

ÉVOLUTION DES POMPES, VENTILATEURS, COMPRESSEURS

par Ch. HANOCQ,

Ing. A. I. Lg., Professeur à l'Université de Liège

Avec la collaboration de :

P. BERTRAND,

Ing. A. I. Lg., Directeur gérant des Ateliers
de Construction d'Ensival

R. DEFELD,

Ing., Chef de service aux Ateliers
de Constructions Electriques de Charleroi
Professeur de machines à force centrifuge
à l'Université du Travail à Charleroi

C. DE RAEDT,

Ing. U. I. Lv., Directeur des Ateliers de Construction
C. De Raedt à Bierges-lez-Wavre

Robert DEHAYBE,

Ing. A. I. Lg., Industriel-Constructeur de ventilateurs

D. KESTLICHER,

Ing. A. I. Lg., Ingénieur-Conseil

Sans nous en tenir strictement aux appareils du type turbo-machines, nous voudrions avant tout faire porter notre effort de synthèse sur cette catégorie particulière de machines qui dominent, peut-on dire, toute la technique du déplacement et de la compression des fluides dans l'industrie moderne.

Par pompes, ventilateurs, compresseurs centrifuges, on entend généralement et par commodité de langage, l'ensemble des turbo-machines du type récepteur, utilisées dans l'industrie, que celles-ci soient du modèle centrifuge proprement dit, ou du modèle hélico-centrifuge ou hélicoïde.

Nous voudrions diviser notre rapport en trois parties : la première consacrée à la naissance et au développement des turbo-machines réceptrices, la seconde à la théorie de ces machines et à la classification rationnelle que l'on peut en déduire, la troisième permettant de dire quelques mots des types fondamentaux de machines volumogènes, laissant systématiquement de côté les machines alternatives. Cette limitation nous paraît le seul moyen de faire que ces pages apportent à l'ingénieur non spécialisé, une meilleure connaissance du sujet.

I. Naissance et développement des turbo-machines réceptrices

La première application du principe mis en jeu dans les turbo-machines est certainement celle qui a été faite par Guibal, professeur à l'École des Mines de Mons, dont on a commémoré le centenaire pendant la guerre.

Conçu pour la ventilation des mines, il com-

portait, comme le montre la figure 1, une roue de grand diamètre actionnée par machine à vapeur à attaque directe, tournant à quelque 50 tours par minute.

Cette roue était munie d'une enveloppe cylindrique et concentrique, interrompue sur une fraction seulement de la périphérie pour faire correspondre la sortie de la roue avec la cheminée d'évacuation : de là un fonctionnement pulsatoire désagréable et nuisible au rendement.

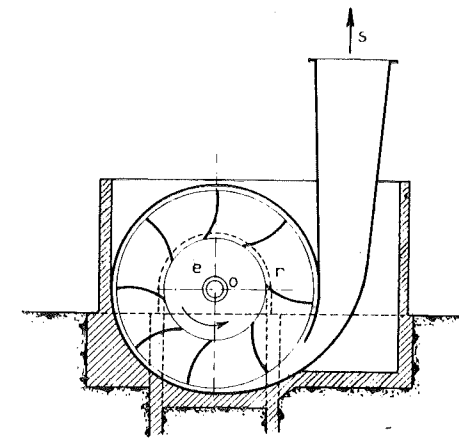


FIG. 1.

Mais à cette époque où il n'était question que de ventilateurs de faible puissance (quelques centaines de chevaux au plus), le diamètre de la roue exigé par la dépression demandée n'était nullement en rapport avec le débit ; en faisant

débiter la roue sur toute la périphérie, la vitesse relative de sortie serait devenue si faible que la vitesse absolue aurait gardé une direction pratiquement tangentielle, défavorable à la récupération de l'énergie cinétique dans ce que nous appelons aujourd'hui la *volute*.

La disposition de Guibal n'était donc pas, dans les conditions d'application qu'il devait envisager à cette époque, irrationnelle. Mais avec l'accroissement des puissances et surtout l'augmentation du nombre de tours, rendu possible par les progrès techniques dans la construction des machines motrices, le collecteur en spirale d'Archimède s'imposa et constitua un perfectionnement important.

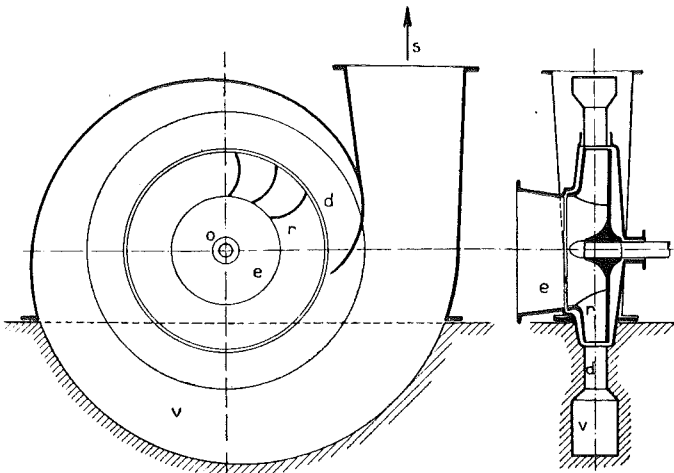


FIG. 2.

Dès l'apparition de l'électricité dans l'industrie et à mesure que se perfectionnait le moteur électrique et se développait la centrale électrique, la nécessité d'adapter les machines réceptrices fondamentales telles les pompes et les ventilateurs, aux vitesses angulaires élevées, s'affirma de plus en plus impérieusement.

C'est Rateau qui aperçut très clairement dès 1890 l'importance du problème et qui apporta avec la théorie des turbo-machines, la première forme rationnelle des ventilateurs de mines à grande vitesse de rotation (fig. 2).

Le ventilateur comporte alors une roue à aubes courbées en avant, suivie d'un diffuseur à disques plans, entourant la roue sur toute la périphérie et conduisant le flux dans un collecteur en spirale, se terminant par une cheminée tronconique, chargée de compléter la récupération de l'énergie cinétique.

Sous cette forme, le ventilateur peut atteindre un rendement très élevé de l'ordre de 80 à 85 %, mais il est relativement encombrant et coûteux et à l'heure actuelle des réalisations avec diffuseur sans disque, ont montré que l'on pouvait faire aussi bien et plus simplement, avec cet avantage supplémentaire d'une plus grande sou-

plesse d'adaptation aux conditions de ventilation de la mine.

Pour ce qui concerne la pompe centrifuge, ce n'est guère que vers 1900 qu'elle fut utilisée pour l'exhaure dans les mines, alors qu'elle était connue et utilisée dans les applications courantes n'exigeant que de faibles hauteurs d'élévation, depuis plus d'un quart de siècle. Une première installation fut réalisée aux mines de Horcajo en Espagne par la société Sulzer; elle démontra la possibilité d'utiliser ce genre de machine pour les grandes hauteurs de refoulement.

Progrès énorme si l'on songe aux complications de la machine d'exhaure à maîtresse-tige ou à la pompe souterraine à vapeur que la pompe centrifuge à commande électrique allait progressivement et très rapidement remplacer.

Ce progrès a été certainement retardé par les conclusions que l'on pouvait tirer d'une théorie un peu trop sommaire et qui tendait à démontrer que l'on ne pouvait attendre de ces machines qu'un très mauvais rendement, dès que la hauteur d'élévation exigeait des vitesses périphériques élevées.

Naturellement, le refoulement à grande hauteur n'était possible qu'en associant plusieurs pompes centrifuges en tension et en adoptant des vitesses angulaires très élevées, 3.000 tours par minute comme le permettait le moteur triphasé à 50 périodes, dont la mise au point pour des puissances de plus en plus grandes, était à cette époque en voie de réalisation.

C'est Rateau encore qui donna une forme définitive à ce genre de machine en adoptant la disposition des roues à simple ouïe, toutes orientées dans le même sens.

L'utilisation d'un piston hydraulique pour l'équilibrage de la poussée axiale, donna à la pompe multicellulaire sa forme d'ensemble définitive.

Aujourd'hui que la généralisation des centrales électriques met le moteur électrique à la disposition de l'industrie pour les faibles comme pour les grandes puissances, les pompes et les ventilateurs du type turbo-machines se sont imposés dans presque toutes les applications. Non seulement l'exhaure et la ventilation des mines sont résolus par ce procédé, mais l'alimentation des hauts fourneaux en air et en eau est faite par ce type de machine. L'industrie chimique utilise en grand la pompe et le ventilateur, ce dernier sous la forme d'une série de roues associées en tension à la façon de la pompe centrifuge d'exhaure et que l'on désigne dans la technique sous le nom de soufflante, surpresseur ou compresseur suivant la pression réalisée.

Lorsque l'on a affaire à la ventilation de locaux, de tunnels, c'est-à-dire à de grands débits sous faible pression, le ventilateur du type centrifuge

auquel nous avons fait allusion exclusivement dans tout ce qui précède, est remplacé par le ventilateur à roue hélicoïde et dans les cas limites, cette roue se ramène à une hélice à trois ou quatre pales seulement, profilées comme des ailes d'avion.

Cette forme plus récente donnée à la turbo-machine réceptrice n'est pas seulement utilisée pour le ventilateur mais pour la pompe, qui prend alors l'aspect d'une hélice de bateau lorsqu'il s'agit de réaliser de grands débits sous de faibles hauteurs d'élévation.

Ce coup d'œil rapide jeté sur l'évolution de la turbo-machine réceptrice dans les cinquante années qui viennent de s'écouler, fait apparaître à la fois la complexité et la variété des problèmes posés et la difficulté de leur donner une solution optimum quel que soit le cas envisagé, sans devoir recourir, pour chaque problème, à une solution spéciale.

Si l'on veut se rendre compte de la manière dont le technicien en aborde la solution, il convient de jeter un coup d'œil rapide sur la théorie. Bien que la place soit très mesurée, nous ne pensons pas qu'il soit possible d'éviter cette question lorsqu'on s'adresse à des ingénieurs.

II. Théorie générale des turbo-machines réceptrices

Nous résumerons les conclusions de Rateau sous la forme que nous lui avons donnée dès 1911, en introduisant le coefficient du débit x

$$x = \frac{w_1}{u_1} \quad (1)$$

rapport de la vitesse relative de sortie w_1 de la roue, à la vitesse périphérique u_1 (fig. 3).

L'analyse dimensionnelle avait conduit Rateau à exprimer que le pouvoir manométrique était une fonction $\frac{Q}{\omega r_1^3}$ et d'un coefficient θ indépendant des unités de temps et de longueur.

Etant donné que, avec les notations de la figure 3, on peut écrire

$$Q = 2 \pi r_1^2 \varepsilon \sin \beta_1 w_1 \quad (2)$$

on voit que, w_1 étant remplacé par xu_1 ou $x\omega r_1$

$$\frac{Q}{\omega r_1^3} = (2 \pi \varepsilon \sin \beta_1) x \quad (3)$$

Porter $\frac{Q}{\omega r_1^3}$ en abscisse, ou x , rapport $\frac{w_1}{u_1}$, c'est exactement la même chose, à un facteur constant près.

Mais ce facteur constant variera avec ε , rapport

de la largeur l_1 de la roue au rayon extérieur r_1 de celle-ci, et c'est progresser dans le sens de la généralisation que de rendre l'abscisse indépendante de ce facteur.

Au mot « pouvoir manométrique » que Rateau avait introduit, pour souligner que de la forme

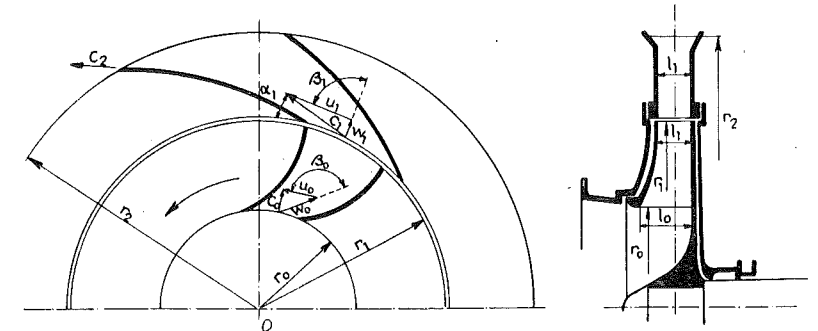


FIG. 3.

même donnée aux aubes, pouvait résulter une capacité plus grande d'élévation, d'autant plus grande que le coefficient $\frac{gH'}{u_1^2}$ était plus élevé, toutes autres choses égales, nous avons substitué le mot *coefficient manométrique* M et posé

$$M = \frac{2 gH'}{u_1^2} \quad (4)$$

Nous y avons été conduit parce que pour faire apparaître comme une conséquence des deux équations fondamentales déduites directement du principe de d'Alembert $\Sigma f = m\varphi$, la loi de similitude que nous énoncerons plus loin, nous avons été amenés à définir le *coefficient de puissance* P

$$P = \frac{gT_i}{u_1^2} \quad (5)$$

T_i désignant le travail par kilo de fluide débité qu'absorberait la turbo-machine, si l'on faisait abstraction des portes externes (frottement des flasques de la roue dans l'eau et frottement de l'arbre dans ses bourrages). Ce travail T_i est donné directement par la formule d'Euler et le coefficient de puissance que l'on peut en déduire est lui aussi une fonction unique pour un type déterminé du coefficient de débit x , si bien que le rendement indiqué η_i qui peut s'exprimer par le rapport

$$\eta_i = \frac{H'}{T_i} = \frac{1}{2} \frac{\frac{2 gH'}{u_1^2}}{\frac{gT_i}{u_1^2}} = \frac{1}{2} \frac{M}{P} \quad (6)$$

est indépendant des dimensions.

Il est aisé d'établir en partant de la formule d'Euler, que ce coefficient P a pour valeur

$$P = a + bx,$$

c'est-à-dire une fonction linéaire de x ; et l'expérimentation systématique montre qu'il en est bien ainsi, si l'on tient compte qu'avec un nombre d'aubes relativement faible, l'angle réel de sortie des filets fluides n'est pas égal à l'angle géométrique mesuré sur l'aube, mais toujours plus petit. En d'autres termes a et b sont bien des constantes pour un type déterminé, mais les valeurs théoriques ne sont qu'approximativement réalisées.

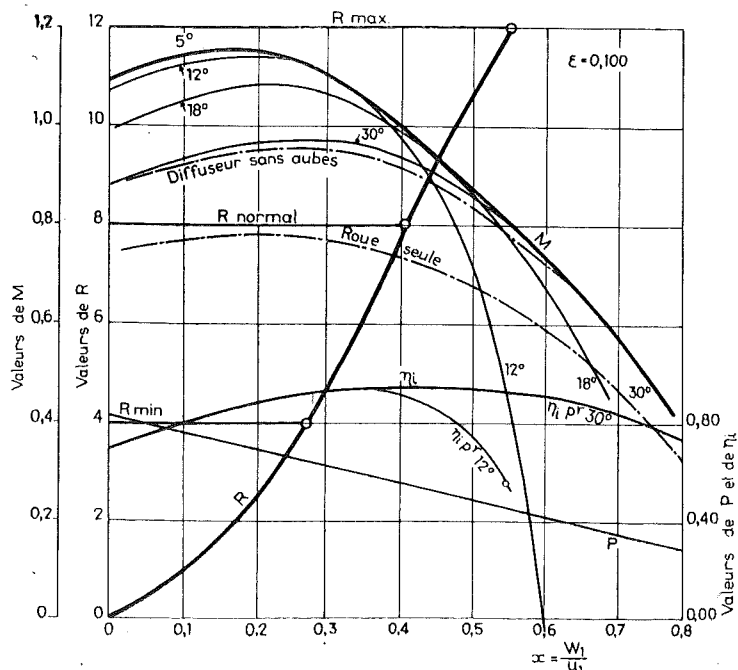


FIG. 4.

Les courbes caractéristiques du type, c'est-à-dire d'une série de turbo-machines de dimensions croissantes mais de proportions constantes

$$\left(\varepsilon = \frac{l_1}{r_1}, m = \frac{v_0}{v_1}, v = \frac{l_0}{l_1} \text{ étant invariables} \right)$$

prennent d'une façon générale l'allure des courbes en traits faibles de la figure 4.

Lorsqu'on fait varier l'angle α_1 du diffuseur pour l'approprier à un débit plus grand ou plus petit, on obtient pour chaque valeur de α_1 , une courbe de M , la courbe de P restant unique.

En traçant la courbe enveloppe (en trait fort), on obtient la valeur de M qui serait réalisée si l'on était en mesure, au point de vue mécanique, d'approprier l'angle α_1 à chaque débit réalisé.

Cette présentation fait comprendre que pour des angles assez grands, la présence des aubes à la sortie, qui redressent les filets et tendent ainsi à raccourcir les trajectoires dans le diffuseur, n'est plus utile et que l'on peut s'en tenir, sans sacrifier le rendement, à un diffuseur sans aubes, constitué dès lors, simplement par deux parois parallèles.

Elle fait comprendre aussi que, quand on est dans l'impossibilité de faire varier α_1 en marche, ce qui est pratiquement toujours le cas, l'allure de la courbe pour un angle α_1 donné, dépend essentiellement de α_1 .

Il existe des exemples, le cas de la pompe d'alimentation de chaudières notamment où la courbe doit être assez plate. Cette courbe doit être non seulement plate, mais le maximum doit se trouver aussi près que possible de l'axe des ordonnées, sinon une instabilité du débit tend à apparaître, connue sous le nom de phénomène de pompage qui, lorsqu'il s'agit d'un fluide compressible comme c'est le cas dans les ventilateurs, rend tout fonctionnement impossible : la limite de débit inférieur réalisable est fixée par l'abscisse correspondant au maximum de la courbe de M (courbe correspondant à $\alpha_1 = 12^\circ$ par exemple).

D'après cet exposé, on peut comprendre que si l'on veut conserver le même rendement à un type déterminé, il faut faire varier le débit Q proportionnellement à ωr_1^3 , de façon à maintenir x constant (formule 3), et la hauteur d'élévation proportionnellement à u_1^2 , puisque M reste constant.

S'il s'agit d'une même machine tournant à des vitesses angulaires différentes, on peut dire qu'il faut faire croître le débit proportionnellement à N et la hauteur d'élévation proportionnellement à N^2 , N étant le nombre de tours par minute.

Ce rappel, pour important qu'il soit, n'aurait pas toute sa portée, si nous n'y ajoutions les considérations suivantes qui permettront une classification rationnelle des types.

Dans la relation (2) du débit, remplaçons r_1 et u_1 par leur valeur respective :

$$r_1 = \frac{60 u_1}{2\pi N} \quad (8)$$

$$u_1 = \frac{(2gH')^{\frac{1}{2}}}{M^{\frac{1}{2}}} \quad (9)$$

En groupant les termes constituant les données du problème dans le premier membre

$$Q, H', N,$$

nous obtiendrons

$$R = \frac{QN^2}{(2g)^{\frac{3}{2}} H'^{\frac{3}{2}}} = \frac{60^2}{2\pi} \varepsilon \sin \beta_1 \frac{x}{M^{\frac{3}{2}}}$$

La valeur de R ainsi définie peut être portée en ordonnée dans le diagramme (fig. 4) et si nous nous imposons la condition de rendement maximum, nous pouvons dire qu'il n'existe qu'une

valeur de R , pour un type déterminé (R normal).

R ainsi défini caractérisera en quelque sorte le type; il pourrait constituer son numéro dans la classification.

Mais si, tolérant une légère différence sur le rendement qui varie peu aux approches du maximum, on considère comme équivalentes les solutions comprises entre R_{\min} et R_{\max} , on voit qu'avec un type déterminé, il sera possible de répondre à tous les problèmes dont les trois données conduisent à une valeur de R intermédiaire entre ces deux valeurs extrêmes.

Dès lors, on voit également, clairement, qu'avec un nombre limité de types, il sera possible de donner une solution satisfaisante à tous les problèmes qui se posent : il suffira de faire croître ε (en même temps, il est vrai, que les deux autres coefficients de proportion m et v) de façon que le R_{\min} d'un type quelconque corresponde au R_{\max} du type précédent.

Cette classification rationnelle, nous l'avons présentée au Congrès du 75^e anniversaire de l'A. I. Lg. tant pour ce qui concerne les machines réceptrices que pour ce qui concerne les machines motrices.

Le problème est toutefois un peu plus complexe étant donné qu'il n'est pas possible de dépasser une certaine vitesse périphérique avec un type déterminé, ce qui limite le choix de ce type. Cela ressortait de l'exposé et des calculs que nous avons présentés il y a vingt-cinq ans, mais

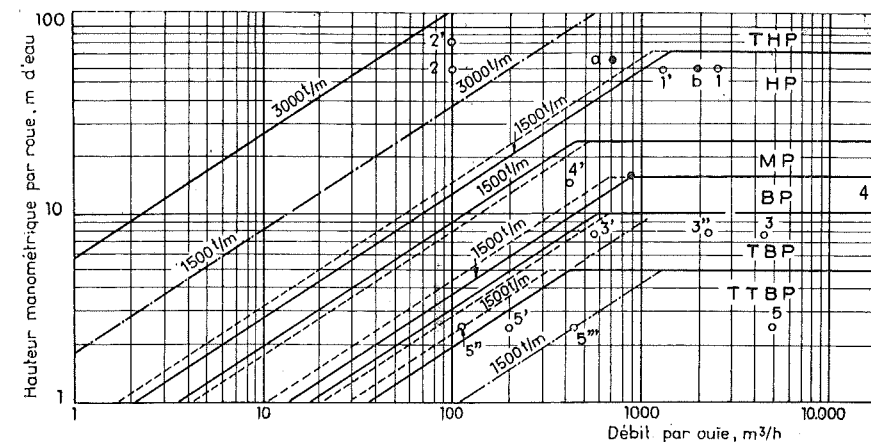


FIG. 5.

nous ne l'avions pas mis en évidence comme nous voudrions le faire ici.

S'il est vrai qu'avec les ventilateurs, la vitesse périphérique peut être poussée plus loin qu'avec les pompes, parce que l'on n'a pas à craindre comme avec celles-ci les phénomènes de cavitation à l'ouïe, il n'en reste pas moins certain que le souci de sécurité et, pour les types hélico-centrifuge et hélicoïde, la nécessité d'éviter un ronflement trop important (ronflement dû aux discontinuités qui se produisent lors du passage des aubes en face des nervures fixes de l'enveloppe) limite la valeur maximum de u_1 . Or, limiter u_1 , c'est limiter H' , la valeur de la hauteur manométrique, en vertu de la relation fondamentale (4).

Le diagramme logarithmique que l'on peut déduire de la relation (10) transformée

$$\log H' = \frac{2}{3} \log Q - \log 2g + \frac{4}{3} \log N - \frac{2}{3} \log R \quad (11)$$

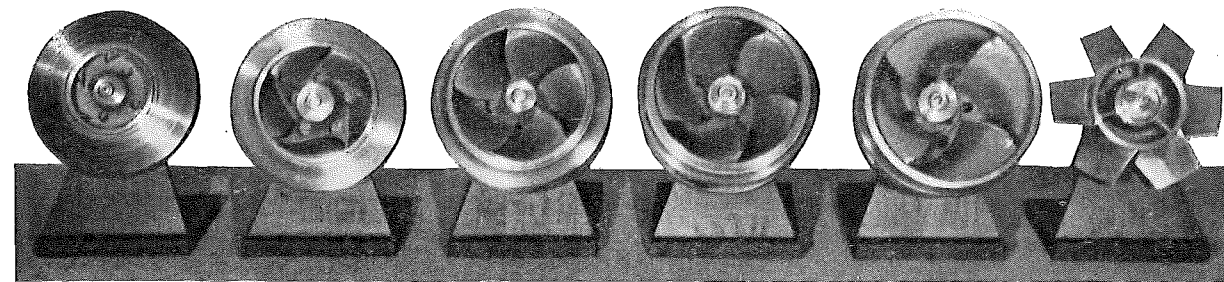


FIG. 12.

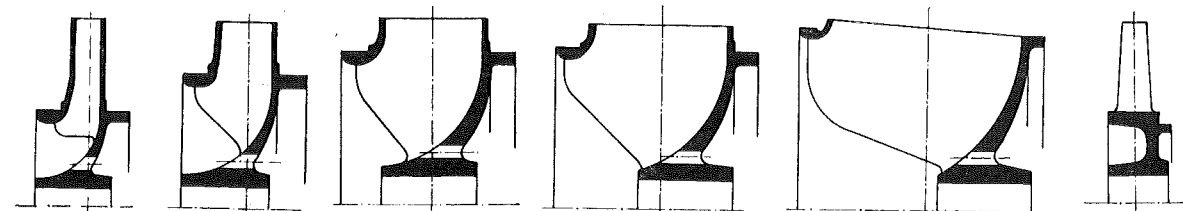


FIG. 6.

FIG. 7.

FIG. 8.

FIG. 9.

FIG. 10.

FIG. 11.

se présente pour les pompes comme indiqué figure 5 lorsque l'on fait intervenir six types allant du type centrifuge pur au type hélicoïde pur (fig. 6 à 11, la fig. 12 montrant la photographie d'ensemble des six types).

Les courbes, figure 5, pour le type centrifuge ont été tracées en utilisant les deux valeurs limites possibles de R et pour deux valeurs de N : 3.000 et 1.500 t/min.

Pour le type hélico-centrifuge étroit et le type hélico-centrifuge large, nous avons adopté

$$N = 1.500.$$

Pour le type mixte étroit, le type mixte large, ainsi que pour le type hélicoïde, les courbes correspondent également à 1.500 t/min.

Les appellations que nous avons adoptées s'expliquent d'elles-mêmes par l'examen du diagramme :

- Très haute pression THP (fig. 6);
- Haute pression HP (fig. 7);
- Moyenne pression MP (fig. 8);
- Basse pression BP (fig. 9);
- Très basse pression TBP (fig. 10);
- Très très basse pression TTBP (fig. 11).

Pour la compréhension du diagramme figure 5, nous ajouterons que les deux courbes limites du type THP, tracées en trait fort correspondent, la plus haute à 3.000 t/min et la plus basse à 1.500 t/min.

Les deux courbes qui se rapportent au type HP sont en pointillés, celles du type MP en trait plein.

Pour le type BP les courbes sont en pointillés, les parties horizontales se confondant avec celles du type MP d'une part, celles du type TBP d'autre part. Les légers recouvrements réalisés pour HP et BP permettent dans les limites indiquées, le choix de l'un ou l'autre des deux types.

Pour ce qui concerne les courbes du type hélicoïde correspondant à 1.500 t/min, on voit qu'elles sont tracées en pointillés; on voit aussi que pour toutes les hauteurs atteignant 5 mètres et les débits ne dépassant pas 1.000 m³/h on peut encore adopter 1.500 t/min; au delà, il faut recourir à une vitesse plus faible.

Ainsi tout problème fixé par les trois données

$$Q, H', N$$

trouve sa solution avec un nombre limité de types, six par exemple, à la condition de réaliser dans chaque type un nombre d'unités de dimensions croissantes, allant pour le diamètre $2r_1$, de 0 m 120 à 0 m 750 pour fixer les idées, et cela par échelons de 20 à 30 mm pour les petites dimensions, de 40 à 50 mm pour les grandes dimensions. On doit même ajouter que si l'on veut serrer de très près les données sans trop s'écarter du rendement maximum, il faut encore prendre des dispositions pour pouvoir réduire légèrement

le diamètre de la roue ou accroître légèrement la largeur dans chacune des unités envisagées.

Soulignons toutefois que la valeur de R déduite des trois données ne peut tomber en dessous d'une valeur minimum minimorum (4, pour fixer les idées) ni monter au delà d'une valeur maximum maximorum (400 lorsqu'il s'agit de pompes, 4.000 ou 5.000 lorsqu'il s'agit de ventilateurs à très faible nombre de pales, que l'on ne peut concevoir avec les pompes, en raison du phénomène de cavitation).

Pour faire comprendre toute la signification du diagramme de la figure 5, tracé pour l'ensemble des six types de pompes, nous traiterons une série d'exemples d'application.

Premier exemple. — Nous prendrons celui d'une pompe d'exhaure d'une mine de pyrite de faible profondeur

$$Q = 2.500 \text{ m}^3/\text{h}, \quad H' = 60 \text{ m}.$$

On voit que le point représentatif 1 se situe dans la zone du type HP mais en dehors des courbes tracées pour 1.500 t/min.

Pour trouver le nombre de tours à adopter, il suffit de remarquer que si H' et R dans la formule (10) sont maintenus constants, QN^2 doit être une constante. Or le nombre de tours qui s'impose, si 1.500 ne peut être retenu, tombe nécessairement à 1.000 pour l'attaque directe par moteur à 50 périodes; on peut donc écrire

$$2.500(1.000)^2 = Q' \times (1.500)^2.$$

Q' , le débit ainsi trouvé, devant rester compris entre les débits limites correspondant à 1.500 t/min pour le type HP, débits fixés par les abscisses des points a et b. Le calcul donne $Q' = 1.100$ qui correspond au point 1'.

Si nous voulons adopter la vitesse de 1.500 t/min nous devons recourir au type HP double ouïe, puisque 1'' qui correspond au débit de 1.250 m³/h, moitié du débit total imposé, reste situé entre a et b.

C'est la solution qui a été adoptée par les Ateliers de Construction d'Ensival pour la solution de ce problème.

Deuxième exemple. — Nous pourrions prendre l'exemple d'une pompe d'exhaure correspondant à

$$Q = 100 \text{ m}^3/\text{h}, \quad H' = 480 \text{ m}.$$

En adoptant $N = 3.000$ t/min, on voit que la solution est possible avec le type THP, si on choisit une multicellulaire à 8 roues, c'est-à-dire $H' = 60$ m par roue (point 2) ou 6 roues soit $H' = 80$ m (point 2').

Cette dernière solution qui se rapproche davantage de la limite fixée pour ce type (courbe en trait fort) correspondant à la valeur de R_{\min} , conduira nécessairement à un rendement moindre.

Troisième exemple. — Envisageons à présent

une pompe de circulation de condenseur d'une turbine de 20.00 kW avec

$$Q' = 4.500 \text{ m}^3/\text{h}, \quad H' = 8 \text{ m}.$$

Le point représentatif est en (3): c'est donc le type TBP qu'il faut choisir. Pour trouver le nombre de tours, on doit tracer l'horizontale passant par 3 et choisir un point (3') situé entre les limites de ce type à 1.500 t/min.

Le débit correspondant au point (3') étant huit fois plus petit que le débit imposé, la vitesse à adopter devra être prise égale à

$$N = 1.500 \left(\frac{4.500}{8} \right)^{\frac{1}{2}} = 530 \text{ t/min}$$

dans l'hypothèse d'une pompe à simple ouïe.

Si l'on adoptait une pompe à double ouïe, le point représentatif de la solution serait alors (3'') au lieu de (3) et la comparaison avec (3') ferait remonter la vitesse à 750 t/min.

C'est la solution qui a été adoptée par les Ateliers de Construction d'Ensival.

Si le nombre de tours imposé avait atteint la valeur de 1.000 t/min, on peut se rendre compte par un calcul analogue, que la pompe aurait dû être construite avec quatre ouïes.

Quatrième exemple. — Le point (4) correspond aux données d'une pompe d'épuisement de cale sèche du port d'Anvers réalisée par les Ateliers de Constructions Electriques de Charleroi

$$Q = 18.000 \text{ m}^3/\text{h}, \quad H' = 15 \text{ m}.$$

On voit que l'on est à la limite des types MP et BP. Le constructeur a adopté le type MP qui implique une vitesse de 227 t/min ainsi que le fait voir le calcul

$$Q' = 18.000 \times \left(\frac{227}{1.500} \right)^2 = 437$$

437 étant l'abscisse du point (4') qui est, comme on peut le voir, dans la région des valeurs de R normales, c'est-à-dire voisines de celles qui conduisent au rendement maximum.

Cinquième exemple. — Nous prendrons pour terminer la solution adoptée par les Ateliers de Construction d'Ensival pour une station de pompage d'eau d'égout pour laquelle l'attaque directe par machine à vapeur impliquait une vitesse $N = 300$ t/min.

La hauteur d'élévation était ici très faible

$$H' = 2 \text{ m } 50$$

et le débit total à réaliser était de 25.000 m³/h.

On voit qu'en adoptant 5 unités, le débit par unité atteint 5.000 m³/h et la valeur de $R = 365$.

Le point représentatif se trouve en (5) et si l'on mène l'horizontale par (5), on voit que les points limites à 1.500 t/min sont représentés par (5'') et (5'''). En choisissant le point (5') dans la région moyenne de façon à se trouver aux envi-

rons du rendement maximum, on voit que le nombre de tours pourra être pris égal à

$$N = 1.500 \left(\frac{200}{5.000} \right)^{\frac{1}{2}} = 300 \text{ t/min}.$$

**

Lorsqu'on veut appliquer aux ventilateurs les considérations qui viennent d'être émises pour les pompes, il suffit d'exprimer les hauteurs manométriques en mètres d'air, en utilisant la relation

$$H' = h \frac{\Delta}{\delta}$$

l'une des données fondamentales, la hauteur h , étant généralement exprimée en mètres d'eau, Δ étant le poids spécifique de l'eau (1.000) et δ , le poids spécifique de l'air à la température et à la pression d'entrée.

Le diagramme de la figure 5 pourrait être conservé si les vitesses périphériques admises comme des limites pour les pompes, devaient être conservées pour les ventilateurs. Mais avec ces derniers, on n'a pas à craindre le phénomène de cavitation à l'ouïe, et partant on peut admettre des vitesses périphériques beaucoup plus grandes; en fait la limite ne peut être fixée que par la hauteur du son émis, provenant de la discontinuité dans l'écoulement due au passage des aubes de la roue en face des aubes fixes du diffuseur.

Nous avons tracé le diagramme logarithmique de H' en fonction de Q (fig. 13) pour les ventilateurs, en admettant que les vitesses périphériques limites puissent être six fois plus grandes pour tous les types; nous croyons que cela conduit pour des types hélicoïdes à grande vitesse angulaire, à une hauteur et une puissance du son émis bien près de la limite acceptable.

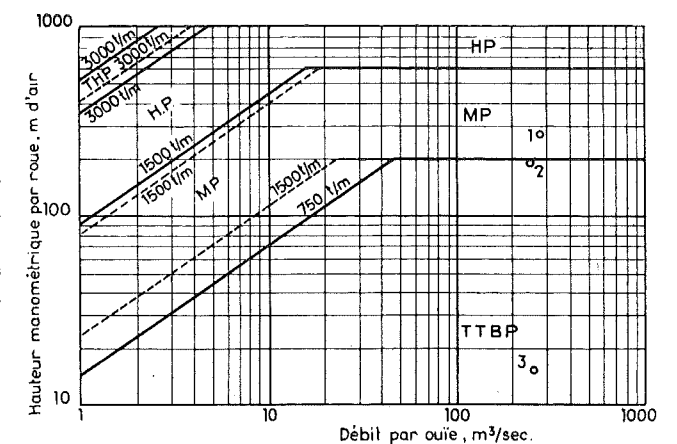


FIG. 13.

D'après ce diagramme, on peut se rendre compte que le ventilateur hélicoïde trouve des applications dans les mines larges, exigeant relativement peu de dépression pour un débit très élevé.

Nous avons fait figurer le point représentatif (1) du ventilateur Adra des Charbonnages André Dumont fourni par la Société De Raedt à Wavre

$$Q = 277 \text{ m}^3/\text{sec}, \quad H' = 0,322 \times \frac{1.000}{1,22},$$

$$N = 232 \text{ t/min}.$$

De même, nous avons pu indiquer le point représentatif (2) du ventilateur hélicoïde fonctionnant au fond du Charbonnage de Limbourg-Meuse

$$Q = 250 \text{ m}^3/\text{sec}, \quad H' = 0,230 \times \frac{1.000}{1,22},$$

$$N = 725 \text{ t/min}.$$

Il s'agit, comme on peut le voir, d'une solution limite au point de vue de la vitesse périphérique. La tendance de pousser à la construction du type hélicoïde pour remplacer les types BP et TBP dans le domaine des ventilateurs, s'explique par le fait que le type mixte étroit et large est difficile à concevoir et à réaliser avec les vitesses périphériques auxquelles on est conduit, si bien que l'on est amené à prolonger vers le haut la zone d'utilisation du type hélicoïdal pur.

Par contre quand il s'agit de très faibles dépressions et de forts débits, tels ceux imposés pour les ventilateurs de la Jonction Nord-Midi à Bruxelles

$$Q = 255 \text{ m}^3/\text{sec}, \quad H' = 0,018 \times \frac{1.000}{1,22},$$

$$N = 310 \text{ t/min}.$$

correspondant à une valeur de R très grande (5.000), la seule solution à envisager est celle du ventilateur hélicoïdal à trois ou quatre pales, la diminution du nombre de pales réduisant la valeur de M et partant faisant croître la valeur de R.

L'exposé ci-dessus qui montre que la standardisation stricte est impossible, ne fait pas apparaître suffisamment les difficultés que soulève le tracé correct des roues du type hélico-centrifuge et du type hélicoïde.

Le gauchissement rationnel dans les premières est la condition d'un bon fonctionnement et d'un bon rendement : mal tracé, l'aubage amène des remous qui donnent à la pompe ou au ventilateur un ronflement désagréable et qui, dans les pompes, pourrait amener la destruction assez rapide des aubes par érosion.

Pour le type hélicoïde, on s'inspire pour le tracé des sections d'aubes, des formes adoptées pour des ailes d'avion, en apportant un gauchissement dans le sens radial qui tend à donner une valeur constante au pas de l'hélice.

Dans les pompes hélicoïdes, le nombre d'aubes et l'étendue de ces aubes suivant l'arc ne peuvent être réduits en raison de la différence de pression qui s'installerait entre l'intrados et l'extrados et amènerait le phénomène connu sous le nom de *cavitation*.

L'introduction du modèle hélicoïde a constitué un grand progrès pour la solution des problèmes comportant de grands débits sous de faibles hauteurs.

Nous ne voudrions pas terminer cette partie du rapport sans dire quelques mots du compresseur axial employé actuellement à la compression de l'air dans la turbine à combustion.

Lorsque le problème du refroidissement en cours de compression ne s'impose pas, comme c'est le cas pour cette application (tout au moins quand le rapport de compression n'est pas trop élevé), la solution par circulation axiale le long d'un rotor réunissant une série de couronnes d'aubes mobiles tournant entre un nombre égal de couronnes d'aubes fixées à l'enveloppe, constitue une solution extrêmement simple qui s'est révélée susceptible de donner avec de bons tracés d'aubes un rendement très élevé. Le rotor représenté par la figure 14 montre la solution du problème pour une turbine à combustion, réalisée par la société Rateau et utilisée comme turbo-réacteur, la turbine calée sur l'arbre étant ici constituée par une roue à deux chutes de vitesse.

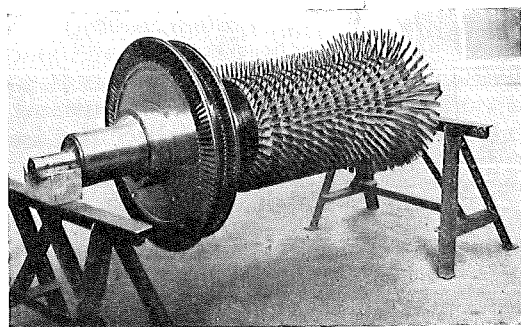


Fig. 14.

La hauteur des aubes est relativement faible par rapport au rayon (ϵ est petit) étant donné qu'il s'agit toujours de réaliser une valeur de R peu élevée; cette hauteur va décroissant avec la diminution du volume spécifique du fluide, conséquence de la compression que subit celui-ci.

Une telle solution ne peut se concevoir qu'avec des aubes parfaitement profilées, présentant un angle de redressement ne dépassant pas 25 degrés. Le flux sortant d'un aubage mobile s'engage dans un aubage fixe tracé de telle manière que la vitesse absolue de sortie soit orientée suivant la direction du premier élément de celui-ci.

Les rendements réalisés dans les conditions optima paraissent atteindre 0,83 et même 0,85. Le seul reproche que l'on puisse faire à une telle solution pour les applications autres que celle de la turbine à gaz, c'est que la courbe de la hauteur en fonction du débit est très plongeante et que le débit limite inférieur à partir duquel le pompage apparaît, est très proche du débit optimum.

Étant donné que le rendement d'ensemble de

la turbine à combustion est très profondément atteint dès que le rendement du compresseur diminue de quelques pour-cents, on peut dire que le succès du nouveau moteur est lié aux progrès réalisés dans la conception et la construction du compresseur.

Pour les faibles puissances, une autre voie a été ouverte par la mise au point d'un compresseur rotatif volumogène à roues dentées hélicoïdes perfectionnement du type Roots dont nous allons dire quelques mots.

III. Appareils volumogènes

Les applications de ce genre d'appareils sont plus restreintes et les variétés sont nombreuses.

Dans tous, les dispositions des organes mobiles sont telles qu'à *chaque tour* un certain volume passe du conduit d'aspiration dans le conduit de refoulement, sans que le fluide ainsi mis en mouvement puisse faire retour en arrière, autrement que par les jeux entre partie fixe et partie mobile.

D'après cela, aucun clapet n'existe pour séparer l'aspiration du refoulement, si ce n'est éventuellement un clapet de retenue à la sortie, qui reste constamment soulevé de la même quantité pendant la durée du fonctionnement, à débit normal.

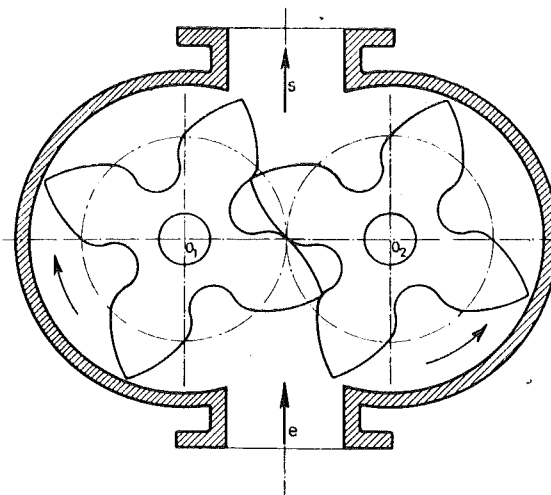


Fig. 15.

Le point délicat dans ce genre d'appareil lorsqu'il s'agit de réaliser des différences de pressions importantes, est celui de l'étanchéité qui ne peut être réalisée, d'une façon générale, qu'imparfaitement et par réduction à l'extrême des jeux latéraux et périphériques.

Nous pourrions classer ces appareils volumogènes en trois catégories, la première comprenant ceux du genre Roots à deux rotors parallèles engrenés comme des roues dentées et dont le volume engendré par tour, est représenté par le volume compris entre le rotor et le stator (fig. 15).

Sous cette forme, il est employé comme surpresseur dans les moteurs à explosion à grande vitesse et comme soufflante dans l'alimentation des moteurs Diesel deux temps de grande puissance.

Ramené à deux roues dentées à grand nombre de dents, dont l'une entraîne l'autre, ce type d'appareil volumogène est employé comme pompe à huile, en particulier dans le graissage sous pression.

Le défaut, si on voulait l'employer pour d'assez fortes pressions avec un fluide compressible, c'est que cet appareil fonctionne par transvasement et non par compression progressive, et que de ce fait le rendement est assez faible.

Ce défaut peut être corrigé par l'emploi de l'appareil (fig. 16) qui représente la seconde catégorie des machines volumogènes. Dans ce système, l'organe de balayage est constitué par un ensemble de palettes coulissant dans un rotor excentré; par la multiplication des palettes on peut obtenir une diminution progressive du volume depuis l'entrée jusqu'à la sortie. Ce système susceptible de conduire à un très haut rendement, ne convient, sous cette forme, que pour un fluide compressible; les fuites latérales sont réduites en ramenant le jeu entre le rotor et le couvercle, à une faible fraction de millimètre.

La force centrifuge qui maintient constamment les palettes au contact avec le stator détermine une pression sur les extrémités qui assure l'étanchéité sans doute, mais provoque une usure assez rapide.

La firme Winterthur qui réalise des surpresseurs sous cette forme et, en utilisant deux étages, des compresseurs pour débit moyen avec des pressions de 7 à 8 kg/cm², a pu réduire cette usure en faisant porter les palettes à la périphérie sur deux anneaux équilibrés au point de vue des pressions. Ces anneaux tournent avec une vitesse réduite, si bien que la vitesse maximum des pa-

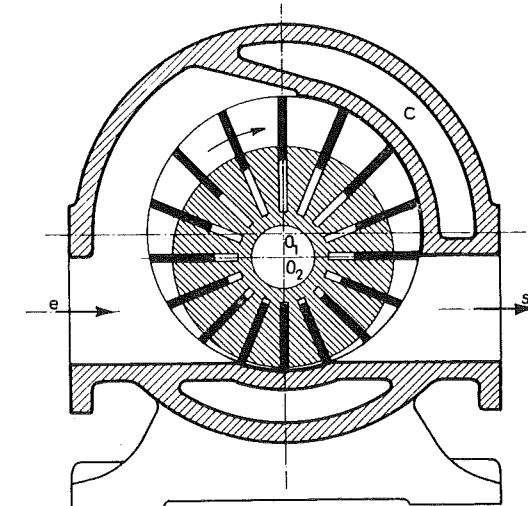


Fig. 16.

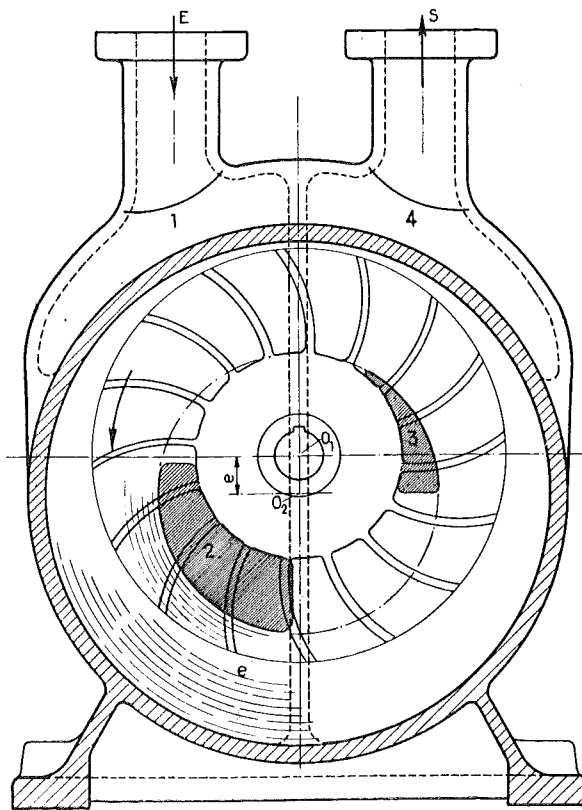


FIG. 17.

lettes par rapport aux anneaux, n'est que le cinquième par exemple de la vitesse des anneaux par rapport au rotor (lorsque l'excentrement du rotor par rapport au stator représente le cinquième du rayon extérieur).

Enfin, dans la troisième catégorie, qui a conquis une place intéressante, à cause des facilités avec lesquelles on peut surpresser un gaz ou réaliser une pompe à vide, nous rangerons le type à anneaux d'eau.

La figure 17 donne la coupe schématique d'une telle machine et permet d'en faire comprendre le principe.

Le rotor à palettes est excentré par rapport au stator et ces palettes par leur rotation, déterminent la rotation d'un anneau d'eau d'épaisseur théoriquement constante.

Si l'espace libre (2) est mis en communication latéralement avec le conduit d'aspiration (1), le volume ainsi emprisonné va se trouver entraîné dans le sens de la rotation et arriver en (3) après avoir subi une réduction de volume, pour s'échapper sous pression par l'ouverture latérale (4).

On comprend que sous cette forme, on puisse réaliser des dépressions ou des surpressions assez importantes, qui dépendent de la différence des pressions créées par la force centrifuge dans l'anneau d'eau.

L'avantage d'une telle disposition, c'est que l'on n'a pas à craindre, comme dans les pompes

à vide à piston, les effets néfastes des entraînements d'eau à l'aspiration.

Le rendement de ces machines n'est pas très élevé, mais la sécurité de fonctionnement qu'elles permettent d'obtenir compense, dans bien des cas, cet inconvénient.

Le problème de la pompe autoamorçante a été résolu en utilisant une telle disposition comme pompe à vide commandée par l'axe même de la pompe centrifuge; elle est chargée de remplir la pompe d'eau en faisant le vide à l'ouïe lors de la mise en marche.

Pour les petites puissances on va plus loin et l'on réalise la pompe autoamorçante en montant en série plusieurs roues étroites à anneau d'eau, fonctionnant sur le principe que nous venons d'exposer.

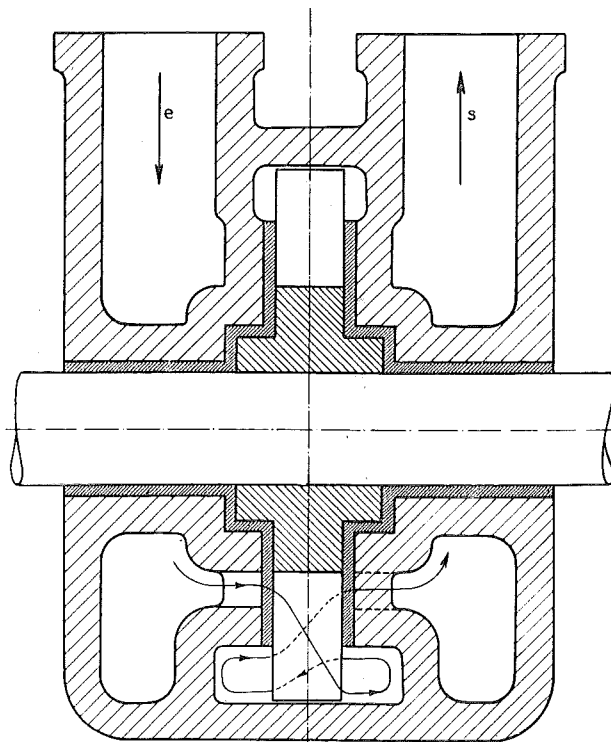


FIG. 18.

On a même cherché à combiner la pompe à anneau d'eau avec la pompe centrifuge, en utilisant un anneau centré et en obtenant par la position des orifices latéraux, une sorte de cheminement hélicoïdal de l'air qui assure l'amorçage (fig. 18).

*
**

Cette vue d'ensemble un peu rapide donne une idée des progrès réalisés en cinquante années dans le domaine traité ici; les résultats acquis permettent de dire qu'il n'y a plus de progrès à attendre dans ce domaine, et d'affirmer que les firmes belges qui se sont intéressées à la réalisation de ces diverses machines ont su se mettre à la hauteur de la concurrence étrangère.

CENTENAIRE

de l'Association des Ingénieurs
sortis de l'Ecole de Liège (A. I. Lg.)

CONGRÈS 1947

SECTION MÉCANIQUE

EDITEUR : A. I. Lg.
QUAI PAUL VAN HOEGAERDEN, 12
LIÈGE

IV. - RAPPORTS SUR LES CONSTRUCTIONS SPÉCIALES