

LES LOIS DE SIMILITUDE DANS LE DOMAINE DE LA MÉCANIQUE DES FLUIDES APPLIQUÉE A L'ÉTUDE DES MACHINES ⁽¹⁾

par M. le Professeur Ch. HANOCQ ⁽²⁾

Monsieur le Président,
Messieurs,

Je suis extrêmement reconnaissant envers ceux de mes amis qui ont pris l'initiative de suggérer cette réunion, et qui m'ont donné ainsi l'occasion de développer devant l'élite française de la Science Appliquée un sujet de prédilection qui a fait l'objet pour moi, d'une bonne partie de mon activité scientifique et industrielle, tout au long d'un demi-siècle.

Le sujet représente dans le domaine de la science appliquée un vaste ensemble, puisqu'il englobe tout ce qui touche au calcul rationnel non seulement des turbo-machines, mais de l'hélice qui en fait n'est qu'une turbo-machine dépourvue d'un distributeur et d'un diffuseur, et aussi, je tiens à le souligner, de tout ce qui touche au calcul des dimensions générales de l'avion.

Je vous remercie, Monsieur le Président, d'avoir voulu rappeler mon œuvre, non seulement avec autorité et bienveillance, mais avec le souci de souligner ce qu'elle contient d'essentiellement « constructif ». Déformation professionnelle de ma part pourrai-je dire, étant donné que toute ma carrière d'ingénieur s'est orientée dès ma sortie de l'Université, vers l'enseignement de la Construction des Machines.

Je voudrais présenter mon œuvre, comme le prolongement de l'œuvre de votre grand et génial Ingénieur *Auguste Rateau*.

C'est pour moi, l'aboutissement d'un effort de synthèse qui s'est prolongé jusqu'en ces dernières années et qui n'a été possible, quand j'y réfléchis profondément, que grâce à mon étude de 1912, sur la théorie de l'hélice aérienne en translation.

Elle était basée sur la connaissance des coefficients de portance et de trainée réelle de l'aile d'envergure infinie. En procédant par intégration le long du rayon, on aboutissait à la valeur

de la poussée P
du travail T' absorbé par seconde
du rendement η'

en fonction du coefficient de vitesse, c'est-à-dire d'un rapport

$$\alpha' = \frac{\text{la vitesse de translation axiale}}{\text{la vitesse périphérique}}$$

Les expériences du *Capitaine Dorand*, publiées en 1911-1912, les premières peut-on dire, sur les hélices en translation, vinrent confirmer les propriétés de similitude mises en évidence par la théorie.

Oubliée pendant plus de trente ans, cette théorie est venue jouer un rôle décisif lorsque j'ai repris, en 1952, l'étude d'ensemble des turbo-machines.

J'eus en effet l'idée de tirer de cette théorie, celle des ventilateurs hélicoïdes à faible nombre de pales, l'hélice au point fixe devenant en fait un ventilateur.

D'une manière générale, la théorie des pompes et des ventilateurs était déduite de la relation d'Euler comme nous le montrerons tantôt, pour ce qui concerne tout au moins ce que j'ai appelé le coefficient de puissance P .

La relation d'Euler fait connaître le travail T_i absorbé par kg de fluide débité par seconde.

Le coefficient de puissance P tel que nous le définissons, s'en déduit immédiatement

$$P = \frac{g T_i}{u_1^2} \quad (1)$$

Pour le cas de la pompe ou du ventilateur hélicoïde à PAS CONSTANT, j'étais arrivé ainsi à la relation très simple :

$$P = K' \left(1 + \frac{\alpha'}{\text{tg } \beta_1} \right) \quad (2)$$

α' représentant ici le rapport de la vitesse axiale c'_0 du flux à l'ouïe, à la vitesse périphérique u_1

$$\alpha' = \frac{c'_0}{u_1} \quad (3)$$

($\pi - \beta_1$) étant l'angle de l'aube à la périphérie.

(1) Voir P.V. de la Séance du 22 janvier 1959, F. 2, p. 57.

(2) Ch. HANOCQ, Professeur émérite de l'Université de Liège, Président du Comité National belge de mécanique théorique et appliquée de l'Académie Royale de Belgique.

Le coefficient x' est proportionnel au coefficient de débit de Rateau.

K' est un coefficient indéterminé, qui paraissait dépendre du nombre d'aubes.

Or, en appliquant la théorie de l'hélice au ventilateur, j'aboutissais pour le coefficient de puissance P à la relation

$$P = \Psi \left(1 + \frac{x'}{\operatorname{tg} \beta_1} \right) \quad (4)$$

mais cette fois Ψ était donné par une fonction assez complexe, mais contenant comme facteur principal le rapport a/t , a la profondeur des pales à la périphérie, t le pas circonférentiel de l'aubage.

Ainsi, par deux voies distinctes, en appliquant strictement les lois de la Mécanique rationnelle, j'arrivais à la même relation : je pouvais en déduire que :

$$K' = \Psi \quad (5)$$

Ψ étant une fonction de a/t c'est-à-dire du nombre d'aubes puisque

$$a/t = \frac{a}{R_1} \times \frac{n}{2\pi} \quad (6)$$

R_1 étant le rayon extérieur de la roue, n le nombre de pales.

Ainsi, alors que K' dans la relation déduite de l'équation d'Euler était indéterminée, la valeur de Ψ elle, ressortait de la théorie, je me répète pour le souligner.

Pour la première fois, nous pouvions mettre en évidence, par la théorie, l'influence du nombre d'aubes, dans les ventilateurs hélicoïdes.

Comme nous avons pu étendre cette relation aux pompes centrifuges, nous nous trouvons aujourd'hui en mesure de calculer la valeur du coefficient de puissance P , compte tenu du nombre d'aubes.

Nous confronterons plus loin les résultats du calcul avec les résultats observés, et nous montrerons le bien-fondé d'une telle affirmation.

Me voici au seuil de mon exposé, et je me rends compte que j'ai déjà fait un abus de définitions et de formules, pour l'auditeur plein de bonne volonté.

La méthode mathématique dont est issue la théorie, ne peut se concevoir sans l'emploi d'un système de notations qui, rendu aussi rationnel que possible, n'en comporte pas moins une lettre distincte pour chacune des dimensions principales de la machine étudiée.

A vrai dire, ces lettres peuvent représenter des rapports de dimensions, elles n'en seront pas moins nombreuses.

Si excessif que cela puisse paraître à certains esprits, il est impossible d'utiliser les lois de similitude au calcul d'une machine déterminée, sans qu'interviennent dans les lois, tous les coefficients qui

fixent les formes géométriques de cette machine, et du flux qui la traverse.

Je donnerai un exemple de la valeur d'une telle affirmation, en insistant sur le rôle joué par l'ouïe dans les pompes centrifuges lorsqu'on veut être en mesure d'identifier résultats observés avec résultats calculés.

Aucune possibilité d'en arriver là, à moins d'introduire dans les relations théoriques la valeur k''' du coefficient d'encombrement à l'ouïe, dû à l'épaisseur des aubes, les valeurs de x' portées en abscisses dépendant essentiellement de ce facteur.

C'est ce qui faisait dire à Rateau :

« En Pompes centrifuges, c'est l'ouïe qui commande » — vérité découverte par lui, grâce à son exceptionnelle intuition.

Est-il possible dès lors, de donner une bonne idée de la méthode utilisée et des lois qui en découlent, sans imposer à l'auditeur un effort excessif d'assimilation, rien qu'en ce qui concerne les notations et les formules mathématiques, fussent-elles d'origine très élémentaire.

Peut-être y réussirai-je mieux, en suivant pas à pas l'évolution des idées telles qu'elles me sont apparues successivement au cours d'un demi-siècle.

En 1905, à l'occasion du Congrès de Mécanique appliquée tenu à Liège lors des Fêtes de l'Indépendance, j'ai eu l'honneur et l'insigne avantage de faire la connaissance de l'éminent Français qui s'est illustré dans la construction des turbo-machines.

En l'absence de Banki, qui avait présenté par écrit une étude sur les turbines à vapeur d'action, Rateau s'était offert de présenter devant l'auditeur cette théorie, devenue classique depuis.

Basée sur l'existence de deux coefficients, l'un φ tenant compte des pertes dans le distributeur, l'autre ψ se rapportant aux pertes dans l'aubage mobile, elle aboutissait à établir les courbes de rendement de la turbine d'action, à une ou plusieurs chutes de vitesse, en fonctions du rapport :

$$x = \frac{u_1}{c_1} \quad (8)$$

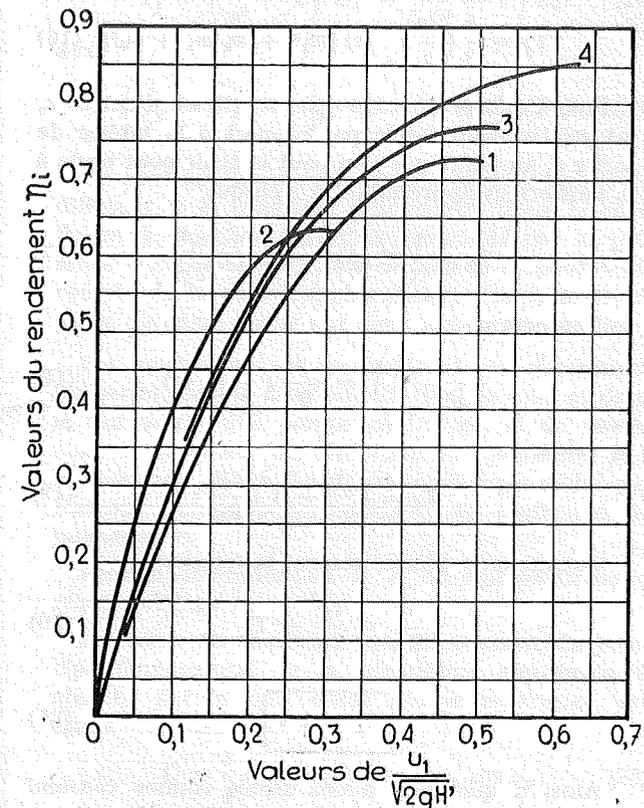
de la vitesse périphérique u_1 à la vitesse c_1 de sortie de l'aubage distributeur, ce que l'on pourrait appeler le coefficient de vitesse.

Pour moi, ce fut l'occasion de reprendre, en 1906, le sujet, et de tirer de cette théorie celle des turbines à vapeur à réaction du degré de réaction $\frac{1}{2}$, en fonction du rapport

$$x_1 = \frac{u_1}{\sqrt{2gH'}} \quad (9)$$

H' représentant la hauteur de chute utilisée par étage de la turbine.

Les diagrammes de la figure 1, tracés en 1906, sont encore valables aujourd'hui ; ils permettent de se rendre compte du bien-fondé des combinaisons rencontrées dans la construction des turbines, une roue d'action à deux chutes de vitesse suivie d'un groupe de roues à une seule chute, construit de telle façon que la vitesse de sortie c_2 puisse être récupérée dans l'aubage fixe suivant (fig. 2) ; ou bien encore une roue d'action à deux chutes de vitesse, suivie d'un tambour à réaction, avec des aubages du degré de réaction $\frac{1}{2}$.



1. Turbine à 1 chute de vitesse.
2. Turbine à 2 chutes de vitesse.
3. Turbine à 1 chute à vitesse de sortie récupérée.
4. Turbine à réaction du degré de réaction $\frac{1}{2}$.

Fig. 1

Le problème du calcul des turbines à vapeur pouvait ainsi être résolu, de façon rationnelle, de manière à donner à l'ensemble le rendement optimum.

En fait, on peut dire que tous les projets de turbines sont basés sur l'existence de ces courbes caractéristiques que l'on trouve figure 1 et qui, en définitive, n'ont de sens que si les valeurs de φ et de ψ peuvent être regardées comme constantes, quelles que soient la hauteur de chute H' , la vitesse du fluide écoulant, la pression et la température du fluide.

Ce qui est remarquable, c'est que les calculs des ensembles, basés en quelque sorte sur la confiance accordée à ces courbes, conduisent à des rendements aux essais, qui cadrent d'une façon plus que satisfaisante, avec les prévisions tirées du calcul.

Et pourtant, φ et ψ n'avaient alors, d'autre signification physique que celle-ci :

1) la vitesse c_1 , à la sortie du distributeur, n'est qu'une fraction φ de la vitesse théorique c .

$$c_1 = \varphi c \quad (10)$$

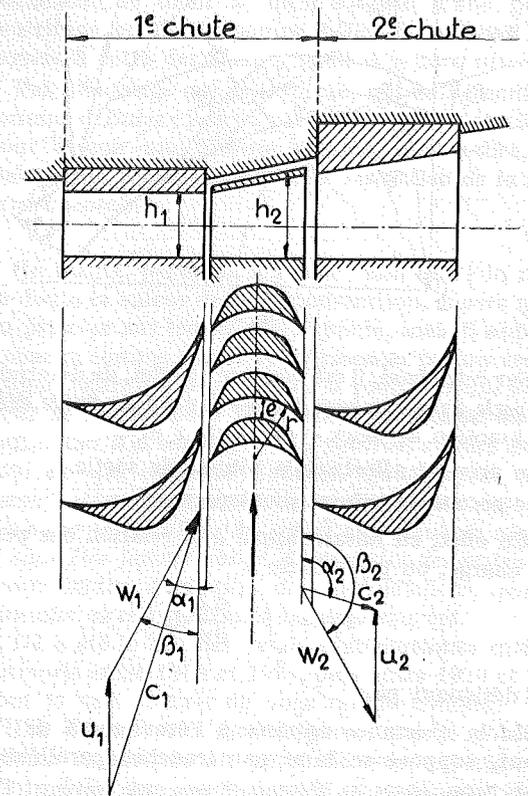


Fig. 2

2) La vitesse relative w_2 , à la sortie de l'aubage mobile, n'est qu'une fraction ψ de la vitesse d'entrée w_1

$$w_2 = \psi w_1 \quad (11)$$

Sans doute de telles concordances entre valeurs calculées et valeurs observées en ce qui concerne le rendement, demandaient-elles des éclaircissements.

En 1907, lorsque j'abordai l'étude des pompes centrifuges, j'eus la préoccupation de donner une signification physique à l'existence de ces coefficients φ et ψ que j'entendais utiliser, pour la mise sur pied, cette fois, d'une théorie générale, en commençant par celle des pompes centrifuges.

Pour ce qui concerne l'aubage mobile d'abord, j'admets que l'on resterait dans les limites d'approximation nécessaire à de tels calculs, en écrivant que $w = w_0 + k's$ (12) c'est-à-dire en supposant que la vitesse relative w allait croissant régulièrement de l'entrée à la sortie de l'aubage (fig. 3).

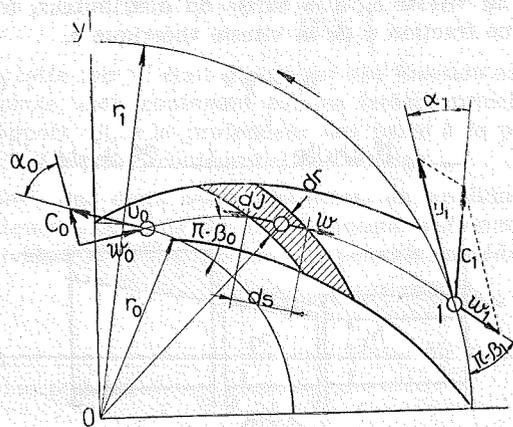


Fig. 3

Sur cette base, il est possible en effet, de déterminer la perte dans l'aubage mobile par kg de fluide débité, en fonction de deux coefficients φ et ψ

- le premier affectant la vitesse de sortie c_1
- le second la vitesse d'entrée w_0

En effet, en faisant appel à la relation des pertes de charge, on peut écrire

$$T_f = \int_0^1 \frac{dJ}{d\pi} ds \quad (13)$$

en désignant par

dJ la résistance opposée à l'écoulement de l'élément, supposé se faire par tranches parallèles ;

ds l'épaisseur de l'élément mesurée suivant l'axe du déplacement ;

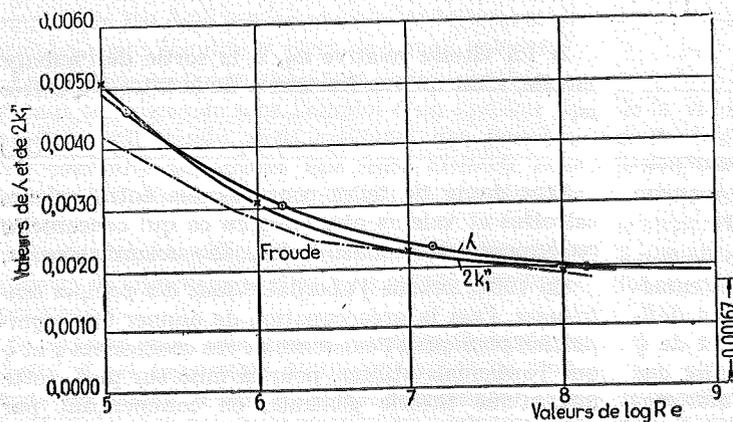


Fig. 4

$d\pi$ le poids de l'élément.

En hydraulique on admet que

$$dJ = k (m ds) \delta w^2 \quad (14)$$

m étant le contour de la surface mouillée, $(m ds)$ la surface mouillée ce qui conduit à

$$T_f = \int_0^1 k \left(\frac{m}{\sigma} \right) w^2 ds \quad (15)$$

Si on admet la relation (12)

$$T_f = \frac{k}{3} \left(\frac{m}{\sigma} \right)_m (s) [w_1^2 + w_0 w_1 + w_0^2] \quad (16)$$

Pour l'aubage directeur fixe, la vitesse d'entrée c_0 est relativement faible par rapport à la vitesse de sortie c_1 au point que l'on peut la tenir pour égale à 0, sans erreur appréciable, si bien que

$$T_f = \frac{1}{3} (2 gk) \left(\frac{m}{\sigma} \right)_m (s) \frac{c_1^2}{2g} \quad (17)$$

soit en posant

$$\left(\frac{1}{\varphi^2} - 1 \right) = \frac{2 gk}{3} \left(\frac{m}{\sigma} \right)_m (s) \quad (18)$$

la valeur de

$$T_f = \left(\frac{1}{\varphi^2} - 1 \right) \frac{c_1^2}{2g} \quad (19)$$

Comme on a nécessairement la relation

$$\frac{c^2}{2g} = \frac{c_1^2}{2g} + T_f \quad (20)$$

on voit que

$$c_1 = \varphi c \quad (21)$$

Ainsi φ que nous avons admis comme constant dans la théorie des turbines à vapeur, pour des aubages géométriquement semblables, est une fonction du coefficient de Reynolds par la présence de

$$2 g k = \lambda \quad (22)$$

qui n'est autre que le coefficient fixé pour les surfaces polies par le diagramme de la figure 4 valable pour tous les calculs des pertes de charge, dans des canaux supposés lisses.

Comme c'est le cas, quand il s'agit d'aubage de turbines à vapeur et que, avec les grandes vitesses d'écoulement, la valeur de R_e atteint aisément 10^7 , on voit apparaître clairement, en se référant à la figure 4, pourquoi la valeur de φ peut être

maintenue la même, en première approximation, quelle que soit la turbine, ou l'étage de la turbine envisagé.

Lorsqu'on veut se servir de la relation (16) pour le calcul de T_f dans un aubage mobile, il convient de tenir compte non seulement de la vitesse d'entrée w_0 , mais d'introduire un coefficient k_1 pour tenir compte de la perte à l'entrée proportionnelle à w_0 ce qui conduit pour l'aubage moteur, à la perte totale par kg de fluide débité

$$T_f = \left(\frac{1}{\varphi^2} - 1 \right) w_1^2 + \left(\frac{1}{\psi^2} - 1 \right) w_0^2 \quad (23)$$

avec

$$\left(\frac{1}{\psi^2} - 1 \right) = \left(\frac{1}{\varphi^2} - 1 \right) \left(1 + \frac{1}{\pi} \right) + k_1 \quad (24)$$

On peut appliquer également la formule au cas du diffuseur, à la condition d'introduire outre le coefficient k_1 de choc à l'entrée provoqué par la présence d'aubes épaisses, un coefficient k_s pour tenir compte de la perte supplémentaire due à la divergence du canal formé par deux aubes voisines.

Ces relations nous permettront de déterminer les pertes dans le distributeur, dans la roue et dans le diffuseur d'une pompe centrifuge, et de passer ainsi de la valeur du coefficient de puissance P à la valeur de M coefficient manométrique défini par Rateau. Occupons-nous d'abord du coefficient de puissance P .

Pour la détermination de P , on doit partir de la relation d'Euler.

En vertu du théorème issu directement du principe fondamental de la mécanique, le couple C absorbé par la roue d'une pompe centrifuge, est égal à

$$C = \frac{1}{g} (r_1 c_1 \cos \alpha_1 - r_0 c_0 \cos \alpha_0) \quad (25)$$

par kg de fluide débité par seconde (fig. 3).

En désignant par T_i le travail absorbé par kg de fluide débité par seconde

$$T_i = \omega C \quad (26)$$

et pour P

$$P = \frac{g T_i}{u_1^2} \quad (27)$$

la valeur du coefficient de puissance peut se calculer au moyen de la relation (28)

$$P = \frac{c_1}{u_1} \cos \alpha_1 - m \frac{c_0}{u_1} \cos \alpha_0 \quad (28)$$

avec

$$m = \frac{r_0}{r_1} \quad (29)$$

Comme dans les triangles des vitesses

$$c_0 \cos \alpha_0 = w_0 \cos \beta_0 + u_0 \quad (30)$$

$$c_1 \cos \alpha_1 = w_1 \cos \beta_1 + u_1 \quad (31)$$

il viendra

$$P = \left(1 + \frac{x'}{\text{tg } \beta_1} \right) - \left(m^2 + m n x' \frac{\cos \beta_0}{\sin \beta_1} \right) \quad (32)$$

avec

$$n = \frac{w_0}{w_1} \quad (33) \quad x' = \frac{w_1 \sin \beta_1}{u_1} \quad (34)$$

Ainsi P est donné par une fonction linéaire du coefficient de débit x' qu'il s'agisse d'une pompe centrifuge ou d'une pompe hélicoïde puisque pour arriver à cette dernière, il suffit d'y faire $m = 1$.

Pas d'ouvrage qui se respecte, qui ne démontre la formule d'Euler ; peu ou pas d'ouvrage qui l'utilisent pour asseoir une théorie valable, c'est-à-dire, une théorie qui rende compte sans restriction de la vérité expérimentale,

En réalité, personne n'y croit, non que l'on mette en doute la valeur de la démonstration, encore moins du principe sur lequel elle s'appuie, mais il apparaît à chacun comme abusif de représenter par un vecteur unique orienté à la sortie de la roue, suivant l'angle strict de l'aube, pour représenter la vitesse du flux tout entier à la sortie ; et l'on pourrait en dire autant pour ce qui concerne l'entrée. Qu'en est-il réellement ? Un seul moyen pour s'en rendre compte : comparer les résultats du calcul aux résultats observés et sans être jamais obligé d'introduire des restrictions encore moins d'admettre des contradictions, pouvoir constater qu'il y a identité des deux courbes.

Tel a été le but des essais systématiques que j'ai entrepris entre 1909 et 1914, puis entre 1920 et 1922 dont je vais essayer de vous rendre compte.

J'ai dit un seul moyen parce que je considère comme impossible au point de vue expérimental, d'introduire une sonde dans le courant, pour déterminer l'orientation des filets : la présence de la sonde modifierait tellement l'orientation de ces filets, qu'elle rendrait toute conclusion impossible.

Pour ne plus revenir sur la question du coefficient P , disons que la valeur de P telle qu'elle résulte des essais, ne correspond pas à la formule théorique établie ci-dessus.

Pour pouvoir faire cadrer cette formule, avec les résultats d'expériences, il faut multiplier le second terme par $(1 - K')$, le facteur $(1 - K')$ qui est sous la dépendance du nombre d'aubes, restant indéterminé provisoirement.

Ce n'est que quand la liaison entre la valeur de P déduite de la formule d'Euler et celle fournie par la théorie de l'hélice étendue aux ventilateurs, sera établie qu'une signification physique de K' apparaîtra clairement.

En tenant compte de la relation de continuité

$$2 \pi r_1 l_1 k' k'' w_1 \sin \beta_1 = 2 \pi r_0 l_0 k''' w_0 \sin \beta_0 \quad (35)$$

l_0 et l_1 étant les largeurs à l'entrée et à la sortie de la roue (fig. 3), la relation ci-dessus pourra s'écrire

$$P = \left(1 + \frac{x'}{\eta \beta_1}\right) - (1 - K') \left(m^2 + \frac{B x'}{\eta \beta_0}\right) \quad (36)$$

avec les relations suivantes :

$$\nu = \frac{l_0}{l_1} \quad m = \frac{r_0}{r_1} \quad \varepsilon = \frac{l_1}{r_1} \quad n = \frac{w_0}{w_1} = \frac{1}{m} B \frac{\sin \beta_1}{\sin \beta_0} \quad (37)$$

B étant mis pour

$$\frac{1}{\nu} \frac{k' k''}{k'''} \quad x' = \frac{Q}{u_1 r_1^2} \times \frac{1}{2 \pi \varepsilon k' k''} \quad (38)$$

Cette équation générale, vaudra pour tous les exemples d'application, qu'il s'agisse d'une pompe ou d'un ventilateur, centrifuge ou hélicoïde.

Pour le cas de l'hélicoïde, il suffira d'y faire

$$m = 1 \quad \nu = 1$$

et d'admettre

$$w_0 = w_1$$

hypothèse qui a servi de base pour la mise en équation, lorsque l'on fait dériver la théorie de la roue hélicoïde, de la théorie de l'hélice ; on trouvera ainsi

$$P = K' \left(1 + \frac{x'}{\operatorname{tg} \beta_1}\right)$$

Strictement parlant, il faut que les angles $(\pi - \beta_1)$ et $(\pi - \beta_0)$ soient assez petits pour que l'on puisse confondre le sinus avec la tangente, ou bien que l'on admette qu'il s'agit d'une hélice constituée par une portion de surface hélicoïdale à plan directeur pour laquelle

$$(\pi - \beta_1) = (\pi - \beta_0)$$

Les essais de vérification.

A l'époque où j'avais mis au point ces études sur la turbine à vapeur, puis sur la pompe centrifuge, le désir de pouvoir établir par la voie expérimentale, la concordance ou la non concordance, entre les valeurs calculées et les valeurs observées devint bientôt pour moi, une véritable obsession.

En 1909, je décidai de faire l'effort nécessaire pour établir les plans d'une pompe d'essai appropriée, où le changement des roues, des diffuseurs serait prévu, où le relevé des pressions en un grand nombre de points, pourrait s'effectuer aisément.

Je poursuivis même l'étude jusqu'à pouvoir monter la pompe avec deux roues en tension, mais je n'eus pas l'occasion d'en aborder les essais, qui n'auraient

eu en fait, d'autre portée que celle de faire connaître les pertes dans les canaux de retour qui constitue la pièce intercalaire.

Pour pouvoir effectuer les essais avec une rigueur « scientifique », le problème de l'installation restait aussi fondamental que celui de l'étude de la pompe.

Grâce à l'appui de mon Maître, Herman Hubert, Professeur de Mécanique appliquée, et grand ami de Rateau, j'eus la possibilité de profiter de l'installation du bac de jauge du laboratoire qui avait servi (et servait encore) aux célèbres essais sur la machine à vapeur, installée et auscultée par Dwelshauvers-Dery, au Laboratoire de Mécanique appliquée de l'Université de Liège, à partir de 1890.

Grâce aussi à l'appui de Armand Bailly, chef de service aux Ateliers de la Société Cockerill, l'homme des gros moteurs à gaz de Hauts fourneaux de 1905, la réalisation de la pompe devint une possibilité car il fallait résoudre un problème plus difficile encore, celui de réaliser le tout sans crédit.

Le tarage du bac de jauge, puis celui du moteur à courant continu au moyen d'un frein de Prony, prit le temps correspondant au délai d'exécution des modèles et de la pompe elle-même, à la Sté Cockerill.

En 1909, j'avais eu l'occasion de rencontrer Rateau, à la Courneuve, aux Etablissements Garnier, qui construisait alors les pompes de sa conception.

Je lui fis part de mes projets. Il m'y encouragea, estimant qu'en dehors des essais imposés lors de la réception des machines, il était, lui et ses concurrents d'ailleurs, dans l'impossibilité de poursuivre des essais systématiques tels que ceux que j'envisageais.

Et aussitôt, avec sa bienveillance coutumière, et les ressources inépuisables de son intuition, il attira mon attention sur le danger de prendre une roue trop petite, qui donnerait lieu à des pertes externes trop importantes.

Pour lui, une roue de 200 mm de diamètre lui paraissait nécessaire.

C'était précisément le diamètre que j'avais choisi pour l'édification des plans.

En 1911, la pompe fut mise en place ; il restait à exécuter des essais préalables pour la détermination :

- 1) de la puissance absorbée par les frottements externes de la pompe, comprenant nécessairement :
 - a) La puissance prise par le frottement de l'arbre dans ses paliers et bourrages ;
 - b) la puissance absorbée par le frottement des flasques de la roue dans l'eau.

Il fallait aussi déterminer au préalable l'importance des fuites aux joints hydrauliques prévus de part et d'autre de la roue, pour assurer son équilibre axial.

Ces derniers essais devaient être effectués avec la roue en mouvement, à différents nombres de tours, ceux qui allaient être choisis, pour effectuer les expériences destinées à la vérification des lois de similitude :

$$N = 1420 \text{ t/m} \quad N = 1920 \text{ t/m}$$

Au début de 1912, nous étions en mesure de passer aux essais proprement dits.

La première loi de similitude de Rateau peut être énoncée de la manière suivante :

« Pour une même machine, les courbes de M et de η_i sont uniques quel que soit le nombre de tours, du moment où ces courbes sont tracées en fonction du coefficient de débit x' ».

Cette loi se révèle remarquablement exacte, tout au moins si on entend par rendement η_i non le rendement global, mais le rendement indiqué ou rendement hydraulique ; celui que l'on obtiendrait si les pertes externes pouvaient être considérées comme nulles.

En traçant la courbe de P déduite directement de la puissance indiquée N_i

$$T_i = \frac{75 N_i}{\delta Q}, \quad P = \frac{g T_i}{u_1^2},$$

nous eûmes

Une bonne surprise : P était bien donné par une loi linéaire en fonction de x' ;

Une déconvenue : la droite expérimentale ne correspondait pas du tout à la droite théorique représentée alors par l'équation (32), la seule que nous admettions comme démontrée.

Qu'il s'agisse bien d'une droite, les figures 5 et 6 le montrent d'une façon péremptoire : la première obtenue au cours des essais envisagés ici, et présentée à titre d'exemple, la seconde fournie par la Société Escher Wyss pour un ventilateur hélicoïde.

La discordance dans l'orientation de cette droite m'entraîna à reprendre en 1914, la théorie issue

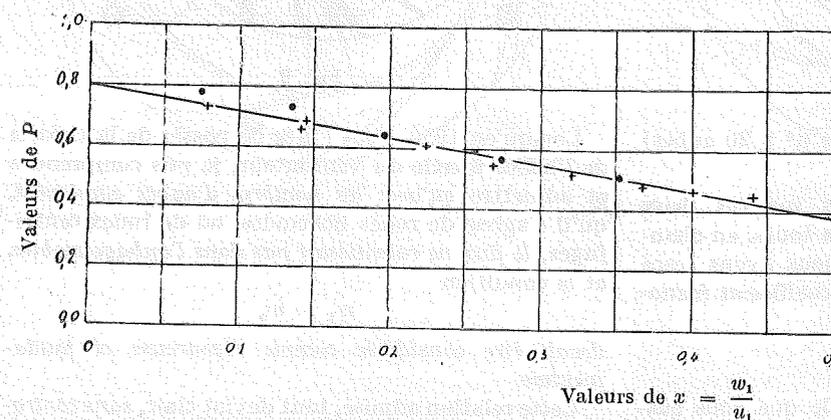


Fig. 5

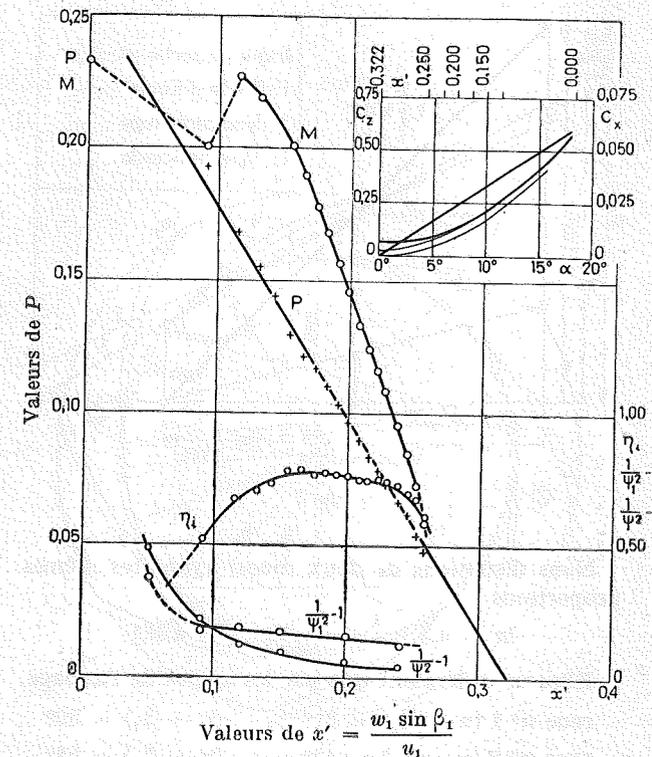


Fig. 6

directement de la formule d'Euler, en introduisant cette fois une notion nouvelle, celle du glissement tangentiel des filets à l'entrée « le flux n'entre pas à l'ouïe en restant orienté perpendiculairement au plan de l'ouïe » ; cet entraînement est maximum pour le débit voisin de zéro, et prend alors la valeur

$$(1 - K') u_0$$

Il devient nul pour le débit normal, celui qui correspond à l'entrée normale dans la roue, qui se traduit dans l'équation de condition par la relation :

$$w_0 \cos \beta_0 = u_0$$

C'est ce dernier débit qui doit nécessairement conduire aux pertes minimum à l'entrée, celui pour lequel le rendement passe par un maximum, ainsi que nous aurons l'occasion de le constater.

Nous l'avons appelé débit au synchronisme ; l'abscisse de ce point est celui qui se présente à l'intersection des deux droites (fig. 7).

Pour rendre clair ce qui va suivre, il est nécessaire que je donne une description rapide du matériel disponible dans les expériences envisagées ici.

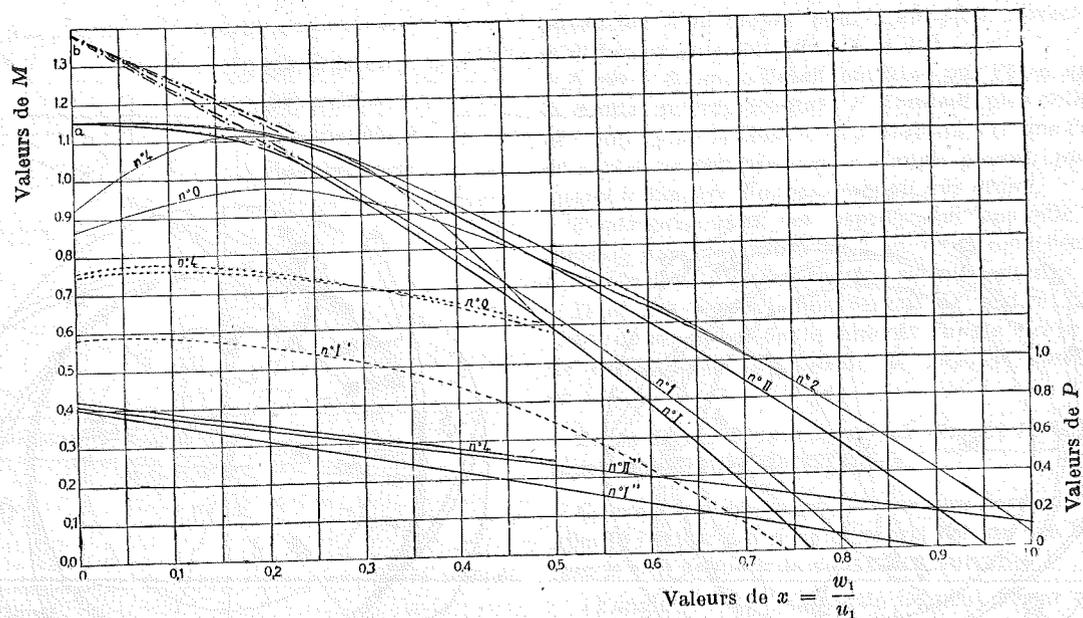


Fig. 11

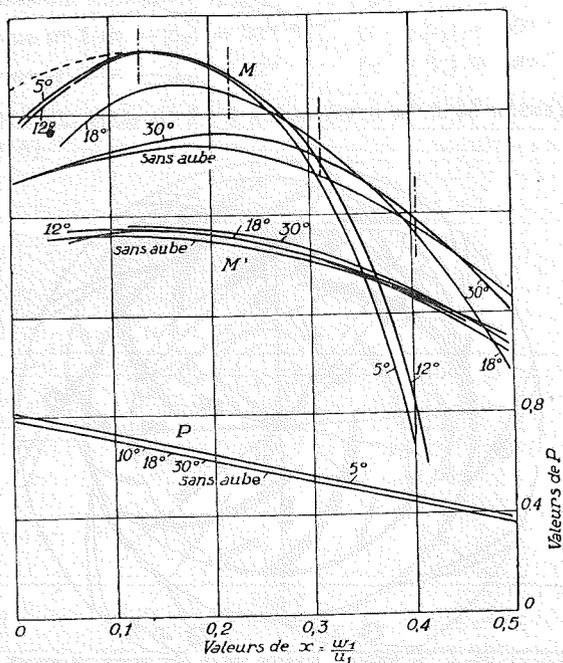


Fig. 12

Comment comprendre physiquement ce rôle du nombre d'aubes.

Parlons d'abord du ventilateur hélicoïde. La figure 13 donne le tracé d'un aubage pour $a/t = 1$: on voit que le canal formé par deux aubes voisines commence seulement à prendre la forme d'un canal divergent, d'une divergence suffisante pour que l'écoulement ait tendance à se produire « à gueule

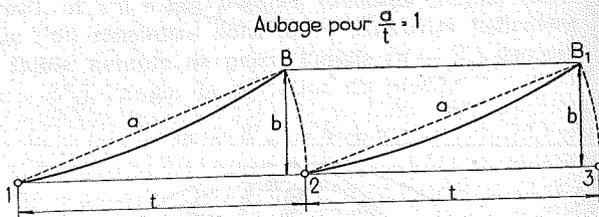


Fig. 13

bée » cas limite où w_1 deviendra plus petit que la vitesse w_0 dans le rapport inverse des sections.

Lorsqu'il s'agit d'une pompe centrifuge, c'est la force centrifuge qui entraîne le fluide dans l'aubage ; celui-ci est en quelque sorte aspiré à travers l'ouïe, laquelle comme le disait Rateau dans son mot imagé, « commande tout ».

Introduite dans l'équation de continuité, cette condition

$$\frac{w_0}{w_1} = n = 1$$

fait connaître

$$\frac{k''}{k'''}$$

Le fait qu'au synchronisme, la droite expérimentale doit couper la droite d'Euler, nous amène à une seconde relation qui donne

$$k'' \text{ fonction de } k'''.$$

Cette fois, il est possible et POUR LA PREMIÈRE FOIS, de dire que x' est connu numériquement

$$x' = \frac{Q}{u_1 r_1^2} \times \frac{1}{2 \pi \varepsilon k' k''} \quad (39)$$

et que les valeurs de M et P déduites des essais peuvent être portées dans un diagramme en fonction de x' et non de $\frac{Q}{u_1 r_1^2}$ comme le faisait Rateau.

C'est alors seulement que l'on peut confronter valeurs observées et valeurs calculées pour P , puis pour M , en fonction de x' vrai.

Je ne voudrais pas abuser de votre bonne attention, mais il me semble que l'exposé que j'ai entrepris n'atteindrait pas son but, s'il ne contenait une vue d'ensemble des résultats que nous avons pu tirer des essais sur les pompes centrifuges dont je viens de vous donner une idée. Et pour cela, il est nécessaire que nous établissions la valeur du coefficient manométrique M

$$M = \frac{2 g H'}{u_1^2}$$

Par définition H' est égal à

$$H' = T_i - T_0 - T_f - T_1 \quad (40)$$

en désignant par

- T_i le travail exigé par la roue pour kg de fluide débité par seconde ;
- T_0 le travail perdu dans le distributeur par kg de fluide débité ;
- T_f le travail perdu dans la roue par kg de fluide débité ;
- T_1 le travail perdu dans le diffuseur par kg de fluide.

De là

$$M = 2 P - P' \quad (41)$$

en donnant à P' la valeur

$$P' = \frac{2 g T_0}{u_1^2} + \frac{2 g T_f}{u_1^2} + \frac{2 g T_1}{u_1^2} \quad (42)$$

En fonction de x' coefficient de débit, nous avons pu tracer les trois courbes expérimentales :

la courbe de $2 P$,

la courbe de M ,

la courbe de $\eta_i = \frac{M}{2 P}$

Les diagrammes de la figure 14 donnent ces trois courbes pour la roue n° 6.

La différence d'ordonnées entre la courbe de $2 P$ et celle de M correspond à la valeur de P' qui, je le rappelle, a pour valeur explicite en fonction de

$$x = \frac{w_1}{u_1} \text{ (non } x' = x \sin \beta_1 \text{ qui lui est proportionnel).}$$

$$P' = \frac{2 g T_f}{u_1^2} + \frac{2 g T_1}{u_1^2} = \left[\left(\frac{1}{\varphi^2} - 1 \right) + \left(\frac{1}{\psi^2} - 1 \right) \right] x^2 + \left(\frac{1}{\psi^2} - 1 \right) \left(\frac{c_1}{u_1} \right)^2 \quad (43)$$

avec

$$\left(\frac{c_1}{u_1} \right)^2 = \frac{1 + 2 x \cos \beta_1 + x^2}{x^2} \quad (44)$$

si on fait abstraction des pertes dans le distributeur (terme T_0) ce qui doit être le cas dans nos essais puisque nous avons relevé la pression p_0 à l'entrée de la roue.

Le premier terme se rapporte donc aux pertes dans la roue.

Le second terme se rapporte aux pertes dans le diffuseur, pour lequel

$$\left(\frac{1}{\psi^2} - 1 \right) = \left(\frac{1}{\varphi^2} - 1 \right) \left(1 + \frac{1}{n} + \frac{1}{n^2} \right) + k_1 + k_s \quad (45)$$

n représentant ici le rapport des vitesses $\frac{c_1}{c_2}$ lequel est donné par l'inverse du rapport des sections d'entrée et de sortie,

k_1 un coefficient de choc dû à l'épaisseur des aubes,

k_s un coefficient de perte propre aux canaux divergents.

Nous avons donné dans le fascicule III, les formules explicites permettant de cal-

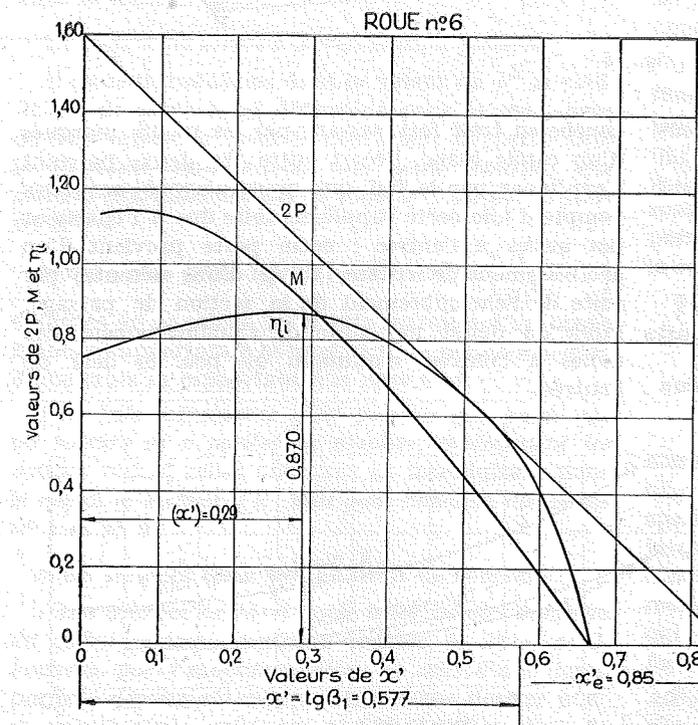


Fig. 14

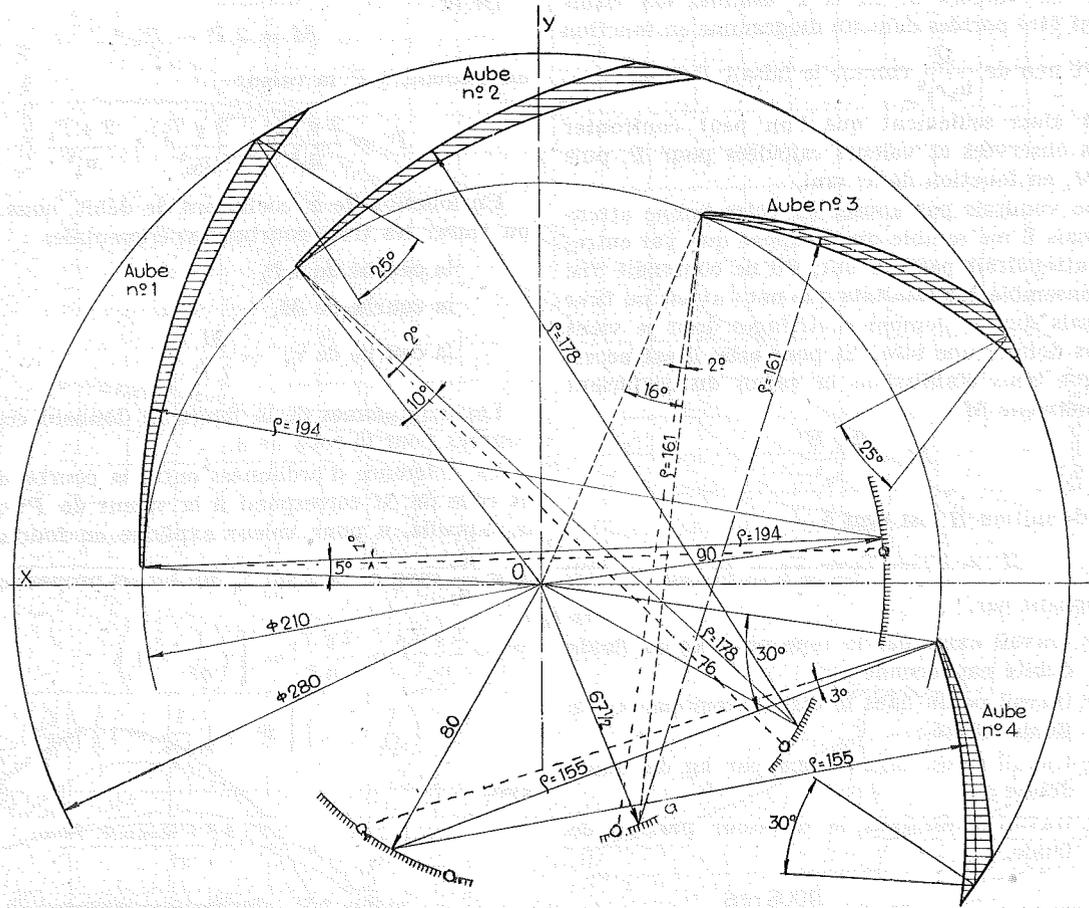


Fig. 15

culer k_1 et k_2 . Les tracés des diffuseurs dont nous donnons figure 15 le tracé des aubes, avec l'indication des angles α_1 et α_2 d'entrée et de sortie, permettent de calculer

$$\left(\frac{1}{\psi_1^2} - 1\right)$$

Bref, la valeur du coefficient de perte dans le diffuseur $\left(\frac{1}{\psi_1^2} - 1\right)$ a pu être calculé pour chacun

d'eux, et en portant en abscisse α , le calcul a donné lieu au diagramme de la figure 16.

Les points ainsi trouvés, sont marqués d'une croix entourée d'un cercle.

Pour pouvoir retrouver par le calcul, les valeurs de P déduites des expériences, tant pour la roue n° 1 que pour la roue n° 4, nous avons dû adopter pour courbe réelle, la

courbe en trait fort passant par les points marqués d'un cercle blanc, l'écart entre les deux, pouvant s'expliquer par le fait que nous n'avons pas tenu compte d'une perte supplémentaire due à l'épaisseur des aubes à l'entrée ; cette perte provient d'un accroissement de vitesse, suivie d'une détente, par suite de l'encombrement de la section de passage, faible au début par suite de l'amincissement des aubes à l'entrée, maximum un peu au delà de l'entrée.

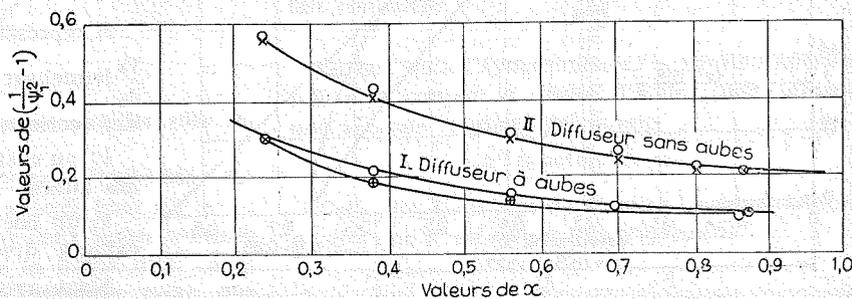


Fig. 16

Cette valeur admise pour la perte dans le diffuseur qui correspond au 2^e terme de P' , nous avons pu en déduire, la perte dans la roue et le coefficient qui en résulte.

Pour la roue n° 1 il est donné par la courbe I de la figure 17 ; pour la roue n° 4 il est donné par la courbe II de la même figure.

Le coefficient de perte passe par un minimum pour une valeur de α correspondant sensiblement au synchronisme, c'est-à-dire pour le débit qui donne à la vitesse relative d'entrée la direction fixée par l'angle $(\pi - \beta_0)$ de l'aube.

brement à l'entrée de la roue, la valeur résultant du tracé de l'aubage lui-même.

« En pompe centrifuge, c'est l'aube qui commande ».

Tout ce que nous venons d'exposer se rapporte à la pompe centrifuge. Nous pouvons dire que les lois de similitude et les résultats du calcul, valent tout autant pour les pompes hélicoïdes que pour les pompes centrifuges.

Je ne pourrai pas reprendre, comme je viens de le faire, par le détail, les essais effectués sur les pompes hélicoïdes ; les conclusions que nous avons pu en tirer sont, en tout cas, aussi décisives.

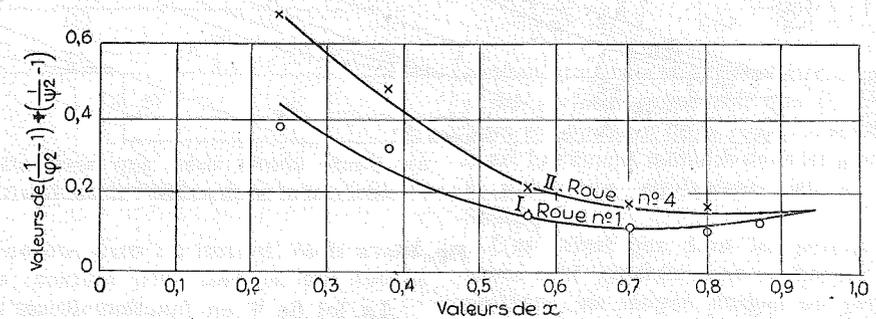


Fig. 17

C'est pour ce débit, ou plus exactement pour cette valeur de α au synchronisme, que nous avons été en mesure de calculer les valeurs du coefficient de perte dans la roue.

Et nous voici arrivé à la vérification décisive :

Si nous introduisons dans la valeur de P' le coefficient de perte ainsi déterminé pour la roue, nous devons retrouver pour le coefficient de perte dans le diffuseur sans aubes, une seule courbe, que celui-ci soit alimenté par la roue n° 1 ou par la roue n° 4.

Nous avons porté fig. 16 les valeurs de $\left(\frac{1}{\psi_1^2} - 1\right)$ déduites de ce calcul, les points marqués d'un cercle blanc se rapportant à la roue n° 1, les points marqués d'une croix se rapportant à la roue n° 4.

Une telle coïncidence n'est possible que parce que les valeurs de α portées en abscisse, représentent les valeurs réelles, celles obtenues en introduisant dans le calcul le coefficient k'' vrai pour chacune des roues n° 1 et n° 4.

Nous sommes cette fois en droit de conclure :

« Les courbes de M et de P telles qu'elles résultent du calcul correspondent aux courbes de M et de P fournies par l'expérience, et cela d'une façon parfaite », pour autant que l'on puisse donner à k'' sa valeur vraie, celle qui résulte de l'équation de continuité quand on donne à k''' , coefficient d'encom-

Je ne ferai allusion, d'une manière explicite, qu'à deux pompes hélicoïdes, l'une à 4 aubes, l'autre à 8 aubes dont la figure 18 donne le tracé d'aubage tel qu'il a été dessiné et construit par la Société de Construction d'Ensilval.

Les résultats d'essais pour ce qui concerne la fonction P sont donnés par les figures 19 et 20, les points noirs sont ceux déduits des essais lorsqu'on ne tient pas compte de l'encombrement de la section à l'entrée ; les courbes lorsqu'on en tient compte, sont désignées par la lettre R ; la figure 19 se rapporte à la roue à 4 aubes, la figure 20 se rapporte à la roue à 8 aubes.

Pour 8 aubes, la valeur de a/t est plus grande que 1 et la relation théorique

$$P = K' \left(1 + \frac{\alpha'}{\text{tg } \beta_1}\right)$$

n'est plus applicable parce qu'elle est basée sur la relation de condition $w_1 = w_0$. Or, pour des aubes aussi rapprochées, le flux ralentit depuis l'entrée jusqu'à la sortie, l'aubage jouant le rôle de divergent. C'est à l'équation générale (36) qu'il faut avoir recours, si l'on veut retrouver les points I, II, III qui cadrent avec la courbe expérimentale d'une façon parfaite (fig. 20).

Pour le cas de la roue à 4 aubes, la relation théorique correspond à la courbe expérimentale, si on y fait $a/t = 0,67$

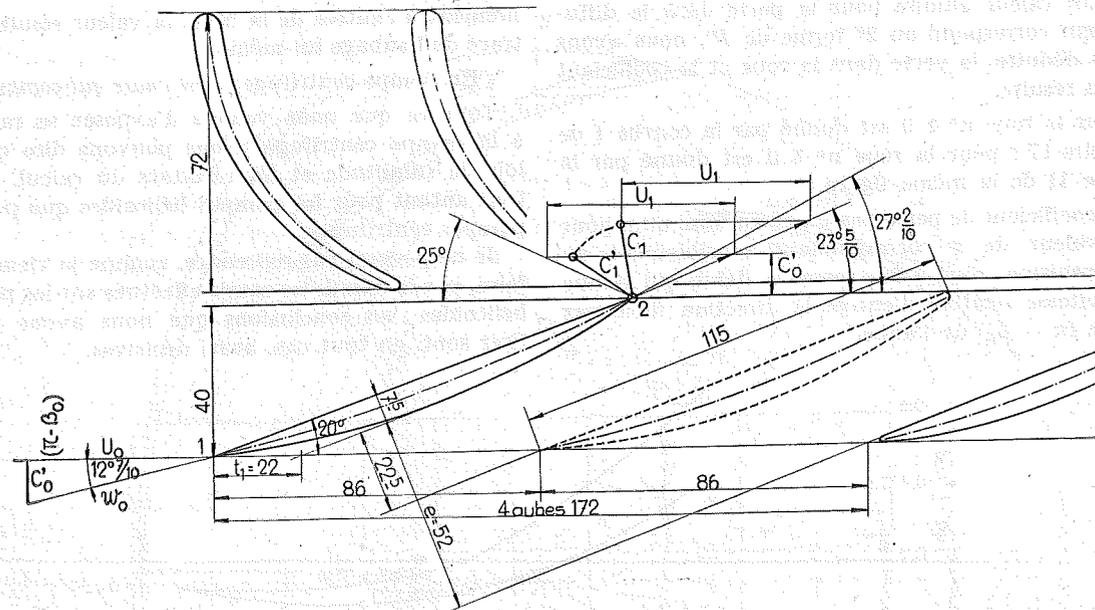


Fig. 18

La loi de Ψ en fonction de a/t d'abord linéaire, devient asymptotique à l'ordonnée 0,55.

Cela vient de ce que la section de passage à l'entrée va se rétrécissant à mesure que le nombre d'aubes grandit. Si l'on pouvait opérer avec des aubes minces, la loi qui lie Ψ à a/t serait linéaire jusque $a/t = 1$: tant que les ailes ne se recouvrent pas par leur extrémité, chacune joue au point de vue de la déviation des flux, le même rôle : la masse déviée est la même pour chacune d'elles ; son épaisseur e par rapport à a est donnée par le rapport

$$\frac{e}{a} = \pi$$

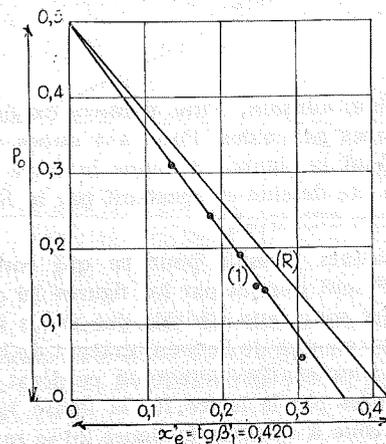


Fig. 19

Comme nous disposons des données et des résultats d'expériences pour trois autres exemples.

1) 2 ventilateurs — un à 3 pales et un à 4 pales profilées, construits et essayés par les Ateliers de la Meuse, de 0,940 m de diamètre ;

2) 1 ventilateur Esher-Wyss à 10 pales profilées de 0,600 m de diamètre,

nous avons pu tracer la courbe de $K' = \Psi$ en fonction de a/t (fig. 21).

Les points (1) et (2) se rapportent aux deux premiers ventilateurs,

le point E se rapporte au troisième,

les points E_1 et E_2 sont relatifs respectivement à la pompe à 4 aubes et à la pompe à 8 aubes.

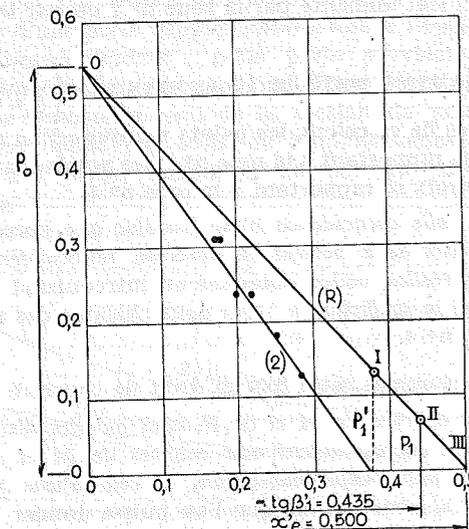


Fig. 20

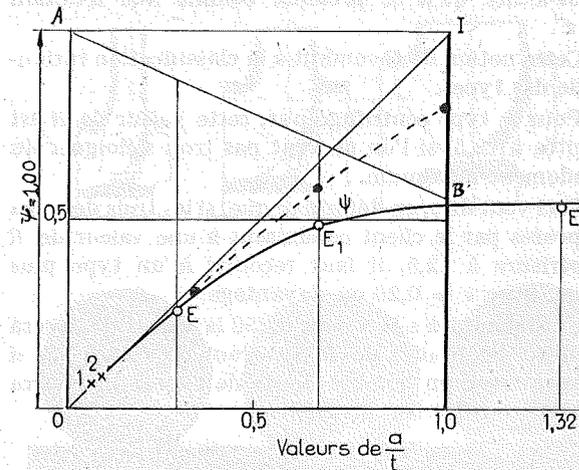


Fig. 21

C'est sur cette base que nous avons établi les courbes caractéristiques de l'hélice dans le fascicule II de 1956.

Nous y reviendrons dans un instant. Mais avant, nous voudrions conclure pour tout ce qui touche aux pompes et ventilateurs.

CONCLUSIONS

pour tout ce qui touche aux turbo-machines

Nous n'avons fait porter notre examen que sur les turbo-machines réceptrices :

Pompes, ventilateurs, compresseurs

mais il apparaît évident que la théorie exposée pourrait être utilisée pour l'étude des turbines hydrauliques et des turbines vapeur.

Il serait simplement plus commode d'établir pour les turbines, les valeurs du coefficient de puissance et du coefficient manométrique en fonction, non du coefficient de débit, mais du coefficient de vitesse

$$x = \frac{u_1}{c_1} \text{ ou } x_1 = \frac{u_1}{\sqrt{2gH'}}$$

On arriverait évidemment aux mêmes conclusions en ce qui concerne la loi de similitude ; nous l'énoncerons comme suit :

« Toutes les turbo-machines géométriquement semblables, sont caractérisées par deux courbes :

1) la courbe du coefficient de puissance P ,

2) la courbe du coefficient manométrique M ,

en fonction du coefficient de débit x' ,

et cela quelle que soit la vitesse angulaire, quelle que soit la hauteur d'élévation (ou hauteur de chute s'il s'agit d'une turbine) et chose plus extraordinaire sur laquelle nous reviendrons, quelle que soit la nature du fluide employé pour autant que le fonctionnement ait lieu en « régime turbulent ».

Pour ce qui concerne la nature du fluide employé, cela tient à ce que la région d'utilisation de la machine dépend de la nature du fluide, et que le nombre de Reynolds dans cette région, varie relativement peu.

La plus grande erreur qu'introduit cet énoncé et qui ne dépasse pas deux ou trois pour cent, c'est qu'il fait abstraction de la rugosité relative des parois quand on passe d'une petite dimension à de très grandes dimensions : cela tient à ce que le coefficient

$$\lambda = 2 g k = \text{fonction de } R_e,$$

qui s'introduit dans le calcul des coefficients de perte

$$\left(\frac{1}{\varphi^2} - 1\right) \quad \left(\frac{1}{\psi^2} - 1\right) \quad \left(\frac{1}{\psi_1^2} - 1\right)$$

contient un terme supplémentaire lorsque l'on a affaire à des surfaces rugueuses, que ce terme supplémentaire est fonction de la rugosité relative et que celle-ci est forcément moindre dans les grandes dimensions, à matériaux équivalents et à parachèvements identiques.

C'est ainsi que dans les petites dimensions, les roues sont généralement en bronze qui se prête au grattage, au moyen duquel on peut arriver à des surfaces lisses.

Dire que P et M sont identiques, c'est dire que le rendement indiqué est le même, pour les mêmes rapports de dimensions et les mêmes angles.

Le maximum maximum se situe à 0,90 pour les pompes, 0,92 ou 0,93 pour les turbines hydrauliques du type centripète à réaction, la différence en faveur de ces dernières, venant de ce que les coefficients de pertes sont plus faibles, toutes choses égales, pour ce qui concerne le distributeur que pour ce qui concerne le diffuseur (en raison du coefficient supplémentaire k_s dû à la divergence de parois quand il s'agit de diffuseurs). Or, l'énergie à l'entrée du diffuseur des turbines se trouve être beaucoup plus faible que celle constituée à l'entrée du diffuseur, dans les pompes.

Ainsi donc, aucune observation n'échappe à la théorie lorsque celle-ci est poussée à ses limites, comme nous venons de le faire.

Nous pouvons aller plus loin.

Dans la pratique, les angles de sortie $(\pi - \beta_1)$ qu'il s'agisse de pompes ou de turbines, ne dépassent pas 30°.

Cela tient à ce que l'angle de déviation par l'aube, c'est-à-dire la différence entre l'angle d'entrée au débit normal, et l'angle de sortie, ne doit pas dépasser 20°, si l'on ne veut pas introduire une perturbation dans l'écoulement, comme celui que l'on constate dans l'aile d'avion, à partir d'un tel angle de 20°.

Or, avec des angles d'entrée $(\pi - \beta_0)$ de 10 à 12°, on voit que, à respecter cette limite, on reste en dessous de la valeur 30°.

Cela ne veut pas dire que des angles plus grands ne peuvent pas être utilisés, mais qu'à partir de 30° le rendement tend à fléchir et que la courbe de M se présente avec des discontinuités non observées jusque là. Cela ressort des essais de la roue n° 4 notamment, présentant un angle de sortie de 58° pour laquelle le rendement η_i est descendu de 0,90 à 0,86.

Dans tout ce qui précède, nous n'avons parlé que de rendement indiqué, que l'on pourrait plus justement appeler rendement hydraulique.

Le rendement qui intéresse l'utilisateur est le rendement effectif.

Lorsque les roues sont larges à la périphérie, avec un rapport ε de l'ordre 0,5 pour fixer les idées, les pertes externes et les fuites deviennent relativement faibles, et le rendement effectif se rapproche du rendement indiqué. Disons que, dans les meilleures conditions, on peut atteindre 0,87.

Mais pour les pompes du type centrifuge proprement dit, disons pour $\varepsilon = 0,10$ pour fixer les idées, le rendement organique peut tomber pour une pompe à une seule roue, à 0,90 et le rendement effectif, sans tenir compte des fuites à $0,90 \times 0,90$ soit à 0,81.

Les fuites peuvent encore prendre plusieurs %, si bien que le rendement global est de l'ordre de 0,75 à 0,76

Ce rendement peut tomber facilement en dessous de 0,75. Pour les grandes dimensions, le jeu aux joints hydrauliques est proportionnellement plus petit et la perte par fuite peut se réduire à 2 ou 3 % ; les pertes par frottement dans les paliers et bourrages se trouvant, elles aussi, diminuées, au point de vue relatif, et le rendement peut remonter à 0,80 ou 0,85.

Quand on examine les courbes de la figure 22 valables pour une roue présentant une valeur de ε de l'ordre de 0,1, on se rend compte que, pour rester dans les limites raisonnables de rendement, on ne peut utiliser ce type qu'entre $\alpha' = 0,15$ et $\alpha' = 0,32$.

Dans ces limites, le coefficient manométrique M varie de 1,1 à 0,80, et la valeur de R dont je n'ai pas eu l'occasion de parler jusqu'à présent et qui est déterminée par l'ensemble des 3 données fondamentales $Q H' N$ de telle façon que

$$R = \frac{Q N^2}{(2g)^{3/2} H'^{3/2}} \quad (46)$$

peut passer de 4,0 à 12,5.

Il est facile d'établir, en effet, que R ainsi défini est égal à

$$R = \frac{2\pi}{60^2} \varepsilon k' k'' \frac{\alpha'}{M^{3/2}} \quad (47)$$

c'est-à-dire qu'il se présente comme une fonction de α' .

Cette notion de R conduit à la classification rationnelle des types.

Pour le type centrifuge pur, cette valeur de R est limitée à 12,5, si l'on ne veut pas trop s'éloigner du rendement maximum.

Ceci veut dire, en définitive que, si les trois données imposées par le client conduisent à une valeur de R supérieure à 12,5, il faut recourir à un type plus large, avec $\varepsilon = 0,20$ ou davantage.

En donnant à ε la valeur 0,250 la valeur de R sera doublée, les limites de R passeront de 12,5 à 25, si bien qu'avec un nombre limité de types, on pourra couvrir tous les besoins entre

$$R = 4 \text{ et } R = 400$$

à la condition de tolérer une réduction de 2 ou 3 % par rapport au rendement maximum accessible.

Les valeurs de R au delà de 200, ne peuvent être réalisées qu'avec le type hélicoïde ; avec ce dernier, le rendement limite dépend essentiellement du tracé du diffuseur, les pertes dans la roue ne dépassent pas à elles seules, 3 %.

La figure 23 donne une coupe des types fondamentaux auxquels on peut avoir recours ; la figure 24 montre de face la photographie des roues correspondantes.

Tout ce que nous venons d'exposer, se rapporte aux turbo-machines proprement dites.

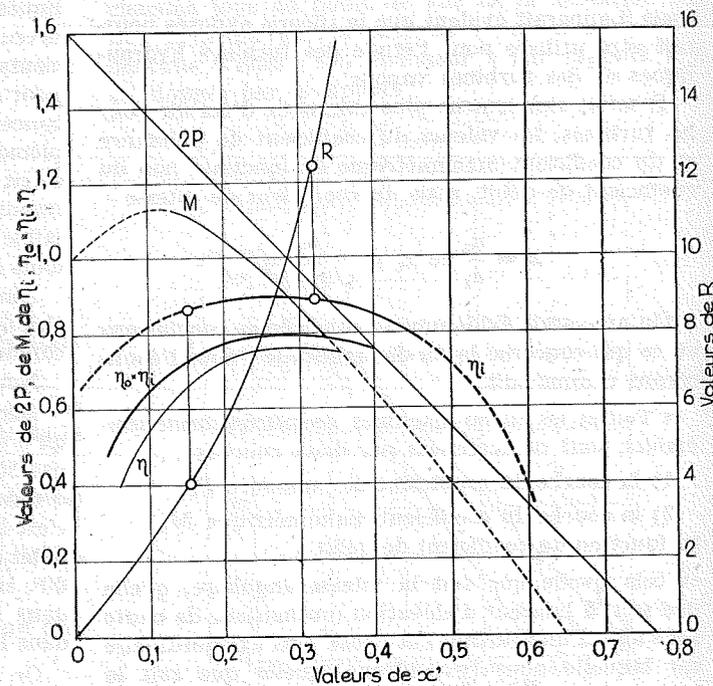


Fig. 22

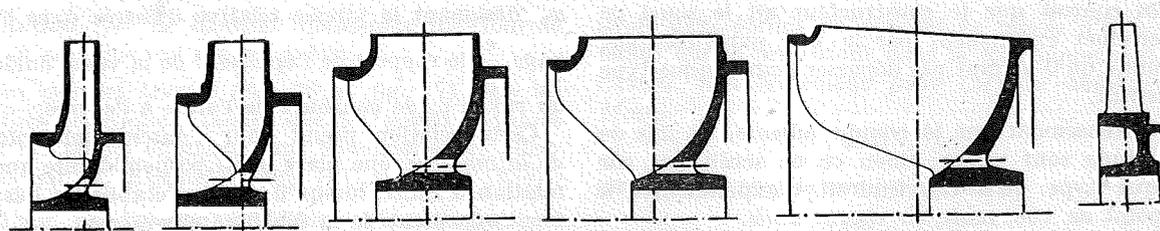


Fig. 23

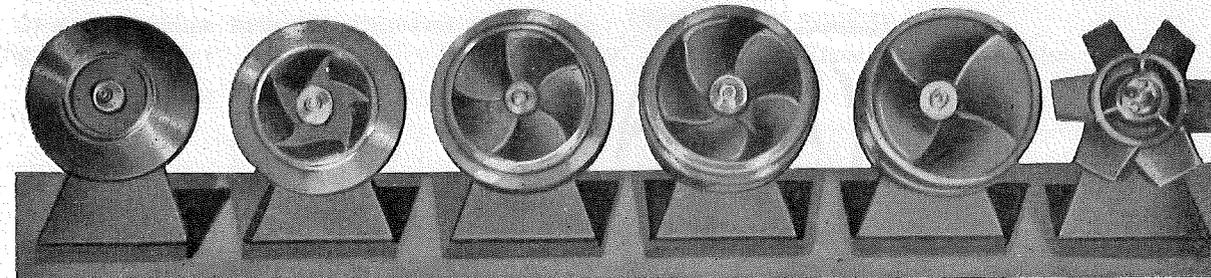


Fig. 24

Il semblerait que l'hélice dont nous avons parlé tout au début de notre exposé, n'ait pas bénéficié d'un semblable effort d'auscultation.

A vrai dire, nous n'avons pu disposer à aucun moment, de documents suffisamment complets pour l'hélice en translation, qui nous eussent permis de procéder à une confrontation minutieuse des résultats fournis par le calcul et des résultats tirés d'essais systématiques.

Tout ce que nous avons pu faire dans cette voie, c'est de procéder au calcul des hélices qui s'adaptent à un avion de transport tel que le DC 6, et de nous rendre compte que les valeurs trouvées par le calcul correspondaient d'une manière plus que satisfaisante, aux valeurs utilisées dans l'application.

Les calculs détaillés se trouvent exposés dans le fascicule II de 1956.

La loi d'Euler qui exprime la relation entre le coefficient de puissance P et le coefficient de débit α' , pour ces dernières, est linéaire pour l'hélice comme pour les pompes et les ventilateurs.

La figure 25 résume ce qui a été établi.

1) pour la pompe centrifuge avec $m = \frac{r_0}{r_1} = 0,5$ 8 aubes.

$$(\pi - \beta_1) = 30^\circ, \text{ la courbe I}$$

2) pour la pompe hélicoïde avec $m = 1,4$ aubes.

$$(\pi - \beta_1) = 23^\circ \frac{1}{2}, \text{ la courbe II}$$

3) pour l'hélice $\frac{p}{2\pi R_1} = 0,6$ 3 pales, $(\pi - \beta_1) = 31^\circ$

la courbe III

Les parties soulignées de ces courbes représentent les régions d'utilisation.

Les points indiqués sont les points expérimentaux.

Pour la roue 1 centrifuge qui a été expérimentée longuement avec 5 diffuseurs différents, dont le diffuseur sans aubes en particulier, nous disposons de 20 fois plus de points que ceux que nous avons indiqués et qui correspondent tous aux essais avec diffuseur sans aubes.

Pour passer des courbes de P aux courbes de M nous avons vu qu'il suffisait de pouvoir calculer P' puisque

$$M = 2P - P'$$

P' dépend lui, du coefficient $2gk = \lambda$, le λ des pertes de charges en régime turbulent.

Dire que pratiquement P' dépend peu des dimensions, et qu'ainsi les lois de similitude restent vraies, quelles que soient les dimensions et la nature du fluide, demande une explication.

Nous l'avons donnée dans le fascicule I en utilisant les valeurs de λ que nous avons établies pour le cas des tuyaux et des disques rugueux.

Je voudrais vous demander encore quelques instants, pour effleurer la question de la Cavitation et des lois qui régissent ce phénomène critique qui apparaît dans les turbo-machines hydrauliques, lorsque celles-ci fonctionnent avec une grande dépression à l'ouïe.

Dans le cas du fonctionnement avec une dépression importante à l'ouïe, il se présente un débit pour lequel ce fonctionnement devient défectueux à ce point qu'il est impossible de maintenir la machine en service, sous peine de retrouver après très peu de temps, les aubes profondément érodées.

On conçoit que le constructeur ait le souci de déterminer exactement par la voie expérimentale, la limite qu'il ne faut pas dépasser pour chaque type construit.

Heureusement que là comme ailleurs, les lois de similitude sont vraies, sinon ce ne serait pas sur chaque type qu'il conviendrait d'expérimenter à ce point de vue, mais sur chaque unité.

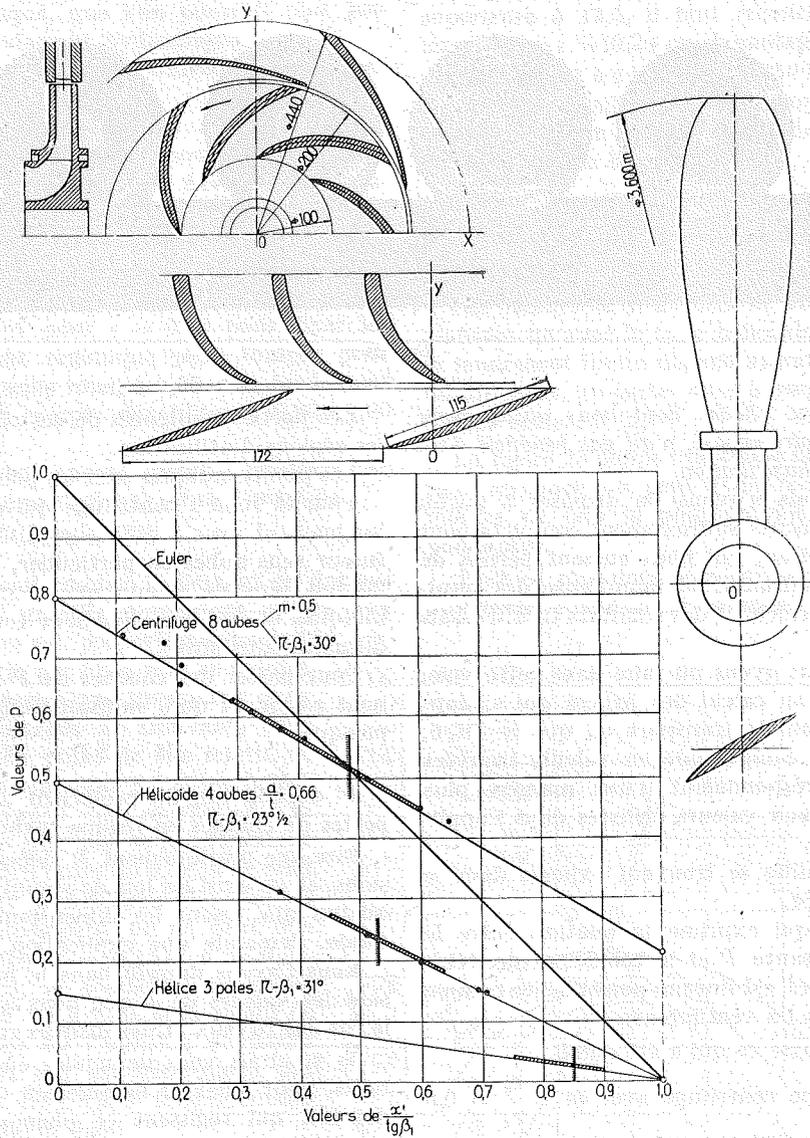


Fig. 25

Le point de départ de l'étude théorique de la cavitation qui, je tiens à la souligner, nous a donné autant de satisfactions que toutes celles dont nous venons de rendre compte, a été la relation

$$p = \frac{\delta}{g} \frac{e_1}{\rho_1} w_0^2 \quad (48)$$

w_0 désignant la vitesse relative d'entrée dans l'aube, $\frac{e_1}{\rho_1}$ le rapport de l'épaisseur de la veine fluide e_1 au rayon ρ_1 de courbure de l'aube à l'entrée.

Cette relation prend pour l'auscultation interne de la machine, une place aussi prépondérante que la relation d'Euler, lorsqu'il s'agit d'établir les lois de fonctionnement de la machine elle-même.

Nous nous bornerons à présenter les courbes qui donnent la valeur du coefficient de cavitation défini par la relation

$$\sigma_c = \frac{p_0 \sqrt{\delta}}{H'} \quad (49)$$

p_0 représentant la pression absolue qui ne doit pas être dépassée au point le plus dangereux pour la

cavitation, H' la hauteur manométrique fournie par la machine, au régime prévu.

Les courbes tracées (fig. 26 et fig. 27) sont les courbes théoriques, tandis que les points indiqués sont les points observés dans les expériences effectuées par M. Kestlicher (voir R.U.M., mars 1939) :

1) sur une pompe centrifuge géométriquement semblable à la pompe essayée au Laboratoire de Liège (fig. 26) .

2) sur la pompe hélicoïde d'Ensival à 4 aubes (fig. 27).

avait déjà permis de préciser la raison d'être des bangs qui se présentent dans le fonctionnement de l'avion, non seulement pour (M) (le nombre de Mach)

$$(M) = 1$$

mais encore pour le nombre de Mach

$$(M) = 1,15$$

On trouvera cet exposé dans le fascicule I de 1954, fascicule consacré à

l'Etude des coques et ailes

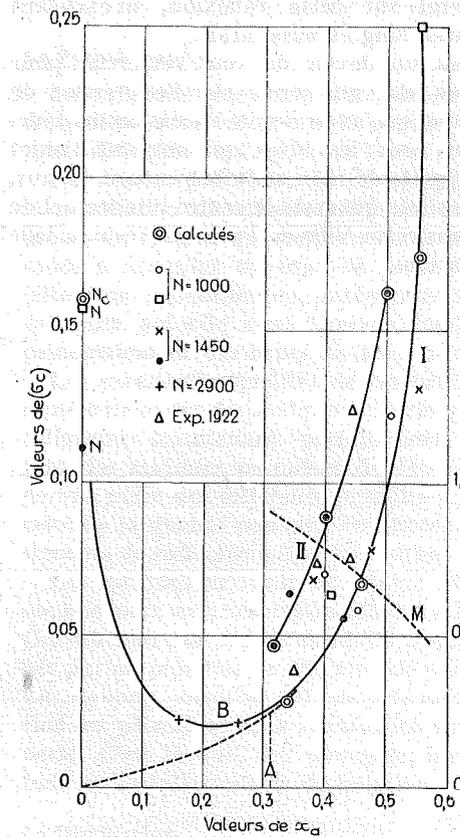


Fig. 26

A partir de l'abscisse correspondant au synchronisme, les concordances sont entièrement satisfaisantes.

Je n'entrerai pas dans les détails ; qu'il me suffise de souligner que le coefficient de cavitation minimum pour la pompe centrifuge avec $m = 0,5$ est de l'ordre de 0,025 ;

pour la pompe hélicoïde avec 4 aubes, ce coefficient atteint 1,200 c'est-à-dire 50 fois plus grand.

La conséquence c'est qu'avec la pompe hélicoïde, il faut faire fonctionner la pompe sous charge.

La relation de base ci-dessus (48), qui constitue le point de départ de l'étude sur la cavitation, nous

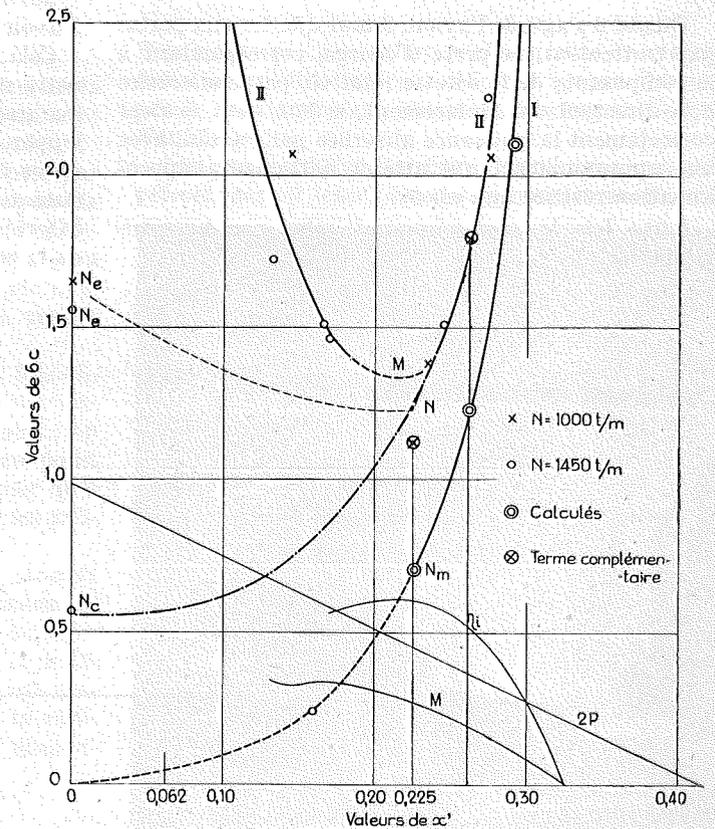


Fig. 27

dont je puis mettre des exemplaires à la disposition des auditeurs que la question intéresse.

Il leur suffira de communiquer leur adresse au Secrétariat de la Société des Ingénieurs Civils.

Il est temps de conclure ; je m'en tiendrai aux faits les plus caractéristiques.

Tout d'abord la conclusion la plus fondamentale :

L'hypothèse des filets parallèles, base de la démonstration d'Euler, est une réalité.

Quand il s'agit d'une machine centrifuge ou centripète par filets parallèles, il faut entendre des spirales logarithmiques conformément à la loi des aires.

Tout ce qui a été énoncé au point de vue des lois de similitude, ne vaut que pour le régime de l'écoulement turbulent.

La loi linéaire, en fonction du coefficient de débit ou de vitesse, pour le coefficient de puissance

$$P = \frac{g T_i}{u_1^2}$$

est « une vérité » non seulement pour toutes les turbomachines, mais pour les hélices en translation.

Quand il s'agit de l'avion, il faut ajouter aux pertes par frottement, la perte d'énergie correspondant à la composante de la vitesse relative, perpendiculaire à la direction du déplacement, si l'on veut évaluer correctement la puissance absorbée par l'avion, avec une approximation qui atteint nettement l'approximation réalisée aux essais.

Cette fois le *vrai* n'apparaît plus comme *vraisemblable*.

Peut-être reste-t-on en droit de me demander ce que j'entends par vérité ; mais vous avez pu vous en rendre compte : il s'agit non seulement de la vérité telle qu'elle découle des principes de la mécanique, mais de la vérité telle qu'elle résulte de l'expérimentation systématique, celle qui ne trompe pas, qui permet d'aller de l'avant, de construire, je dirais volontiers sans inquiétudes, s'il n'y avait au delà du calcul des dimensions générales, une somme impressionnante de calculs visant à la détermination de dimensions particulières qui peuvent avoir des conséquences décisives même catastrophiques, si l'on s'en remet au passé.

Je terminerai sur cette réflexion, m'excusant d'avoir été aussi long et aussi aride.

Cela me fait un devoir de vous remercier pour votre attention, de vous renouveler l'expression de ma gratitude pour m'avoir donné l'occasion de développer devant vous les idées qui ont fait l'objet d'une bonne partie de mon activité pendant 52 ans, dans cette Capitale qui reste le centre intellectuel de l'Occident, dans cette Ville de Paris qui reste la ville de la consécration.

La plus forte
production
d'EUROPE

3 ans de Garantie...



Mille
Références

Gaston

MOYSE

Locotracteurs

67, Champs-Élysées • PARIS-8^e • ELYsées 38-20

Usines à La COURNEUVE

CENT DOUZIÈME ANNÉE
FASCICULE V - SEPTEMBRE-DÉCEMBRE 1959

SOCIÉTÉ DES INGÉNIEURS CIVILS DE FRANCE



MÉMOIRES

PUBLICATION BIMESTRIELLE

PARIS
HOTEL DE LA SOCIÉTÉ
19, rue Blanche (9^e)

ABONNEMENTS:
FRANCE 2 200 F, ÉTRANGER 2 800 F
PRIX DU NUMÉRO
500 FRANCS

ÉDITEUR
DUNOD
92, Rue Bonaparte
PARIS (6^e)

PUBLICITE :
SPIC, 5, Avenue George-V, PARIS-8^e
Tél. : BAL. 71-19