

LES  
POMPES CENTRIFUGES A HAUTE PRESSION

RÉSULTATS DES ESSAIS

effectués au Laboratoire de Mécanique appliquée et de Physique industrielle  
de l'Université de Liège,

PAR

CH. HANOCQ,

Ingénieur A. I. Lg. et A. I. M.,  
Répétiteur du Cours de Physique industrielle à l'Université de Liège.

Suite, voir tome V, 1<sup>er</sup> numéro, page 1.

CHAPITRE V

Expériences préalables aux essais de rendement de la pompe.

Nous avons entrepris, avant d'entamer les essais proprement dits, des expériences pour déterminer, d'une part, les pertes par fuites et, d'autre part, la puissance  $N_o$  absorbée par les frottements externes.

§ 14. — Détermination des pertes par fuite.

Pour déterminer expérimentalement les fuites par le joint en labyrinthe de la roue, nous avons bouché celle-ci par un tampon en caoutchouc placé à l'ouïe, et un cercle en fer disposé à la périphérie (fig. 22), et nous avons amené l'eau sous pression dans la pompe.

L'eau passant vers l'ouïe, par le joint de gauche de la roue, était recueillie dans un bac placé sur une bascule; l'eau sortant par le joint de droite était évacuée

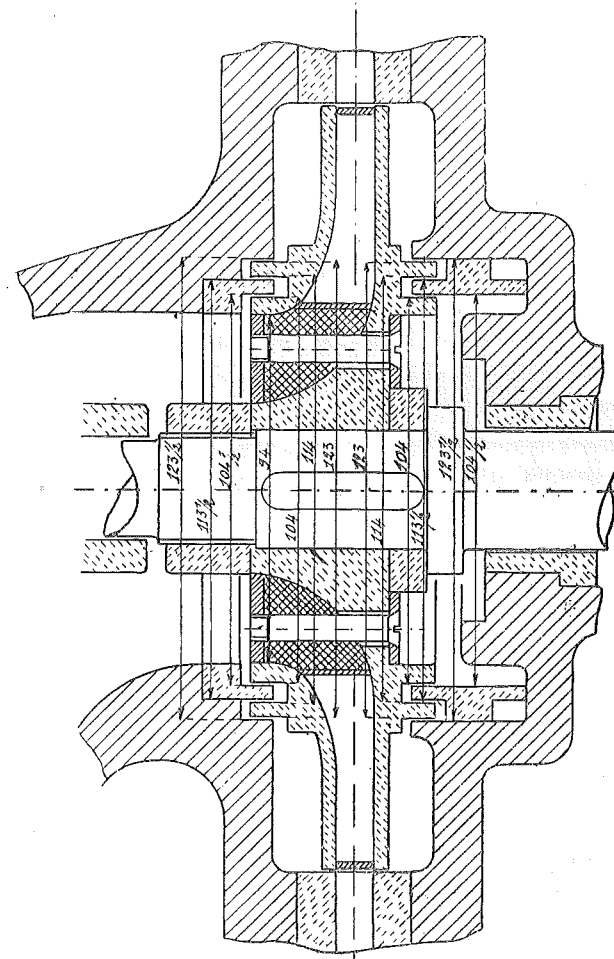


Fig. 22.

dans la conduite de décharge, par l'ouverture S de l'enveloppe (fig. 7, pl. 2).

La vanne V étant fermée (fig. 3, pl. 1), l'eau venait directement de la conduite de distribution de la Ville, dans la pompe par le robinet R.

La roue était entraînée à une vitesse constante; on réglait par l'action du robinet, la différence des pressions

$$(p_4 - p_1)$$

déterminée au moyen des manomètres à mercure.

Lorsque le régime était établi, on mesurait le temps nécessaire pour débiter 200 à 400 kg d'eau.

Pour opérer avec exactitude, une sonnerie fonctionnait au moment où le fléau de la bascule marquait l'équilibre; on avançait le contrepoids sur le fléau de façon à faire des pesées successives de 20, 30 ou 50 kg, suivant le débit; de cette manière, on pouvait contrôler le régime pendant l'expérience.

Nous avons obtenu, en opérant ainsi, des résultats assez curieux qui sont traduits par les diagrammes de la fig. 23.

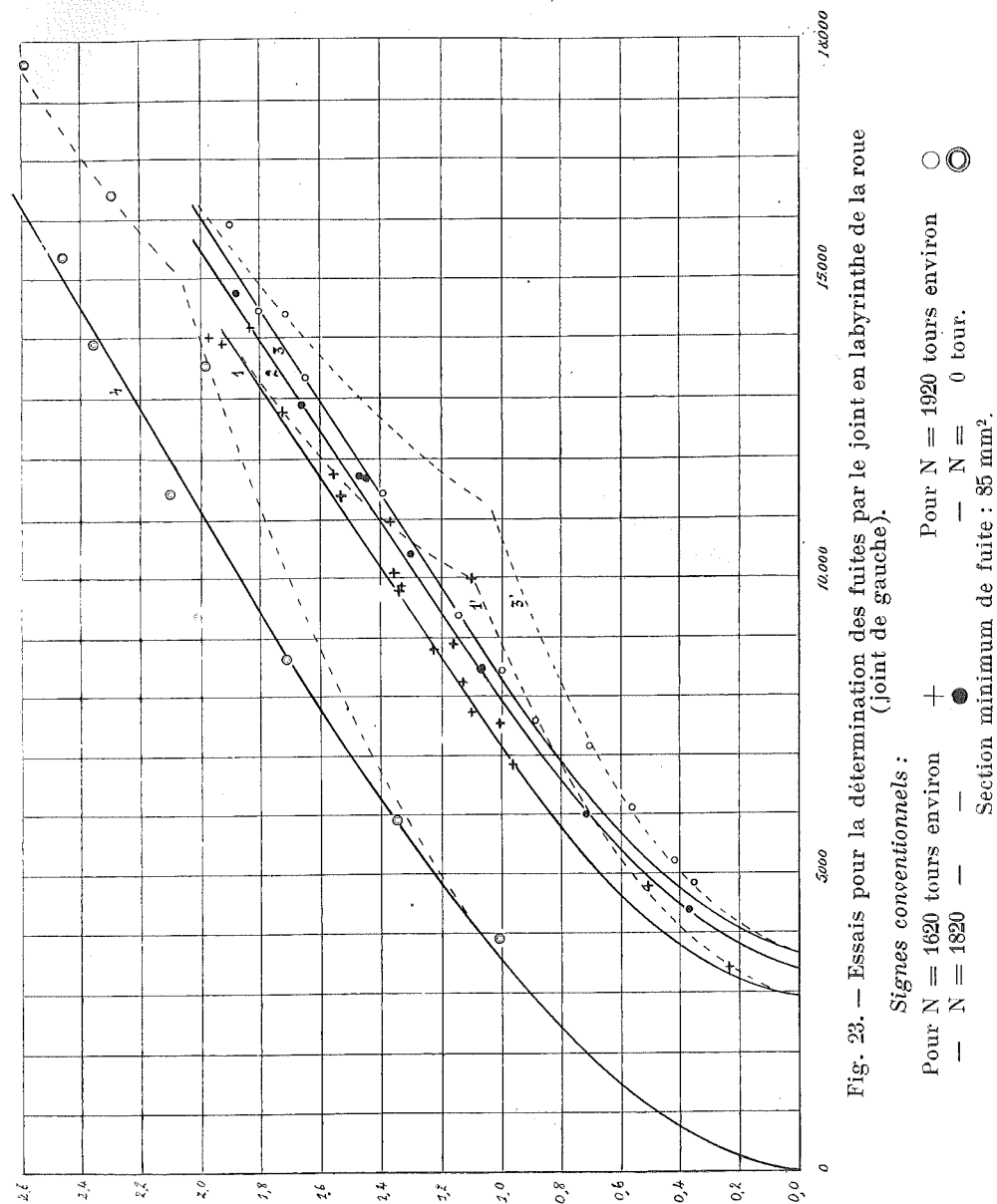
Comme la pression  $p_4$  n'est pas prise exactement à l'entrée du joint, mais à la périphérie de la roue, le débit est nul pour une différence de pression de

3000 kg/m <sup>2</sup> environ	à la vitesse de	1620 tours;
3400 »	»	1820 »
3700 »	»	1920 »

Cette différence de pression correspond à celle créée par la force centrifuge agissant sur l'eau, comprise entre l'enveloppe et la roue, et qui est entraînée par celle-ci à une certaine vitesse.

Nous avons indiqué sur le diagramme tous les points observés, à part deux ou trois résultats relatifs à des expériences faites en dehors du régime.

La plupart des points obtenus pour la vitesse de 1620 tours, se trouvent très voisins de la courbe 1 moyenne, tracée en trait noir. Cependant un certain nombre de



points, *tout aussi probables que les autres*, peuvent être reliés par une courbe, que nous avons tracée en trait pointillé, et qui est d'allure parabolique.

*Il s'établit donc parfois et pour certains débits, deux régimes distincts.* Pour déterminer ce qui provoque l'un ou l'autre, et donner une explication exacte du phénomène, il faudrait entreprendre un très grand nombre d'expériences avec un *appareil spécialement conçu à cet effet.*

Au point de vue où nous nous plaçons pour le moment, il nous suffit de pouvoir signaler le phénomène curieux qui se produit dans l'écoulement à travers un joint en labyrinthe, dont le jeu est de 0,0025 de mm en moyenne.

La section totale moyenne d'écoulement dans le joint étant de 85 mm<sup>2</sup>, la vitesse atteinte pour les plus grands débits, était de 7 m environ par seconde.

En considérant les courbes 1, 2, 3, en trait plein, comme donnant le débit aux différentes vitesses respectives de 1620, 1820 et 1920 tours, nous avons pu déterminer 3 tableaux renseignant les débits en m<sup>3</sup> par heure et en kg par seconde, pour des différences de pression variant de 1000 en 1000 kg par m<sup>2</sup>.

Nous avons également dressé un tableau des mêmes valeurs pour la vitesse de 1420 tours, en procédant par extrapolation.

Ces tableaux nous ont permis de calculer ultérieurement dans les essais de rendement, les pertes par fuite, tant pour le joint de gauche que pour le joint de droite qui a exactement les mêmes dimensions.

Il y a lieu d'attirer l'attention sur les faits suivants :

1° le débit pour une vitesse de rotation nulle, qui est donné par la courbe 4, suit sensiblement les mêmes lois que celles observées avec la roue en mouvement ;

2° à partir d'une certaine vitesse d'écoulement, le débit varie proportionnellement à la *différence des pressions et non à la racine carrée de cette différence*, cette

loi ayant d'ailleurs déjà été formulée pour l'écoulement dans les tubes capillaires ;

3° les débits observés de 1 m<sup>3</sup> <sup>3</sup>/<sub>4</sub> environ par heure, pour une différence de pression de part et d'autre du joint de 1 atmosphère, est relativement très considérable, puisque ce débit représente pour les deux joints de la pompe, qui sont cependant à double canelure et à faible jeu, 3 <sup>1</sup>/<sub>2</sub> m<sup>3</sup> à l'heure.

### § 15. — Détermination de la puissance absorbée par les frottements externes

Pour déterminer la puissance  $N_0$  absorbée par les frottements de la roue dans l'eau et de l'arbre dans ses paliers et ses bourrages, nous avons fait de très nombreuses expériences.

Ces expériences étaient rendues particulièrement délicates par le fait de la variation très sensible de la résistance des bourrages :

1) avec le serrage du presse-étoupe ;

2) avec la température du suif qui imprégnait la corde d'amiante formant le bourrage et qui, en se ramollissant, lubrifiait l'arbre d'une manière plus efficace.

Pour effectuer ces expériences, nous avons entraîné la roue complètement bouchée à l'ouïe et à la périphérie, dans l'eau d'abord, dans l'air ensuite.

Avec l'enveloppe remplie d'eau, les bourrages étaient serrés au minimum, de façon à rendre les fuites nulles ; il s'établissait assez rapidement un régime tel que les variations de la puissance absorbée aux bornes du moteur pour une vitesse constante, étaient relativement très faibles.

Avec l'enveloppe vide d'eau, la roue tournant par conséquent dans l'air, il n'en était plus de même, les bourrages n'étant plus refroidis : la température s'élevait

alors légèrement, amenant la fusion du suif, et déterminant ainsi une diminution considérable de la résistance créée par les bourrages.

Nous avons pu cependant, lorsque la température était relativement basse, et en conduisant l'essai de façon à faire les expériences aux différentes vitesses en un temps relativement court, obtenir l'allure de la courbe de la puissance absorbée pour une résistance sensiblement constante.

La fig. 24 donne en traits pleins 3 courbes :

La courbe 1 fournissant la puissance absorbée par le moteur à vide ;

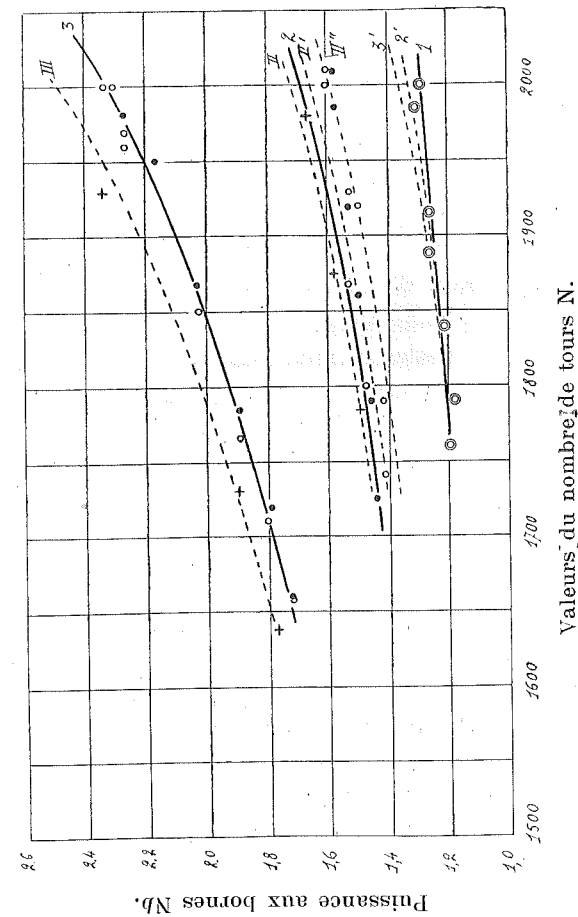
La courbe 2, la puissance absorbée par le moteur entraînant la roue dans l'air ;

La courbe 3, la puissance absorbée par le moteur entraînant la roue dans l'eau.

Les points marqués d'une croix indiquent les résultats des expériences faites le 10 mars 1911; les points marqués d'un cercle noir celles faites le 20 avril matin et les points marqués d'un cercle blanc celles faites le 20 avril après-midi.

L'examen des diagrammes montre que la puissance absorbée pour mettre la roue en mouvement dans l'enveloppe remplie d'eau, est restée sensiblement constante au cours des expériences faites le 20 avril matin et après-midi, qu'elle s'est trouvée sensiblement plus faible, à vitesse égale, que dans les expériences du 10 mars. La différence observée est due, pour la plus grande part, à une plus forte résistance des bourrages; cela se voit nettement, par l'analyse des expériences faites, aux mêmes dates, avec la roue tournant dans l'air. Les courbes II et II' ont la même allure, mais la courbe II' qui correspond aux essais du 20 avril est nettement inférieure à la courbe II.

Dans les expériences du 20 avril, on peut remarquer



Valeurs du nombre de tours N.

Fig. 24.

qu'à partir de 1850 tours environ, les points trouvés pour la puissance absorbée par la roue tournant dans l'air, sont tous en dessous de la courbe tracée ; cela tient à ce qu'il se produit à partir de cette vitesse, un échauffement des bourrages et, comme conséquence, une diminution de résistance à la rotation.

Pour nous assurer que nous ne faisons pas une erreur d'interprétation, nous avons eu soin de relever les valeurs de la puissance aux bornes pour des nombres de tours allant en diminuant de 2000 à 1700 tours environ ; nous avons trouvé ainsi de nouveaux points tous en dessous de ceux obtenus précédemment. La courbe qui relie ces points, porte le n° II'' sur la figure 24, et l'on voit qu'elle a la même allure que la courbe II.

En enlevant les bourrages, nous avons pu nous rendre compte que la puissance absorbée par l'arbre tournant simplement dans ses paliers, correspondait, à 0,04 ou 0,05 de cheval-vapeur près, à la courbe II''. Ainsi lorsque le bourrage chauffe et que le suif fond et lubrifie l'arbre, la résistance qu'il offre à la rotation de l'arbre est presque nulle.

Mais dans les expériences sur la pompe, il n'en est jamais ainsi, la présence de l'eau empêchant le suif de fondre ; la courbe que nous devons considérer comme donnant la puissance  $N'_f$  absorbée par les frottements de l'arbre dans ses paliers et ses bourrages est donc la courbe 2 moyenne entre les courbes II et II'.

Par les très nombreuses expériences que nous avons faites au dehors de celles dont les résultats sont indiqués sur les diagrammes de la figure 24, nous avons pu nous rendre compte :

1. Que la puissance aux bornes absorbée par le moteur entraînant la roue dans l'eau, est donnée, dans des conditions moyennes et normales, par la courbe 3, avec une approximation de 0,05 de cheval, en plus ou en moins ;

2. Que la puissance absorbée par les deux bourrages seuls peut varier dans de très grandes limites avec le serrage du presse-étoupe et la température, d'une valeur voisine de 0 à 0,25 cheval-vapeur, pour fixer les idées, à la vitesse de 1920 tours ;

3. Qu'en marche normale, cette puissance pouvait atteindre 0,15 de cheval-vapeur environ à 1920 tours et varier de 0,05 de cheval-vapeur en plus ou en moins ;

4. Que la puissance absorbée par les frottements de l'arbre dans les paliers seuls, qui peut être regardée comme sensiblement constante pour une même vitesse de régime, est d'environ 0,15 de cheval-vapeur à 1920 tours.

Nous avons tracé dans les diagrammes de la fig. 24, en nous servant des courbes de la fig. 20, la courbe 2', donnant la puissance absorbée par le moteur seul, pour les puissances aux bornes se rapportant à la courbe 2 ; nous avons de même tracé la courbe 3', correspondant à la courbe 3.

En mesurant les portions d'ordonnées comprises entre les courbes 2 et 2', 3 et 3', nous avons déterminé respectivement :

1. La puissance  $N'_f$  par les frottements de l'arbre dans ses paliers et ses bourrages ;

2. La puissance  $N_o$  absorbée par les frottements de l'arbre dans ses paliers et ses bourrages et par les frottements de la roue dans l'eau.

Ces valeurs ainsi trouvées sont consignées dans le tableau II ci-dessous.

Tableau II

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
N	N <sub>o</sub>	N' <sub>f</sub>	N' <sub>f</sub> corrigé	N'' <sub>f</sub>	μ	M corrigé	N'' <sub>f</sub> corrigé	N <sub>o</sub>	N <sub>o</sub> corrigé
1400			0,224			0,1150	0,165	0,389	0,389
1450			0,232			0,1150	0,182	0,414	0,414
1500			0,240			0,1150	0,201	0,441	0,441
1550			0,248			0,1150	0,222	0,470	0,470
1600			0,256			0,1150	0,245	0,501	0,501
1650			0,264			0,1150	0,267	0,531	0,534
1700	0,620	0,254	0,272	0,348	0,1135	0,1150	0,293	0,565	0,569
1750	0,660	0,265	0,280	0,380	0,1135	0,1150	0,319	0,599	0,606
1800	0,715	0,278	0,288	0,427	0,1170	0,1155	0,347	0,635	0,645
1850	0,765	0,290	0,296	0,469	0,1185	0,1175	0,384	0,680	0,686
1900	0,820	0,310	0,304	0,516	0,1200	0,1200	0,426	0,730	0,730
1950	0,885	0,330	0,312	0,573	0,1237	0,1230	0,473	0,785	0,778
2000	0,960	0,350	0,320	0,640	0,1280	0,1265	0,525	0,845	0,832

On peut voir que la puissance  $N'_f$  est sensiblement proportionnelle à la vitesse de rotation ; nous avons indiqué dans la colonne voisine, les valeurs corrigées en admettant qu'il y ait rigoureusement proportionnalité entre  $N'_f$  et N le nombre de tours ; nous avons déduit du tableau de ces valeurs corrigées, celles correspondant aux vitesses inférieures à 1700 tours (1).

(1) Il y a lieu de remarquer que les valeurs de  $N'_f$  mesurée au diagramme croissent un peu plus rapidement que les valeurs de  $N'_f$  corrigées, mais cela ne peut s'expliquer par le fait que la résistance due à la rotation de la roue dans l'air n'est pas tout à fait négligeable.

En soustrayant  $N'_f$  de  $N_o$ , nous avons calculé  $N''_f$  puissance absorbée par le frottement de la roue dans l'eau.

Appelons  $\mu$  le coefficient de frottement de l'eau contre les parois de la roue ; on peut établir que la puissance  $N''_f$  est donnée par la formule

$$N''_f = \frac{2}{5} \frac{2\pi}{75} \mu u_1^3 r_1^2 + \frac{2\pi}{75} \mu u_1^3 r_1 l_1 \quad (4)$$

$u_1$  désignant la vitesse périphérique,

$r_1$  le rayon extérieur de la roue,

$l_1$  la largeur de la roue à la périphérie.

Le second terme est relatif à la puissance absorbée par le frottement de la couronne seule, le premier tenant compte de la puissance absorbée par le frottement des flasques de la roue.

Comme dans notre cas

$$2r_1 = 0^m205$$

$$l_1 = 0^m018$$

$$N''_f = \frac{624}{10^{12}} \mu N^3$$

N désignant le nombre de tours par minute.

La 6<sup>e</sup> colonne du tableau donne les valeurs de  $\mu$  calculées au moyen de cette dernière relation.

On voit que la valeur de  $\mu$  est pratiquement constante jusqu'à 1800 tours ; au-dessus de cette vitesse, la valeur croît légèrement. En traçant la courbe des valeurs de  $\mu$  en fonction de la vitesse, nous avons pu inscrire dans la 7<sup>e</sup> colonne les valeurs corrigées de ce coefficient. Dans la 8<sup>e</sup> colonne, nous avons inscrit les valeurs de la puissance  $N''_f$  absorbée par la roue lorsque le cercle qui en bouche l'ouverture est enlevé, et que la largeur  $l_1$  est réduite de 0m018 à 0m008, c'est-à-dire à l'épaisseur des deux flasques.

En faisant la somme des chiffres des colonnes 4 et 8, nous avons obtenu la valeur  $N_o$  de la puissance absorbée par les frottements externes.

Pour obtenir une variation continue des différences premières et secondes de  $N_o$ , nous avons légèrement modifié les valeurs trouvées, en faisant la somme des valeurs de  $N'_f$  et  $N''_f$  corrigées (colonne 10).

Fig. 25, nous avons donné les résultats obtenus dans une nouvelle série d'expériences, exécutées dans des conditions semblables aux précédentes, mais après avoir remplacé le diffuseur à aubes par deux couronnes simples constituant le diffuseur sans aubes.

Entre ces deux séries d'essais, nous avons constaté que l'arbre de la pompe était légèrement plié, et nous voulions nous rendre compte, après l'avoir redressé, que les valeurs de  $N'_f$  ne devaient pas être sensiblement modifiées.

Comme le montre les courbes 2 et 3 en trait plein, les valeurs de  $N'_f$  sont inférieures de 0,04 à 0,05 de cheval-vapeur environ, à celles que nous avons adoptées.

Ces diagrammes confirment donc ceux de la figure précédente, les différences étant de l'ordre des erreurs d'expériences.

En maintenant constant le nombre de tours, et en faisant varier la pression de l'eau dans la pompe, nous avons pu vérifier que la puissance absorbée par le frottement ne dépendait pas de ce facteur, en d'autres termes que le coefficient de frottement était indépendant de la pression ; cette conclusion était à prévoir.

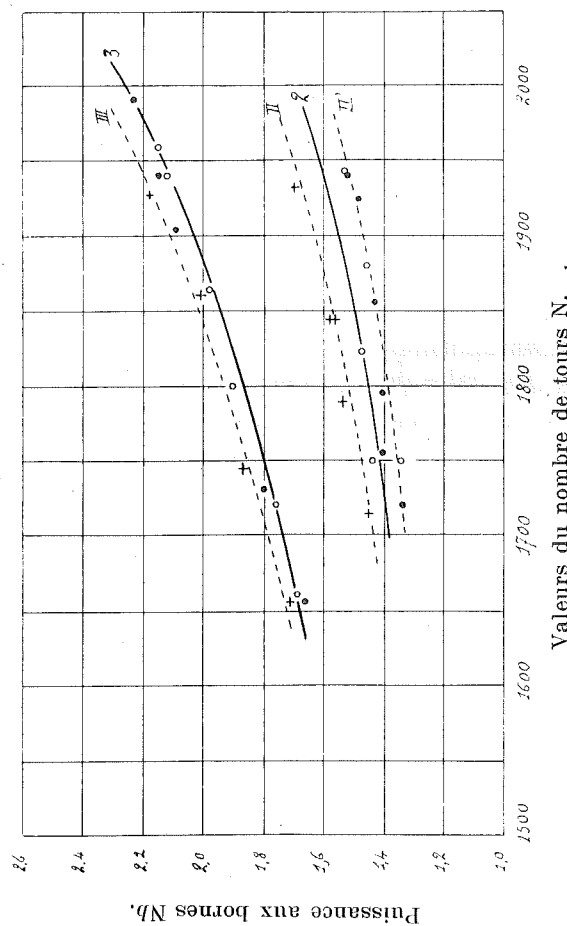


Fig. 25.

### § 16. Détermination de la puissance absorbée par la roue n° 1 au débit nul.

Il était intéressant de déterminer, en fonction du nombre de tours, la courbe de la puissance absorbée par la pompe, au débit nul.

Pendant les expériences qui nous ont conduit à la connaissance de ce diagramme, nous avons eu soin de régler soigneusement le serrage des bourrages, de façon à réaliser, au point de vue des frottements externes, les conditions normales de fonctionnement.

Nous avons effectué plusieurs séries d'expériences avec la roue n° 1 (fig. 14) et différents diffuseurs, en vue de nous rendre compte de l'influence de ceux-ci, sur la puissance absorbée.

Au cours des expériences sur la pompe, nous aurons l'occasion de donner les résultats obtenus avec cinq types de diffuseurs distincts. Donnons-en dès maintenant le tracé et les principales caractéristiques.

Le *diffuseur sans aubes* que nous désignerons par le n° 0, est constitué par deux parois parallèles distantes l'une de l'autre de 10 mm. ; l'eau en s'engageant entre ces parois, prend un mouvement spiraliforme dont la vitesse va décroissant. On démontre que dans un tel diffuseur, l'angle que fait la vitesse absolue, en un point quelconque de la trajectoire, avec le rayon passant par ce point, reste constant et égal à l'angle d'entrée ( $90^\circ - \alpha_1$ ).

Le diffuseur n° 1 représenté fig. 28 (pl. 5) possède huit aubes dont l'épaisseur uniforme est de 5 mm. et le rayon de courbure constant est égal à 178 mm. ; l'angle

d'entrée, c'est-à-dire l'angle du premier élément avec la tangente est de  $9^\circ$  (1).

Le diffuseur n° 2 représenté fig. 29 (pl. 5) ne diffère du précédent qu'en ce que les aubes ont été amincies en entaillant la face concave ; l'angle d'entrée, puisque nous entendons par là l'angle de la face convexe, n'a pas changé et est égal à  $9^\circ$  ; il en est de même du rayon de courbure.

Le diffuseur n° 3 (fig. 30, pl. 5) est d'un tracé différent ; l'angle d'entrée est beaucoup plus petit ( $5^\circ$ ) et l'épaisseur varie de façon que la section libre comprise entre deux aubes, aille en croissant moins rapidement ; les aubes sont moins amincies à leur extrémité que dans le diffuseur n° 2.

Le diffuseur n° 4 (fig. 31, pl. 5) ne diffère du diffuseur n° 2 que par la forme des extrémités des aubes qui ont été recoupées et légèrement biseautées de façon à se trouver sur un diamètre de 210 mm. au lieu de 206 mm. L'angle d'entrée, si on le considère à l'intersection des faces convexe et concave de l'aube prolongée, n'a pas varié ; il est donc de  $9^\circ$ .

Examinons maintenant (fig. 26, pl. 5) les résultats de la détermination de la puissance au débit nul, obtenus successivement avec le diffuseur n° 0 (courbe 1), le diffuseur n° 4 (courbe 4), le diffuseur n° 2 (courbe 3).

Entre la puissance absorbée par la pompe, avec le diffuseur n° 0 et le diffuseur n° 2, il y a une différence notable dont nous pouvons attribuer la cause aux remous qui se produisent à l'entrée du diffuseur, et aux chocs qui en résultent à l'extrémité des aubes de la roue.

(1) Quand nous parlons de rayon de courbure de l'aube, nous entendons parler du rayon de la face convexe qui est à la paroi active, comme l'indique la théorie et comme l'expérience le prouve. L'angle indiqué est également celui de premier élément de la face convexe avec la tangente.



Pour nous assurer que cette différence n'était pas due à une variation de la résistance des bourrages, nous avons eu soin de relever immédiatement après chacun des essais, la courbe de la puissance absorbée par la roue tournant dans l'air.

Les courbes 1' et 3' traduisent les résultats obtenus, la courbe 1' pour le diffuseur n° 0, la courbe 3' pour le diffuseur n° 2.

La différence de 0,1 cheval-vapeur à 1920 tours, est le fait d'un accroissement de résistance des bourrages ; il n'en reste pas moins, à cette vitesse, une différence de 0,2 cheval-vapeur dont la cause peut être entièrement attribuée aux chocs produits à l'extrémité des aubes.

Si les valeurs trouvées avec le diffuseur n° 4 sont voisines de celles qui correspondent au diffuseur n° 0, c'est que pour le diffuseur n° 4 la distance entre l'extrémité des aubes mobiles de la roue, et l'origine des aubes fixes est de 5 mm. au lieu de 3 mm. ; les remous sont alors, on le conçoit, moins importants, et cette constatation confirme l'explication que nous avons donnée plus haut de l'accroissement de puissance constaté.

Une question qui se pose est celle-ci : la puissance  $N_e$  absorbée au débit nul, peut-elle être calculée par la formule

$$N_e = N_i + N_o$$

$N_o$  représentant la valeur trouvée dans les expériences relatées au paragraphe précédent ;

$N_i$  représentant la puissance absorbée pour mettre l'eau en mouvement dans la roue.

Pour répondre à cette question, force est de connaître le coefficient  $\frac{g T_i}{u_i^2}$  pour la valeur de  $x$  qui correspond au débit  $Q'$  égal aux fuites, et qui est sensiblement égale comme nous le verrons plus loin à 0,019 ; ce coefficient  $\frac{g T_i}{u_i^2}$  dont nous chercherons la valeur expérimentale au

cours des expériences proprement dites, peut être pris égal à 0,79 ; en tablant sur cette valeur, il est aisé de calculer  $N_i$ , puis  $(N_i + N_o)$  pour les différentes valeurs de  $N$ .

La courbe III donne les résultats de ces calculs. La courbe II donne les valeurs de  $N_o$  et la courbe I celles de  $N'_f$ , puissance absorbée par le frottement de l'arbre dans ses paliers et ses bourrages.

On voit que la réponse à la question ci-dessus est négative : la puissance réellement absorbée au débit nul, est plus grande que la puissance calculée par la formule  $N_e = N_i + N_o$  ; la différence croît sensiblement comme le cube de la vitesse périphérique et pour le diffuseur n° 4 on peut dire que la puissance  $N_e$  est très approximativement donnée par la relation

$$N_e = N_i + N_o + N''_f. \quad (5)$$

Pour le diffuseur n° 2

$$N_e = N_i + N_o + 1,5 N''_f. \quad (6)$$

Cette constatation n'implique pas que les valeurs de  $N_o$  trouvées dans les expériences relatées au § 16, avec la roue bouchée, soient trop faibles ; elle s'explique, en effet, par le fait qu'aux petits débits, l'eau ne coule pas à plein jet dans les canaux de la roue, et qu'il se produit sur la face concave des aubes, des remous ayant pour effet d'accroître le couple résistant.

*Au débit normal, cette perturbation ne se produit donc pas et on peut considérer la valeur de  $N_i$  tirée de la relation*

$$N_i = N_e - N_o$$

*comme donnant la puissance indiquée ou hydraulique réellement absorbée par la mise en mouvement de l'eau à travers la roue.*

Remarquons que la perturbation produite à la périphérie doit être d'autant plus faible que le nombre d'aubes est plus grand ; si les aubes étaient infiniment rapprochées, comme le suppose la théorie, ces remous à l'extrémité ne sauraient se produire.

Pour pouvoir nous assurer, au cours des expériences proprement dites, que la puissance absorbée par les frottements externes ne variait pas dans de trop grandes proportions, d'un essai à l'autre, nous avons eu soin de porter en diagramme les valeurs de  $N_c$  que nous avons trouvées, au débit nul, pour un même diffuseur, et pour les différentes vitesses de régime adoptées.

La fig. 27 (pl. 5) donne les différentes courbes obtenues : la courbe 1 correspond au diffuseur sans aubes, la courbe 2 aux diffuseurs n° 1 et n° 3, la courbe 3 au diffuseur n° 2, la courbe 4 au diffuseur n° 4.

En comparant ces résultats à ceux de la fig. 26 (pl. 5), on constate que l'allure des courbes est sensiblement la même, et que, sauf pour la courbe n° 3, la différence des ordonnées pour une même vitesse, ne dépasse pas 0,05 cheval-vapeur, différence qui est de l'ordre des erreurs d'expériences.

Au cours des expériences proprement dites, nous avons été amené à rejeter certains essais pour lesquels la puissance au débit nul était sensiblement différente de la valeur normale ; toutes les valeurs de  $N_c$  obtenues pour le débit nul au cours des essais qui ont été conservés, ont été portées en ordonnées, dans les diagrammes de la fig. 27 (pl. 5). On peut voir que ces points sont relativement très réguliers, et que l'écart en plus ou en moins de la valeur moyenne ne dépasse pas 0,05 cheval-vapeur.

*Remarque.* — Dans la fig. 26 (pl. 5), on peut remarquer que la courbe 1' ne coïncide pas avec la courbe I, résultant des valeurs de  $N_f$  données par le tableau II ; cette différence s'explique aisément par le fait qu'en opérant avec la roue non bouchée, la puissance absorbée comprend, non seulement celle qui résulte des frottements dans les paliers et les bourrages, mais aussi celle qui est absorbée par la roue fonctionnant comme ventilateur. Cette dernière qui est très faible pour 1700 tours, croît rapidement avec la vitesse.

## CHAPITRE IV.

### Expériences proprement dites sur la pompe à une roue.

#### § 17. — Organisation des essais.

Une grande partie des essais proprement dits dont nous allons donner connaissance, a été effectuée avec le concours des élèves de la 1<sup>re</sup> année d'études de la Faculté technique de l'Université de Liège.

Ces élèves étaient répartis par groupe de sept ; après une séance préparatoire, chaque groupe prenait part à un essai.

Les élèves du groupe étaient répartis aux différents postes d'observation. Chacun des appareils suivants exigeait un observateur : l'ampèremètre, le voltmètre, le tachymètre, le manomètre de dépression, le grand manomètre pour les surpressions, le flotteur du bac de jauge, les thermomètres pour les paliers et pour l'air ambiant.

Les observations se faisaient à l'instant précis du fonctionnement d'une sonnerie. Les chiffres observés étaient transcrits sur des feuilles spéciales portant le numéro de l'expérience, l'heure, et en note, les particularités constatées.

Le mécanicien du laboratoire était chargé de la manœuvre des robinets mettant successivement en communication les points 1 à 10 de l'enveloppe avec les manomètres.

Les lectures successives aux manomètres prenant

environ 1 minute, nous faisons relever le nombre de tours du moteur toutes les 30 secondes, afin de nous assurer que le régime était suffisamment établi, au point de vue de la vitesse.

La pompe était mise en marche au moins une heure et demie avant le commencement de l'essai, qui comportait sept ou huit expériences à des débits croissant depuis le débit extérieur nul, jusqu'au débit maximum réalisable.

Au cours d'une même expérience, nous répétions deux fois les observations à intervalle de deux minutes exactement, moins pour établir une moyenne que pour pouvoir éventuellement rectifier une erreur d'observation.

Ce qu'il importe, en effet, lorsque le régime est pratiquement établi, ce n'est pas de répéter un grand nombre de fois les lectures, mais de faire toutes les observations au même instant ; c'est pourquoi nous exigeons que les observations soient faites à tous les appareils de mesure, les manomètres exceptés, au signal donné.

Entre deux expériences, nous admettions un intervalle de temps de 15 à 20 minutes, pour laisser s'établir le nouveau régime.

Nous avons soin de contrôler, le plus souvent possible, les observations faites par les élèves.

L'essai terminé, nous dictions au groupe, entier les lectures faites par chacun d'eux ; ces chiffres copiés sur des feuilles spéciales, leur permettaient de faire séparément le calcul de l'essai.

Ces feuilles comportaient, outre les colonnes réservées aux observations, les colonnes réservées aux résultats du calcul.

Pour prévenir les erreurs qui auraient pu provenir d'un dérangement dans les appareils de mesure, nous avons soin de les contrôler assez fréquemment.

#### A. — Résultats des essais effectués avec la roue n° 1.

La roue n° 1 représentée figure 11, a les caractéristiques suivantes :

Rayon extérieur de l'aubage	$r_1 = 0^m100.$
Rayon intérieur	$r_0 = 0^m050.$
Angle de sortie	$\beta_1 = 30^\circ.$
Angle d'entrée	$\beta_0 = 18^\circ.$
Largeur à la sortie	$l_1 = 0^m010.$
Largeur à l'entrée	$l_0 = 0^m018.$
Nombre d'aubes	8.

Nous avons donné, dans l'ouvrage que nous avons publié sur les *Pompes centrifuges à haute pression*, en 1909, le tracé adopté pour les aubes et pour les flasques de cette roue.

Nous avons effectués des essais successivement avec le diffuseur sans aubes et les diffuseurs désignés par les n°s de 1 à 4 (fig. 28 à 31, pl. 5), dont nous avons donné les principales caractéristiques au § 16.

Tous ces diffuseurs, de même que la roue, sont en bronze ; leurs parois sont entièrement parachevées au grattoir et à la lime, et les profils sont parfaitement calibrés.

#### § 18. — Première série d'essais.

Une première série d'essais a été effectuée dans le but de vérifier si les coefficients :

$$\frac{2gH'}{u^2_1} = (A + Bx + Cx^2) \quad (\text{formule IV})$$

et

$$\frac{gTi}{u^2_1} = a - cx \quad (\text{formule V})$$

étaient indépendants du nombre de tours, ainsi que l'indique la théorie.

Pour cela, nous avons effectué successivement quatre essais, avec la roue n° 1, le diffuseur n° 1, aux quatre vitesses moyennes suivantes :

1420, 1620, 1820 et 1920 tours par minute.

Les résultats obtenus pour chacun de ces essais ont été traduits en diagramme. Celui de la fig. 32 (pl. 6) donne pour  $N = 1420$  tours environ, les courbes suivantes :

La courbe 1, la valeur du coefficient  $\frac{2gH'_1}{u_1^2}$   
 » 3, » »  $\frac{2gH'}{u_1^2}$

La courbe 1', le rendement  $\eta'_e$

» 3', »  $\eta'''_e$

» en trait mixte, le rendement total  $\eta_e$  en en tenant compte des fuites.

Rappelons que nous avons représenté par  $H'_1$  et  $H'$  les hauteurs calculées par les relations :

$$H'_1 = v(p_4 - p_0), \quad H' = v(p_8 - p_0)$$

$p_4$  désignant la pression dans l'enveloppe de la périphérie de la roue ;

$p_8$ , la pression relevée dans le tuyau de refoulement ;

$p_0$ , la pression dans le plan de l'ouïe.

Dans la coupe schématique de la pompe à une roue, fig. 5, on peut voir la position du tuyau permettant de relever la pression à l'ouïe et l'emplacement des ouvertures 4 et 8 destinées à prendre les pressions que nous désignons par  $p_4$  et  $p_8$ .

Nous avons indiqué, au § 3, la manière dont nous avons calculé les rendements  $\eta''_e$ ,  $\eta'''_e$  et  $\eta_e$ .

Nous avons relevé, au cours des essais, la pression en VII et IX (fig. 28, pl. 5), à la sortie des canaux du diffuseur ; nous n'avons pas tracé la courbe du coefficient  $\frac{2gH'_2}{u_1^2}$ , cette

courbe se confondant, en effet, très sensiblement, avec celle du coefficient  $\frac{2gH'}{u_1^2}$ , pour les valeurs de  $x$  inférieures à 0,3. Pour  $x = 0,4$ , la différence entre les deux valeurs ne dépassait pas  $1 \frac{1}{2} \%$ .

Les courbes de la fig. 33 (pl. 6) se rapportent à l'essai effectué à la vitesse  $N = 1620$  tours environ ; les fig. 34 et 35 (pl. 6) sont relatives aux essais à 1820 et 1920 tours.

Nous avons superposé, fig. 36 (pl. 6), les diagrammes obtenus pour les quatre régimes de vitesse et nous avons constaté que les courbes 1 et 3 des coefficients manométriques se confondent rigoureusement, les écarts étant de l'ordre des erreurs d'expérience.

En ce qui concerne les courbes de rendement, nous avons dû reconnaître qu'elles ne coïncidaient pas et nous avons tracé, fig. 36 (pl. 6), les courbes extrêmes.

L'analyse des résultats obtenus nous permet donc de formuler la loi suivante :

« Pour une même roue et un même diffuseur, la valeur du coefficient manométrique ne dépend pas du nombre de tours ».

En ce qui concerne le rendement effectif, il y a lieu d'admettre provisoirement qu'il diminue légèrement quand la vitesse croît ; de la valeur maximum 0,725 correspondant à  $N = 1420$  tours, il passe à 0,675 pour  $N = 1920$  tours. Nous ferons remarquer en passant que le ronflement de la pompe, insignifiant à la vitesse de 1420 tours, s'accroît fortement à mesure que le nombre de tours augmente, témoignant ainsi de l'importance plus grande des remous pour les grandes vitesses périphériques.

\*  
\*  
\*

Entre le rendement maximum  $\eta'''_e$  et le rendement  $\eta_e$ , il y a une différence de 5 %. Ainsi, même avec le jeu très faible de  $\frac{1}{4}$  de mm. et un joint à double canelure, on voit que la diminution de rendement provenant des fuites, atteint encore 5 % au débit normal.

Nous attirons l'attention sur ce fait que pour les valeurs de  $x$  supérieures à 0,37, le coefficient manométrique correspondant à la roue seule est plus grand que celui qui correspond à la pompe complète, ce qui revient à dire que la pression à la sortie de la roue est plus grande que la pression à la sortie de la pompe, à partir de cette valeur de  $x$ .

Comment interpréter ce résultat ? Lorsque la vitesse absolue de sortie  $c_1$  de l'eau fait un angle  $\alpha_1$  plus grand que l'angle d'entrée des aubes du diffuseur, il se produit dans celui-ci des remous importants ayant pour effet de transformer en chaleur la plus grande partie de l'énergie cinétique disponible et même, lorsque les perturbations s'accroissent, une partie de l'énergie potentielle acquise.

Ce qui paraît moins facilement explicable, c'est que les remous prennent rapidement une importance considérable et que pour l'angle  $\alpha_1 = 9^\circ$ , qui correspond à l'angle d'entrée du diffuseur n° 1, les remous sont déjà suffisants pour diminuer sensiblement l'influence favorable du diffuseur. Nous reviendrons sur cette question et nous décrirons plus loin les appareils que nous avons utilisés dans le but d'élucider celle-ci.

\*  
\* \*

Pour le moment, traçons le diagramme du coefficient  $\frac{gT_i}{u_1^2}$  en fonction de  $x$ , pour la roue n° 1 et le diffuseur n° 1 (fig. 37).

Les points obtenus à la vitesse de 1420 tours environ sont représentés par un cercle blanc  $\circ$ ; ceux correspondant à la vitesse de 1620 tours sont figurés par une croix  $+$ ; pour  $N = 1820$  tours, nous avons adopté le signe  $\times$ , et pour  $N = 1920$  tours un cercle noir  $\bullet$ .

Les points obtenus pour  $N = 1420$  et  $N = 1620$  tours se trouvent sensiblement sur une même ligne droite que

nous avons tracée en pointillés ; ceux correspondant à 1820 tours sont très approximativement groupés sur la ligne droite tracée en trait plein ; les points relatifs aux essais à 1920 tours peuvent être réunis par une droite un peu plus inclinée sur l'axe des abscisses.

Cette constatation n'est vraie que pour les valeurs de  $x$  supérieures à 0,1 ; pour  $x = 0,019$  notamment, qui correspond au débit nul, les valeurs des ordonnées sont voisines de 1,6 et les points représentatifs n'ont pu être indiqués sur le diagramme.

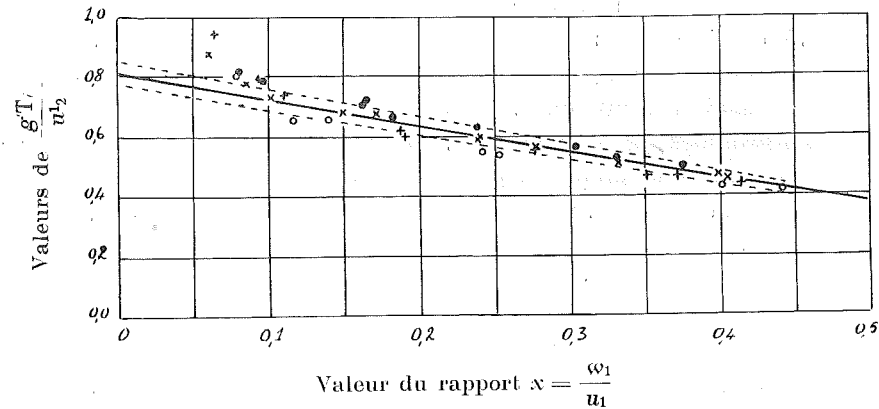


Fig. 37.

Il est facile d'expliquer pourquoi les points obtenus pour les faibles valeurs de  $x$ , ne se trouvent pas sur la droite en question : il suffit de se rappeler notamment qu'au débit nul, nous avons constaté, dans les expériences préalables, un accroissement de résistance à la rotation, provenant des remous qui se forment à la sortie de la roue. (Voir fin du § 16.)

Pour en fixer l'importance, nous avons admis que la valeur de  $N_i$  pouvait être calculée, au débit nul, par les formules (5) ou (6), suivant le type de diffuseur.

Si nous calculons le rapport  $\frac{gT_i}{u_1^2}$  en partant de la formule (5)

$$N_i = N_e - (N_o + N''_r),$$

nous trouvons, cette fois, des points dont les ordonnées sont comprises entre 0,90 et 0,95.

On ne pouvait espérer une vérification plus rigoureuse de la loi formulée par la théorie, « le coefficient  $\frac{gT_i}{u_1^2}$  est donné par une fonction linéaire du rapport  $x$ .

Cette fonction semble cependant dépendre, pour une même roue et un même diffuseur, du nombre de tours, ce qui est contraire à la théorie. Entre l'essai à 1420 tours et l'essai à 1920 tours, nous constatons une différence d'ordonnées de 5 % environ, pour  $x = 0,27$  qui correspond au rendement maximum ; c'est à cette différence qu'il faut attribuer la diminution de rendement de 5 % constatée plus haut.

Avant de formuler une conclusion à ce point de vue, il est nécessaire de répéter les expériences précédentes avec la roue n° 1 et les diffuseurs n° 2, n° 3 et n° 4, de même qu'avec la roue n° 1 et le diffuseur sans aubes.

Nous avons cru suffisant cependant de nous borner à rechercher les courbes caractéristiques pour  $N = 1620$  et  $N = 1920$  tours. Les résultats des expériences à 1420 tours présentent une erreur relative plus grande ; en effet, la puissance  $N_i$  pour  $x = 0,3$  ne dépasse pas à cette vitesse 1,7 cheval-vapeur ; comme nous avons admis que les pertes par frottements externes, dans les conditions normales, ne sont connues qu'à  $\pm 0,05$  cheval-vapeur près, les résultats ne sont connus qu'à  $\pm 3$  % près. Cette erreur tombe à  $\pm 1$  % au plus, à 1920 tours.

Nous avons donné fig. 38 et 39 (pl. 6) les résultats obtenus respectivement à 1620 tours et à 1920 tours environ, avec

le diffuseur n° 2. En superposant ces courbes (fig. 40, pl. 6), nous avons constaté de nouveau que les coefficients manométriques étaient indépendants du nombre de tours, et que les rendements diminuaient pour des régimes de vitesse croissants.

En traçant le diagramme du coefficient  $\frac{gT_i}{u_1^2}$  en fonction de  $x$  (fig. 41), nous avons trouvé comme précédemment la loi de variation linéaire. Si l'on compare ce diagramme à celui de la fig. 37, on constate que, pour une même valeur de  $x$  et une même vitesse, les valeurs du coefficient  $\frac{gT_i}{u_1^2}$  sont plus élevées et que cette différence atteint près de 4 % pour  $x = 0,27$  et  $N = 1620$  tours.

Nous ferons remarquer en passant qu'avec le diffuseur n° 2, le ronflement de la pompe était, toutes choses égales, plus important ; les vibrations de l'aubage fixe sous l'action des chocs produits par le passage des aubes de la roue en face des aubes du diffuseur, déterminaient un son aigu et métallique dont l'intensité croissait rapidement avec la vitesse.

Nous avons répété les essais que nous venons de décrire avec le diffuseur n° 3 et le diffuseur n° 4.

Les figures 42 et 43 (pl. 7) donnent les résultats obtenus respectivement pour  $N = 1620$  et  $N = 1920$  tours avec le diffuseur n° 3. La fig. 44 (pl. 7) montre que les courbes des rendements se superposent, cette fois, d'une manière aussi complète que les courbes des coefficients manométriques. Dans le diagramme du coefficient (fig. 45)  $\frac{gT_i}{u_1^2}$  les points correspondant à 1620 tours et ceux correspondant à 1920 tours se groupent sensiblement sur une même ligne droite.

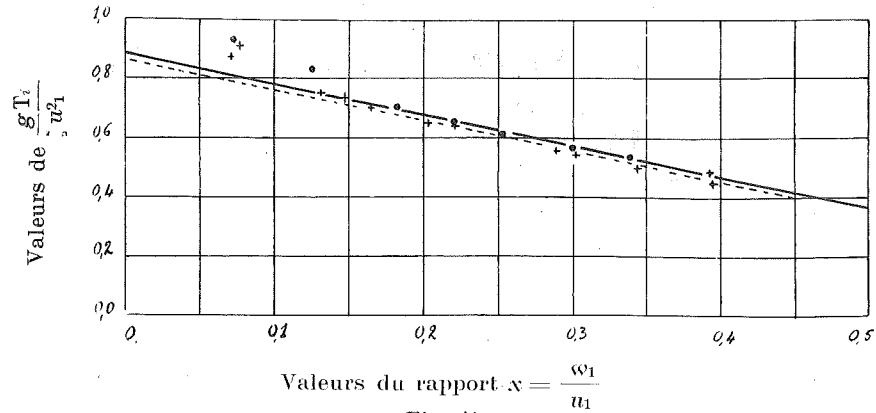


Fig. 41.

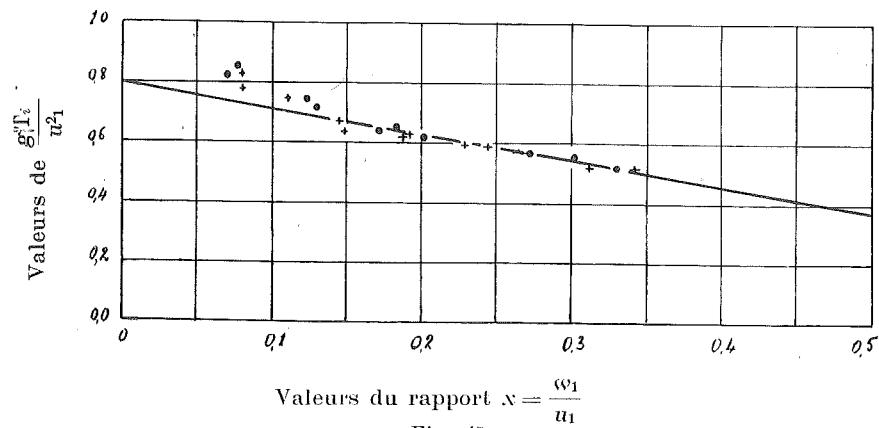


Fig. 45.

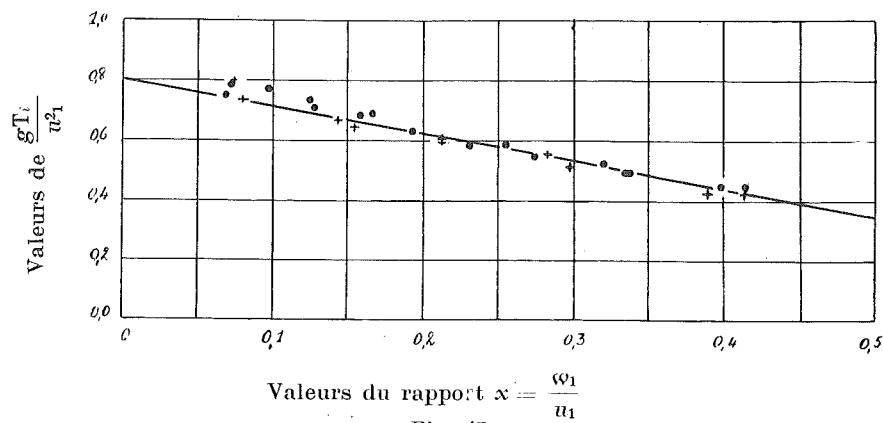


Fig. 47.

Avec le n° 4, nous avons obtenu des résultats analogues ; la fig. 46 (pl. 7) donne les courbes obtenues en superposant les diagrammes relatifs aux essais à 1620, 1820 et 1920 tours ; la fig. 47 indique la loi de variation du coefficient  $\frac{gT_i}{u_1^2}$ .

Nous ferons observer que cette fois, les points correspondant à  $x < 0,1$  se trouvent sur la courbe ; cela s'explique par le fait que dans les expériences avec le diffuseur n° 4 dont les extrémités des aubes sont distantes de l'aubage de la roue de 5 mm., les remous à la périphérie sont moins importants. Nous avons noté, au cours de ces expériences, que le ronflement que nous attribuons aux chocs sur l'aubage, était cette fois insignifiant à tous les débits.

Des essais avec le diffuseur sans aubes, nous ont donné les diagrammes fig. 48 et 49 (pl. 7) respectivement pour 1620 et 1920 tours.

On voit qu'ici, comme pour le diffuseur à aubes, les coefficients manométriques ne dépendent pas du nombre de tours et que les courbes de rendement se confondent sensiblement pour les deux essais.

A la différence de ce qui a été observé avec le diffuseur à aubes, la volute donne un accroissement appréciable du coefficient manométrique ; cet accroissement mesuré par la distance entre les courbes 2 et 3, atteint pour les valeurs élevées de  $x$ , environ 5 %.

Le diagramme du coefficient  $\frac{gT_i}{u_1^2}$  (fig. 50), montre de nouveau que les valeurs trouvées pour celui-ci sont sensiblement les mêmes pour une même valeur  $x$ , qu'il s'agisse des expériences à 1620 ou à 1920 tours ; il est nécessaire, en effet, pour apprécier le degré d'exactitude de cette conclusion, de remarquer que nous n'avons

écarté aucune des valeurs expérimentales trouvées au cours des trois essais effectués; que deux des points seulement de l'essai à 1620 tours sont nettement en dessous de la courbe et qu'à cette vitesse de 1620 tours une différence de 0,05 de cheval-vapeur dans l'évaluation de  $N_i$  entraîne une erreur qui peut atteindre  $2\frac{1}{2}\%$  pour  $x = 0,27$  et  $4\%$  pour  $x = 0,15$ .

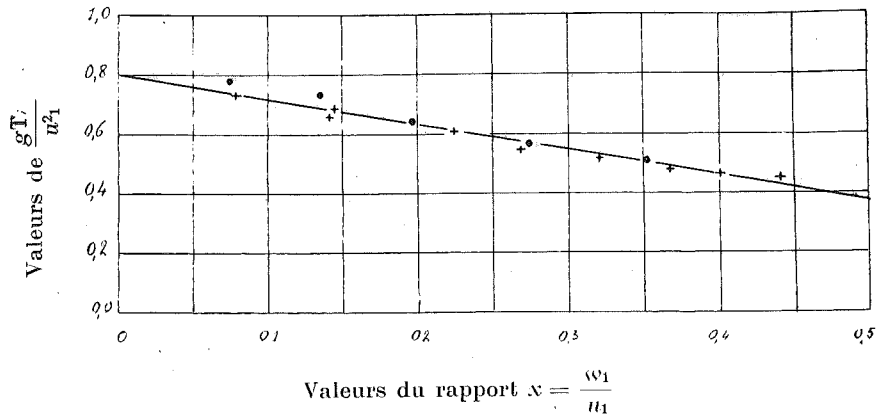


Fig. 50.

A la vitesse de 1920 tours, la puissance  $N_i$  étant plus élevée pour une même valeur de  $x$ , l'erreur limite est moitié moindre et les points obtenus sont nécessairement plus réguliers.

### § 19. — Conclusions

Pour pouvoir conclure, nous avons reporté sur un même diagramme, les courbes des coefficients manométriques fournis par la roue n° 1 avec les diffuseurs n° 0, n° 1 et n° 3 (fig. 51).

Les valeurs du coefficient manométrique correspondant à la roue seule, sont données par les courbes en pointillés;

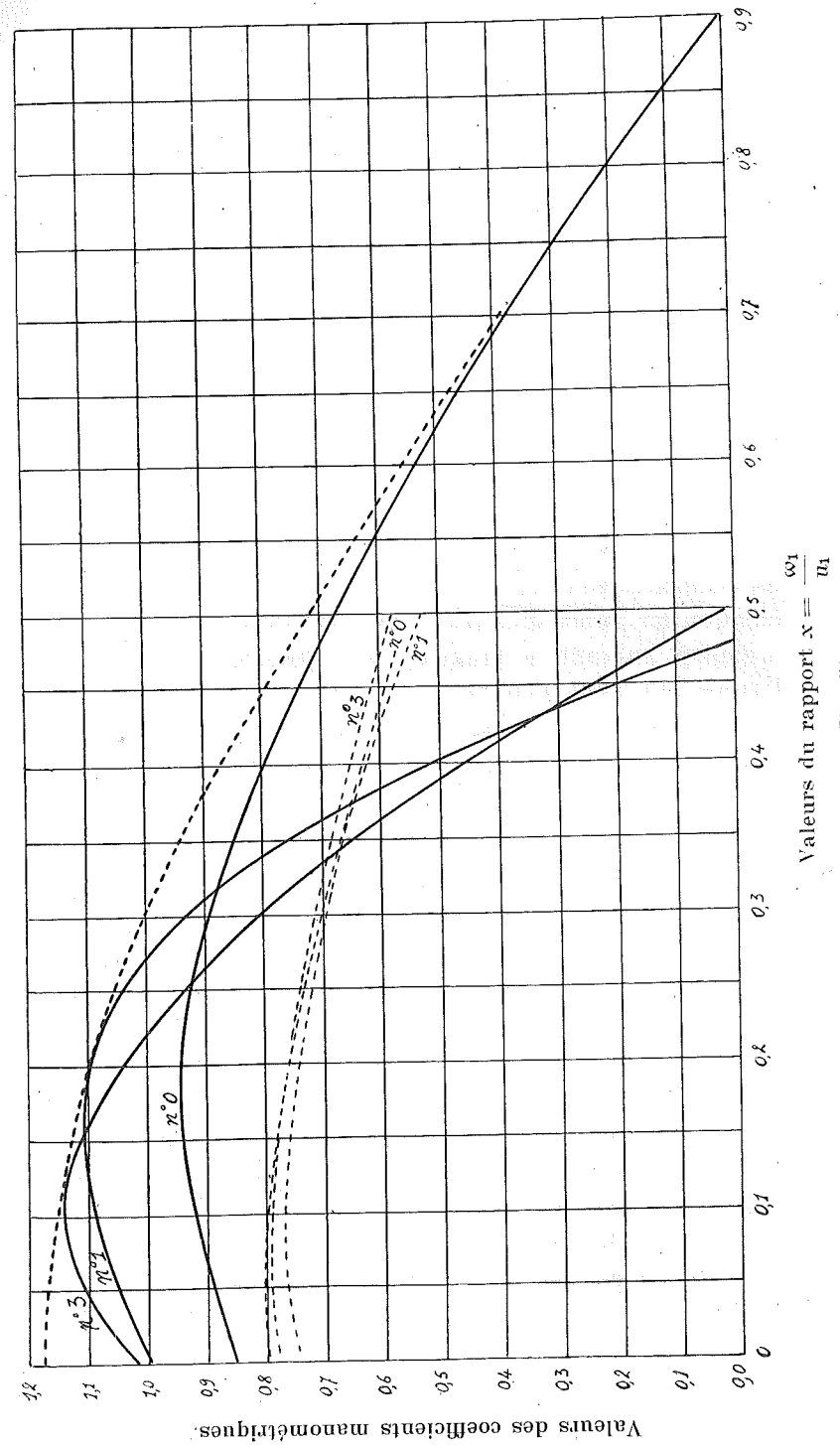


Fig. 51.



celles du coefficient manométrique correspondant à la pompe complète avec son diffuseur et sa volute, sont données par les courbes en trait plein.

A partir de  $x = 0,5$ , nous avons prolongé la courbe correspondant au diffuseur sans aubes jusqu'à la rencontre avec l'axe des  $x$ ; cette extrapolation ne saurait se faire avec une très grande précision; on peut admettre cependant que la valeur de  $x = 0,9$ , pour laquelle le coefficient manométrique est nul, ne peut pas différer beaucoup de la valeur réelle.

Traçons la courbe enveloppe des courbes en trait plein; cette courbe qui coupera l'axe des  $x$  au même point que la courbe n° 0, donnera sensiblement la loi de variation du coefficient manométrique en fonction de  $x$ , pour le cas idéal où les aubes directrices fixes seraient constamment orientées suivant la tangente à la trajectoire des filets liquides au point d'entrée.

Cette courbe tracée, nous constatons :

1° que le point de tangence correspond :

à  $x = 0,125$  pour le diffuseur n° 3 ;

à  $x = 0,210$  pour le diffuseur n° 1 ;

2° que pour  $x$  égal ou plus grand que 0,5, le diffuseur à aubes ne présente plus d'avantages sur le diffuseur sans aubes, l'accroissement du coefficient manométrique, en passant de l'un à l'autre, — accroissement qui est donné par la distance entre la courbe pointillée et la courbe n° 0 en trait plein — devenant relativement très faible.

Nous concluons :

*Le débit pour lequel les filets liquides ont une trajectoire tangente à la direction des aubes à l'entrée, correspond pour le diffuseur n° 1 à  $x = 0,210$ ; pour le diffuseur n° 3, à  $x = 0,125$ .*

*Pour les pompes à haute pression qui fonctionnent toujours avec un débit relativement faible et pour*

*lesquelles la valeur de  $x$  est normalement comprise entre 0,15 et 0,30, il y a lieu d'employer un diffuseur à aubes qui fournit un accroissement de hauteur de refoulement d'environ 15 % sur le diffuseur sans aubes. Ce dernier,*

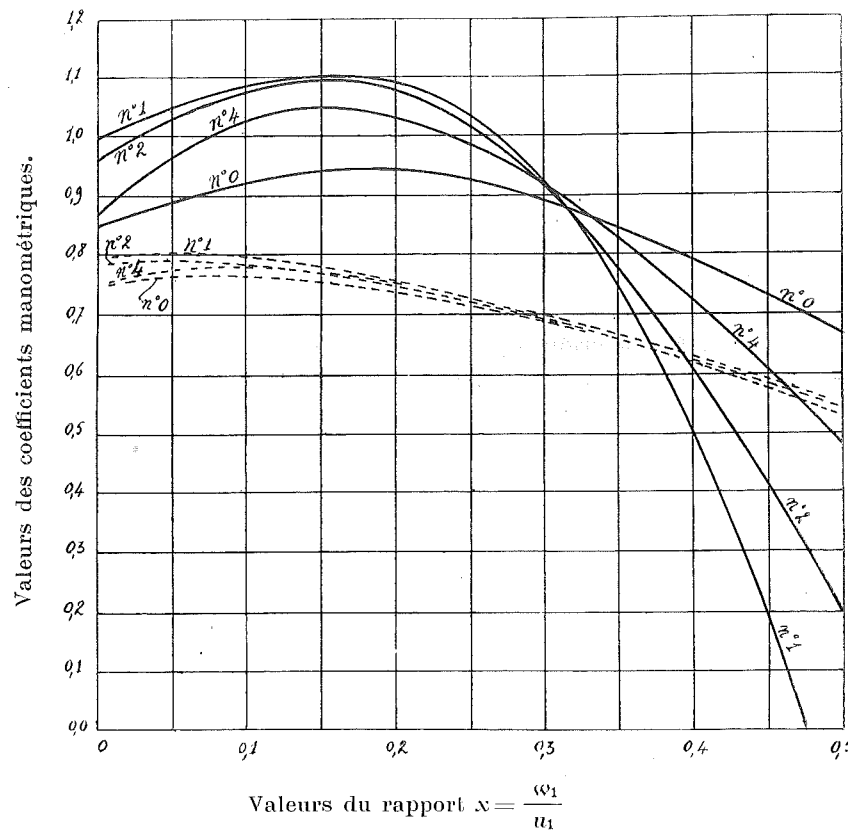


Fig. 52.

*par contre, est tout indiqué dans les pompes à faible hauteur de refoulement et à grand débit, pour lesquelles le débit normal correspond à une valeur de  $x$  comprise entre 0,4 et 0,6.*

Nous pensons qu'un diffuseur sans aubes à parois divergentes, dès l'origine, conduirait à un léger accroissement de rendement, comparativement au diffuseur à parois parallèles que nous avons étudié; la conclusion ci-dessus n'en subsisterait pas moins, à notre avis.

Pour étudier l'influence de la distance comprise entre les aubes de la roue et les aubes du diffuseur, nous avons reporté les courbes des coefficients manométriques obtenues pour les diffuseurs n° 0, n° 1, n° 2 et n° 4, sur un même diagramme (fig. 52).

On voit nettement :

1°) Qu'à mesure que la distance comprise entre les aubes fixes et les aubes mobiles augmente, le coefficient manométrique diminue et la courbe de variation de celui-ci en fonction de  $x$ , se rapproche de celle trouvée pour le diffuseur sans aubes;

2°) Qu'en passant d'une distance de 3 mm (courbe n° 2) à 5 mm (courbe n° 4), on constate une chute du coefficient manométrique de 5 à 6 % pour les valeurs de  $x$  voisines de 0,2;

3°) Qu'il existe une valeur  $x$  (0,32 pour notre cas) à partir de laquelle la présence des aubes a pour effet de diminuer le coefficient manométrique, parlant la hauteur de refoulement et le rendement.

Il y a lieu d'ajouter qu'il est d'autant plus difficile d'empêcher le ronflement de la pompe que la distance entre les deux aubages est plus faible; avec les aubes de la roue, *non amincies à l'extrémité*, il serait à peu près impossible de descendre en-dessous de 2 mm.

Pour pouvoir ramener cette valeur à  $\frac{1}{2}$  mm et même 1 mm, il est nécessaire d'amincir les aubes de la roue de façon à ne pas dépasser une épaisseur de 1 ou 2 mm à l'extrémité.

En ce qui concerne les aubes du diffuseur, il convient, pour éviter les vibrations désagréables et préjudiciables

au bon fonctionnement de la pompe, de ne pas les amincir trop fortement; la forme du diffuseur n° 3 paraît, à ce point de vue, préférable à celle du diffuseur n° 2.

La différence observée entre les courbes du coefficient manométrique avec les diffuseurs n° 1 et n° 2, de même que la diminution de rendement constatée en passant du 1° au 2°, ne peut s'expliquer que par l'action des vibrations des extrémités des aubes du diffuseur n° 2, vibrations qui ont eu pour effet d'augmenter les pertes par chocs et d'accroître l'importance des remous.

Nous concluons :

*Il y a intérêt, au point de vue du pouvoir manométrique de la pompe, à réduire à  $\frac{1}{2}$  mm la distance comprise entre l'aubage fixe et l'aubage mobile; il est nécessaire, dans ce cas, d'amincir fortement les extrémités des aubes de la roue.*

*Au point de vue du rendement, la question est discutable, parce que la puissance absorbée croît plus rapidement que la puissance utile, quand on ne parvient pas à éviter les remous à la sortie de la roue.*

REMARQUE I. — Il n'est pas sans intérêt de faire observer qu'avec le diffuseur n° 4 et plus particulièrement encore avec le diffuseur sans aubes, le ronflement de la pompe était sensiblement nul à tous les débits.

Dans les essais réalisés avec les diffuseurs n° 1 et n° 2, l'intensité des vibrations des aubes fixes passait par un minimum pour le débit correspondant approximativement à la valeur de  $x = 0,210$  que nous avons indiquée plus haut; avec le diffuseur n° 3, ce minimum se présentait aux environs de  $x = 0,125$ .

Si nous traçons le triangle des vitesses à la sortie en prenant pour  $\beta_1$  30° et pour rapport  $x = 0,210$  et 0,125, nous trouvons  $\alpha_1 = 7^\circ$  dans le premier cas et  $\alpha = 4^\circ \frac{1}{2}$  dans le deuxième cas.

Nous constatons ainsi que les pertes dans le diffuseur passent par un minimum pour une valeur de  $\alpha_1$  plus petite que l'angle d'entrée du diffuseur, ce qui est invraisemblable.

REMARQUE II. — Si nous calculons la valeur du coefficient  $\frac{gT_i}{u_1^2}$  en introduisant dans la formule V les valeurs numériques qui correspondent aux dimensions de la roue, nous trouvons pour diagramme, une droite 2 (fig. 53) moins inclinée sur l'axe des  $x$  que la droite 1 tracée en trait plein et qui représente les résultats expérimentaux obtenus avec les diffuseurs n° 0, n° 3 et n° 4.

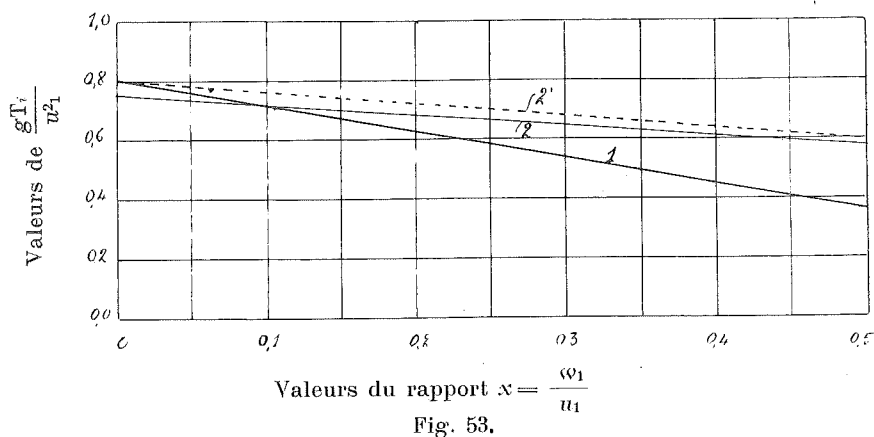


Fig. 53.

Que l'ordonnée à l'origine soit plus faible pour la valeur calculée que pour la valeur expérimentale, cela n'a rien d'étonnant, car nous avons pris pour rayon à l'ouïe la valeur  $r_0 = 0m050$ , supposant ainsi que l'eau ne participe à la rotation de la roue qu'à partir de son entrée dans l'aubage ; comme il n'est pas douteux que les filets liquides subissent déjà un entraînement dès leur entrée, la différence de 0,04 entre le coefficient calculé et le

coefficient trouvé expérimentalement n'a rien d'exagéré. En adoptant pour rapport  $m = \frac{r_0}{r_1}$  la valeur 0,45, nous obtiendrons pour diagramme la courbe 2' ; cela revient à admettre que, par suite de l'entraînement des filets liquides, tout se passe comme si le rayon de l'aubage à l'ouïe, était de 0m045 au lieu de 0m050.

\*  
\* \*

Il reste à expliquer pourquoi la courbe 2' est sensiblement moins inclinée que la courbe expérimentale.

Puisque la loi linéaire que la théorie énonce, se vérifie, il y a lieu d'admettre que, dans la formule

$$\frac{gT_i}{u_1^2} = a - cx,$$

le terme  $cx$  qui dépend de  $\beta_1$  et de  $\beta_0$  est plus grand que ne l'indique le calcul ; cela conduit à admettre que les filets liquides sont inclinés sur la tangente, à la sortie de la roue, d'un angle  $\beta$  plus petit que  $\beta_1$ , et que, par suite des remous, sous la face concave des aubes, la section de sortie est réduite et la vitesse réelle est plus grande que la vitesse calculée. Cette hypothèse expliquerait pourquoi nous avons constaté que l'angle  $\alpha_1$ , pour lequel les pertes dans le diffuseur passe par un minimum, est plus petit que l'angle d'entrée des aubes de celui-ci.

Si cette hypothèse est exacte, il est évident qu'en augmentant le nombre d'aubes, sans rien changer à leur inclinaison, nous obtiendrons pour diagramme de  $\frac{gT_i}{u_1^2}$  une droite qui se rapprochera davantage de la droite théorique.

Nous donnerons plus loin les résultats obtenus avec la roue n° 6, identique à la roue n° 1 au point de vue des dimensions et des angles, mais dans laquelle le nombre d'aubes a été porté de huit à seize.

(A suivre).

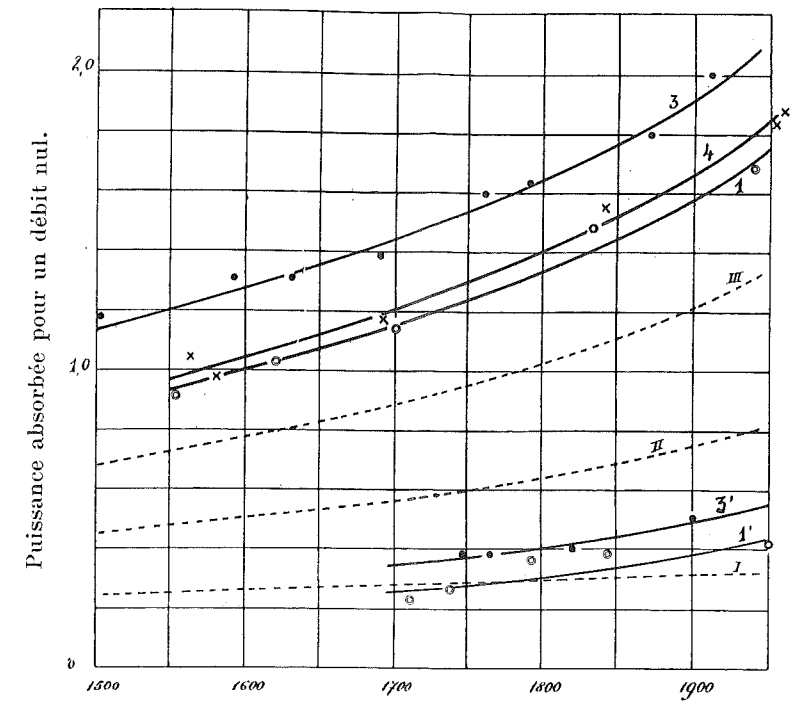
Essais de la Détermination

DE LA

Puissance absorbée par les frottements externes

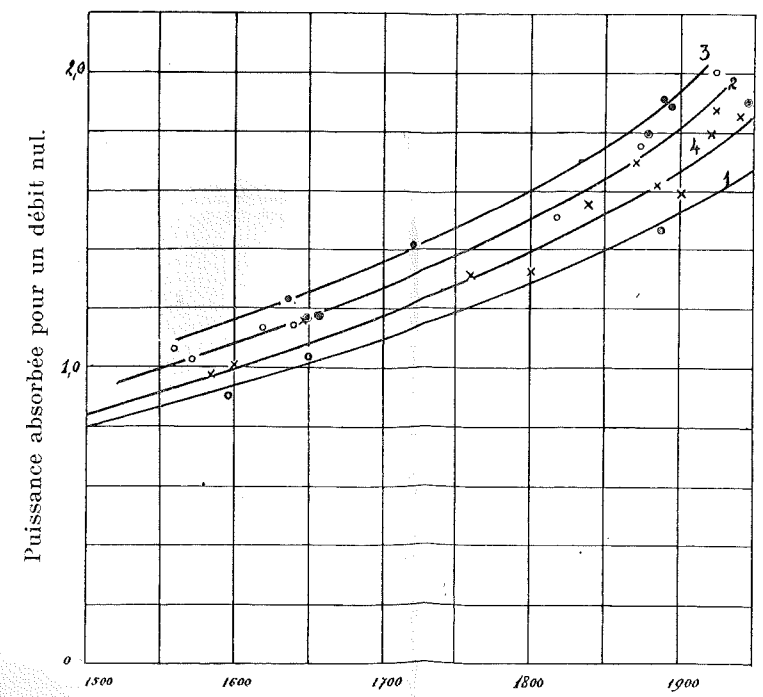
Signes conventionnels :

- Courbe 1. — Avec diffuseur sans aubes ○
- Courbe 2. — Avec diffuseur n° 1 ○
- Courbe 3. — Avec diffuseur n° 2 ●
- Courbe 4. — Avec diffuseur n° 3 ●
- Courbe 5. — Avec diffuseur n° 4 ×



Valeurs du nombre de tours N.

Fig. 26.—Valeurs relevées au cours des expériences du 21 novembre 1914, 29 février 1912 et 30 juillet 1912.



Valeurs du nombre de tours N.

Fig. 27.— Valeurs relevées au cours des expériences pour la détermination du rendement.

Les courbes 1' et 3' donnent les puissances absorbées par la roue

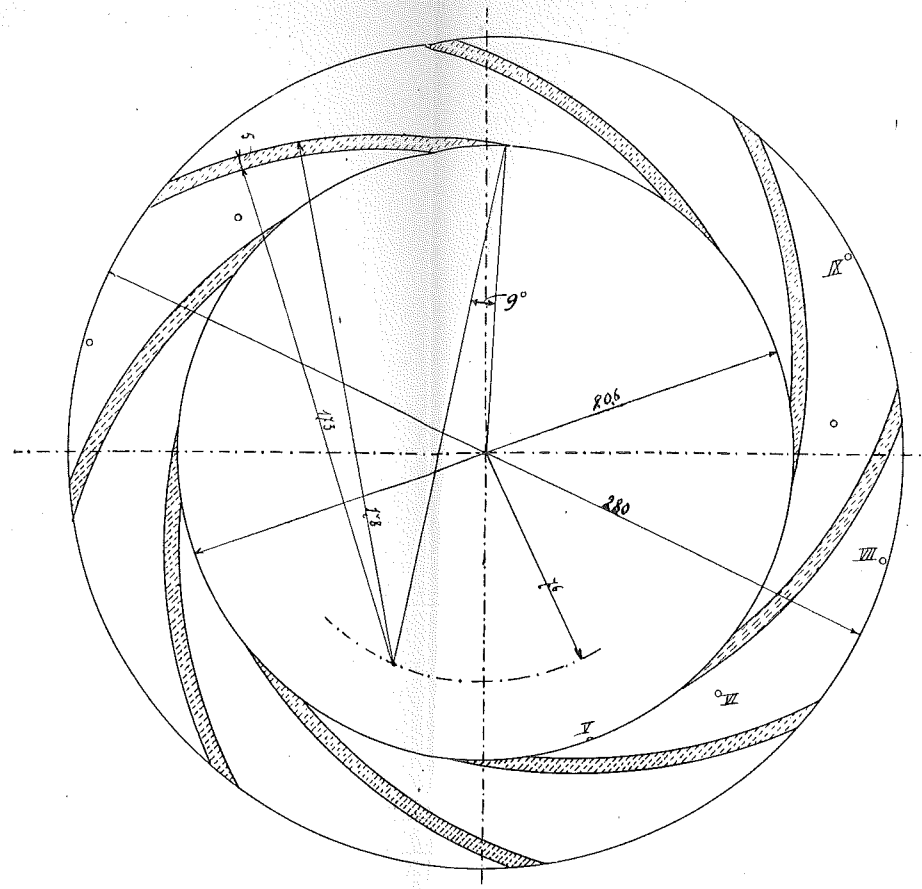


Fig. 28.— Diffuseur N° 1.

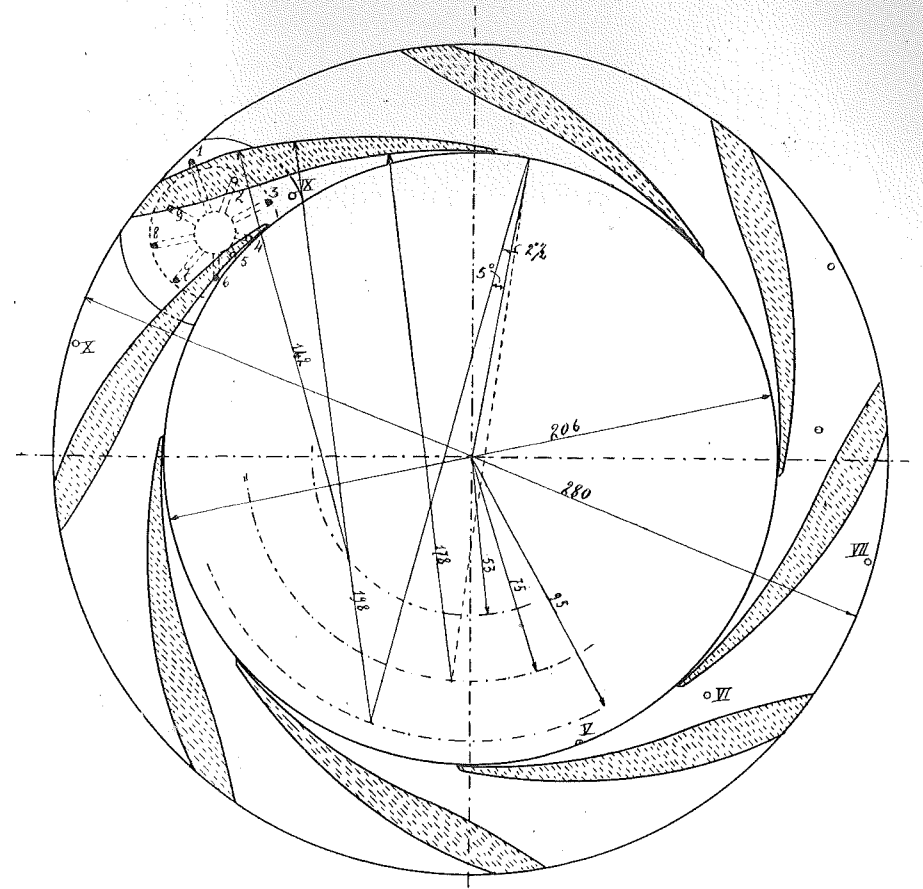


Fig. 30.— Diffuseur N° 3.

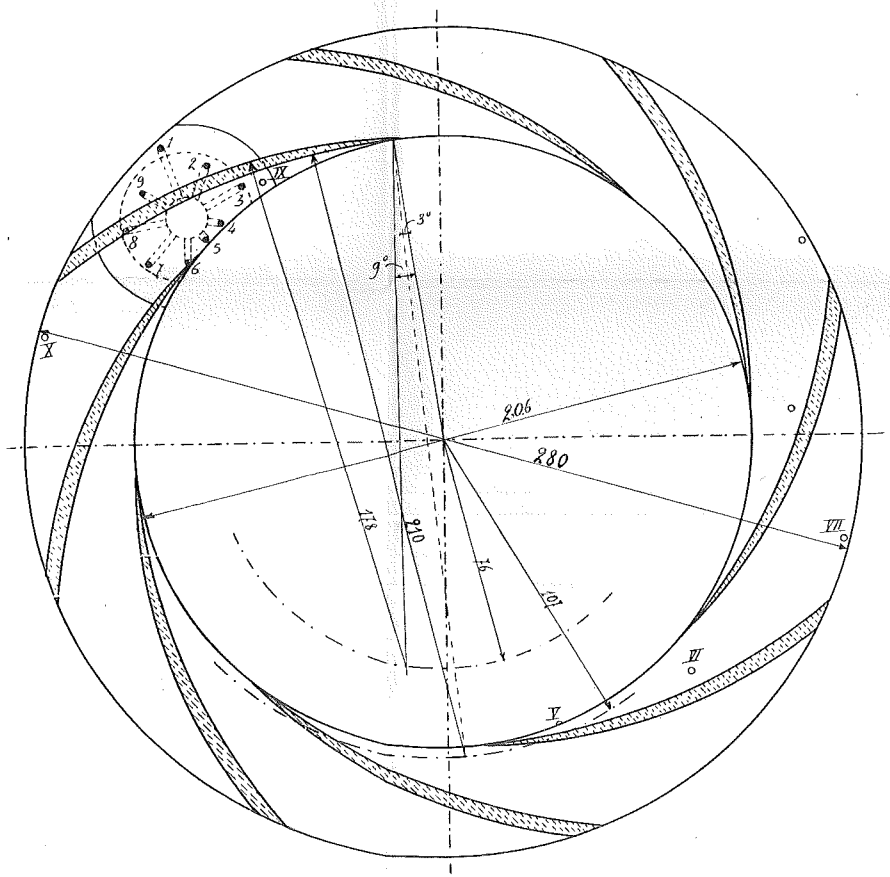


Fig. 29.— Diffuseur N° 2.

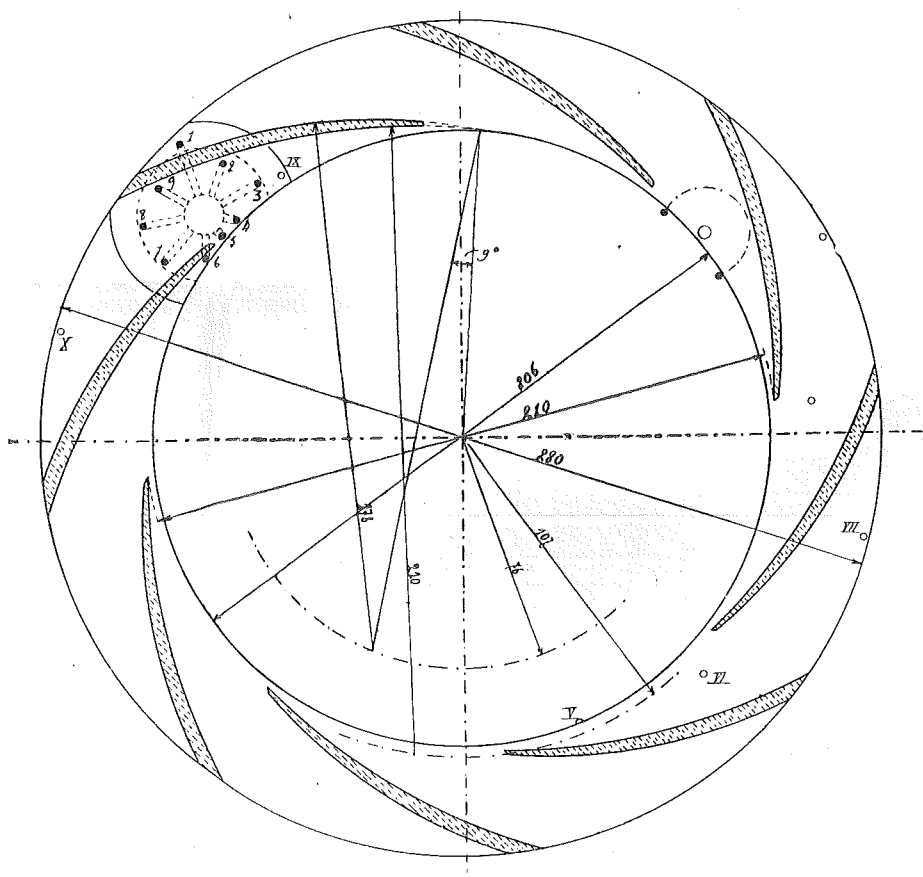


Fig. 31.— Diffuseur N° 4.

# LES POMPES CENTRIFUGES A HAUTE PRESSION.

Roue N° 1. — Diffuseur N° 1.

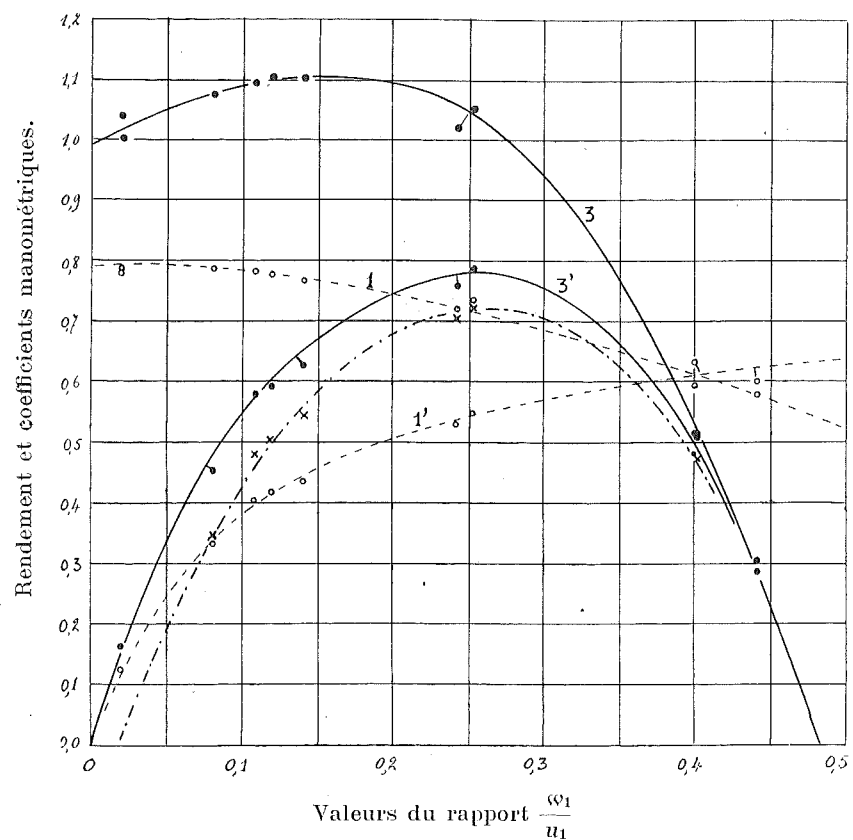


Fig. 32. — Expériences des 11 et 12 mai 1912. — N = 1420.

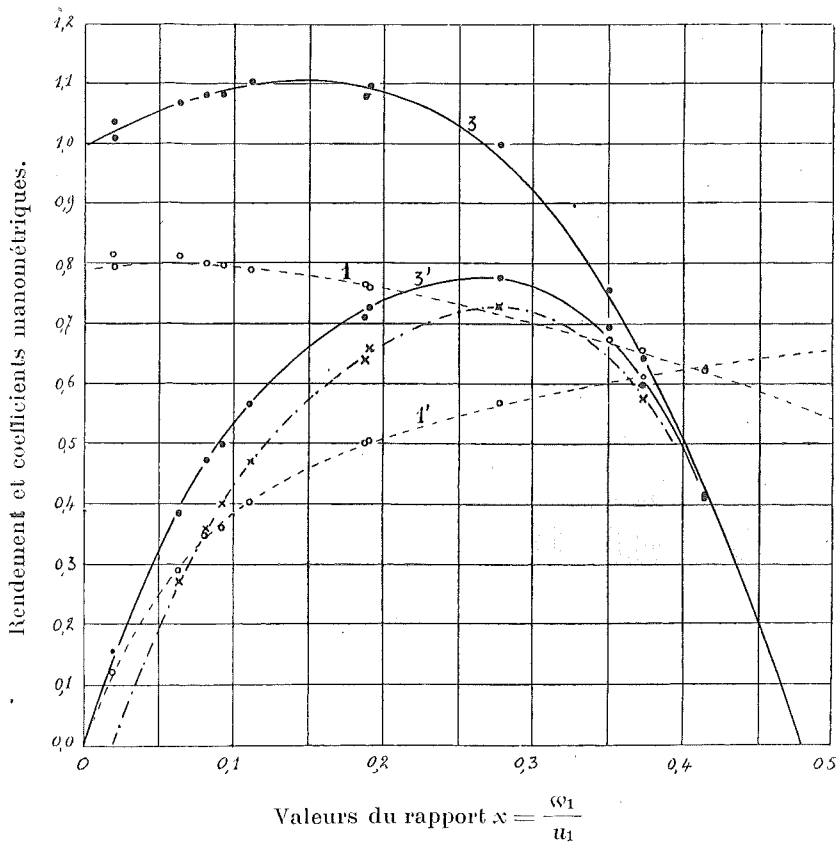


Fig. 33. — Expériences des 15 et 15 mai 1911. — N = 1620.

Roue N° 1. — Diffuseur N°

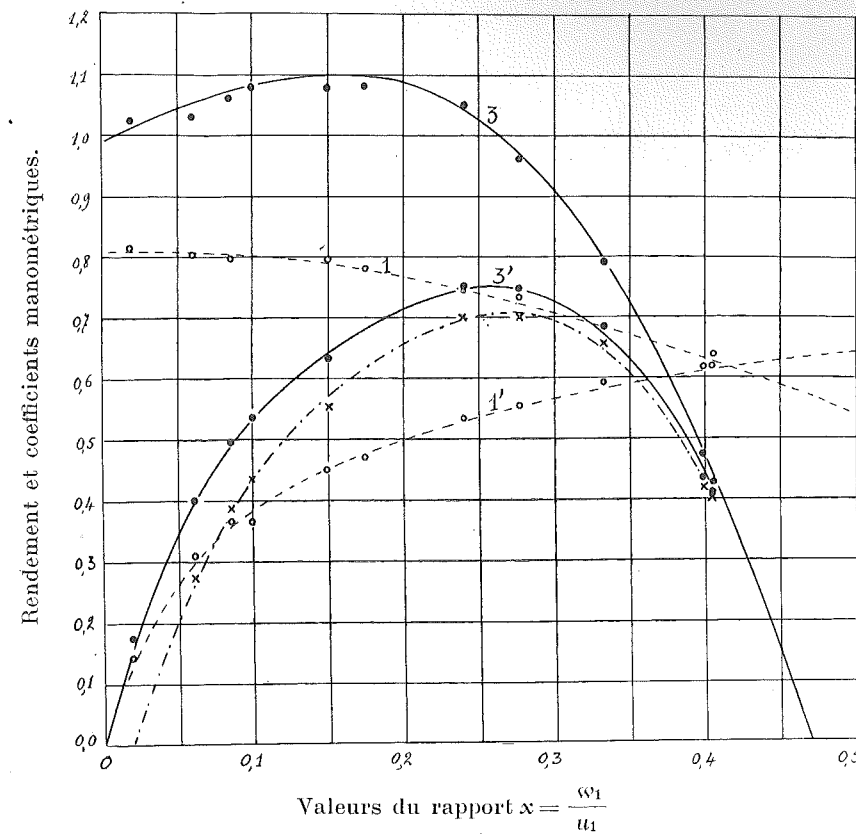


Fig. 34. — Expériences des 17 et 18 mai 1911. — N = 1820.

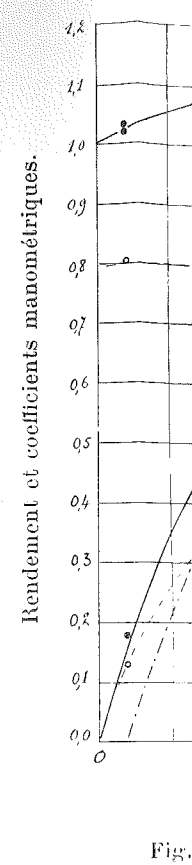


Fig. 35.

Roue N° 1. — Diffuseur N° 1.

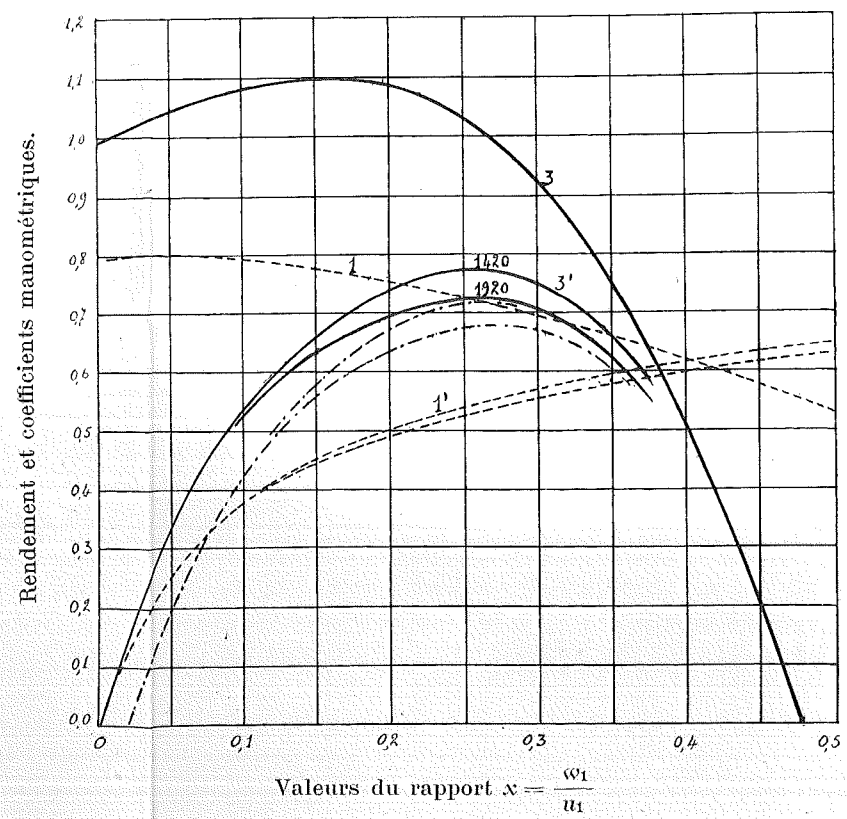


Fig. 36.

Roue N° 1. — Diffuseur N° 2.

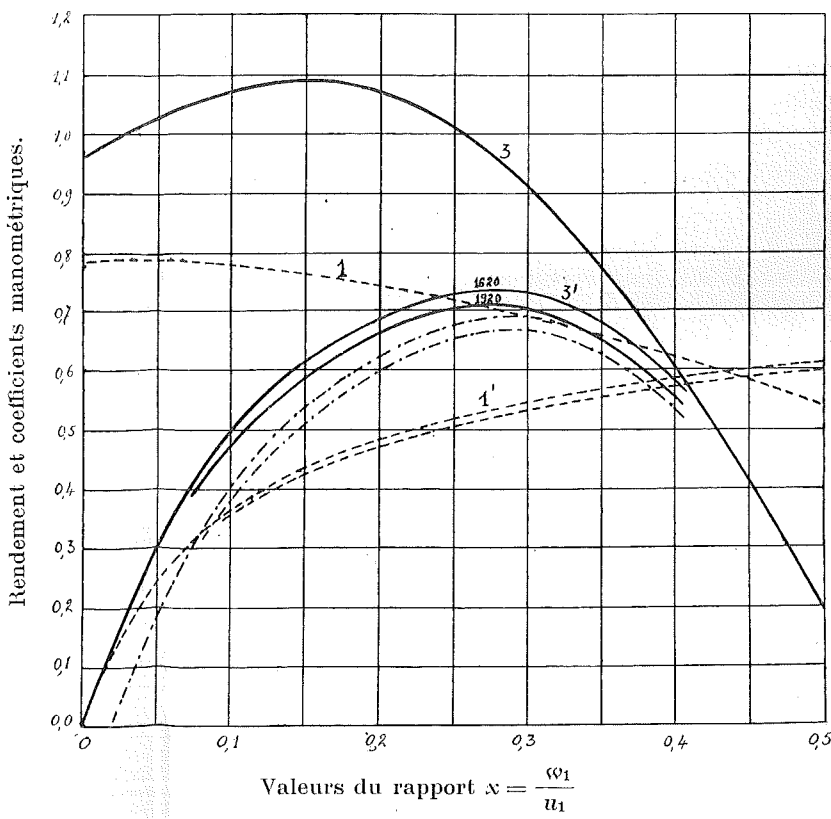


Fig. 40.

Roue N° 1. — Diffuseur N°

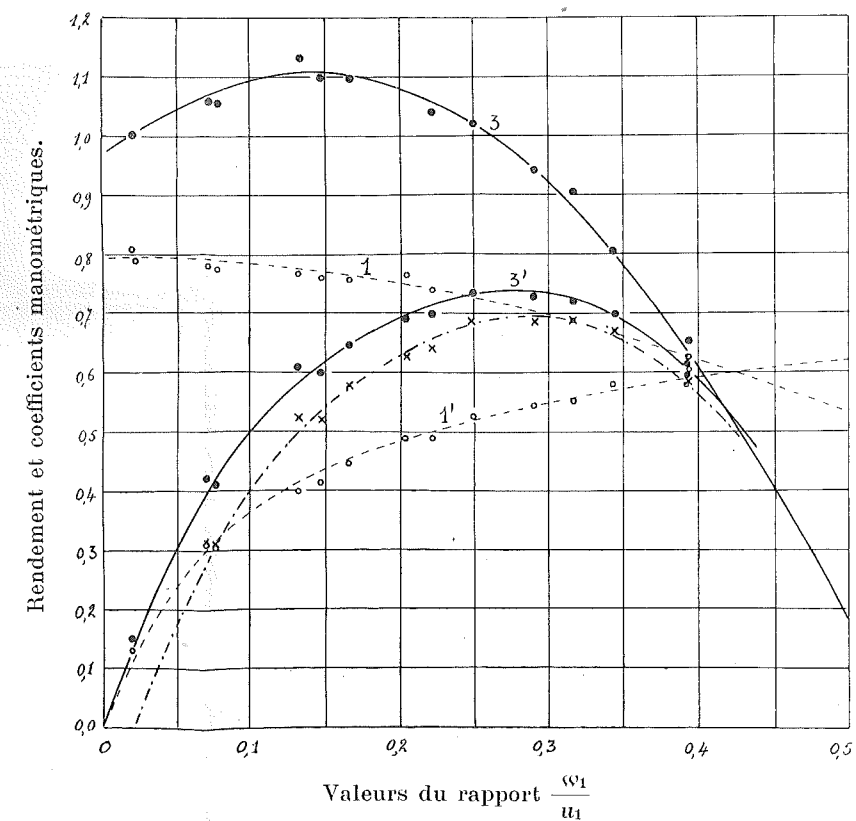


Fig. 38. — Expériences des 23 février et 6 mars 1912. — N = 1620.

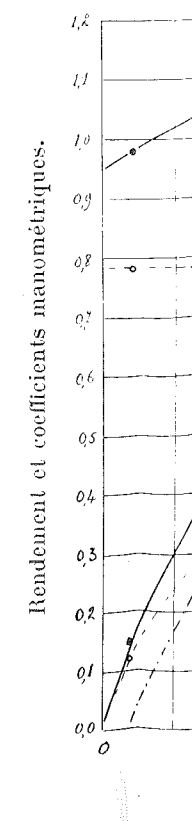
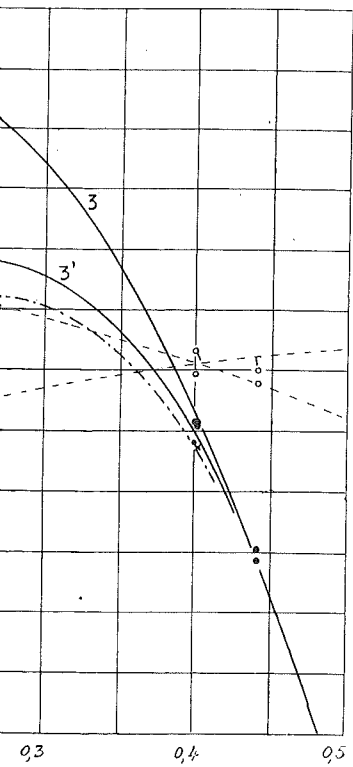


Fig. 39.

Roue N° 1. — Diffuseur N° 1.



port  $\frac{\omega_1}{u_1}$   
2 mai 1912. — N = 1420.

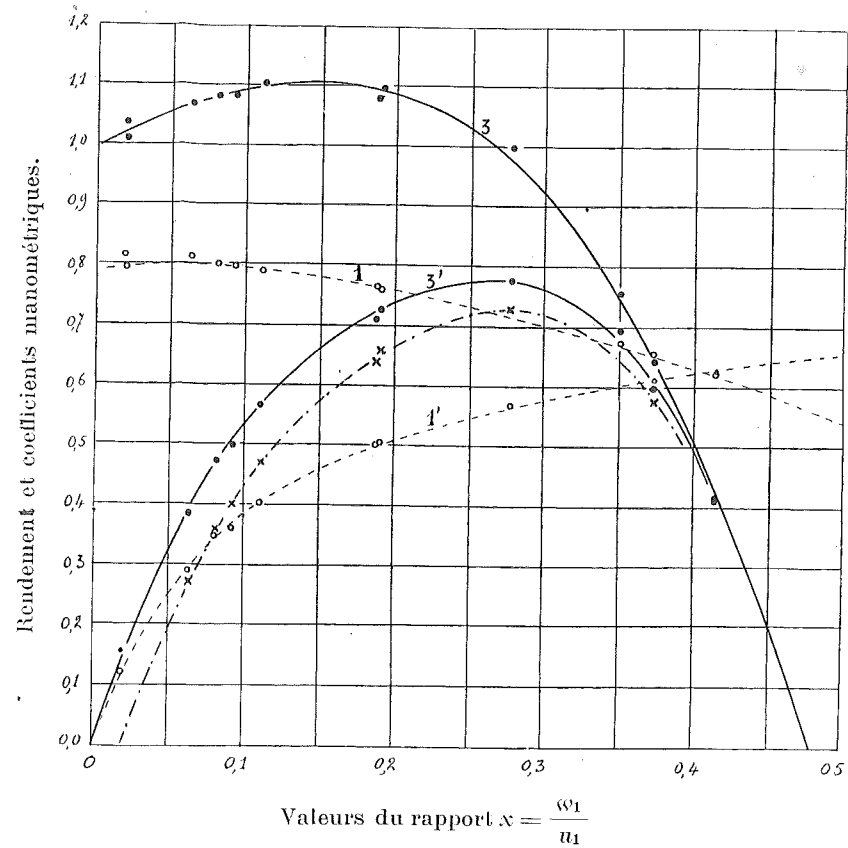


Fig. 33. — Expériences des 15 et 15 mai 1911. — N = 1620.

Roue N° 1. — Diffuseur N° 1.

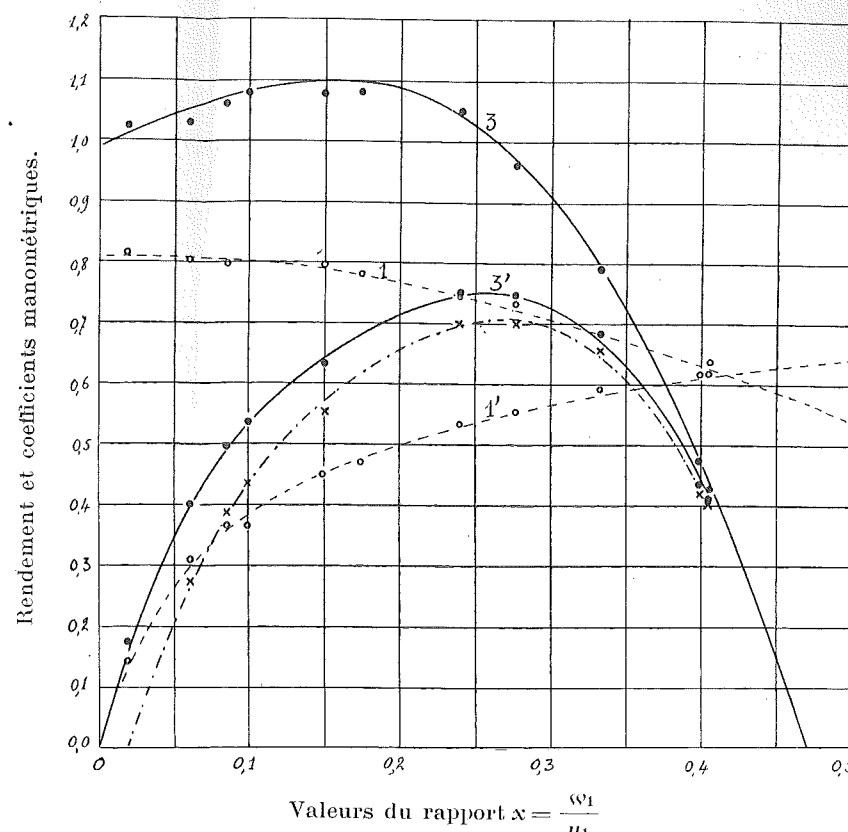


Fig. 34. — Expériences des 17 et 18 mai 1911. — N = 1820.

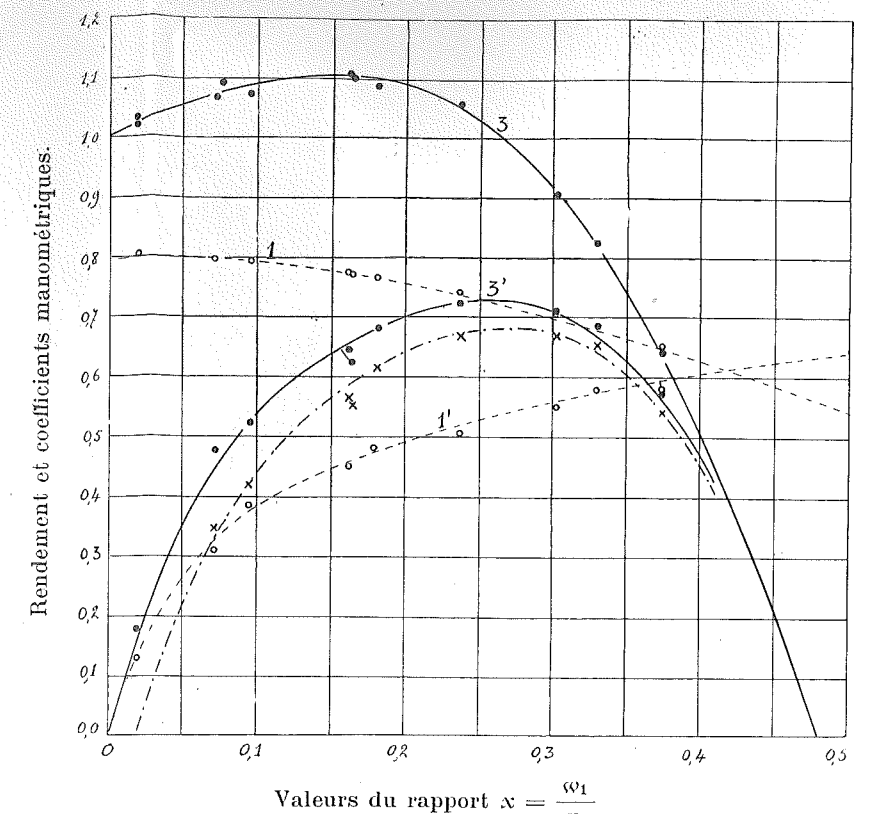


Fig. 35. — Expériences du 20 mai 1911. — N = 1920.

useur N° 1.

Roue N° 1. — Diffuseur N° 2.

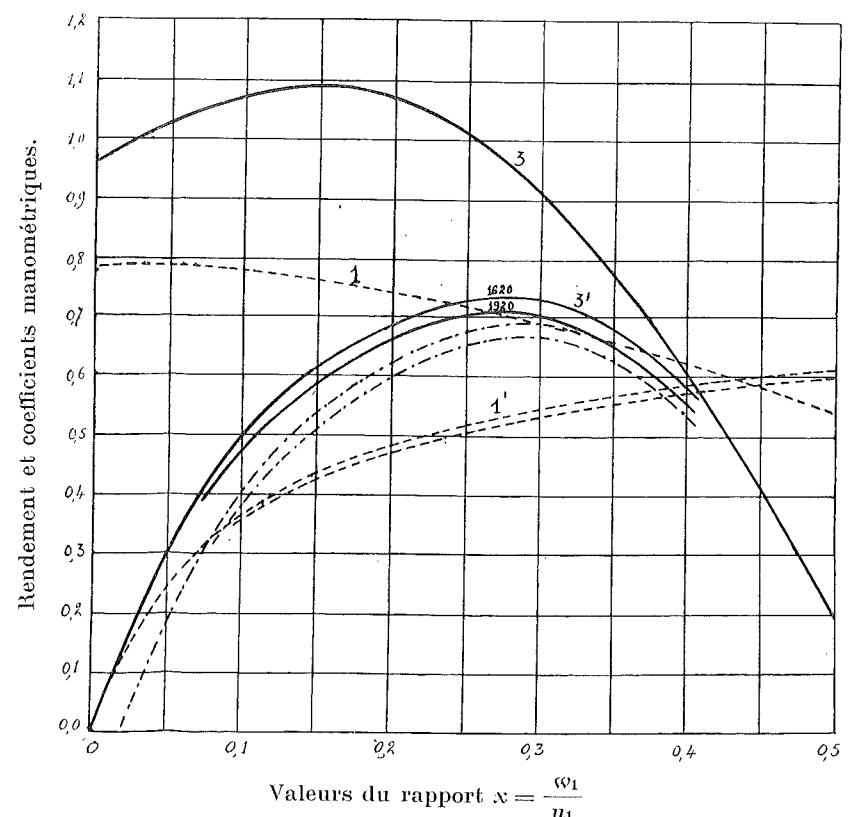
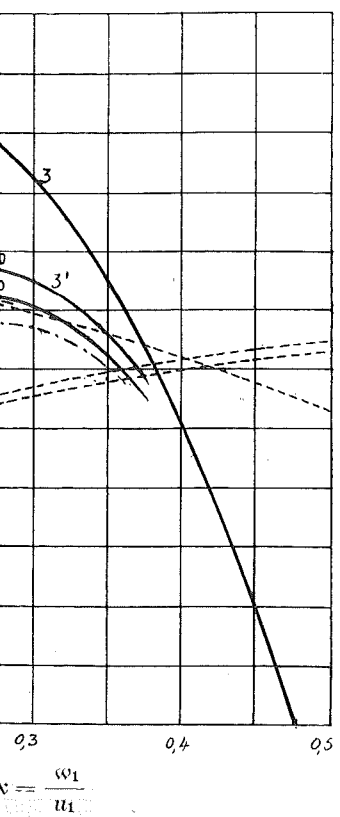


Fig. 40.

Roue N° 1. — Diffuseur N° 2.

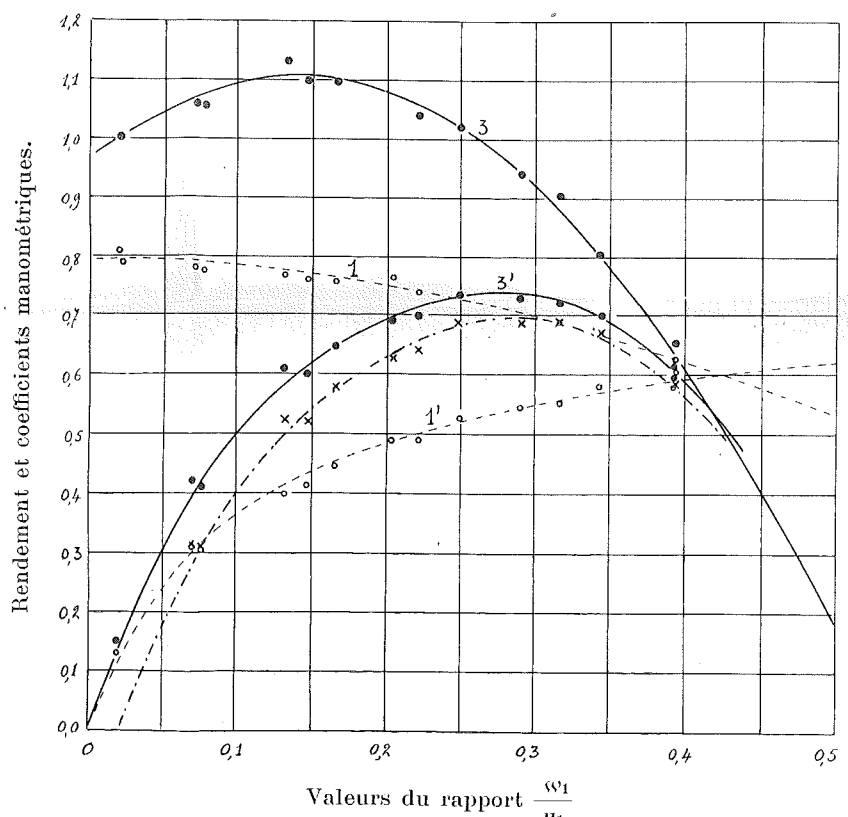


Fig. 38. — Expériences des 23 février et 6 mars 1912. — N = 1620.

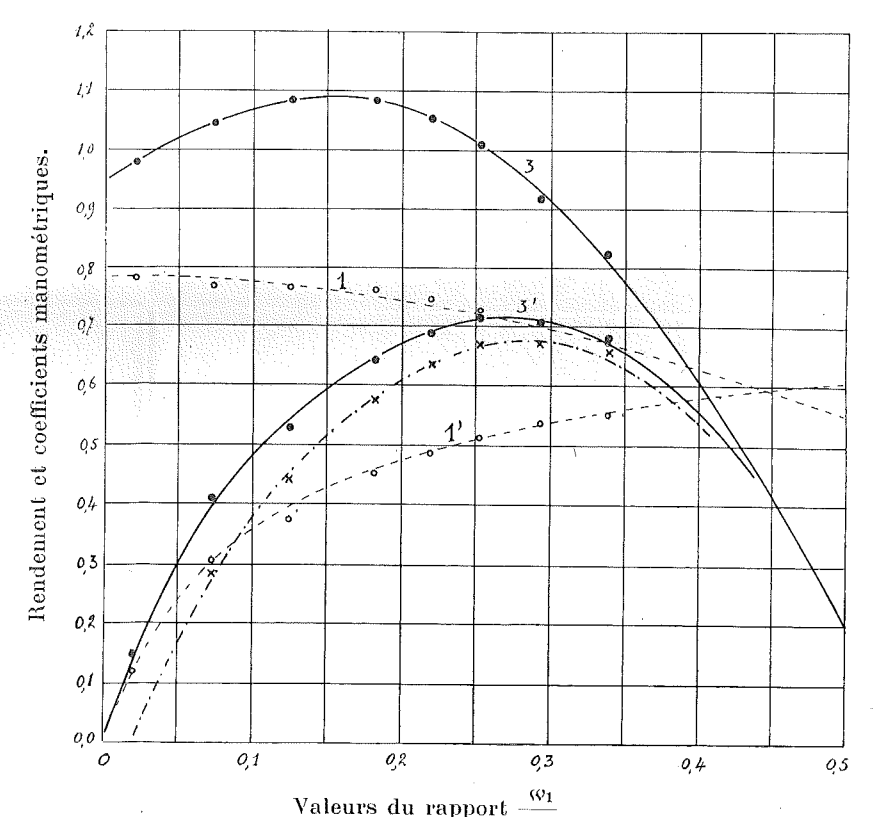


Fig. 39. — Expériences du 23 février 1912. — N = 1920.

Roue N° 1. — Diffuseur N° 3.

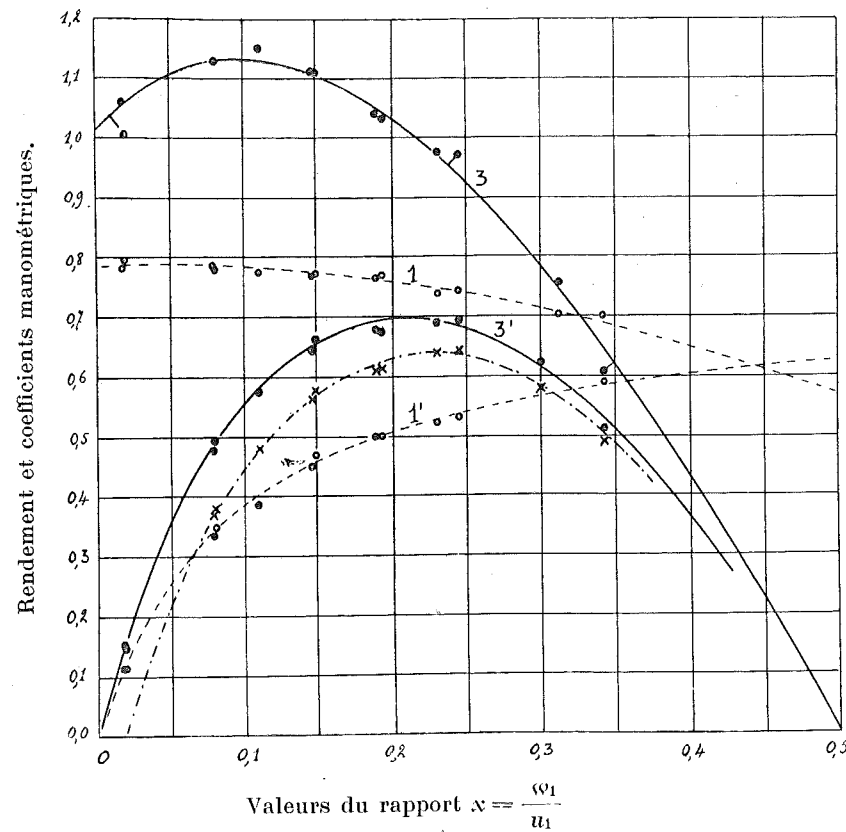


Fig. 42. — Expériences des 12 et 13 mars 1912. — N = 1620.

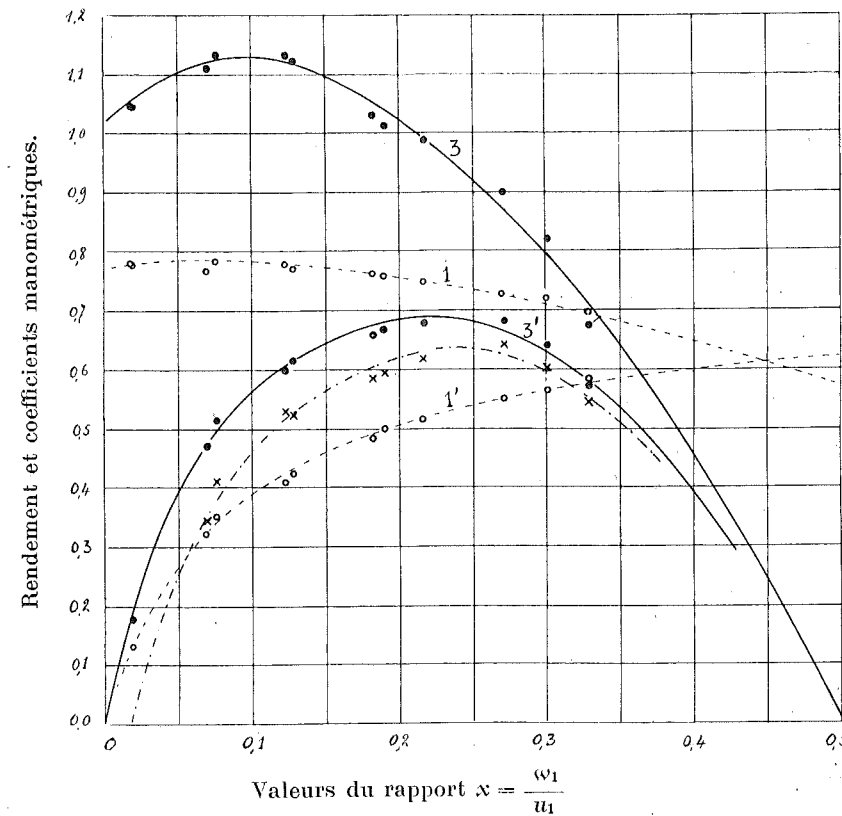


Fig. 43. — Expériences des 9 et 12 mars 1912. — N = 1920.

Roue N° 1. — Diffuseur sans aubes (N° 0),

- Signes conventionnels :
- - - - - - Courbes des pressions et du rendement fournis par la roue seule.
  - + - - - - - Courbes des press. et du rend. fournis par la roue et le diffuseur.
  - - - - - - Courbes des press. et du rend. fournis p<sup>r</sup> la roue, le diff. et volute.
  - × - - - - - Rendement total en tenant compte des fuites.

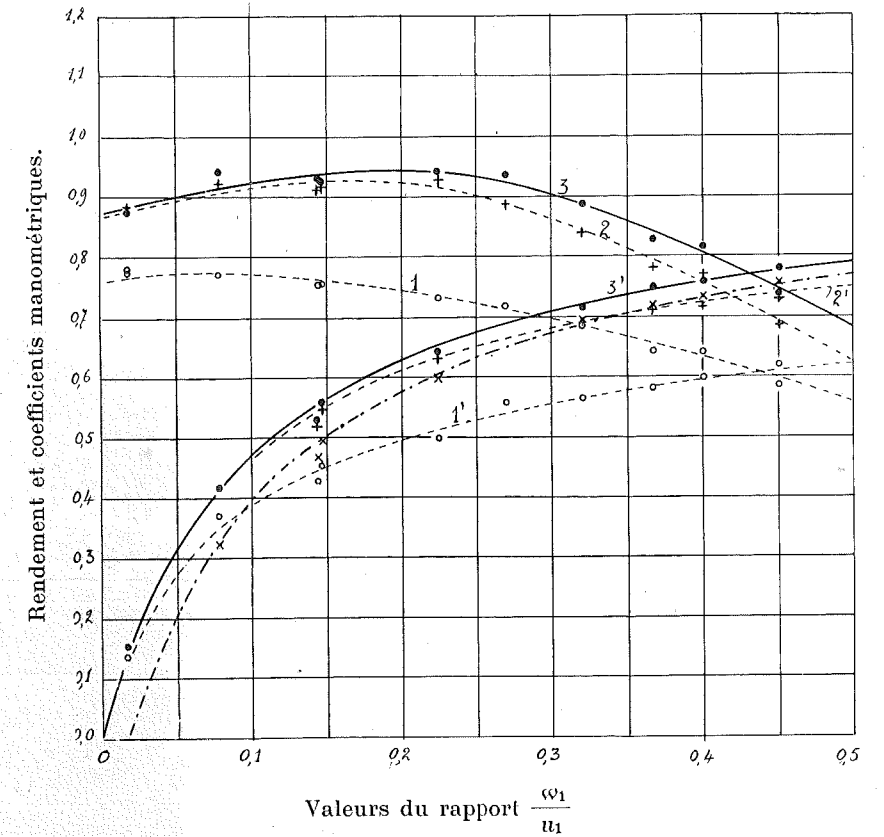


Fig. 48. — Expériences des 24 et 26 mai 1911. — N = 1620.

Roue N° 1. — Diffuseur N° 3.

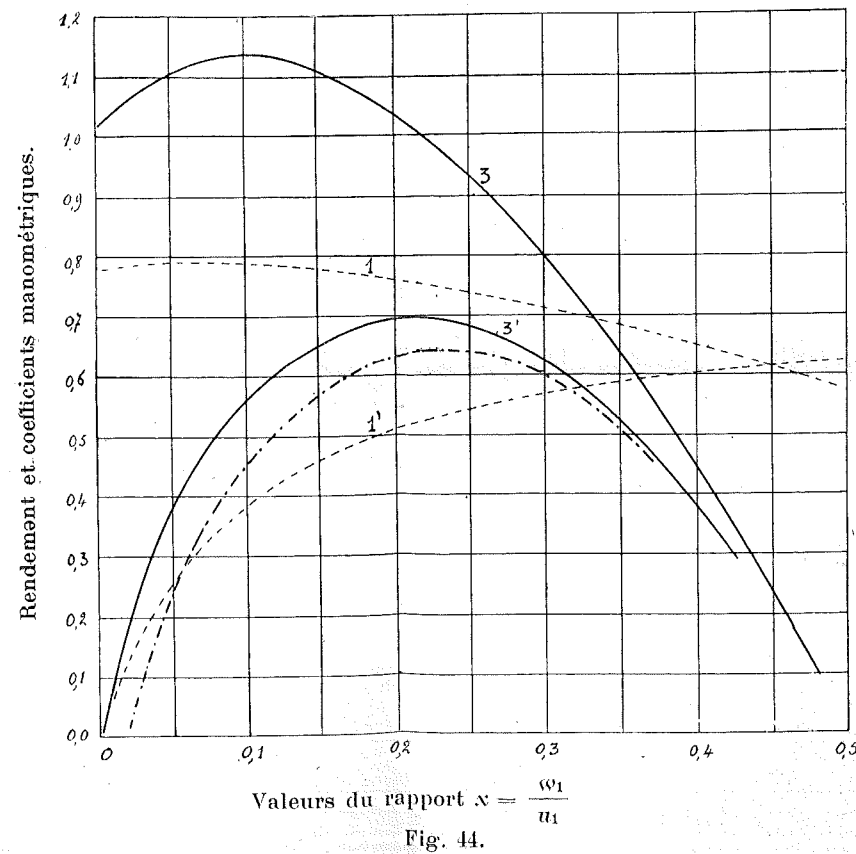


Fig. 44.

Roue N° 1. — Diffuseur N° 4.

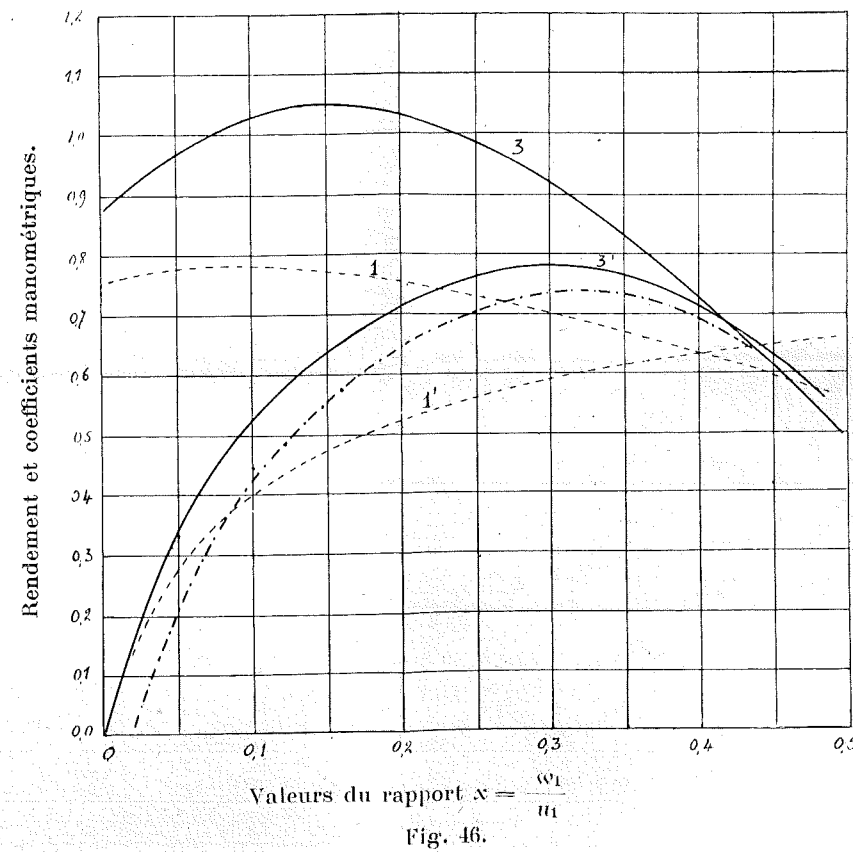


Fig. 46.

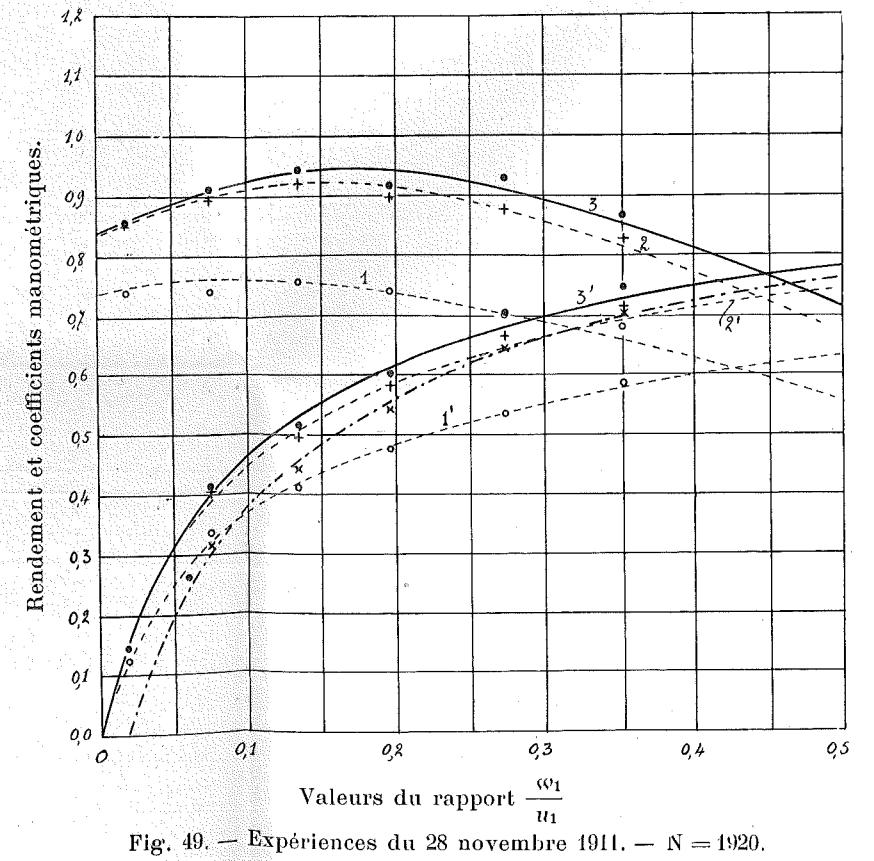


Fig. 49. — Expériences du 28 novembre 1911. — N = 1920.

## CONDITIONS D'ABONNEMENT

La REVUE UNIVERSELLE paraît tous les mois. Elle comprend annuellement quatre tomes de 300 à 350 pages chacun accompagnés de planches et figures dans le texte.

Prix de l'abonnement annuel : Paris et Liège . . .	35 fr.
Départements et Belgique (province) franco . . .	38 fr.
Union postale franco, 40 fr. — Un N° séparé . . .	4 fr.
Collection complète 1 <sup>re</sup> série (1857 à 1876 inclus) . . .	500 fr.
» » 2 <sup>e</sup> série (1877 à 1887 inclus) . . .	385 fr.
» » 3 <sup>e</sup> série (1888 à 1902 inclus) . . .	525 fr.
» » 4 <sup>e</sup> série (1903 à 1912 inclus) . . .	400 fr.

La REVUE insère également des annonces exclusivement industrielles, c'est-à-dire se rattachant aux mines, à la métallurgie, à l'industrie des chemins de fer, ainsi qu'aux sciences appliquées.

S'adresser à la Direction à Liège ou à l'Agence à Paris pour en connaître le prix et les conditions.

La REVUE rend compte de tous les ouvrages dont MM. les Auteurs et Editeurs veulent bien lui faire parvenir deux exemplaires. Elle accepte également l'échange avec les recueils et journaux scientifiques et technologiques.

# REVUE UNIVERSELLE 232/1

## DES MINES, DE LA MÉTALLURGIE

DES TRAVAUX PUBLICS, DES SCIENCES ET DES ARTS  
APPLIQUÉS A L'INDUSTRIE

57<sup>ME</sup> ANNÉE. — CINQUIÈME SÉRIE

ANNUAIRE DE L'ASSOCIATION DES INGÉNIEURS SORTIS DE L'ÉCOLE DE LIÈGE  
Union Professionnelle Reconnue.  
A. I. Lg.

MAI 1914  
TOME VI. — 2<sup>e</sup> NUMÉRO

### SOMMAIRE :

	Pages.
<b>Mémoires :</b>	
1. MAX WASSEIGE. — La Production économique de la Vapeur et le Tirage équilibré. . . . .	169
2. CH. HANOCQ. — Les Pompes centrifuges à haute pression. — Résultats des essais effectués au Laboratoire de mécanique appliquée et de physique industrielle de l'Université de Liège (suite) . . . . .	170
<b>Bulletin :</b>	
1. EUGÈNE PROST. — Essais de corrosions de zincs de compositions diverses . . . . .	208
3. Revue des Périodiques techniques Belges. . . . .	213
4. Extraits de Revues techniques étrangères . . . . .	222
<b>Bibliographie :</b>	
1. La Cémentation de l'Acier . . . . .	233
2. Manuel pratique de Fonderie . . . . .	235
<b>Carnet d'Annonces :</b>	
1. Cours des Combustibles et Métaux . . . . .	3, 6 et 36
2. Sommaire de Revues techniques étrangères. . . . .	17, 20, 23 et 38

Pl. 1 à 7

LIÈGE

16, Quai de l'Université, 16

PARIS

H. Le Soudier, 174, Boulevard Saint-Germain  
ST-PÉTERSBOURG, C. RICKER. — ODESSA, G. ROUSSEAU.  
MADRID, E. DOSSAT. — BERLIN, ERNST & KORN. — LEIPZIG, ARTHUR FÉLIX.  
FREIBERG (Saxe), CRAZ & GERLACH. — MILAN, URICO HOEPLI.  
LONDRES, WILLIAM ET NORGATE. — TURIN, BOCCA FRÈRES

REPRODUCTION INTERDITE.

Le dépôt légal a été fait en France, en Belgique et en Angleterre