du quintal de vapeur vive, la dépense correspondante sera :

$$D = n E p = n p \left(\frac{1}{b_0} - \frac{1}{b_1} \right) \quad (1)$$

Pour que l'opération soit avantageuse, il faut que cette dépense de chauffage soit tout au plus égale à la valeur de 1 kg. d'extrait. Si m est le prix du quintal de malt et r son rendement pour cent, la valeur g du kg. d'extrait de malt sera :

$$g = \frac{m}{r} \quad (2)$$

La limite économique de l'épuisement sera donc exprimée par l'égalité :

$$D = g$$

C'est-à-dire par :

$$n p \left(\frac{1}{b_0} - \frac{1}{b_1} \right) = \frac{m}{r} \quad (3)$$

Nous allons déterminer maintenant le prix de revient du quintal de vapeur.

Soit z le poids d'eau vaporisé, par kg. de combustible, dans le générateur (déduction faite des pertes et condensations par les conduites) et c le prix du quintal de charbon. Le prix de revient du quintal de vapeur sera :

$$p = \frac{c}{z}$$

En portant cette valeur dans la relation précédente, on trouve :

$$n \frac{c}{z} \left(\frac{1}{b_0} - \frac{1}{b_1} \right) = \frac{m}{r} \quad (4)$$

L'extrait minimum au-dessous duquel la récupération du lavage cesse d'être avantageuse sera donc :

$$b_0 = \frac{r n c b}{m z b + r n c} \quad (5)$$

Exemple :

| | |
|---|-------------------------------------|
| Rendement du malt. | $r = 73 \text{ } ^\circ/\text{ }_0$ |
| Prix du quintal de malt. | $m = 110 \text{ francs.}$ |
| Prix du quintal de charbon | $c = 12 \text{ francs.}$ |
| Vapeur produite par 1 kg. de charbon. | $z = 7 \text{ kilogrammes.}$ |
| Poids de vapeur vive pour évaporer 1 Hl. d'eau. | $n = 1,3 \text{ quintal.}$ |
| Concentration finale du moût. | $b = 10 \text{ } ^\circ/\text{ }_0$ |

On trouve alors la formule (5) :

$$b_0 = \frac{73 \times 1,3 \times 12 \times 10}{110 \times 7 \times 10 + 73 \times 1,32 \times 12} = 1,29 \%$$

soit une densité-régie de $d_0 = 0,5$ environ.

Pour les mêmes conditions que ci-dessus, mais avec du charbon à 8 francs le quintal, on trouverait une limite de lavage $b_0 = 0,9 \%$.

Avec un évaporateur Prache-Bouillon, pour lequel la dépense de vapeur serait de 0 kg. 5 par kilogramme d'eau évaporée, soit $n = 0,5$, on trouverait : $b_0 = 0,53$ pour les conditions de l'exemple précédent.

FILTRES A MASSE AGGLOMÉRÉE

Ces appareils sont utilisés notamment pour la filtration de la bière, du vin, des alcools, etc., pour lesquels on recherche une limpidité parfaite sans récupération du dépôt.

Les premiers filtres de ce genre utilisaient comme couche filtrante une feuille de papier de 1 mm. d'épaisseur environ. Ces filtres à papier représentaient une résistance au refoulement de 0 kil. 3, à 0 kil. 5, environ.

L'inconvénient principal de ces filtres primitifs était de nécessiter un remplacement complet du papier à chaque opération de filtration. Cet inconvénient a été supprimé ensuite dans les « filtres à masse », dans lesquels la couche filtrante était constituée par de la pâte de cellulose appelée *masse filtrante*.

Après chaque opération, la masse filtrante est enlevée du filtre, nettoyée à l'eau froide puis à l'eau chaude, et réemployée pour les filtrations suivantes.

Un exemple de filtre à masse est représenté schématiquement sur la figure 38. Il

est constitué par un tambour métallique AB, dont les deux fonds sont fixés par des écrous à oreilles, donc amovibles. A l'intérieur du tambour sont disposées une série de couches de masse filtrante maintenues chacune entre deux tamis *a*, *b*. Le liquide trouble arrive en E et sort filtré en S.

Actuellement, les anciens filtres à tambour ont presque complètement disparu. Ils ont été remplacés par les filtres à cadres montés d'une façon analogue aux filtres-presses, dont la toile serait remplacée par une couche de masse filtrante. Le succès de ces filtres est justifié par les raisons suivantes :

1° Faculté de pouvoir augmenter le débit par une augmentation proportionnelle du nombre des cadres.

2° Emploi d'une masse serrée dans les cadres par une compression mécanique avant le montage du filtre. Cet avantage se traduit d'abord par une meilleure répartition de la masse et par la diminution de la quantité de liquide qu'elle retient en fin de filtration.

Enfin, la masse étant plus serrée, ses couches plus homogènes, la limpidité obtenue est meilleure. Cet avantage est encore plus accusé du fait que le serrage est

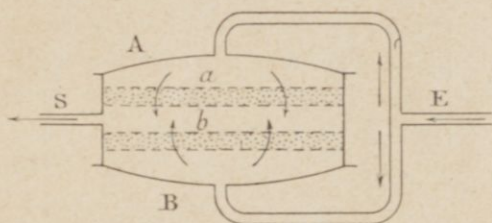


Fig. 38.

généralement plus énergique sur les bords du cadre; on risque donc moins de voir le liquide s'écouler pour la plus grande partie, comme c'était le cas, dans la zone périphérique, moins résistante, des anciens filtres.

Par contre, ces nouveaux filtres à masse épaisse et serrée opposent beaucoup plus de résistance à l'écoulement et nécessitent des pompes régulatrices à pression plus élevée.

Principe des filtres à masse modernes. — Comme on l'a vu plus haut, ce principe est celui des filtres-presses, la toile étant remplacée par la couche de masse filtrante.

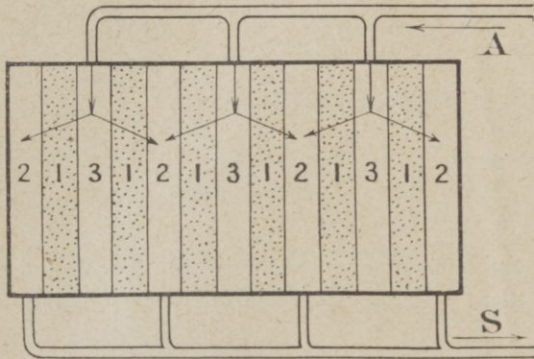


Fig. 39.

La figure 39 représente le schéma de ces filtres. Le trajet du liquide est représenté par des flèches (A est l'entrée, S la sortie). Il est donc constitué par des séries de 4 cadres se succédant dans l'ordre suivant :

1 cadre de sortie de liquide filtré (ouverture en bas).

1 cadre à masse (pas d'ouverture).

1 cadre d'arrivée de liquide trouble (ouverture en haut).

1 cadre à masse (pas d'ouverture), etc., etc.

Cet ensemble de cadres est porté par un châssis formé de deux longerons cylindriques sur lesquels les cadres reposent de chaque côté par deux oreilles. La pile formée par tous ces cadres est maintenue serrée par une vis commandée par un volant.

L'ensemble est monté sur un chariot qui permet de déplacer tout le filtre (fig. 42).

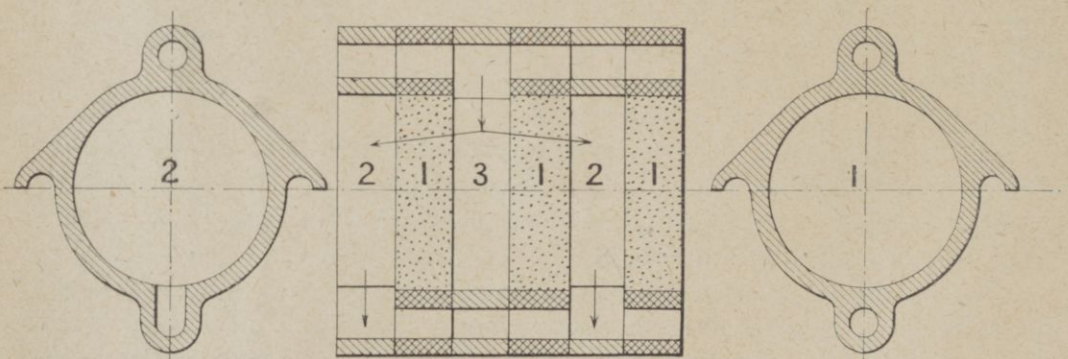


Fig. 40.

En réalité, les arrivées et les sorties de liquide sont noyées dans la masse extérieure des cadres, comme le représente la figure 40. Cette figure représente également, vu de face, un cadre à masse (1) et un cadre de sortie de liquide filtré (2). Le cadre (3) d'arrivée de liquide trouble est identique au précédent; seulement, l'orifice est en haut, au lieu d'être en bas.

La masse filtrante est comprimée en galette dans les cadres à masse au moyen d'une presse spéciale.

Dans le système qui vient d'être décrit, tous les cadres filtrants sont placés en parallèle. Autrement dit, le liquide se répartit également sur tous les cadres, de sorte qu'il ne traverse la masse qu'une seule fois; c'est la *filtration simple*. Dans ce système, le débit est exactement proportionnel au nombre de cadres. Il suffira donc pour doubler le débit de doubler le nombre de cadres.

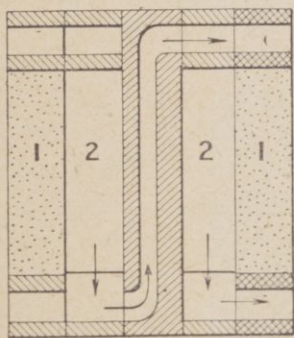


Fig. 41.

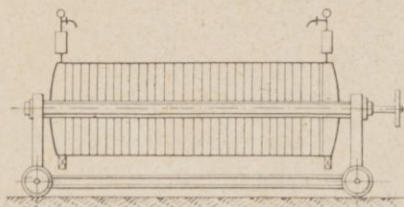


Fig. 42.

Avec des liquides très chargés, il est quelquefois nécessaire de procéder à la *double filtration*. Cette opération peut être réalisée en envoyant le liquide qui a subi la filtration simple dans un second filtre semblable au premier. Mais on peut aussi, avec le filtre à cadres, réaliser la double filtration avec un seul appareil. Il suffit pour cela d'intercaler, au milieu du filtre, un *cadre inverseur* plein comportant un canal intérieur qui ramène le liquide sortant de la première série de cadres, dans l'arrivée de la deuxième série. Ce mode de montage est représenté schématiquement sur la figure 41. La double filtration, réalisée de cette façon, donnera un débit beaucoup plus faible que la filtration simple, si le nombre de cadres n'est pas augmenté.

Filtres modernes à coquilles. — Dans le filtre schématique décrit précédemment, l'arrivée de liquide se faisait en haut des cadres et la sortie en bas.

Cette disposition présente un inconvénient: c'est l'impossibilité de purger l'air des chambres (2) de liquide filtré (fig. 43).

Dans les filtres à coquilles, les canaux d'arrivée de liquide trouble *a*, et de sortie de liquide filtré *b*, sont tous les deux en bas des cadres. En haut se trouvent deux autres canaux symétriques *c*, *d* servant de collecteurs à l'air et à la mousse (fig. 43). En conséquence, chacun d'eux est relié à l'extrémité du filtre à une lanterne en verre munie d'un robinet de purge.

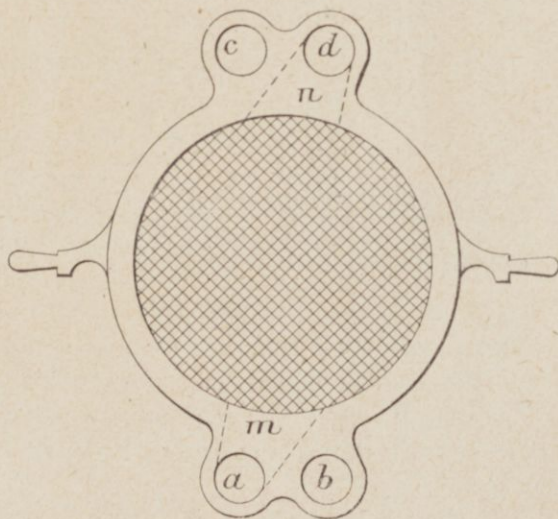


Fig. 43.

La communication entre les canaux et le creux des cadres est réalisée par des fentes plates, *m*, *n*, creusées dans la masse.

La figure 43 représente un cadre correspondant au type schématique 3 ; c'est donc un cadre d'arrivée de liquide trouble, par la fente *m*. L'évacuation d'air se fait par la fente *n* et le canal *d*.

Les cadres de sortie de liquide filtré (type 2 de la figure 43) sont identiques, avec cette différence que les fentes *m* et *n* correspondent respectivement aux canaux *b* (sortie de liquide filtré) et *c* (purge d'air du liquide filtré).

L'ensemble du filtre est alors monté suivant le schéma de la figure 40. Il comporte donc l'ordre d'éléments suivants :

- | | | |
|--|---|--|
| 1 ^{er} groupe | } | Un cadre-grille (2) — sortie de liquide filtré. |
| | | Une coquille à masse pressée (1). |
| | | Un cadre-grille (3) — entrée de liquide trouble. |
| | | Une coquille à masse pressée (1). |
| 2 ^e groupe semblable au 1 ^{er} | } | Un cadre grille (2) |
| | | etc... |
| | | |

Comme leur nom l'indique, les cadres-grilles, qui sont des cadres distributeurs et évacuateurs, ont leur vide intérieur garni d'une grille ou tamis servant de support à la masse des deux cadres à masse contigus.

Dans les derniers modèles de filtres, la masse est serrée assez fortement pour qu'on ait pu supprimer les cadres-grille qui lui servent de support. Dans ce cas, naturelle-

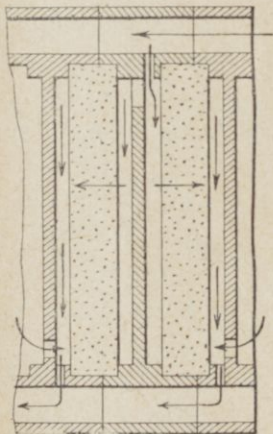


Fig. 44.

ment, les orifices d'arrivée de liquide trouble, de sortie de liquide clair et de purge d'air, sont creusés dans les cadres à masse. Ces derniers modèles sont d'un nettoyage plus facile et d'un montage plus simple que les filtres comportant des cadres-grille. La compression des galettes de masse est obtenue ici avec des presses hydrauliques, à air comprimé, ou à acide carbonique, donnant une pression variant de 2 à 6 kgs par cm^2 , suivant les modèles.

En général, la pression exercée sur les bords est plus forte que dans la partie centrale de la masse.

L'épaisseur des galettes de masse varie de 20 à 60 m/m .

Pour 1 litre de capacité du cadre à masse, il faut environ 275 grammes de masse sèche.

Les galettes de masse humide contiennent, après compression, environ 70 % d'eau.

Dans les filtres à coquilles récents, tout le filtre est constitué par un empilage de coquilles du même modèle, mais dont les orifices d'admission sont alternés.

La figure 44 représente schématiquement le principe de ce système. Chaque coquille comporte un orifice d'entrée (ou de sortie). Les flèches indiquent le sens de circulation liquide.

Les gâteaux de masse sont emprisonnés dans les creux laissés par deux coquilles voisines.

L'avantage de ce système, c'est de comporter un modèle unique de coquilles et aucun tamis. L'étanchéité entre chaque coquille est assurée par un joint annulaire en caoutchouc, inséré sur les bords des coquilles.

Filtres verticaux. — Le filtre vertical est constitué essentiellement par un empilage de plaques circulaires A, munies de rebords à la périphérie et au centre. La superposition des rebords centraux constitue un canal central continu M N (fig. 45).

Le fond de ces plaques pleines est muni, en dessus et en dessous, de nervures radiales m, n . Le vide des nervures radiales supérieures m communique par les fentes S avec le canal central M N. Le vide des nervures inférieures N communique de même avec la chambre B, laissée libre entre le cylindre extérieur plein C, et l'empilage des plaques.

Les galettes de masses pressées sont posées sur les plaques A, et tout l'empilage est serré par une vis de pression à la partie supérieure de l'appareil.

Le liquide trouble arrive par la chambre périphérique B; il pénètre par le vide des nervures N sur les galettes de masse au travers desquelles il filtre.

Le liquide filtré est recueilli dans le vide des nervures m , et s'écoule par les fentes S dans le canal central M N.

Ce filtre est extrêmement simple et facile à nettoyer. Il est parfaitement étanche et les seuls joints nécessaires sont ceux de la plaque d'appui inférieure et de la plaque de serrage supérieure. Par contre, il ne se prête pas à une augmentation de débit par augmentation du nombre de plaques, comme pour les filtres horizontaux.

On ne peut pas non plus disposer un filtre unique de ce genre en double filtration au moyen d'une plaque d'inversion. Les galettes ont 20 millimètres d'épaisseur environ et sont très serrées (à 6 kg. / cm²).

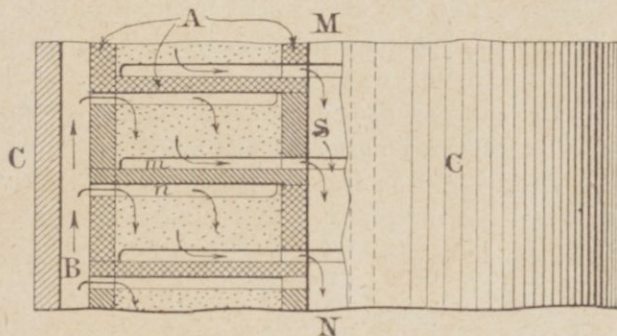


Fig. 45.

FILTRATION PAR LE VIDE

Principe des tambours filtrants. — Dans tous les filtres de cette catégorie, la différence de pression nécessaire à la filtration est provoquée par une succion, ou vide partiel, exercée du côté du liquide clair.

La succion s'opère de l'extérieur vers l'intérieur.

Le rejet du résidu collé à l'extérieur du tissu pendant la filtration se fait automatiquement, par l'air comprimé en général.

Ces filtres ont généralement la forme d'un tambour rotatif. Ce tambour est constitué par une série de cellules juxtaposées suivant les génératrices du cylindre; elles occupent toute la longueur du tambour, parallèlement à son axe.

Les cellules sont recouvertes à l'extérieur par le tissu filtrant et sont reliées à l'appareil à vide.

Dans la rotation du tambour, on peut obliger chaque cellule à présenter sa base devant une pièce fixe à tiroir fournissant l'air comprimé.

Si nous supposons que ce fait se produise sur une génératrice déterminée du cylindre, alors qu'elle va se rapprocher de l'horizontale, on conçoit que le résidu sera rejeté suivant cette génératrice et pourra être éliminé à l'extérieur.

On voit immédiatement les avantages de ce système : la filtration est continue, avec rejet automatique du résidu. Il s'adapte aux matériaux relativement faciles à filtrer, quoique épais.

Dans certains modèles, le tambour est renfermé totalement dans une enveloppe extérieure, et il est complètement immergé dans le liquide à filtrer.

Pendant la rotation, le vide est appliqué aux compartiments au fur et à mesure qu'ils s'élèvent, et se continue jusqu'à ce qu'un tour presque complet soit effectué.

Quand les compartiments arrivent au bas de l'auge, l'aspiration est automatiquement coupée, et l'admission d'air comprimé se fait pour le décolmatage du tissu. Le résidu est rejeté dans un compartiment au fond du réservoir, d'où la masse pulpeuse est extraite par une pompe centrifuge.

Les filtres rotatifs à tambour, avec aspiration par le vide et décolmatage à l'air comprimé, présentent des avantages incontestables sur le filtre-pressé. Par contre, ils ne se prêtent pas, ou mal, au lavage ou épuisement des gâteaux recueillis sur le filtre.

Dans les cas où ce lavage est nécessaire, le type suivant semble préférable.

Filtre à bac ouvert. — Cet appareil consiste en une série de plateaux filtrants rectangulaires, juxtaposés, et réunis à la partie supérieure d'un cadre commun en un dispositif mobile de levage.

En marche normale, ce filtre est immergé dans un bac à niveau constant par le liquide à filtrer, continuellement agité.

Le liquide est aspiré par la succion et les parties solides restent collées sur la surface extérieure.

L'ensemble des cellules, avec le précipité adhérent, est alors sorti du bac au moyen

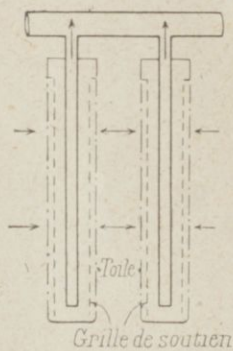


Fig. 46.

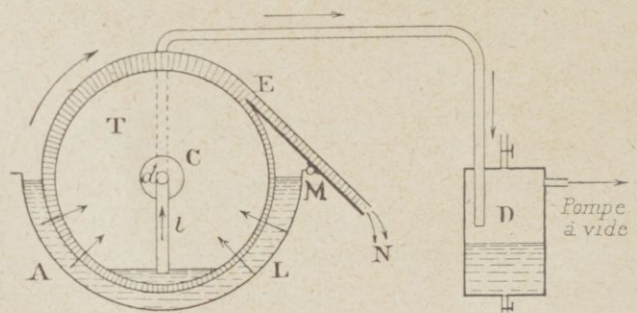


Fig. 47.

d'un palan, amené, puis immergé dans un bac de lavage, où l'épuisement du dépôt se fait, ici encore, par succion.

L'enlèvement du dépôt se fait ensuite, comme dans les filtres précédents, par l'air comprimé. Puis le cycle des opérations recommence.

La figure 46 représente schématiquement un élément de filtre de ce type.

Un type de filtre continu, à vide, très commode et de plus en plus employé, est représenté sur la figure 47.

Il est constitué essentiellement par un tambour métallique T dont la virole cylindrique est en tôle perforée, recouverte de la toile filtrante.

Ce tambour tourne lentement dans une auge A, contenant le liquide trouble à filtrer L.

La rotation se fait sur un arbre creux C par lequel passe le tuyau t, d , relié à la pompe à vide, par l'intermédiaire du vase D. Ce tuyau permet :

- 1° d'établir le vide dans le tambour ;
- 2° d'aspirer le liquide filtré, dans le vase collecteur D.

Sous l'effet de l'aspiration du vide, le liquide filtre à travers la toile sur laquelle la matière insoluble se dépose en formant une couche d'épaisseur croissante.

En un point E, se trouve une raclette fixe M qui détache la couche de dépôt formée et l'évacue en N.

REMARQUE IMPORTANTE. — Dans la plupart des filtres (sauf ceux à masse cellulosique agglomérée) c'est le trouble même du liquide qui constitue la masse filtrante. Le filtratum ne devient donc limpide que lorsque la toile est colmatée par ce dépôt, résultat qui est d'ailleurs rapidement atteint (en général, au bout de quelques minutes).

On conçoit ainsi que la toile joue simplement le rôle de support pour la masse filtrante proprement dite, c'est-à-dire, pour la couche de trouble déposée sur elle. Il n'est donc pas nécessaire d'employer une toile très fine pour avoir un filtratum limpide. C'est ainsi que l'on utilise avec succès des toiles très lâches, comme celle de jute par exemple, ou, même quelquefois, de la toile métallique ou de la tôle perforée. L'essentiel est que les perforations aient une dimension suffisante pour retenir assez de particules insolubles pour former la couche de dépôt au début de la filtration.

Par contre, si l'on cherche à obtenir un filtratum extrêmement limpide en partant d'un liquide qui contient une masse de trouble très faible (liquides voilés ou opalescents) comme c'est le cas pour les vins, bières, eaux, liqueurs, etc..., on est obligé de compter uniquement sur la masse filtrante ajoutée pour réaliser la limpidité désirée. Dans ce cas, l'emploi des filtres à masse agglomérée s'impose.

THÉORIE DE LA FILTRATION

Considérons une paroi filtrante homogène d'épaisseur e et de surface S . Pour que soit réalisé un débit Q , il faut qu'il règne entre les deux faces de la paroi une différence de pression déterminée que nous appellerons R , résistance de la paroi à la filtration.

La loi de filtration est exprimée par la formule de Poiseulle :

$$R = K \frac{Q e}{S} \quad (1)$$

K étant une constante qui dépend à la fois du liquide filtrant et de la porosité de la cloison filtrante.

Remarquons que $\frac{Q}{S} = q$, débit spécifique par unité de surface, $l\ m^2$ par exemple.

Nous pouvons donc écrire :

$$R = K q e \quad (2)$$

La relation (2) exprime simplement ce fait que la résistance à la filtration est :

- 1° Proportionnelle au débit par m^2 de surface filtrante ;
- 2° — à l'épaisseur de la couche filtrante ;
- 3° — à un facteur dépendant de la nature du liquide et de la cloison filtrante.

R est exprimé par la différence de pression entre l'entrée et la sortie du filtre.

Formule générale des filtres-presses. — La relation précédente ne tient compte que de la résistance propre de la cloison filtrante.

Il y a lieu d'y ajouter :

1° Les pertes de charge dans les collecteurs d'entrée et de sortie;

2° Les pertes de charge dans les chambres de filtration (espace compris entre la cloison filtrante et la surface de support voisine).

Pour la plupart des filtres industriels, la première de ces pertes de charge est négligeable. La seconde est de la forme Fq^2 , F étant un coefficient de construction du filtre.

La formule du filtre-presse devient alors :

$$R = Keq + Fq^2$$

Comme nous l'avons vu, le coefficient K dépend à la fois de la nature du liquide filtrant et de la cloison poreuse. On peut donc poser :

$$K = K_1 K_2$$

K_1 , exprimant le degré de viscosité du liquide et son état de trouble, K_2 le coefficient de résistance de la cloison filtrante.

La formule précédente devient alors :

$$R = K_1 K_2 eq + Fq^2 \quad (3)$$

Les trois coefficients K_1 , K_2 et F peuvent se déterminer de la façon suivante :

On pose $K_1 = 1$ pour de l'eau parfaitement limpide. Il suffit alors de deux essais à deux débits différents, avec de l'eau, pour déterminer les coefficients K_2 et F .

Aptitude d'un liquide à la filtration. — En résolvant l'équation (3) et appliquant cette formule à un essai de filtration sur le liquide étudié, on détermine aisément la valeur K_1 , qui fixe la facilité de filtration du liquide.

On déterminerait de la même façon la valeur filtrante d'une cloison poreuse quelconque, en résolvant l'équation (3) par rapport à K_2 et en faisant un essai à l'eau.

REMARQUE. — On ne doit pas perdre de vue que la valeur de K_2 (résistance propre de la paroi filtrante) augmente au fur et à mesure que la filtration s'avance. Cela tient au colmatage progressif des pores de filtration par la matière solide en suspension.

Il résulte de là que, si le filtre est alimenté à pression constante, le débit ira en décroissant à mesure que la filtration se poursuit. Par conséquent, si l'on désire réaliser un débit constant, la pression d'alimentation devra être croissante.

Appréciation de la valeur hydraulique d'un filtre. — Les observations précédentes montrent qu'il est illusoire de baser la commande d'un filtre sur son débit par heure. Il n'y a qu'un moyen de déterminer la valeur hydraulique d'un filtre : c'est par des essais avec de l'eau, dans des conditions bien déterminées, au sujet de la nature de la cloison filtrante et du régime de pression.

FILTRATION DES EAUX

On est obligé de prévoir la filtration des eaux bourbeuses, ou provenant de rivières dont l'eau est limoneuse à certains moments. En outre, c'est un traitement préparatoire recommandable et, souvent même indispensable à la javellisation, si l'eau n'est pas d'une limpidité parfaite.

Le prototype des filtres à eau est le bassin filtrant, à sable et à gravier. Il est constitué en général par un bassin dont le fond filtrant est établi de la façon suivante à partir du bas : cailloux, gros gravier, puis sable.

L'épaisseur de cette couche filtrante peut atteindre 2 mètres ; la grosseur du grain de sable est de $1/2$ à 1 mm .

La filtration se fait de haut en bas à une vitesse (à l'intérieur de la couche) de 1 m/m par seconde au maximum, ce qui conduit à des surfaces considérables. En outre, les dépôts limoneux obstruent rapidement les pores du sable ; il faut alors nettoyer la couche filtrante. C'est un travail long et pénible (extraction, puis lavage du sable, reconstitution de la couche filtrante, etc...).

Tous ces inconvénients ont fait presque complètement abandonner le bassin filtrant pour les filtres métalliques. Ces derniers se construisent suivant deux types : ouvert ou fermé.

Filtres métalliques ou-

verts. Ils sont constitués par des cylindres en tôle munis de

fonds perforés, sur lesquels repose la couche filtrante constituée par du sable lavé à grains de 1 mm , à $1,5 \text{ mm}$. La filtration se fait de bas en haut avec une vitesse d'environ 8 m^3 par m^2 de surface filtrante et par heure.

La surface nécessaire est ici réduite du fait que la facilité de nettoyage permet de procéder à cette opération très fréquemment, chaque 24 heures par exemple.

Pour cela, dans certains appareils, on ferme la sortie de l'eau et on ouvre un orifice de purge placé au bas de l'appareil, puis on amène sous le faux-fond un courant d'air comprimé ou de vapeur. Le sable est brassé énergiquement et le courant d'eau entraîne toutes les particules que la couche filtrante retenait. Quelques minutes suffisent pour cette opération.

Dans d'autres appareils, l'agitation de la masse est obtenue au moyen d'un agitateur commandé par l'intermédiaire d'un engrenage et d'une force motrice extérieure.

La figure 48 représente un filtre ouvert. L'eau à filtrer pénètre dans le tuyau A et arrive dans une rigole annulaire qui la répartit sur tout le pourtour du filtre. L'eau à filtrer traverse la couche B, puis s'échappe par le tuyau C vers le collecteur d'eau filtrée.

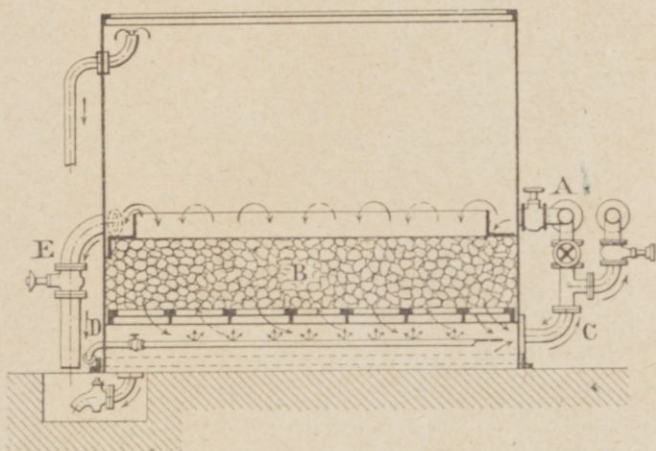


Fig. 48.

Lorsqu'on veut nettoyer l'appareil, on envoie l'eau brute par le tuyau C, celle-ci débouche dans le bas de l'appareil; l'eau traverse ainsi le filtre de bas en haut. On ouvre ensuite la canalisation D (vapeur ou air comprimé). Les bulles de gaz barbotent dans la masse filtrante, aidant ainsi l'eau dans son travail de nettoyage.

L'eau chargée, des impuretés enlevées par le lavage du filtre, s'échappe par la canalisation E vers l'égout.

Le nettoyage précédent dure quelques minutes. On doit le renouveler d'autant plus fréquemment que l'eau est plus sale ou que le débit du filtre est plus grand. Ce type de filtre est celui de « l'Union Thermique ».

Filtres fermés. — Ce type d'appareil présente l'avantage de permettre l'emploi d'eau sous pression, et par suite de faire travailler le filtre à un plus grand débit par mètre carré, par conséquent, de réduire son encombrement et ses frais d'installation.

Les figures 49 et 50 représentent le filtre fermé « Phillips et Pain » avec les cotes

principales correspondant à un débit de 50 m^3 d'eau à l'heure.

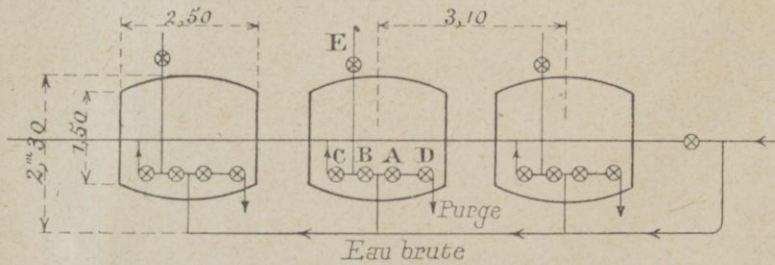


Fig. 49.

- A. Arrivée d'eau brute à filtrer.
- B. Arrivée d'eau brute pour nettoyage à contre courant.
- C. Sortie d'eau filtrée et retour d'eau pour le nettoyage.
- D. Sortie des eaux de lavage.
- E. Entrée d'air comprimé.

Comme on le voit sur la figure, ce filtre multiple (3 éléments) est alimenté par le refoulement d'une pompe centrifuge.

L'eau sortant du filtre est élevée dans un réservoir de 700

hectolitres placé au premier étage (non visible sur les figures). La matière filtrante est constituée par du silex concassé et finement tamisé, et non par du gravier ou du sable quelconque; sa hauteur est de 0 m 50.

La section totale des trois éléments étant de 15 m^2 , la vitesse serait donc de 3 m. 35 à l'heure.

On remarquera que cet appareil est exempt de faux-fonds, sujets à engorgements ou à avaries.

La légende indique le rôle de chaque vanne et les flèches permettent de se rendre compte du parcours de l'eau.

L'eau brute arrive par la partie inférieure du cylindre central F et s'étale au-dessus de la matière filtrante, sans y faire de trouées.

L'eau traversant le filtre est captée par un certain nombre de champignons diviseurs en bronze, démontables, qui constituent chacun une sortie d'eau et obligent ainsi la matière filtrante à travailler uniformément.

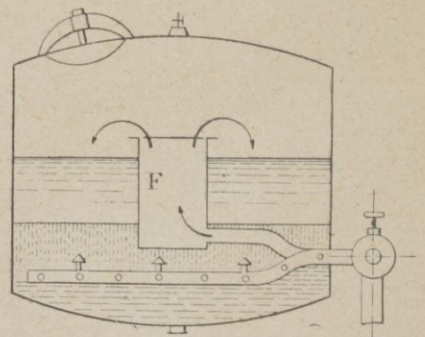


Fig. 50.

Le silex est nettoyable à volonté par renversement de courant. Si l'on dispose d'air comprimé, il suffit d'en faire pénétrer dans la tuyauterie d'eau de lavage au

moment des renversements (par le robinet E), pour obtenir un nettoyage très efficace. Ce type de filtre est excellent, bien que plus coûteux que les précédents.

Filtre fermé de l' « Union Thermique ». — Cet appareil est représenté sur la figure 51.

L'eau à filtrer pénètre par le tuyau A, se répartit au moyen d'une rigole circulaire sur la surface filtrante qu'elle traverse de haut en bas, puis s'échappe après filtration par le tuyau C.

Pour laver le filtre, on envoie l'eau de lavage par la canalisation C en même temps qu'on ouvre la vanne D (air comprimé ou vapeur). Le filtre se nettoie par brassage, et l'eau sale provenant de ce nettoyage est évacuée par le collecteur central F et le tuyau E.

Le nettoyage du filtre dure de 3 à 5 minutes. Il est d'autant meilleur que la vitesse et la pression de l'eau de lavage sont plus élevées.

Calcul des filtres à sable. — La formule de filtration déjà trouvée $r = Kqe$ est encore applicable ici. On peut l'écrire :

$$q = \alpha \frac{H}{e}$$

q étant le débit du lit filtrant en litres par m^3 /heure, H la résistance exprimée ici par la pression évaluée en mètres d'eau, e l'épaisseur du lit filtrant en mètres, mesurée dans le sens du mouvement de l'eau, α un coefficient dépendant de la nature, du lit filtrant.

On admet en général $e = \frac{H}{5}$, au maximum.

D'après les essais de la Commission Royale des Canaux de Munster (1892), les valeurs de α seraient les suivantes :

| | |
|---|-------------------|
| Sable, grain de 0,4 à 0,8 m/m | $\alpha = 32$ |
| — — — 0,1 à 0,3 m/m | $\alpha = 9$ |
| — avec trace d'argile | $\alpha = 3$ |
| Marne, battue étant humide | $\alpha = 0,0035$ |
| Argile grasse | $\alpha = 0,0020$ |

Voici d'autres chiffres : (applicables au débit évalué en m^3 /heure).

| | |
|---|----------------|
| Sables à filtres, lavés, de la Distribution de Hambourg | $\alpha = 82$ |
| Gravier moyen, grains de 4 à 7 m/m | $\alpha = 126$ |
| — fin — de 2 à 4 m/m | $\alpha = 108$ |
| Gros sable, grains de 1 à 2 m/m | $\alpha = 49$ |
| Sable moyen, grains de 0,3 à 1 m/m | $\alpha = 1,8$ |

(D'après les expériences de Welitschkowsky).

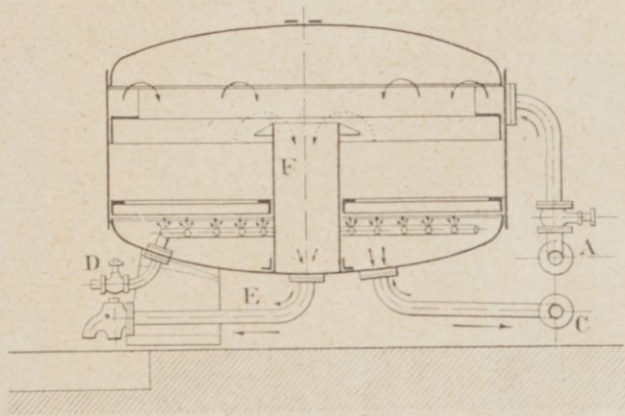


Fig. 51.

Si la couche filtrante est formée de couches superposées de grains divers, c'est d'après celle du grain le plus fin que l'on doit calculer q , même quand cette couche a seulement quelques centimètres d'épaisseur.

Quand les grains divers sont mélangés, la résistance est maximum si le grain le plus fin peut se loger dans les interstices du plus gros. On calcule alors q , comme si toute la couche était constituée avec le grain le plus fin.

La perméabilité de l'argile déposée à l'état de vase est environ 1000 fois plus grande que celle de la même argile comprimée à l'état humide.

CHAPITRE VIII

SEPARATION PAR LA FORCE CENTRIFUGE

1° APPAREILS DE CENTRIFUGATION

a) **Type « Essoreuse »**. — Le prototype le plus simple des séparateurs centrifuges est la turbine essoreuse. Elle se compose essentiellement d'un panier métallique B à parois latérales formant tamis (fig. 52).

Ce panier, qui contient la matière à essorer, tourne à une grande vitesse autour d'un axe A. Sous l'effet de la force centrifuge, le liquide est expulsé à travers le tamis (suivant les flèches de la figure).

Il est visible que le type « essoreuse » ne peut convenir que pour la séparation à exercer entre un liquide et une matière solide dont les fragments sont assez gros pour être retenus par le tamis et dont la viscosité ne soit pas telle qu'il se produise un colmatage prématuré de la surface filtrante.

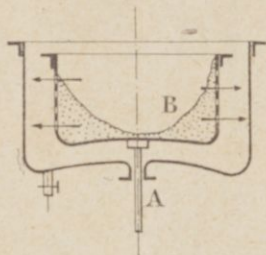


Fig. 52.

b) **Type « écrémeuse »**. — Chacun connaît, au moins de nom, l'écrémeuse centrifuge. Elle est composée en principe d'un bol métallique à parois pleines tournant rapidement autour d'un axe central et dans lequel on introduit le lait à écrémer. Nous rappellerons sommairement le principe de cet appareil.

Le lait est composé d'environ : 90 % de petit lait de densité 1,036, et de 10 % de crème de densité 0,640. Comme le bol (fig. 53) est animé d'une vitesse pouvant atteindre 6 000 t/m, il se produit une séparation par ordre de densités : le petit lait, plus lourd, étant appliqué contre la périphérie du bol *l*, tandis que la crème, plus légère, forme une couche intérieure *C*.

Ces deux couches sont soutirées d'une façon continue par les siphons *L* et *G*, pendant qu'une quantité correspondante de lait pénètre par le tube central *N*.

En somme, le type « écrémeuse » est caractérisé : par une vitesse de rotation plus grande, par un bol plein, et, accessoirement, par un soutirage continu des constituants, avec alimentation également continue.

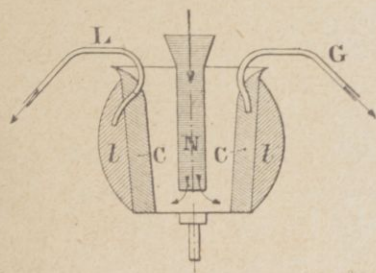


Fig. 53.

On peut rattacher à ce type la turbine de la Compagnie Générale Électrique de Nancy, représentée sur la figure 54.

Elle se compose essentiellement du bol P de 20 litres environ, en laiton embouti et monté directement sur l'arbre du moteur électrique M, à axe vertical.

La vitesse varie de 1 000 à 2 400 t/m.

L'opération est continue, le liquide entre à la partie supérieure du bol, et le liquide clair est extrait continuellement par siphonage au moyen d'un tube recourbé, comme dans l'écrémeuse.

Le trouble se colle contre la paroi.

Lorsque la turbine doit travailler à des vitesses dépassant 1 800 t/m, il est bon de nickeler la paroi intérieure du bol. On réalise en effet avec ces vitesses, des pressions tellement élevées que le cuivre devient poreux.

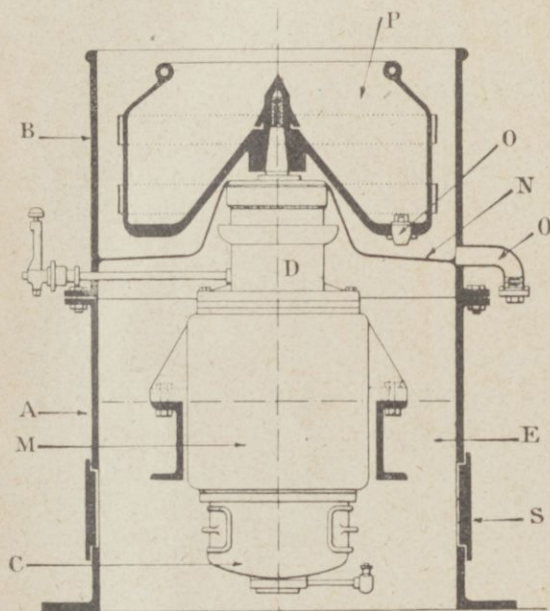


Fig. 54.

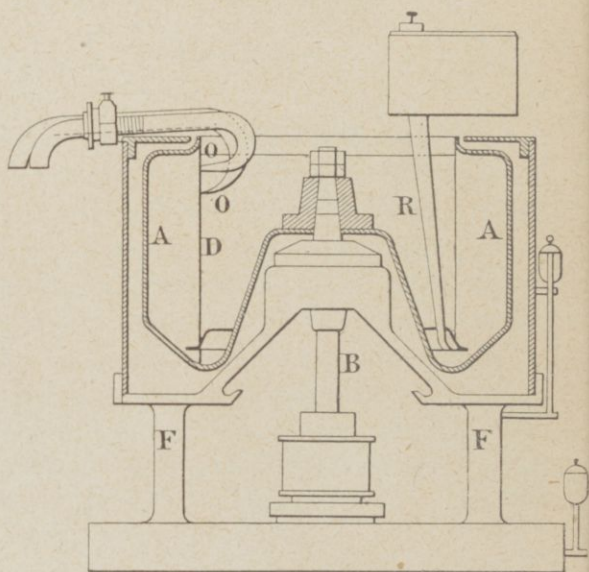


Fig. 55.

A la même catégorie appartient le clarificateur centrifuge Hignette, dont un type est représenté sur la figure 55.

Il se compose d'un bol A monté sur un arbre moteur vertical pouvant tourner à une vitesse de 1 200 à 4 000 t/m, suivant le diamètre du bol. L'alimentation continue se fait par le tuyau R, et l'extraction continue, par les deux sucettes O, O'.

Le bol est muni de cloisons ou volets D, qui sont destinés à entraîner le liquide pendant la rotation. Sans cette précaution, le liquide pourrait ne pas prendre la vitesse du bol.

Pour extraire le liquide séparé du dépôt, on utilise la buse recourbée O. Sous l'influence de la rotation, le liquide pénètre par l'orifice de cette buse, d'où il est refoulé à l'extérieur. Le bec de cette buse doit seulement affleurer le liquide, sans quoi, celui-ci serait troublé par le dépôt.

On laisse le dépôt s'accumuler jusqu'à ce qu'il ait atteint l'épaisseur voulue. A ce moment, on arrête l'alimentation et l'on évacue le restant du liquide de la façon suivante : on avance progressivement vers la paroi A le bec O, jusqu'à ce qu'il vienne effleurer la

couche de dépôt. Le restant de liquide se trouve ainsi évacué à l'extérieur.

Si l'on veut continuer l'assèchement du dépôt, on continue à tourner pendant quelque minutes, en avançant toujours le bec de la buse.

Si, au contraire, on ne vise pas à l'obtention d'un dépôt sec, on continue à avancer la buse vers la paroi de façon à prélever le dépôt lui-même, qui est alors refoulé à l'extérieur sous forme d'un boudin visqueux.

Quand cette extraction est terminée, on ramène la buse à sa position primitive et l'on recommence à nouveau la suite des opérations.

Cet appareil se construit pour des débits de liquide variant de 500 à 8 000 litres par heure, avec une puissance absorbée, en pleine marche, comprise entre 1,5 et 4,5 Ch.

Ce séparateur est utilisé dans les distilleries pour l'extraction de la levure.

c) Type à « Assiettes. » — Dans ces appareils dérivés des précédents, le dégrossissage s'opère comme dans le bol de l'écrèmeuse, mais le finissage a lieu entre des assiettes, qui servent à diviser le courant liquide en couches minces. Dans ces conditions, les parties lourdes n'ont qu'un faible parcours à effectuer pour être déposées.

Nous décrirons l'appareil Hignette de ce type, (figure 56.) Il se compose en principe d'un bol tournant à 6 000 t/m. environ. A l'intérieur de ce bol est disposé un jeu d'assiettes, très rapprochées les unes des autres et formant un empilage conique, qui divise le liquide en une série de nappes très minces. L'efficacité de ce dispositif est telle qu'un bol à assiettes tournant à 6 000 t/m effectue le même travail qu'un bol ordinaire semblable tournant à 20 000 t/m.

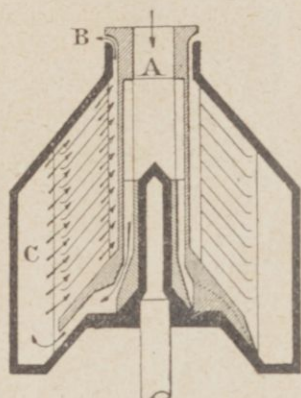


Fig. 56.

La marche du liquide est la suivante : le liquide introduit en A (fig. 56) descend suivant la flèche, passe sous l'assiette inférieure et arrive dans l'espace annulaire C, où se fait le dégrossissage. De là, il remonte entre les assiettes vers l'axe du bol. Pendant ce trajet, le finissage se produit, c'est-à-dire que les particules légères, qui ont échappé à la simple action précédente, n'ayant plus qu'un faible parcours à franchir pour rencontrer une surface de dépôt, se trouvent rapidement séparées.

Le dépôt ainsi séparé se dirige vers la paroi cylindrique du bol C, où les particules se déposent, et le liquide clarifié s'écoule en B.

Par suite de la disposition particulière des assiettes, le dépôt qui s'achemine vers la paroi ne peut être heurté par le courant ascendant du liquide. Le bol restant constamment plein, le liquide clarifié est évacué en proportion du liquide admis. Le liquide clair sortant en B est recueilli dans un réceptacle annulaire reposant sur le bâti de l'appareil, d'où il s'écoule par une tuyauterie spéciale.

Quand l'espace annulaire est aux trois quarts plein d'impuretés, on arrête le bol pour extraire le dépôt. Cette vidange se fait avec facilité : on retire le réceptacle annulaire, le couvercle du bol et tout l'empilage d'assiettes (qui s'enlève d'une seule pièce), puis on remplace ce bol par un bol de rechange tout prêt.

On applique le même principe au turbinage, avec alimentation et extraction continues, mais seulement dans le cas où l'on ne vise pas à l'obtention d'un dépôt asséché, lorsqu'il s'agit de séparer deux liquides de densités différentes.

Le dispositif employé dans le dernier cas est représenté par la figure 57. Le liquide introduit en A descend suivant la flèche, pénètre dans le jeu d'assiettes au bas des colonnes verticales (figurées en pointillé) que forment des trous pratiqués dans les assiettes. Il remonte dans ces colonnes suivant la flèche et se sépare, sous l'influence de la force centrifuge, en ses éléments constitutifs : le liquide lourd se dirige vers la paroi cylindrique du bol, remonte au-dessus de l'assiette supérieure (qui n'est pas perforée) et s'évacue par la sortie C.

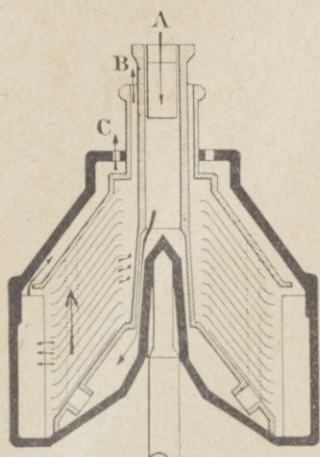


Fig. 57.

Le liquide léger se dirige vers l'axe de l'appareil et s'évacue en B.

Ce dernier type d'appareil convient en particulier pour séparer des mélanges d'huile et d'eau; les impuretés viennent se déposer contre la paroi cylindrique du bol.

Ces turbines se construisent pour des débits horaires compris entre 700 litres et 10 000 litres, avec un bol de diamètre compris entre 22 et 34 cm. La puissance absorbée, en marche, varie de 1 à 2 Ch.

d) **Turbine à filtration centripète.** — L'inconvénient du type « essoreuse » est le colmatage de la surface filtrante. Cette difficulté a reçu une élégante solution dans la turbine à filtration centripète de Gee (fig. 58).

Le liquide, arrivant par le tuyau B, est d'abord soumis à la centrifugation sur la périphérie A du bol, où se fait la séparation des impuretés lourdes. Puis, pour sortir en C, il est obligé de subir une filtration centripète sur le filtre F, en forme de panier tronconique.

Cet artifice est très ingénieux; il permet en effet d'utiliser la force centrifuge, non seulement pour séparer le dépôt, mais encore pour décolmater automatiquement la surface du filtre.

Pour faciliter l'enlèvement du dépôt laissé sur les parois du tambour extérieur, celui-ci est constitué par l'assemblage de 6 segments disposés comme les douves d'un tonneau. Pour extraire ce dépôt, il suffit de démonter ces 6 douves et de les remplacer par des douves de rechange.

Cet appareil, construit en Angleterre, se fait en deux modèles : l'un a un bol de 30 centimètres de diamètre, tournant à 2 000 t/m; l'autre a un bol de 90 centimètres et tourne à 1 000 t/m.

e) **Appareils supercentrifuges.** — Ces appareils, d'origine américaine, sont connus sous le nom de « turbines supercentrifuges » de Sharples. Ils sont constitués par un bol de faible diamètre et de grande hauteur. Cette disposition est justifiée par l'énorme vitesse de rotation, qui peut atteindre, pour les petits appareils, 40 000 t/m. Dans ce cas, le diamètre du bol est de 12 centimètres et sa hauteur 70 centimètres environ.

La vitesse des appareils les plus grands est d'environ 17 000 t/m. A cette vitesse, l'action de la force centrifuge sur le bol est environ 17 000 fois celle de la pesanteur. Grâce à ces pressions énormes, on conçoit qu'il soit possible de réaliser des séparations irréalisables par tout autre moyen.

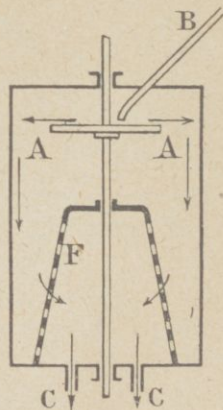


Fig. 58.

Nous nous contentons de citer ces appareils, parce que leurs rapports de construction justifient la théorie exposée plus loin.

2° THÉORIE DES SÉPARATEURS CENTRIFUGES

Valeur de la force centrifuge. — Rappelons que la valeur f de la force centrifuge sur un point P tournant à la vitesse de N tours/minute à l'extrémité d'un rayon R est donnée par la relation :

$$f = 0,0011 PRN^2 \quad (1)$$

déduite elle-même de la formule connue : $f = M \frac{V^2}{R}$

On voit que l'intensité de cette force croît proportionnellement au rayon et au carré de la vitesse de rotation.

Forme de la nappe liquide centrifugée. — Une molécule liquide centrifugée est en équilibre sous l'action de deux forces : la force centrifuge f et son propre poids p . La résultante de ces deux actions est donc F (fig. 59).

En fait, aux vitesses qui nous intéressent ici, p est négligeable par rapport à f , de sorte qu'en réalité la résultante F se confond avec f ; elle est horizontale.

Or, on sait que la nappe superficielle d'un liquide, ou au moins son plan tangent en chaque point, est perpendiculaire à la direction de la résultante des forces qui s'exercent sur elle. Par exemple, dans le cas d'un liquide au repos, la seule force agissante est la pesanteur, de direction verticale, la nappe liquide est donc un plan horizontal.

Dans le cas du liquide centrifugé, la résultante étant horizontale, le profil de la nappe sera vertical; elle formera donc une gaine cylindrique, moulée sur le bol, comme l'indique la figure 59.

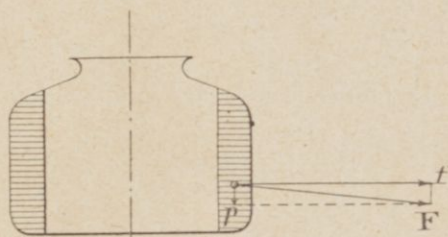


Fig. 59.

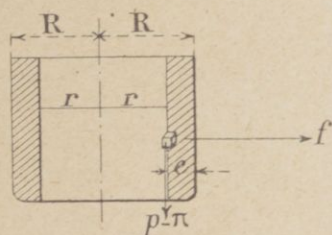


Fig. 60.

Action de la force centrifuge sur les solides en suspension. — Considérons (fig. 60) une particule solide, cubique de poids spécifique d , de poids p et d'un volume de 1 centimètre cube soumise à la centrifugation dans un liquide de poids spécifique d' .

La poussée verticale subie par cette particule sera $\pi = d'$. Tout se passera donc comme si le poids soumis à la force centrifuge était :

$$p - \pi = d - d'$$

La formule (1) nous donne alors :

$$f = 0,011 (d - d') r N^2$$

Or, la vitesse de déplacement v d'une particule immergée, soumise à une force f , est d'après Stokes : $v = Kf$, K étant un coefficient inversement proportionnel à la viscosité du liquide et, approximativement, au côté du cube (égal ici à 1). On aura donc :

$$v = \frac{1}{\alpha} (d - d') r N^2$$

α étant un coefficient proportionnel à la viscosité du liquide. •

Le temps t de parcours de cette particule, pour atteindre la périphérie du bol, est proportionnel à la longueur du parcours qu'elle doit effectuer et inversement proportionnel à sa vitesse v .

Or, on travaille pratiquement avec une couche de liquide sur la paroi d'épaisseur constante. Nous pouvons donc écrire que cette épaisseur e est :

$$e = nR$$

d'où :

$$r = R(1 - n)$$

Le temps de parcours de la particule sera donc :

$$t = \frac{e}{v} = \alpha \frac{n}{(d - d')(1 - n)N^2}$$

En réalité, la vitesse v n'est pas constante, puisque f croît du centre à la périphérie, mais nous verrons plus loin que l'on a intérêt à avoir e aussi faible que possible. Par conséquent, pour de bonnes conditions de marche de la turbine, on peut admettre $v =$ constante.

Débit de la turbine. — Soit Q ce débit supposé constant et h la hauteur du bol.

Pour que la continuité du débit soit assurée, il faut que le temps t' de montée verticale le long des parois du bol soit égal au temps t de décantation horizontale.

Or, on a approximativement :

$$t' = \frac{2\pi R e h}{Q} = \frac{2\pi R^2 n h}{Q} = K \frac{nV}{Q}$$

V étant le volume intérieur du bol.

En posant maintenant $t = t'$, on trouve finalement :

$$Q = \frac{V}{\beta} (d - d') (1 - n) N^2$$

On voit que le débit Q sera d'autant plus grand que n sera plus petit, autrement dit, que la nappe verticale de liquide sera plus mince.

Supposons donc cette condition réalisée, c'est-à-dire n très petit ; on aura :

$$Q_{\max.} = \frac{V}{\beta} (d - d') N^2$$

β étant proportionnel à la viscosité du liquide.

En résumé, le débit maximum sera :

- 1° proportionnel à la capacité du bol V ;
- 2° — au carré de la vitesse de rotation N^2 ;
- 3° — à la différence des densités $(d - d')$;
- 4° inversement proportionnel à la viscosité du liquide.

Application. — Avec les unités choisies ci-après, le coefficient de viscosité du liquide β est compris entre 20 000 et 30 000. Il s'agit de calculer dans ces conditions le débit horaire d'un séparateur continu de levure dont le bol a une capacité de 60 litres et tourne à 2 700 t/m.

Le poids spécifique de la levure extraite est supposé : $d = 1,125$; celui du liquide : 1,015 (humidité de la levure séparée : 72 %).

Nous prendrons pour β la valeur moyenne $\beta = 25\ 000$. Le débit maximum sera alors :

$$Q_{\max} = \frac{60}{25\ 000} (1,125 - 1,015) \overline{2\ 700^2} = 1\ 920 \text{ litres/heure.}$$

Cet appareil peut donc traiter par heure de 1 900 à 2 000 litres de levure liquide.

Séparation du trouble de bacs. — Le trouble de bacs de brasserie, séparé par filtre-pressé, a un poids spécifique d'environ 1,090 (pour une humidité finale de 73 %). En supposant une densité du moût de 1,04, la différence de densités serait donc ici de :

$$d - d' = 1,09 - 1,04 = 0,05$$

tandis que pour le mélange : levure + bière, nous avons :

$$d - d' = 1,125 - 1,015 = 0,11$$

soit environ le double du chiffre précédent.

On voit donc qu'à viscosités égales, le débit du séparateur de trouble serait environ deux fois plus faible que celui du séparateur de levure (pour un même appareil et une même vitesse). Comme, d'autre part, la viscosité du moût est notablement plus élevée que celle de la bière, on se rend immédiatement compte que la séparation du trouble présentera bien plus de difficultés que celle de la levure. C'est pour cette raison, et pour conserver à l'appareil un débit acceptable, que l'on donne aux séparateurs de trouble une vitesse notablement plus grande.

Pression dans la couche de dépôt. — Considérons, dans la couche de dépôt, un élément radial $abcd$ d'une section transversale de 1 centimètre carré. Le rayon moyen de rotation de cet élément est sensiblement :

$$\rho = R - \frac{e}{2}$$

et la force centrifuge qui s'exerce sur lui :

$$f = 0,0011 P \rho N^2$$

Si d est le poids en kilogrammes de l'élément considéré, on aura :

$$P = ed$$

e étant exprimé en centimètres.

La pression en kilogrammes par centimètre carré sur la couche périphérique sera donc :

$$f = 0,0011 ed \left(R - \frac{e}{2} \right) N^2$$

EXEMPLE. — Appliquons cette formule au cas d'une levure turbinée à 2 300 t/m dans un bol de 0 m. 40 de rayon.

Nous supposons que la couche de levure a une épaisseur de 10 centimètres. Son humidité étant de 72 %, le poids spécifique correspondant est : $d = 0,001123$ (en kilogrammes par centimètre cube).

On a alors :

$$f = 0,0011 \times 10 \times 0,001123 (0,40 - 0,05) \overline{2.300^2} = 22,9 \text{ kg/cm}^2.$$

Remarquons d'ailleurs que cette pression croît à mesure que l'assèchement s'avance puisque, comme résultat de cet assèchement, le poids spécifique augmente, valeur limite : ($d = 0,00145$) pour de la levure absolument sèche.

Le calcul précédent montre aussi que, toutes autres conditions égales, l'assèchement du dépôt sera d'autant meilleur que sa densité sera plus forte.

Ainsi, pour les mêmes conditions de turbinage que celles de l'exemple précédent, on aurait eu, avec du trouble de bac :

$$f = 22,9 \times \frac{1,09}{1,125} = 22 \text{ kg.2 par cm}^2.$$

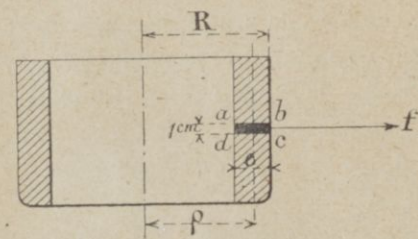


Fig. 61.

Principes rationnels de construction. — La capacité du bol peut être augmentée, soit par l'accroissement du diamètre D , soit par celui de sa hauteur h . Il est facile de se rendre compte cependant que des nécessités impérieuses de construction limitent l'accroissement du diamètre.

En effet, à vitesse N égale, f croît proportionnellement à R , donc à D .

D'autre part, le travail élastique α par unité de section des parois du bol est donné par la relation :

$$\alpha = \frac{Df}{2\varepsilon}$$

ε étant l'épaisseur de la paroi, et f la pression normale par unité de surface des parois. On aura donc, pour le bol vide :

$$f = k \frac{PDN^2}{S}$$

P étant ici le poids du bol vide, soit $P = k'' D \varepsilon h$, et S sa surface latérale : $S = \pi Dh$. Donc :

$$f = k D \varepsilon N^2$$

(Avec le bol plein, cette relation conserve la même forme, seulement la constante k est différente).

En portant cette valeur dans l'équation de résistance élastique, on trouve finalement :

$$\varepsilon = A D^2 N^2 \quad (\text{avec } A = \text{constante}).$$

Par conséquent: « Le taux de travail élastique ε du métal du bol est proportionnel au facteur $(DN)^2$, à épaisseur égale, et indépendant de la hauteur du bol. »

On a donc intérêt à réaliser la capacité voulue (c'est-à-dire le débit imposé) en augmentant h plutôt que D . Cette règle est d'autant plus impérieuse que les difficultés d'équilibrage du rotor croissent très rapidement avec son diamètre.

Par contre, si l'élimination du dépôt n'est pas continue, on est obligé d'avoir un diamètre suffisant pour permettre l'accumulation de ce dépôt et éviter des arrêts trop fréquents pour son enlèvement.

Le calcul précédent justifie entièrement les rapports de dimensions des bols adoptés pour les turbines supercentrifuges (faible diamètre, grande hauteur).

Réalisation de la continuité d'écoulement. — Ce problème se présente dans le cas du turbinage continu.

Soit Q le débit total et a, b , les proportions des deux constituants à extraire.

La turbine fonctionnant en régime uniforme à une vitesse déterminée, on doit satisfaire à une double condition de continuité :

1° On doit avoir :

$$Q = a + b$$

2° Le mélange introduit étant défini par la proportion $\frac{a}{b} = n$, les écoulements correspondants de sortie devront être dans le même rapport.

On voit immédiatement que, pour satisfaire à cette double condition, il faut pouvoir :

1° Régler l'admission du mélange dans le bol;

2° Régler le débit de l'une des sorties.

Dans les appareils du type « écrémeuse », le réglage s'opère avec une vis qui vient obturer plus ou moins l'un des canaux de sortie.

Dans les appareils à bol de grand diamètre, on enfonce plus ou moins le tube qui aspire le liquide lourd. Enfin, dans les appareils à très grande vitesse, on a des anneaux déversoirs, de diamètre intérieur variable, qui viennent diaphragmer également des orifices de sortie symétriquement disposés autour de l'axe.

Dans le cas où l'extraction des constituants se fait par des sucettes, comme dans le type « écrémeuse », on dispose l'orifice de suçage de telle sorte que le liquide y pénètre par inertie, sous l'influence de la pression due à la vitesse de rotation.

CHAPITRE IX

STATIQUE ET DYNAMIQUE DES GAZ

Propriétés générales des gaz

Les pressions des gaz et des vapeurs se mesurent, soit en atmosphères, soit en kilogs par centimètre carré. Quelquefois ces pressions sont rapportées au mètre carré.

La pression absolue est mesurée par rapport au vide absolu; la pression relative est égale à la pression absolue diminuée de la pression atmosphérique. C'est ainsi que les manomètres usuels donnent les pressions relatives en kilogs par centimètre carré.

Dans toutes ces mesures, la pression atmosphérique est prise égale à $H = 760$ millimètres de mercure (pression barométrique dite « normale »). Cette pression est égale à celle d'une colonne d'eau de $10\text{ m }33$. *L'atmosphère normale* correspond donc à une pression de $1\text{ kg }033$ par centimètre carré.

Compression des gaz — Loi de Mariotte. — « Pour une même masse de gaz maintenue à *température constante*, les volumes sont en raison inverse des pressions. »

Soit V_0 le volume correspondant à la pression P_0 , et V_1 le volume correspondant à la pression P_1 . On aura :

$$\frac{P_1}{P_0} = \frac{V_0}{V_1} \quad \text{soit} \quad P_0 V_0 = P_1 V_1$$

REMARQUE IMPORTANTE. — La loi de Mariotte s'applique aux *pressions absolues*, et non aux pressions relatives. Elles n'est valable que si la température reste constante pendant la compression ou la détente; c'est ce qu'on exprime en disant que la compression ou la détente sont *isothermiques*. Or, ce cas n'est pas réalisé *naturellement*, étant donné que la compression a pour effet d'échauffer le gaz comprimé, tandis qu'inversement, la détente le refroidit. Par conséquent, pour qu'une compression soit isothermique et qu'elle soit soumise à la loi de Mariotte, il faut que le compresseur soit refroidi artificiellement, de façon à maintenir la température du gaz constante.

Dilatation des gaz. — La chaleur dilate les gaz, comme les liquides et les solides. On appelle coefficient de dilatation la proportion d'augmentation de volume pour un échauffement de 1° ; on le désigne par α .

Pour l'air et les gaz parfaits, ce coefficient de dilatation a pour valeur :

$$\alpha = \frac{1}{273} = 0,003665$$

Ce qui veut dire que, pour un échauffement de 1° , le volume gazeux augmente de $\frac{1}{273}$ de sa valeur initiale.

D'après cette définition, si V_0 est le volume gazeux à 0° et V le volume à t° , après dilatation, on aura :

$$V = V_0(1 + \alpha t)$$

EXEMPLE :

Déterminer à 480° le volume de 1 mètre cube d'air mesuré à 0° .

$$\text{On aura : } V = 1 \left(1 + \frac{1}{273} \cdot 480\right) = 2 \text{ m}^3 \text{ 738}$$

Compression et dilatation. — Si le volume gazeux passe de V_0 à V par échauffement, et qu'en même temps la pression passe de p_0 à p , on aura : $pV = p_0 V_0(1 + \alpha t)$.

Cela résulte du fait que le volume initial V_0 se dilate, en même temps qu'il est comprimé.

Si V_0 représente le volume de gaz en m^3 par kilog, le produit $p_0 V_0$ est constant.

Pour les gaz parfaits, il est égal à 7 850,7. Donc :

$$pV = 7850,7 \left(1 + \frac{1}{273} t\right) = 7850,7 \times \frac{1}{273} (273 + t)$$

$$pV = 29,27 (273 + t)$$

Or, nous verrons plus loin que $(273 + t)$ représente la *température absolue* T , correspondant à la température centigrade t .

Par conséquent :

$$pV = 29,27 T$$

Le coefficient 29,27 de la formule précédente n'est applicable qu'aux *gaz parfaits*, c'est-à-dire *très éloignés de leur point de liquéfaction*, à l'air sec par exemple. D'une façon générale, la formule des gaz est :

$$pV = RT$$

R étant un coefficient qui dépend de la nature du gaz, et dont voici quelques valeurs :

| | |
|-------------------------------|--------------|
| Air pur et sec | $R = 29,27$ |
| Acide carbonique | $R = 19,154$ |
| Ammoniaque | $R = 49,47$ |
| Anhydride sulfureux | $R = 13,2$ |
| Gaz d'éclairage | $R = 71,4$ |
| Vapeur d'eau | $R = 47$ |

Il faut bien remarquer que, dans l'application de la formule :

$$PV = RT$$

V représente le volume en m^3 occupé par 1 kilog de gaz, P la pression absolue en kilogs par m^2 , et T la température absolue (température centigrade + 273).

R dépend du poids moléculaire suivant la formule :

$$R = \frac{848}{m}$$

m étant le poids moléculaire.

EXEMPLES. — 1° Calculer le poids spécifique à la pression P et à la température t° (soit la température absolue $T = t + 273$).

On déduit de la formule précédente :

$$V = \frac{RT}{P}$$

qui donne le volume occupé par 1 kg. de gaz dans les conditions énoncées.

Or le poids du m^3 sera $\frac{1}{V}$, c'est-à-dire :

$$\text{Poids du } m^3 = \frac{\text{Pression absolue en kilogs par } m^2}{R \times \text{température absolue}} = \frac{P}{RT}$$

Soit à déterminer le poids du m^3 d'air à 27° (soit : $27 + 273 = 300^\circ$ absolus), à la pression de 100 kgs par cm^2 (soit 1 000 000 kgs par m^2).

On aura alors :

$$\text{Poids du } m^3 \text{ d'air (à } 27^\circ \text{ et 100 kilogs)} = \frac{1\,000\,000}{29,27 \times 300} = 113 \text{ kgs. } 88.$$

2° Dans les conditions précédentes de température (27°) et de pression (100 kilogs par cm^2), quel serait le poids d'air contenu dans un récipient de 2 mètres de long et 0^m16 de diamètre ?

Le volume du récipient est (fig. 62) :

$$0,785 \times 0,16^2 = 0,0402 \text{ } m^3$$

et le poids :

$$0,0402 \times 113,88 = 4,58 \text{ kilogs.}$$

3° En admettant que la température du récipient précédent s'abaisse de 27° à 7° (280° absolus), quelle sera la pression intérieure à cette nouvelle température ?

Le volume de l'air est évidemment resté constant et le volume occupé par 1 kilog est égal à :

$$V = \frac{0,0402}{4,58} = 0,00877 \text{ } m^3$$

La pression correspondante sera :

$$P = \frac{RT}{V} = \frac{29,27 \times 280}{0,00877} = 934\,500 \text{ kilogs par } m^2,$$

soit 93,45 kilogs par cm^2 .

4° Supposons que la température de l'air sortant du compresseur qui alimente le réservoir soit 87° (360° absolus) ; on demande la contraction subie par 1 kilog d'air

dont la température s'abaisse à 7°, la pression étant maintenue constante à 100 kilogs par le fonctionnement du compresseur ?

Il est évident que l'air refoulé par le compresseur se contracte en rentrant dans le réservoir S, puisque, sans que la pression change, la température s'abaisse brusquement de :

$$87 - 7 = 80^\circ$$

La réduction de volume correspondante sera :

$$v = \frac{R(T - T')}{P} = \frac{29,27 \times 80}{1\,000\,000} = 0,00234 \text{ m}^3$$

N. B. — Pour d'autres gaz que l'air, les calculs seraient identiquement les mêmes, mais il faudrait remplacer le coefficient 29,27 de l'air par la valeur R donnée plus haut pour chaque gaz.

Valeur de la constante R. — La constante R dépend uniquement du poids moléculaire du gaz *m*, suivant la formule :

$$R = \frac{848}{m}$$

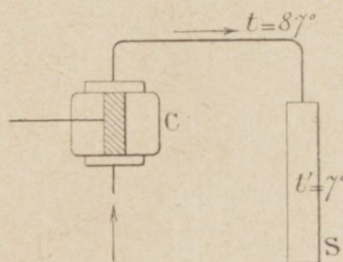


Fig. 62.

Le tableau suivant donne la valeur de μ pour quelques gaz et vapeurs :

| GAZ | FORMULE | POIDS MOLÉCULAIRE |
|-------------------------------|--------------------|-------------------|
| Air | — | 28,95 |
| Oxygène | O ² | 32 |
| Azote | N ² | 28,08 |
| Acide carbonique | CO ² | 44 |
| Anhydride sulfureux | SO ² | 64,06 |
| Ammoniaque | NH ³ | 17,06 |
| Chlorure de méthyle | CH ³ Cl | 50,47 |

Enfin, on a la relation suivante entre le poids spécifique δ et le volume spécifique v

$$v \delta = 1$$

Densités et poids des gaz. — Pour les corps solides ou liquides, la densité est égale au rapport entre le poids du corps et le poids d'un égal volume d'eau. La densité ne doit pas être confondue avec le poids spécifique, qui est le poids de l'unité de volume.

En pratique, ces deux chiffres diffèrent peu pour les corps solides ou liquides, étant donné que la densité est rapportée alors à l'eau à 4°, de sorte que, pour l'unité de volume, le dénominateur du rapport exprimant la densité est égal à 1.

Avec les gaz, il en est tout autrement. La densité est rapportée, dans ce cas, à l'air, et non pas à l'eau. Elle est exprimée alors par le rapport :

$$\text{Densité du gaz} = \frac{\text{Poids du gaz à } t^\circ \text{ et à la pression P}}{\text{Poids d'un égal volume d'air à } t^\circ \text{ et à la pression P}}$$

Donc, par définition, la densité de l'air est prise égale à 1.

Il est évident que, dans ce cas, le poids spécifique, c'est-à-dire le poids du m³ de gaz, s'obtiendra par la relation :

$$\text{Poids spécifique} = \text{Densité} \times \text{poids du m}^3 \text{ d'air à } t^\circ \text{ et à la pression P.}$$

Comme tous les gaz ne suivent pas les mêmes lois de compressibilité et de dilatation (valeur de R différente), la densité varie avec la température et la pression. Pour obvier à cet inconvénient, on convient de prendre toujours $t = 0^\circ$, et $P = 10\,330$ kilogs par m² (ce qui correspond à la pression barométrique normale de 760 m/m de mercure).

Les poids d'un m³ de gaz sont en raison inverse du volume occupé et proportionnels à la pression.

Soit : δ_0 , le poids d'un m³ à 0° sous la pression P_0 , et δ ce poids à t° sous la pression P. On aura :

$$\delta = \delta_0 \times \frac{P}{P_0} \times \frac{1}{1 + \alpha t}$$

Comme on trouve dans les tables la valeur δ_0 du poids spécifique pour une température et une pression données, il est alors facile d'en déduire la valeur correspondant à des conditions différentes.

Voici quelques chiffres :

| | Poids spécifique en kilogs par m ³ à 15° et l'atmosphère absolue. |
|-------------------------------|---|
| Air pur et sec | 1,188 |
| Acide carbonique. | 1,804 |
| Ammoniaque. | 0,700 |
| Anhydride sulfureux | 2,627 |
| Vapeur d'eau | 0,739 |

Poids du m³ de certains gaz industriels à 0° et 760 millimètres.

| | kg. | | kg. |
|--|-------------|-------------------------------|-------|
| Air sec | 1,293 | Gaz mixte | 1,144 |
| Gaz d'éclairage | 0,48 à 0,57 | Gaz Dowson | 1,078 |
| Gaz des foyers de chaudières | 1,3 | Gaz Mond | 1,05 |
| Gaz à l'eau | 0,55 à 0,65 | Gaz Riché (au bois) | 0,83 |
| Gaz Siemens au coke | 1,277 | Gaz de tourbe | 0,87 |
| — à la houille | 1,205 | Gaz d'huile | 0,913 |
| Gaz des hauts fourneaux | 1,3 | Gaz de fours à coke | 0,47 |

Densimètre industriel pour gaz, de H. Hauser. — L'appareil consiste en un aéromètre de cristal ou de verre F, dont la tige V est surmontée d'un globe creux B, en verre également; l'appareil flotte dans l'eau contenue dans une éprouvette, et le tout est recouvert d'une cloche de verre à travers laquelle on fait passer le gaz à étudier. Suivant qu'on construit l'appareil de façon que le niveau de l'eau affleure près du flotteur F ou près de la boule B (en chargeant la boule inférieure G), il servira pour les gaz plus légers ou pour ceux plus lourds que l'air.

Supposons que le globe mesure 10 centimètres de diamètre, ce qui lui donne un volume d'environ 0,5 litre; un litre d'hydrogène sec pesant 0,090 gramme et 1 litre d'anhydrique carbonique, 1,977 grammes, la force de descente ou d'ascension de l'appareil sera respectivement (le litre d'air pesant 1,293 gramme), de :

Descente : $\frac{1}{2} (1,293 - 0,090) = 0,601$ gramme

Montée : $\frac{1}{2} (1,977 - 1,293) = 0,342$ gramme.

Pour compenser 0,600 gramme, le volume de la tige de l'aréomètre doit mesurer 600 mm³; sa longueur étant de 150 millimètres, la surface de sa section sera de 4 mm² et son diamètre de 2,3 millimètres. Chaque millimètre de la tige représente donc une variation de poids, dans un litre de gaz, de 4 milligrammes. En admettant qu'on puisse apprécier un déplacement en hauteur de $\frac{1}{2}$ millimètre, on pourra, à l'aide de cet appareil, déceler la présence de $\frac{2}{601} = 0,33$ % d'air dans l'hydrogène, ou inversement de $\frac{2}{342} = 0,58$ % d'anhydride carbonique dans l'air, de 0,52 % de gaz d'éclairage, de 0,71 % de méthane, etc...

Poids spécifique d'un gaz humide. — Nous avons vu que le poids spécifique δ d'un gaz sec était donné par la relation :

$$\delta = \frac{P}{RT}$$

Or, un gaz humide est un mélange de gaz sec et de vapeur d'eau. Il suffit donc de prendre, pour valeur de R dans la formule précédente, la valeur correspondant à chacun des éléments du mélange, en tenant compte de la proportion de ces éléments.

Pour l'air, on a : R = 29,27, et pour la vapeur d'eau : R = 47,11.

Par conséquent, si le mélange contient p' kilogs d'eau par m³, la valeur R du mélange sera :

$$R = 47,11 p' + 29,27 (1 - p')$$

Évaluation pratique de la pression des gaz. — Nous avons vu que, pour l'application des formules théoriques, la pression doit être évaluée en kilogs par m² absolus. Pratiquement, les pressions sont presque toujours exprimées en kilogs par cm². Il est facile de passer d'une numération à l'autre en se rappelant que :

$$\text{Pression en kilogs/cm}^2 = \frac{\text{Pression en kilogs/m}^2}{10\,000}$$

De plus, les appareils industriels indiquent, non pas la pression absolue, mais la pression relative ou effective; ils marquent donc 0 à la pression atmosphérique. On a approximativement :

$$\text{Pression absolue par cm}^2 = \text{pression effective} + 1$$

Dans les applications industrielles des ventilateurs et dans l'étude du tirage des cheminées, les différences de pression qui interviennent sont très faibles; on les évalue alors en millimètres d'eau par m². On dit par exemple que le tirage d'une cheminée est

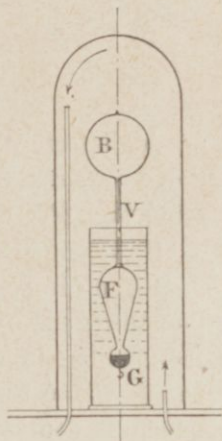


Fig. 63.