

**COMITÉ DIRECTEUR :**

- Président :* **M. H. Hubert**, Professeur de physique industrielle et de mécanique appliquée à l'Université de Liège.
- Vice-Président :* **M. Ed. Francken**, Ingénieur en chef, Directeur de service à l'Administration des Chemins de fer de l'Etat.
- Secrétaire :* **M. Henri Schiffers**, Ingénieur à la Société John Cockerill.
- Secrétaire-Adjoint :* **M. Paul Habets**, Directeur-gérant des Charbonnages de l'Espérance et Bonne-Fortune, Professeur d'exploitation des mines à l'Université de Bruxelles.

*Membres :*

- MM. Richard Berger**, Ingénieur-conseil à Marcinelle.
- Louis Canon-Legrand**, Ingénieur-constructeur, Professeur à l'École des Mines du Hainaut.
- Léon Creplet**, Ingénieur-conseil, à Liège.
- René d'Andrimont**, Ingénieur-géologue, Professeur de géologie et d'hydrologie à l'Institut Agricole de l'Etat à Gembloux.
- Omer De Bast**, Répétiteur à l'Université de Liège, Sous-Directeur de l'Institut Electro-technique Montefiore.
- Gustave-L. Gérard**, Ingénieur-conseil, à Bruxelles.
- René A. Henry**, Directeur des Charbonnages du Hasard, à Liège.
- Gustave L'Hoest**, Directeur d'administration au Ministère des Chemins de fer de l'Etat.
- Hector Pouleur**, Ingénieur en chef de la Société des Pétroles au Congo.
- Alfred Smal**, Ingénieur aux Chantiers navals de la Société John Cockerill, à Hoboken.

*Secrétaire-général de la Rédaction :*

- M. Edgar Forgeur**, Secrétaire-général de l'Association des Ingénieurs sortis de l'École de Liège.

REVUE UNIVERSELLE  
DES  
MINES, DE LA MÉTALLURGIE  
DES  
TRAVAUX PUBLICS, DES SCIENCES ET DES ARTS  
APPLIQUÉS A L'INDUSTRIE

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.

Au moment de publier les résultats de quatre années de recherches entreprises sur la pompe centrifuge du Laboratoire de mécanique appliquée, nous nous faisons un devoir d'exprimer toute notre gratitude à M. le Professeur H. Hubert pour nous avoir donné l'occasion d'entreprendre et de conduire à bien ces essais dans son laboratoire, avec le concours de ses élèves.

A l'époque où l'établissement de cette pompe centrifuge fut décidé, c'est-à-dire fin 1908, M. H. Hubert venait enfin d'obtenir les crédits réclamés depuis longtemps, qui devaient lui permettre d'ajouter au laboratoire de machine à vapeur, les installations nécessaires à l'étude du moteur à gaz et de la résistance des matériaux.

Bien que la réalisation de ces projets fût l'objet de ses constantes préoccupations, il n'hésita pas, en présence de l'intérêt de plus en plus grand qui s'attachait à l'étude des turbo-machines, à consacrer une partie notable des modestes ressources de son budget ordinaire à la création d'une station d'essai pour pompe centrifuge.

Après avoir fixé de commun accord les grandes lignes du programme à réaliser, il nous confia le soin d'étudier et de dessiner dans tous leurs détails, les plans de construction et d'installation de la pompe destinée aux expériences.

Cette installation devait, tout en permettant de vérifier scientifiquement les lois qui régissent le fonctionnement des turbo-pompes et, d'une façon plus générale, celui des *turbo-machines*, donner l'occasion aux élèves de se familiariser avec les essais d'une des catégories les plus intéressantes de ce genre d'appareils qui tend à se substituer de plus en plus, dans l'industrie, aux machines « à piston ».

L'étude des plans de construction de la pompe nous prit la plus grande partie de nos vacances de 1909.

Les plans d'exécution furent confiés, en novembre de la même année, à la Société Cockerill, qui exécuta l'appareil avec un soin tout particulier. Nous nous plaisons à en adresser ici nos remerciements à M. Ad. Greiner, Directeur-Général de cette Société, et à M. A. Bailly, Ingénieur, Chef de Service des Ateliers. Les roues furent calibrées tant au point de vue de la courbure des aubes que du profil des flasques; l'arbre construit en acier nickel, fut trempé et rectifié. L'équilibrage se montra parfait à toutes les vitesses jusqu'à 2200 tours par minute, limite de la vitesse que nous pouvions atteindre avec le moteur dont nous disposions.

La pompe avec son bâti et son moteur figura à l'Exposition annuelle de l'A. I. Lg. de 1910 et fut installée, en avril, au laboratoire.

Avant d'entrer dans la description détaillée de cette installation et des essais exécutés en partie avec le concours des élèves de la 1<sup>re</sup> année d'études de la Faculté technique, nous croyons nécessaire de rappeler, dans un premier chapitre, les éléments de la théorie des pompes centrifuges.

## CHAPITRE I<sup>er</sup>.

### Description et Fonctionnement d'une pompe centrifuge.

#### § 1. — Rappel des éléments de la théorie.

Une pompe centrifuge à une seule roue comporte presque toujours *l'ensemble des éléments suivants* (fig. 7, pl. 2) :

1) une *roue* constituée par deux flasques coulées d'un jet avec les aubes et formant avec celles-ci des canaux dans lesquels circule l'eau, de l'ouïe *o*, à la périphérie;

2) un *diffuseur* ou *amortisseur* constitué par deux parois parallèles *d* réunies par des aubes, entre lesquelles l'eau s'engage en sortant de la roue pour se rendre dans la volute *D*;

3) la *volute D*, canal à section croissante recueillant l'eau sortant du diffuseur pour la conduire au tuyau de refoulement;

4) *l'enveloppe* avec le tuyau d'aspiration amenant l'eau à l'ouïe de la roue et les *deux bourrages* empêchant les rentrées d'air dans la pompe.

Le fonctionnement de la pompe est facile à saisir : supposons l'enveloppe complètement remplie d'eau et imprimons à la roue un mouvement de rotation rapide ; l'eau qui se trouve dans celle-ci sera projetée par la force centrifuge à l'extérieur dans le diffuseur ; son déplacement créant une dépression au centre de la roue, aura pour

effet d'aspirer l'eau vers l'ouïe, et d'établir bientôt à travers la pompe un mouvement permanent de l'eau.

Une différence de pression existant forcément entre l'ouïe et la périphérie, il est nécessaire de ménager un *joint en labyrinthe* à faible jeu, aussi près que possible de l'ouïe, pour réduire la section de fuite.

Avec une roue à une ouïe, les pressions n'étant pas les mêmes de part et d'autre de la roue, sur la surface du cercle correspondant à l'entrée, il est nécessaire pour équilibrer la *pression axiale* qui en résulte, de ménager sur la face opposée un second joint de même diamètre, et de créer des ouvertures mettant en communication la chambre *e* avec l'ouïe *o*.

Par ce moyen, on diminue sans l'annuler la poussée axiale ; on crée, par contre, une fuite à peu près double, puisque la pompe comporte alors deux joints de fuite.

Pour éviter de devoir leur donner la forme d'une surface gauche, les aubes de la roue commencent au rayon extérieur  $r_0$  de l'ouïe (fig. 1). Lorsque le régime permanent est établi, l'eau entre plus ou moins radialement dans la roue.

On pourrait diriger les filets fluides à l'entrée en employant un distributeur, comme cela est indiqué fig. 1. Une telle disposition, outre qu'elle aurait pour effet de compliquer la construction, conduirait le constructeur à donner un diamètre plus grand à l'ouïe et déterminerait, par conséquent, une fuite et des pertes par chocs et tourbillonnements plus importantes.

En l'absence d'un distributeur à l'entrée, force est de faire une hypothèse au sujet de la direction des filets fluides à l'entrée. On admet habituellement que leur direction est radiale et on calcule la vitesse absolue  $c_0$  par la relation suivante :

$$(2 \pi r_0 l_0) c_0 = Q' \quad (1)$$

$Q'$  étant le débit en  $m^3$  par seconde,  $r_0$  le rayon de l'ouïe,  $l_0$  la largeur de celle-ci.

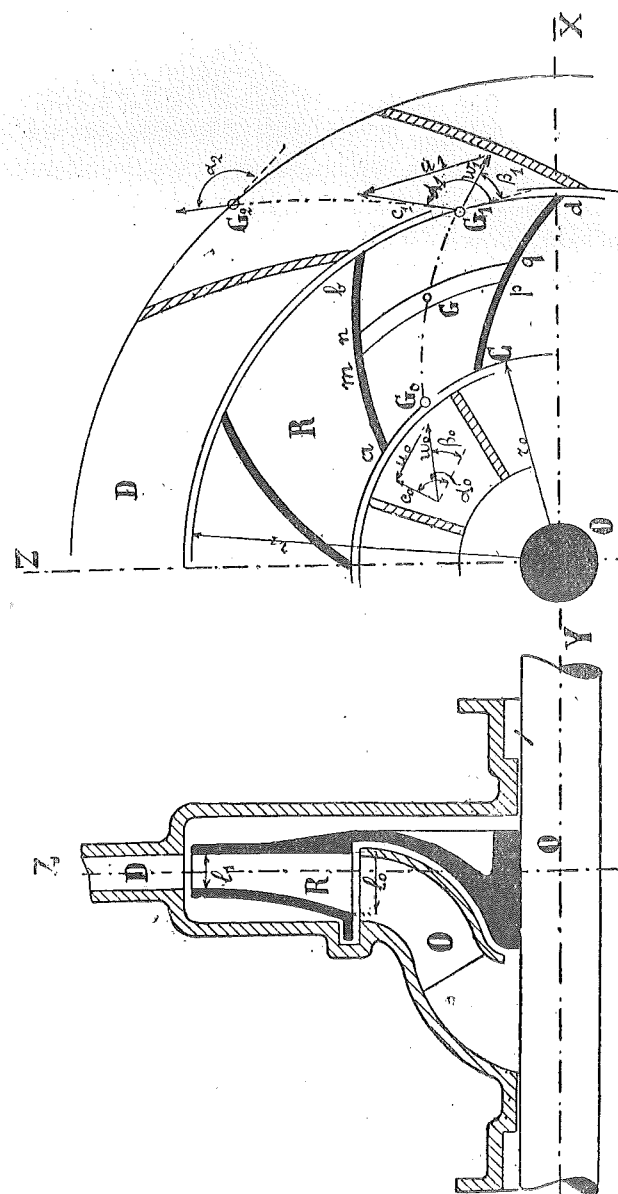


Fig. 1.

Il est certain que la vitesse des filets liquides varie d'un point à un autre de l'ouïe, particulièrement à cause de la présence inévitable du coude à faible rayon formé par le raccord de la flasque de droite avec le moyeu.

Cette hypothèse de la vitesse radiale n'est pas essentielle, cependant; nous avons préféré nous en affranchir en supposant, dans la théorie que nous rappellerons plus loin, que, par suite de l'entraînement des filets liquides produit par la rotation de la roue, l'entrée de l'eau se fait constamment dans la direction de l'axe des canaux formés par les aubes.

Des expériences nous montreront d'ailleurs que l'influence de l'angle  $\alpha_1$  d'entrée ne paraît pas bien grande au point de vue du rendement et de la hauteur de refoulement d'une roue déterminée.

Si nous nous en tenons à l'hypothèse ci-dessus, à savoir que les filets ont sensiblement, au point de vue du mouvement relatif, la direction de l'axe des canaux de la roue, quel que soit le débit, nous pourrons calculer la vitesse relative d'entrée  $\omega_0$  par la relation :

$$2 \pi r_0 l_0 \omega_0 \sin \beta_0 = Q'. \quad (2)$$

Il est évident qu'une telle hypothèse n'est vraisemblable que pour autant que le débit ne dépasse pas une certaine valeur et que l'angle d'entrée  $\beta_0$  soit relativement petit.

Cette relation suppose, en outre, que l'épaisseur des aubes est négligeable, ce qui est le cas avec des aubes fortement amincies à l'extrémité.

Lorsque le mouvement de l'eau, par suite du tracé rationnel des aubes, se fait sans remous, la vitesse moyenne relative  $\omega_1$  à la sortie, peut être calculée, à son tour, par une relation analogue à la précédente,

$$2 \pi r_1 l_1 \sin \beta_1 \frac{s}{s+e} \omega_1 = Q' \quad (3)$$

$r_1$  désignant le rayon extérieur de la roue,  
 $l_1$  la largeur de celle-ci, à la périphérie,  
 $\beta_1$  l'angle du dernier élément avec la tangente,  
 $s$  l'arc compris entre deux aubes voisines,  
 $e$  l'épaisseur d'une de ces aubes.

Le coefficient  $\frac{s}{s+e}$  tient compte de la réduction de section, provenant de la présence des aubes qui ne sont pas toujours amincies à l'extrémité.

Connaissant la vitesse relative  $\omega_1$  tirée de la relation (3), il est facile de déterminer la vitesse absolue  $c_1$  du fluide, en appliquant la règle de la composition des vitesses, ainsi que cela est indiqué sur la figure 1.

Pour ramener à un minimum la perte qui se produit par chocs et tourbillonnements à l'entrée du diffuseur, il est nécessaire de profiler les aubes de celui-ci, de manière que le premier élément ait la direction de  $c_1$ .

Lorsqu'il en est ainsi, l'eau coulant à plein jet dans les canaux du diffuseur dont les sections vont en croissant, il se produit nécessairement dans ceux-ci, une diminution de la vitesse du fluide, et, par conséquent, une transformation d'énergie cinétique en énergie potentielle de pression, dont l'effet est d'accroître sensiblement la hauteur de refoulement et le rendement de la pompe.

En pratique, comme il est impossible de changer l'orientation des aubes du diffuseur, on remarquera qu'il n'existe pour un diffuseur donné et un nombre de tours également donné, qu'un débit pour lequel la direction des jets à la sortie se confond avec la tangente au bord d'entrée, par conséquent pour lequel la transformation d'énergie cinétique en énergie potentielle se fait avec un minimum de pertes. Ce débit peut être calculé par la relation :

$$2 \pi r_1 l_1 \sin \alpha_1 = Q' \quad (4)$$



REMARQUE. — Quand nous parlons de vitesse relative de sortie  $\omega_1$ , nous entendons par là, la vitesse calculée au moyen de la formule (3). Dans la réalité, la vitesse des éléments compris dans une tranche telle que  $(mnpq)$  n'est pas la même pour tous les éléments; cette vitesse de sortie est d'autant plus constante que l'arc compris entre deux aubes est plus petit, par conséquent que le nombre d'aubes est plus grand. La valeur calculée ne représente donc qu'une moyenne.

Lorsque le nombre d'aubes est relativement faible, les filets ne suivent pas des trajectoires identiques de telle sorte que les derniers éléments de ces trajectoires ne sont pas tous orientés suivant la direction du dernier élément de l'aube.

Enfin, il y a lieu d'appliquer aux orifices de sortie de la roue, orifices formés par les flasques et les extrémités des aubes, un coefficient de réduction pour tenir compte de la contraction de la veine liquide. La valeur de ce coefficient ne peut naturellement être fixée que par des expériences spécialement conçues dans ce but. C'est pourquoi nous ne l'avons pas fait figurer dans la relation (3).

Ces notions étant établies, il importe de définir ce qu'on entend par rendement d'une pompe centrifuge.

La figure 2 donne le schéma de l'installation ordinaire d'une pompe centrifuge aspirant l'eau sur la colonne  $oe$ , d'une hauteur  $h_1$ , la refoulant par la colonne  $os$  à une hauteur  $h_2$ .

En désignant le débit réel extérieur par  $Q$  et la hauteur totale  $(h_1 + h_2)$  par  $H$ , la puissance utile en eau élevée sera égale à

$$\delta Q \times H$$

$\delta$  étant le poids spécifique de l'eau. La puissance utile  $N$  en chevaux-vapeur aura ainsi pour valeur :

$$N = \frac{\delta Q \times H}{75} \quad (5)$$

Le rendement de la pompe pourrait être défini par le rapport de cette puissance utile à la puissance absorbée, que l'on peut mesurer aisément lorsqu'on a affaire à une

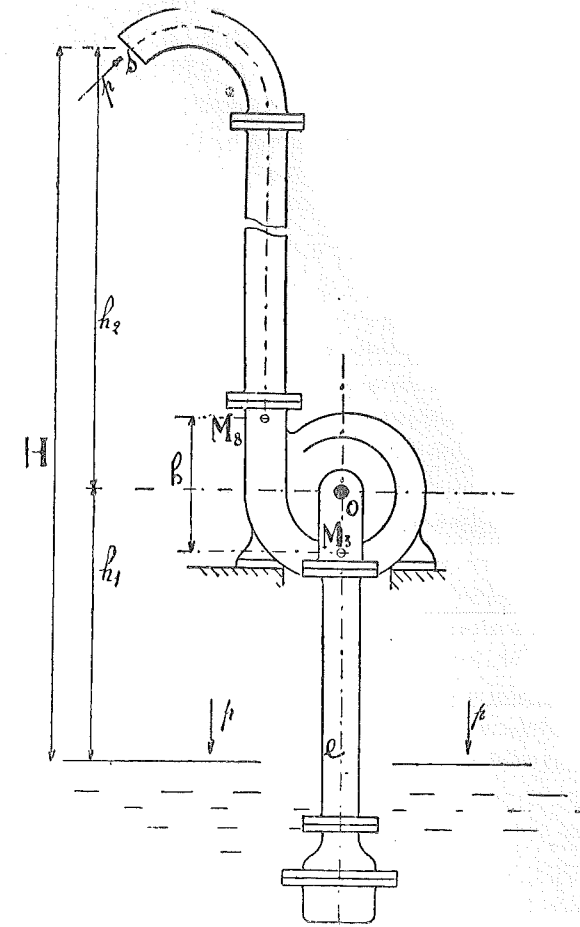


Fig. 2.

pompe commandée par moteur électrique. Mais ce rendement ne dépendrait pas que de la pompe, il dépendrait aussi du diamètre et de la longueur de la conduite d'aspiration et de refoulement, du rayon des coudes, etc. Pour

évaluer le *rendement réel de la pompe* et non le *rendement global de l'installation*, il y a lieu d'introduire dans la relation (5), non pas la hauteur utile  $H$ , mais la hauteur  $H'$  que donnerait la pompe si les pertes de charge dans les conduites d'aspiration et de refoulement étaient nulles. Cette hauteur peut être déterminée en faisant la différence entre la pression donnée par le manomètre placé en  $M_8$  à la base du tuyau de refoulement, et celle donnée par le manomètre placé en  $M_3$  à la partie supérieure du tuyau d'aspiration ; on a en effet la relation

$$\delta H' = p_8 - p_3 + h \quad (1)$$

ou

$$H' = v(p_8 - p_3), \quad (6)$$

en négligeant la hauteur  $h$  correspondant à la distance verticale des deux manomètres, et en représentant par  $p_8$  et  $p_3$ , les pressions exprimées en  $\text{kg/m}^2$  aux points  $M_8$  et  $M_3$ .

La distance verticale entre les deux tubulures n'est ordinairement pas négligeable, même dans les pompes à haute pression, mais lorsqu'on utilise des manomètres à mercure, comme nous l'avons fait, on peut obtenir directement les valeurs des pressions qui existeraient si les ouvertures  $M_8$  et  $M_3$  étaient placées à la hauteur de l'axe de la pompe ; dans ces conditions, la formule (6) donne exactement la valeur de  $H'$  telle que nous l'avons définie plus haut. Cette hauteur est désignée sous le nom de *hauteur manométrique*.

(1) En appliquant l'équation de Bernoulli aux tuyaux d'aspiration et de refoulement on trouve :

$$(h_1 + h_2) + (T''_f + T'_f) + \frac{1}{2g} c_s^2 + \frac{1}{2g} (c_3^2 - c_8^2) = v(p_8 - p_3) + h$$

$c_s$  désignant la vitesse à la sortie ;  $c_3$ , la vitesse au point 3 ;  $c_8$ , la vitesse au point 8 ;  $T'_f$  et  $T''_f$ , les pertes de charge.

La formule (6) ci-dessus ne donne donc  $H'$ , comme nous l'avons défini, que pour autant que la vitesse  $c_3$  soit égale à  $c_8$ .

Pour évaluer le rendement réel de la pompe, il n'est pas nécessaire d'installer celle-ci sur une conduite de refoulement de hauteur déterminée ; il suffit de créer, au moyen d'une vanne, placée à la sortie de la volute, une résistance suffisante pour que la pression en  $M_8$  corresponde à cette hauteur.

Une installation d'essai de pompe centrifuge se présente alors, comme l'indique le plan d'ensemble de la fig. 3 (pl. 1), l'eau prise au bac n° 3 par le tuyau d'aspiration  $a$ , étant renvoyée au bac n° 2, à travers la vanne  $V$ , par le tuyau de refoulement  $r$ . Des précautions sont prises pour éviter les remous dans le bac n° 2, où un flotteur  $f$  permet de déterminer le niveau de la nappe d'eau au-dessus du seuil du déversoir  $d$ . Les coefficients de contraction de la veine étant connus, il est possible de déterminer par les lectures faites au flotteur, le débit extérieur de la pompe.

Dans une telle installation, les conduites d'aspiration et de refoulement peuvent être réduites à un minimum, et par la manœuvre de la vanne, il est possible de faire des expériences à débit variable, depuis le débit nul correspondant à la vanne complètement fermée, jusqu'au débit maximum correspondant à la vanne complètement ouverte.

Il est aisé de comprendre que le rendement de la pompe, de même que la hauteur de refoulement varient avec le débit ; *qu'à vitesse de rotation constante*, le rendement notamment varie de zéro à zéro, en passant par un maximum. En effet, pour un débit nul, la puissance absorbée n'étant pas nulle, le rendement sera égal à zéro ; la hauteur de refoulement atteindra, par contre, sensiblement une valeur maximum ; à mesure que le débit croîtra, la pression en  $p_8$  ira diminuant, et le produit du débit par la hauteur  $H'$  ira croissant. Le rendement augmentera donc. Comme à la limite, nous pouvons rendre  $H'$  nulle, nous aurons un débit pour lequel

la puissance utile, de même que le rendement, sera de nouveau nulle.

En portant le rendement  $\eta$  et la hauteur  $H'$  en ordonnée, le débit en abscisse, on obtient deux courbes dont l'allure est donnée fig. 4. On voit que le rendement passe par un maximum pour une valeur du débit voisine de 0,5 du débit maximum.

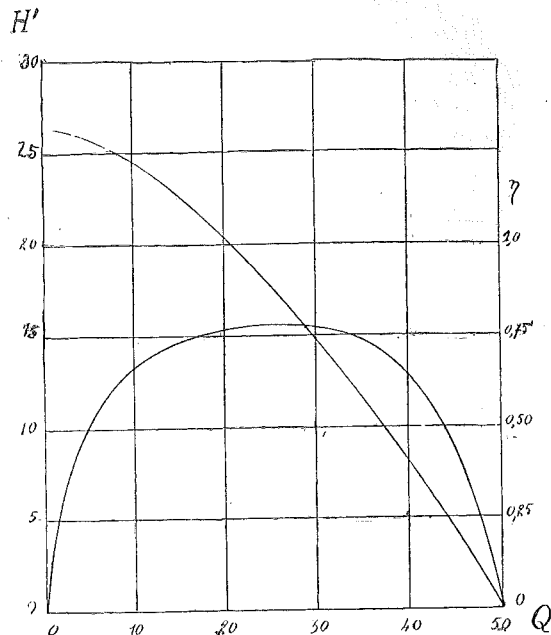


Fig. 4.

L'allure de ces courbes dépend naturellement des formes adoptées pour les aubes de la roue, des dimensions et des proportions de la pompe. Cette allure régulière n'existe que pour autant que la vitesse de rotation de la roue reste constante pendant toutes les expériences.

Pratiquement, il est très difficile de réaliser cette condition. C'est pourquoi M. Rateau qui a eu l'occasion

d'organiser et de diriger de nombreux essais sur des ventilateurs et sur des pompes de son système, a substitué, il y a plus de vingt ans, aux courbes représentées fig. 4, les courbes des *coefficients caractéristiques* dont il a été le premier, à montrer la signification et l'importance.

Nous indiquerons plus loin, comment M. Rateau est arrivé à la conception de ces coefficients caractéristiques.

Pour le moment, nous croyons nécessaire de rappeler, aussi rapidement que possible, comment nous avons établi les deux lois fondamentales qui régissent le fonctionnement des pompes et d'une façon plus générale, les turbo-machines. Nous avons été conduit à entreprendre cette étude, à la suite de celle que nous avons publiée en 1907, sur les *Turbines à vapeur*; nous avons appliqué les mêmes méthodes d'analyse mathématique que pour ces dernières, et nous avons constaté, tous calculs établis, que les lois que nous étions amené à énoncer correspondaient à celles que M. Rateau avait déduites, bien longtemps avant, de ses expériences.

L'analyse mathématique complète mettant en évidence tous les facteurs, nous avons cependant eu le mérite de donner à ces lois, un caractère plus général et aux équations qui les traduisent une forme plus explicite.

## § 2. — Résumé de la théorie mathématique.

Nous sommes partis, pour établir la théorie des pompes centrifuges, de l'équation fondamentale de la dynamique,

$$\overline{\Sigma f} = m \overline{\varphi}$$

dans laquelle  $\overline{\Sigma f}$  désigne la résultante de toutes les forces appliquées à un corps,  $\overline{\varphi}$  l'accélération que prend ce corps dans son mouvement absolu. Nous avons déduit de cette équation, en l'appliquant à une tranche  $mnpq$  (fig. 1) du

fluide en mouvement dans un des canaux de la roue, une première relation qui, mise sous la forme suivante :

$$T_i = \frac{1}{2g} (c_1^2 - c_0^2) + v(p_1 - p_0) + (z_1' - z_0) + T_f \quad \text{I}$$

exprime que le travail  $T_i$  qu'il faut fournir à la roue par kg de fluide débité, abstraction faite des pertes autres que celles qui se produisent dans la roue elle-même, est égal à la somme de l'énergie cinétique, de l'énergie potentielle de pression, de l'énergie gravifique et de l'énergie absorbée par les frottements, que cette roue communique à chaque kg de fluide.

Observant que l'accélération  $\varphi$  dans le mouvement absolu est égale à la somme géométrique des accélérations  $\varphi_r$  du mouvement relatif et  $\varphi_e$  du mouvement d'entraînement, augmentée de l'accélération complémentaire  $\varphi_c$ .

$$\bar{\varphi} = \bar{\varphi}_r + \bar{\varphi}_e + \bar{\varphi}_c,$$

nous avons pu appliquer la relation fondamentale au mouvement relatif d'une tranche  $mnpq$ , et trouver une deuxième relation qui, mise sous la forme suivante :

$$\frac{1}{2g} (u_1^2 - u_0^2) = \frac{1}{2g} (\omega_1^2 - \omega_0^2) + v(p_1 - p_0) + (z_1 - z_0) + T_f \quad \text{II}$$

montre que l'énergie cinétique communiquée à chaque kg de fluide, par la rotation de la roue, est égale à la variation de l'énergie cinétique que subit chaque kg dans son mouvement relatif, augmentée de la variation de l'énergie potentielle de pression, de la variation de l'énergie gravifique et de l'énergie absorbée par les frottements.

Des relations I et II, nous avons tiré la valeur de  $T_i$ , travail absorbé par kg de fluide débité, dans l'hypo-

thèse où les seules pertes proviendraient des chocs à l'entrée de la roue et des frottements à l'intérieur des canaux de celle-ci; nous avons obtenu cette valeur en fonction des variations de l'énergie cinétique dans le mouvement absolu, dans le mouvement d'entraînement et dans le mouvement relatif.

$$T_i = \frac{1}{2g} (c_1^2 - c_0^2) - \frac{1}{2g} (\omega_1^2 - \omega_0^2) + \frac{1}{2g} (u_1^2 - u_0^2) \quad \text{III}$$

Calcul de la hauteur manométrique  $H'$ . — Ces relations établies, nous avons pu calculer la hauteur manométrique  $H'$  par la formule (5).

Abstraction faite des pertes particulières à la volute et à la partie du tuyau d'aspiration allant de l'ouverture  $M_3$  à l'ouïe, on peut écrire :

$$H' = v(p_2 - p_0) = v(p_2 - p_1) + v(p_1 - p_0),$$

$p_2$  étant la pression à la sortie du diffuseur,

$p_1$  la pression à la sortie de la roue,

$p_0$  la pression à l'ouïe de la roue.

Or, la formule II permet de calculer  $(p_1 - p_0)$ ; d'autre part, la formule I appliquée aux canaux fixes du diffuseur permet de calculer  $(p_2 - p_0)$ : il suffit d'y remplacer l'indice 1 par l'indice 2, et l'indice 0 par 1, et d'annuler le terme  $T_i$  qui est nécessairement nul pour un canal fixe.

On obtient, de cette manière, une expression qui contient les vitesses de sortie  $c_1$ ,  $\omega_1$ ,  $u_1$ , les vitesses d'entrée  $c_0$ ,  $\omega_0$ ,  $u_0$ , les pertes de charge  $T_f$  dans la roue et dans le diffuseur.

En exprimant la valeur des pertes de charge dans la roue en fonction de  $\omega_0$  et  $\omega_1$ , et la valeur des pertes de charge dans le diffuseur en fonction de  $c_1$ , nous avons obtenu une valeur de  $H'$  qui ne dépend que des vitesses à l'entrée et à la sortie, et des coefficients de frottement.

Nous avons pu éliminer ensuite les vitesses  $c_0$  et  $c_1$  en utilisant les relations des triangles des vitesses :

$$\begin{aligned} c_1^2 &= u_1^2 + \omega_1^2 - 2 u_1 \omega_1 \cos \beta_1 \\ c_0^2 &= u_0^2 + \omega_0^2 - 2 u_0 \omega_0 \cos \beta_0. \end{aligned}$$

En remarquant :

a) que le rapport  $\frac{u_0}{u_1}$  est égal au rapport des rayons à l'ouïe et à la périphérie :

$$\frac{u_0}{u_1} = \frac{r_0}{r_1} = m;$$

b) que le rapport  $\frac{\omega_0}{\omega_1} = n$  est constant pour une roue donnée et peut être calculé en fonction des angles  $\beta_0$  et  $\beta_1$  et des largeurs  $l_0$  et  $l_1$ .

Nous avons pu finalement établir une relation donnant  $H'$  en fonction de  $u_1$ , du rapport  $x = \frac{\omega_1}{u_1}$  et des coefficients invariables pour une roue déterminée,  $m$ ,  $n$ ,  $\cos \beta_0$ ,  $\cos \beta_1$ , etc. ; nous avons obtenu, toutes réductions faites, la formule :

$$H' = \frac{u_1^2}{2g} (A + Bx + Cx^2) \quad \text{IV}$$

dans laquelle A, B, C sont des constantes qui ne dépendent que des proportions de la roue, des angles d'entrée et de sortie, et des coefficients de frottement.

Calcul du travail  $T_i$ . — La relation III permet de déterminer le travail  $T_i$  absorbé par kg de fluide débité, abstraction faite de toutes les pertes autres que celles qui se produisent dans la roue. Cette relation peut être transformée en remarquant que, dans les triangles des vitesses à l'entrée et à la sortie,

$$\begin{aligned} \omega_0^2 &= c_0^2 + u_0^2 + 2u_0 c_0 \cos \alpha_0 \\ \omega_1^2 &= c_1^2 + u_1^2 + 2u_1 c_1 \cos \alpha_1. \end{aligned}$$

En soustrayant la seconde égalité de la première, et en substituant le résultat dans l'équation III, il viendra :

$$T_i = -\frac{1}{g} (u_1 c_1 \cos \alpha_1 - u_0 c_0 \cos \alpha_0).$$

Éliminons  $c_0 \cos \alpha_0$  et  $c_1 \cos \alpha_1$ , en remarquant que

$$\begin{aligned} c_0 \cos \alpha_0 &= -u_0 + \omega_0 \cos \beta_0 = -m u_1 + n \omega_1 \cos \beta_0 \\ c_1 \cos \alpha_1 &= -u_1 + \omega_1 \cos \beta_1 \end{aligned}$$

$m$  et  $n$  représentant respectivement les rapports

$$\frac{u_0}{u_1} \quad \text{et} \quad \frac{\omega_0}{\omega_1}.$$

Nous obtiendrons finalement :

$$T_i = \frac{u_1^2}{g} [(1 - m^2) - (\cos \beta_1 - m n \cos \beta_0) x] \quad \text{V}$$

Cette expression de la valeur  $T_i$  montre que, pour une vitesse de rotation constante, le travail absorbé par kg de fluide débité, varie suivant une fonction linéaire de  $x$ , c'est-à-dire du rapport de la vitesse relative  $\omega_1$ , à la vitesse périphérique  $u_1$  ; que ce travail  $T_i$ , pour une même valeur de  $x$  et de  $u_1$ , ne dépend que des proportions de la roue et non des dimensions, les coefficients  $m$ ,  $n$ ,  $\cos \beta_1$  et  $\cos \beta_0$  étant les mêmes pour toutes les roues géométriquement semblables.

Il résulte de la théorie complète résumée ci-dessus, les deux lois fondamentales suivantes :

I. — *Pour toutes les pompes géométriquement semblables, la hauteur manométrique  $H'$  est uniquement fonction de la vitesse périphérique et du rapport  $x$  de la vitesse relative de sortie à la vitesse périphérique. Lorsque la vitesse périphérique est constante, la hauteur manométrique  $H'$  est une fonction du second degré du débit,  $x$  étant alors proportionnel à  $Q'$ .*

II. — Le travail  $T_i$  par kg de fluide débité par une roue, abstraction faite de toutes les pertes autres que celles qui se produisent dans la roue, est donné, pour toutes les roues géométriquement semblables, par une relation de la forme

$$T_i = \frac{u_1^2}{g} (a - cx),$$

c'est-à-dire par une fonction de la vitesse périphérique et du rapport  $x$ . Lorsque la vitesse périphérique est constante, le travail  $T_i$  est une fonction linéaire du débit.

REMARQUE I. — De ces deux lois, on déduit que les valeurs de

$$\frac{2gH'}{u_1^2} \quad \text{et} \quad \frac{gT_i}{u_1^2}$$

sont de simples coefficients dont les valeurs numériques ne dépendent que des proportions et des formes de la pompe et du rapport  $x$ ; que pour une pompe donnée, les valeurs sont par conséquent uniquement fonction de  $x$ , ce qui revient à dire, si l'on opère à vitesse de rotation constante, que ces valeurs ne dépendent que du débit  $Q'$  de la roue.

REMARQUE I. — Nous appellerons *coefficient manométrique* la valeur de  $\frac{2gH'}{u_1^2}$ ; ce coefficient est le double de ce que M. Rateau a désigné sous le nom de *pouvoir manométrique*.

Le coefficient  $\frac{gT_i}{u_1^2}$ , qui affecte la valeur du travail  $T_i$ , et par conséquent la puissance absorbée par la pompe, abstraction faite des frottements de la roue dans l'eau et de l'arbre dans ses paliers et ses bourrages, n'a jamais été mis en relief. Nous verrons cependant, par la suite, que sa valeur expérimentale est bien donnée par une fonction linéaire du débit, pour une vitesse périphérique constante, ainsi que l'indique la théorie.

### § 3. — Courbes caractéristiques des pompes centrifuges.

Nous avons indiqué au § 1 comment on pouvait rechercher la courbe de hauteur manométrique et la courbe de rendement, en fonction du débit, courbes qui caractérisent complètement le fonctionnement d'une pompe centrifuge à une vitesse constante.

Nous venons de voir qu'il était plus rationnel de tracer la courbe du coefficient manométrique en fonction de  $x$  rapport de la vitesse relative de sortie à la vitesse périphérique, puisque cette courbe dépend exclusivement des proportions de la pompe et nullement du nombre de tours.

En ce qui concerne la courbe de rendement, l'expérience démontre que si l'on porte en abscisse le rapport  $x$  et non le débit, on obtient sensiblement le même diagramme pour toutes les vitesses de rotation. Cette conclusion est une conséquence de la deuxième loi fondamentale que nous avons énoncée au paragraphe précédent.

Pour le montrer, cependant, il faudrait nous livrer à des calculs qui nous conduiraient trop loin du sujet actuel. Bornons-nous à faire remarquer, qu'il est beaucoup plus utile, au point de vue des déductions que l'on peut tirer de l'analyse de résultats d'expérience, de tracer la courbe du coefficient  $g \frac{T_i}{u_1^2}$  en fonction du rapport  $x$ .

Mais pour pouvoir tracer ce diagramme, il est nécessaire de déterminer d'une part les pertes par fuite, d'autre part les pertes provenant du frottement de la roue dans l'eau et de l'arbre dans ses paliers et ses bourrages; la détermination de ces pertes n'a jamais été faite au cours

d'expériences réalisées sur des pompes centrifuges ; nous n'entendons naturellement parler que des expériences dont les résultats ont été publiés dans les revues techniques ou les ouvrages spéciaux. Ces pertes n'intéressent, il est vrai, en rien l'acheteur d'une pompe, qui n'a en vue que le rendement global ; mais leur détermination peut permettre au constructeur, d'apporter des modifications judicieuses à la construction de ses pompes.

Représentons par  $f$  l'ensemble des fuites se produisant aux deux joints en labyrinthe d'une roue à une ouïe, (fig. 7, pl. 2), et appelons  $Q'$  le *débit réel* de la roue.

Nous pouvons écrire :

$$Q' = Q + f \quad (7)$$

$Q$  étant le *débit extérieur* mesuré au bac de jauge.

Désignons par  $N_o$  la puissance absorbée par les frottements de la roue dans l'eau et de l'arbre dans ses paliers et ses bourrages, par  $N_e$  la puissance effective transmise à l'arbre ; nous pourrions poser :

$$N_i = N_e - N_o \quad (8)$$

et appeler  $N_i$  la puissance indiquée, par analogie avec ce que l'on appelle puissance indiquée dans les machines à piston.

La valeur de  $Q'$  étant connue, on peut en déduire la valeur de  $\omega_1$ , par la relation (3) et partant celle de  $x$ .

D'autre part  $N_o$  pouvant être déterminée par des expériences préalables, la relation (8) permet de calculer  $N_i$  et par conséquent :

$$T_i = \frac{75 N_i}{\delta Q'} \quad (9)$$

Il est possible dans ces conditions de tracer les courbes des valeurs de

$$\frac{2 g H'}{u_1^2} \quad \text{et} \quad \frac{g T}{u_1^2}$$

en fonction du rapport  $x$ .

Il peut être intéressant de rechercher les hauteurs manométriques correspondant à la roue seule et à la roue avec son diffuseur.

Il suffit pour cela de relever les pressions à la sortie de la roue et à la sortie du diffuseur (fig. 5).

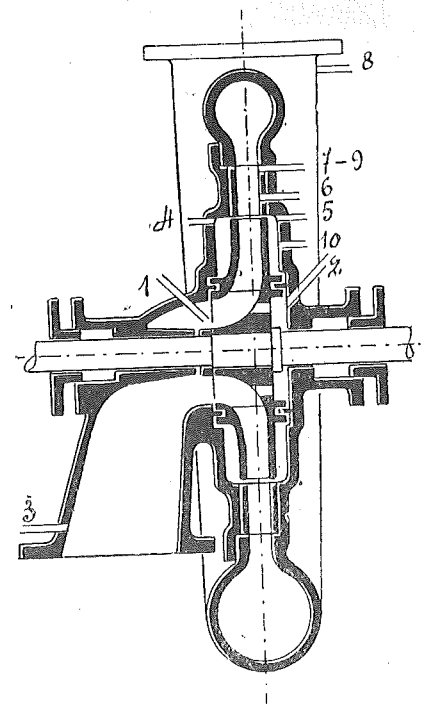


Fig. 5.

Appelons  $p_1$  et  $p_2$  ces pressions respectives,  $H'_1$  et  $H'_2$  les hauteurs manométriques correspondantes. Nous pourrions calculer des coefficients manométriques

$$\frac{2 g H'_1}{u_1^2} \quad \text{et} \quad \frac{2 g H'_2}{u_1^2}$$

et porter les valeurs obtenues en fonction de  $x$  dans un diagramme.

Nous pourrions également calculer les puissances utiles et les rendements correspondants, fournis par la roue seule, par la roue avec un diffuseur, par l'ensemble de la pompe y compris la volute ; désignons respectivement par  $N'_1$ ,  $N'_2$ ,  $N'_3$  ces puissances, par  $\eta'_{1e}$ ,  $\eta''_{1e}$ ,  $\eta'''_{1e}$  ces rendements ; il viendra :

$$\begin{aligned} N'_1 &= \frac{\delta Q' H'_1}{75} & \eta'_{1e} &= \frac{N'_1}{N_e} \\ N'_2 &= \frac{\delta Q' H'_2}{75} & \eta''_{1e} &= \frac{N'_2}{N_e} \\ N'_3 &= \frac{\delta Q' H'_2}{75} & \eta'''_{1e} &= \frac{N'_3}{N_e} \end{aligned}$$

La puissance utile réelle fournie par l'ensemble de la pompe en tenant compte des fuites, est cependant plus faible que  $N'_3$ , puisque le débit réel est égal à  $Q$ , et non à  $Q'$ . Si donc nous voulons déterminer le rendement global et réel, nous aurons à évaluer

$$N' = \frac{\delta Q \times H'}{75} ;$$

ce rendement sera donné par

$$\eta_e = \frac{N'}{N_e}$$

Nous avons donné fig. 6 l'allure des courbes expérimentales pour une roue de rayon  $r_1 = 0,10$  m dont l'angle de sortie  $\beta_1 = 30^\circ$ , le rapport  $m = \frac{r_0}{r_1} = 0,5$ , la largeur  $l_1 = 0,1 r_1$ .

Les courbes 1, 2, 3, correspondent respectivement aux coefficients manométriques de la roue seule, de la roue avec son diffuseur, de la pompe complète.

Elles supposent que le nombre de tours est égal constamment à 2000. Les courbes 1' et 3' donnent les

rendements effectifs  $\eta'_{1e}$  et  $\eta'''_{1e}$ . La courbe en trait mixte correspond au rendement global et réel  $\eta_e$  ; sa valeur est nulle pour un débit extérieur nul c'est-à-dire pour un débit de la roue, égal aux fuites  $f$ .

On voit par l'examen de ces courbes, le bénéfice que procure le diffuseur ; la hauteur de refoulement qui est proportionnelle, toutes choses égales, à la valeur du coefficient manométrique, est augmentée au débit normal, de 50 % et le rendement de la pompe est accru dans les mêmes proportions.

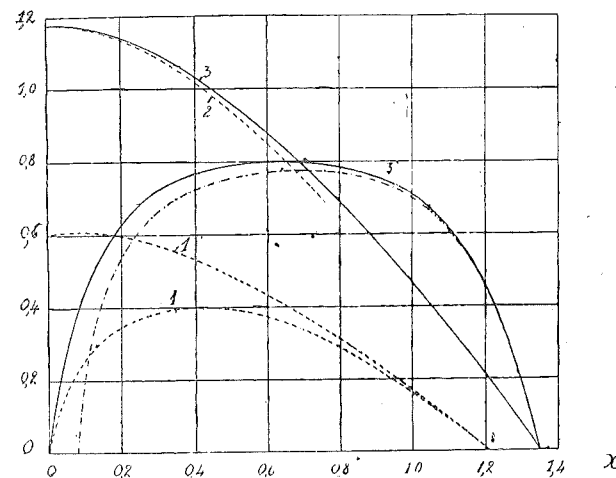


Fig. 5.

Les pertes par fuite ont pour effet de faire tomber le rendement maximum de 0,77 à 0,80.

On pourrait connaissant la valeur du coefficient  $\frac{g T_i}{u^2_1}$  en fonction de  $x$ , déterminer  $T_i$  et par conséquent  $N_i$ . La valeur de  $N_i$  étant connue pour une valeur de  $x$  déterminée, et par conséquent pour un débit  $Q'$ , il serait possible de tracer la courbe de rendement indiqué ou



*hydraulique* de la pompe, c'est-à-dire celui que l'on atteindrait si les pertes externes étaient nulles :

$$\eta_i''' = \frac{N'_3}{N_i}, \quad \eta_{ii} = \frac{N'}{N_i}$$

La valeur  $\eta_i'''$  donne le rendement de la pompe dans l'hypothèse où l'on suppose nulles les pertes par fuite et la puissance absorbée par le frottement de la roue dans l'eau et de l'arbre dans ses paliers et ses bourrages. Ce rendement dont nous n'avons pas donné le diagramme pour ne pas compliquer la figure, atteint dans le cas que nous envisageons une valeur maximum de 0,895.

REMARQUE I. — Les courbes des coefficients manométriques et des rendements indiqués (non dessinées) ne dépendent pas du nombre de tours, ainsi que l'indique la théorie. Les courbes des rendements effectifs sont, elles, *légèrement* influencées par le nombre de tours ; c'est pourquoi nous avons indiqué à quel nombre de tours ces courbes se rapportaient.

REMARQUE II. — Les courbes que nous avons tracées supposent que l'orientation des aubes du diffuseur varie avec le débit, de manière que le premier élément se trouve toujours dirigé tangentiellement à la trajectoire des filets liquides sortant de la roue. Cette condition ne pouvant être réalisée au cours d'un essai à débit variable, on tourne la difficulté en traçant successivement les courbes caractéristiques pour une même roue et des diffuseurs présentant des angles d'entrée croissants ; la courbe enveloppe des courbes trouvées, donne sensiblement celle que l'on obtiendrait dans le cas idéal où l'orientation des aubes du diffuseur serait variable avec le débit.

REMARQUE III. — Nous avons expliqué le rôle du diffuseur, qui permet la transformation en *énergie potentielle* de pression, de l'*énergie cinétique* du fluide à la sortie de la roue.

Lorsque le débit extérieur  $Q$  est nul, c'est-à-dire pour une valeur de  $x$  voisine de zéro, la vitesse de sortie est sensiblement égale à la vitesse tangentielle  $u_1$  de la roue ; l'eau vient heurter les aubes du diffuseur en suivant une trajectoire tangente à la roue ; il n'y a plus, dans ce cas, d'écoulement dans le diffuseur et il ne peut plus être question de transformation d'énergie cinétique ; à ce moment les choses se passent comme dans un tube de Pitot orienté plus ou moins dans la direction du courant, c'est-à-dire que l'accroissement de pression entre la sortie de la roue et la sortie du diffuseur est une fonction de

$$\frac{\delta}{2g} u_1^2$$

C'est ainsi qu'il faut expliquer ce fait que pour un débit nul, ou sensiblement nul, la hauteur manométrique totale est plus grande que la hauteur créée par la roue seule.

REMARQUE IV. — On peut concevoir un diffuseur sans aubes, formé simplement par deux parois parallèles ou divergentes, ayant à l'origine la largeur de la roue à la périphérie : l'eau, en s'engageant entre ces parois, prend un mouvement spiraliforme dont la vitesse va décroissant.

Nous étudierons expérimentalement l'influence du diffuseur sans aubes.

Nous n'avons envisagé dans ce qui précède, que les pompes à une roue.

Lorsqu'on veut atteindre de grandes hauteurs de refoulement, on est forcé d'associer en série un certain nombre de roues. Pour cela, on groupe celles-ci sur un même arbre de manière que l'eau sortant du diffuseur de la première, soit ramenée autant que possible sans choc et sans tourbillonnement, à l'ouïe de la seconde et ainsi de suite (fig. 9, pl. 2).

Abstraction faite des pertes dans les canaux de retour, la hauteur de refoulement totale est égale à la somme des hauteurs créées par chacune des roues avec son diffuseur et le rendement est égal au rendement de l'une d'elle, si toutes les roues sont identiques.

L'étude expérimentale d'une pompe à plusieurs roues peut donc se ramener à l'étude de la forme à donner aux canaux de retour et à l'analyse des pertes qui s'y rattachent, lorsque l'étude de la pompe à une roue a été faite complètement.

## CHAPITRE II.

### Sur l'état actuel des Recherches théoriques et expérimentales des pompes centrifuges.

#### § 4. — Considérations générales au sujet de ces recherches.

Avant d'aborder notre sujet proprement dit, il nous paraît nécessaire de dire quelques mots au sujet de l'état actuel des recherches théoriques et expérimentales sur pompes centrifuges tel qu'il résulte des documents que nous possédons et de définir le programme des essais à réaliser, pour élucider complètement, au point de vue scientifique et pratique, la question de calcul et du tracé des éléments essentiels d'une pompe déterminée.

Il importe avant tout, dans une étude se rapportant à un appareil industriel quelconque, de se placer au point de vue précis, que je définirai de la manière suivante : « fournir à l'ingénieur chargé de **construire l'appareil** ou à l'ingénieur chargé **d'installer celui-ci, une documentation utile et utilisable** ».

Il ne peut être question en effet, dans une telle étude, ni de généralisation, ni d'abstraction ; il faut, toutes considérations théoriques ou expérimentales émises, montrer comment on peut résoudre les problèmes qui se posent à l'ingénieur *constructeur* ou à l'ingénieur *installateur*.

Si pour ne pas rester dans les généralités, nous prenons l'exemple qui nous occupe, nous disons qu'il faut que l'auteur d'une étude sur les pompes centrifuges, puisse montrer, s'il s'adresse au *constructeur*, comment se résout le problème précis suivant : « Déterminer des dimensions générales d'une pompe capable de refouler  $Q$  m<sup>3</sup> par seconde à la hauteur  $H$  m <sup>(1)</sup>, de manière que cette pompe réalise un rendement donné, sans conduire à des complications ou à des dimensions inacceptables ».

Si l'auteur considère ce problème comme résolu, il pourra rechercher utilement le tracé des aubes de la roue et du diffuseur, la forme de la volute, etc. Il pourra également, s'il se place au point de vue de la réalisation proprement dite à l'atelier, étudier des détails de construction, la question des matériaux à employer, de l'usinage des pièces.

Si nous envisageons l'auteur qui s'adresse aux ingénieurs chargés *d'installer* des pompes centrifuges, nous disons qu'il faut, avant tout, qu'il précise d'une manière aussi simple que possible la théorie physique de ces appareils, leurs propriétés caractéristiques ; puis qu'il indique les détails de construction qui lui paraissent importants au point de vue du bon fonctionnement et de la durée de l'installation ; enfin qu'il énonce le problème tel qu'il

(1) Le problème est susceptible de variantes plus ou moins importantes : on peut notamment envisager le cas d'une pompe destinée à l'épuisement des cales de radoub, pour laquelle la hauteur  $H$  est variable. Ce problème mérite d'être envisagé séparément.

doit être posé au constructeur, ainsi que les clauses principales du contrat d'achat.

Il existe peu d'ouvrages rentrant dans cette deuxième catégorie et cela pour une raison bien simple, c'est que de tels ouvrages ne peuvent être l'œuvre que d'ingénieurs possédant à la fois des connaissances théoriques sur la question et une longue pratique de ce genre d'appareils : la pratique, c'est-à-dire l'expérience acquise empiriquement au cours de la vie d'usine, est seule capable, en effet, de fixer l'importance de tel ou tel détail de construction, destiné à faciliter le démontage, à éviter les fuites, etc., de telle ou telle clause de contrat.

Or, le praticien n'a pas le temps et souvent n'a pas le droit, de publier de telles études qui donneraient satisfaction aux ingénieurs très nombreux chargés de réaliser l'installation et non la construction des appareils industriels d'un usage courant.

S'il existe peu d'ouvrages répondant aux exigences des ingénieurs s'occupant avant tout d'*installer* et non de *construire* des pompes centrifuges, il en existe de très nombreux s'adressant aux constructeurs; nous ne dirons pas qu'ils répondent toujours aux exigences de ces derniers.

En effet, la plupart sont l'œuvre d'*hommes de science*, c'est ainsi que le praticien veut bien les désigner avec une certaine méfiance — et ces hommes de science n'ont pas toujours la tournure d'esprit particulière qui fait deviner, saisir les nécessités de la pratique. Après de longs calculs mathématiques, des considérations plus ou moins embrouillées de restrictions et d'hypothèses, le constructeur cherche souvent en vain une conclusion précise, un exemple numérique clairement exposé qu'il pourrait utiliser.

Lorsqu'on parcourt des revues techniques ou des ouvrages spéciaux, on est frappé de voir le nombre de

théories exposées qui n'ajoutent rien à celles déjà connues, et qui, si elles exigent des développements mathématique un peu moins longs, conduisent à des conclusions fausses ou moins précises. On dirait que chacun en veut une qui corresponde à son tempérament ou à ses connaissances mathématiques.

Il est évident pourtant qu'il n'existe qu'une théorie, puisque toutes sont déduites des mêmes principes de la mécanique, et que les hypothèses qui sont à la base, chacun est forcé de les reprendre pour son compte (1). Les divergences n'apparaissent dès lors que quand, pour simplifier, l'auteur introduit des hypothèses supplémentaires.

Il existe donc, à un moment donné, une théorie qui englobe toutes les autres et qui mérite seule d'être enseignée, parce qu'elle recule jusqu'aux limites du possible, l'analyse des phénomènes, et n'introduit qu'un minimum d'hypothèses supplémentaires.

Cette théorie, nous l'avons résumée au chapitre précédent; elle ne saurait être simplifiée; elle ne saurait être améliorée; si, en effet, on tentait de calculer d'une manière plus rigoureuse les pertes de charge en fonction

(1) Ces hypothèses ont pour but de ramener l'étude d'une tranche  $m, n, p, q$ , à l'étude du mouvement de son centre de gravité; elles ne sont entièrement réalisées que dans le cas limite où l'on suppose les aubes infiniment rapprochées.

Elles peuvent s'énoncer comme suit :

1) Les vitesses des différents éléments d'une tranche sont égales à celle du centre de gravité  $G$  de cette tranche (fig. 1).

2) Les différentes forces qui sollicitent les éléments d'une tranche ont leur résultante passant par le centre de gravité.

Dans le cas où elles sont réalisées, une tranche de fluide  $m, n, p, q$ , comprise entre deux surfaces concentriques, se déplace dans le canal constitué par deux aubes voisines, parallèlement à elle-même, de manière à rester limitée dans tout son parcours par deux surfaces concentriques; c'est l'hypothèse des tranches parallèles.

des vitesses, on serait conduit à des difficultés d'ordre mathématique insurmontables.

Pour qu'une telle théorie soit utilisable par le praticien, elle doit être accompagnée de recherches expérimentales destinées à la fois à en vérifier les principales conclusions, et à déterminer les valeurs des coefficients qui entrent dans les formules.

C'est le but de l'œuvre que nous avons pu entreprendre au Laboratoire de Mécanique et de Physique industrielle de l'Université de Liège, grâce à l'initiative de M. le professeur H. Hubert.

Des praticiens pourraient se demander si, pour faire des expériences, une théorie est nécessaire. Nous ne croyons pas qu'il soit besoin d'insister beaucoup pour faire comprendre que des essais qui seraient entrepris sans fil conducteur, seraient voués à un échec complet, tout au moins au point de vue des conclusions générales. Que d'essais, d'ailleurs, il faudrait, rien que pour arriver à la conception des coefficients caractéristiques dont l'introduction dans les calculs permet de résoudre avec la plus grande facilité les problèmes qui se posent.

L'importance que nous avons donnée au premier chapitre ne paraîtra donc pas exagérée : il était impossible d'exposer les résultats d'expériences, sans énoncer les lois fondamentales et définir ce que l'on appelle courbes caractéristiques.

On admettra, d'autre part, qu'il était nécessaire de bien indiquer la portée de l'œuvre entreprise et le point de vue auquel nous nous étions placés.

Il ne nous serait pas possible de résumer ici les théories qui ont vu le jour depuis un demi-siècle, et d'exposer les résultats des expériences entreprises, bien que le nombre de celles-ci soit très restreint, si, bien entendu, nous n'entendons parler que des expériences qui ont été publiées dans les revues ou les ouvrages spéciaux.

### § 5. — Sur la théorie des pompes centrifuges. Courbes caractéristiques de M. Rateau.

M. Van der Stegen a fait, dans un mémoire remarquable, publié dans les *Annales de l'Association des Ingénieurs de Gand* (tome XVI, 3<sup>me</sup> livraison) en 1892, l'analyse critique des théories proposées jusqu'en 1892.

Tous les auteurs qui ont étudié les pompes centrifuges par l'analyse mathématique, depuis Weisbach en 1860, ont établi la relation fondamentale donnant la hauteur théorique de refoulement  $H$  dans l'hypothèse où les pertes seraient nulles.

Tous ont été forcés de faire, d'ailleurs, dès le début de leur étude, les hypothèses que nous rappelions en note plus haut.

Lorsqu'on veut utiliser la relation fondamentale pour calculer la hauteur  $H$  de refoulement, on est forcé d'introduire des coefficients de correction, puisque les pertes sont loin d'être nulles.

La plupart des auteurs considèrent comme perte prépondérante, celle résultant de ce que l'énergie cinétique à la sortie de la roue est plus ou moins transformée en chaleur par remous et frottements, et ils négligent toutes les autres.

Si la roue débitait dans l'atmosphère comme les premiers ventilateurs, il est évident que toute l'énergie cinétique disponible à la sortie serait inutilisée ; mais comme il y a toujours une enveloppe, une partie de cette énergie cinétique est toujours transformée en énergie potentielle de pression.

L'hypothèse simplificatrice adoptée par presque tous les auteurs, à savoir que l'énergie cinétique disponible

à la sortie de la roue est inutilisée, eut pour conséquence de conduire ceux-ci à énoncer des conclusions erronées, notamment que l'angle  $\beta_1$  de sortie devait être aussi petit que possible.

Aucun auteur n'avait énoncé, avant 1892, cette loi très simple que la hauteur d'élevation créée réellement par la pompe, était donnée par une relation :

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

$\mu$  étant une fonction dépendant des proportions et des formes de la pompe, et *du débit*.

Pour calculer la hauteur de refoulement, beaucoup d'auteurs se contentaient d'écrire que la hauteur réelle n'était nécessairement qu'une fraction de la hauteur théorique.

Et ils calculaient cette hauteur théorique en faisant le raisonnement suivant : dans l'hypothèse où les pertes sont nulles, le travail utile par kg débité est égal au travail absorbé par kg que nous avons représenté par  $T_i$  ; on a donc :

$$H' \times 1 = T_i$$

Comme le rendement d'une pompe atteint 0,65 à 0,70, la hauteur réel n'est que les 0,65 ou 0,70 de la hauteur  $H'$ . une telle méthode est purement empirique, car il n'y a qu'une relation lointaine entre le rendement et la hauteur de refoulement.

Aucun auteur n'avait, à cette époque, insisté sur l'importance des courbes caractéristiques en fonction du débit. Une théorie qui était impuissante cependant, à mettre en lumière la loi de variation de la hauteur de refoulement et du rendement, en fonction du débit, la seule variable qui dans la pratique, pût être considérée comme indépendante, ne pouvait servir à éclairer la question d'une manière définitive.

Il appartenait à un expérimentateur habile doué d'une culture scientifique élevée, M. Rateau, de définir pour la première fois, les lois fondamentales qui régissent le fonctionnement des turbo-machines.

Par une sorte d'intuition résultant à la fois de l'analyse des résultats de ses expériences et d'un raisonnement mathématique, M. Rateau donna en 1892, dans un ouvrage intitulé : « Considérations sur les turbo-machines et particulièrement sur les ventilateurs », la relation fondamentale suivante :

$$g H' = u_1^2 f\left(\frac{Q}{u_1 r_1^2}, \theta\right) = \mu u_1^2, \quad \text{VI}$$

dans laquelle  $\theta$  désigne un « symbole qui dépend des formes de la turbo-machine et qui est indépendant des unités de longueur et du temps », les autres notations ayant les significations que nous leur avons données précédemment.

Le coefficient  $\mu$  est la moitié de ce que nous avons appelé *coefficient manométrique* ; il est appelé par M. Rateau le *pouvoir manométrique*.

Cette relation montre que la hauteur manométrique est une fonction du débit ; que pour une vitesse de rotation constante, elle ne dépend que des *proportions de l'appareil et non de ses dimensions*, de la vitesse périphérique  $u_1$  et du rapport  $\frac{Q}{u_1 r_1^2}$  qui est proportionnel à notre rapport  $x$ .

Pour donner une idée de la méthode de M. Rateau, force nous est d'entrer dans quelques détails et de définir avec lui les mots : orifice équivalent, ouverture réduite, etc.

Si nous désignons par  $O$  l'*orifice équivalent*, c'est-à-dire l'ouverture qu'il faut laisser à l'entrée d'un ventilateur pour que la dépression créée par celui-ci soit égale à celle

constatée dans son fonctionnement sur la mine, nous pourrons écrire :

$$Q = K \times O \times c$$

en désignant par  $Q$  le débit en  $m^3$  par seconde, par  $c$  la vitesse dans l'orifice, par  $K$  un coefficient qui tient compte de la contraction de la veine fluide.

La vitesse  $c$  est donnée par la relation

$$c = \sqrt{2g v (p_0 - p)}$$

où  $v$  désigne le volume spécifique de l'air et  $(p_0 - p)$  la différence entre la pression atmosphérique et la pression à l'ouïe du ventilateur. Or  $v (p_0 - p)$  est égal à  $H'$ , hauteur manométrique (formule 6) (1).

Donc :

$$Q = K \times O \times \sqrt{2g H'}$$

d'où

$$O = \frac{Q}{K \sqrt{2g H'}}$$

M. Rateau pose

$$O_u = \frac{Q}{\sqrt{gH'}}$$

et appelle *ouverture réduite* la valeur

$$\varphi = \frac{O_u}{r_1^2} = \frac{Q}{r_1^2 \sqrt{gH'}}$$

qui est proportionnelle à l'orifice équivalent  $O$ .

Si nous désignons, avec lui, par  $\delta$  le rapport  $\frac{Q}{u_1 r_1^2}$  appelé *pouvoir débitant*, il est facile de démontrer qu'en vertu de la relation VI

$$\delta = \varphi \sqrt{u}.$$

(1) Pour exprimer  $H'$  en mm d'eau, il faudrait multiplier cette valeur par le rapport des poids spécifiques de l'air et de l'eau  $h = H' \times \frac{\rho_0}{\rho}$ ,  $\rho_0$  désignant le poids spécifique de l'air.

M. Rateau, dans ses expériences, trace la courbe du coefficient manométrique en fonction de l'ouverture réduite  $\varphi$  ou en fonction du pouvoir débitant  $\delta$ , qui sont liés l'un à l'autre par la relation précédente.

Si l'ouverture réduite peut être envisagée comme variable indépendante dans les ventilateurs, il n'en est pas de même dans l'étude des pompes centrifuges où cette notion perd toute signification ; cette notion est, en effet, déduite directement de celle de l'orifice équivalent qui s'applique essentiellement à la ventilation d'une mine.

La seule variable indépendante qu'il y ait lieu d'envisager dans le cas des pompes centrifuges, est le débit ou mieux le coefficient  $\delta$  qui lui est proportionnel, pour une vitesse de rotation constante.

M. Rateau indiquait dans ses diagrammes la courbe de rendement  $\eta_e$ , qui, ainsi qu'il le faisait remarquer, sans le démontrer d'une façon précise, est sensiblement indépendante de la vitesse de rotation, quand on porte en abscisse les valeurs de  $\delta$  et non de  $Q$ .

Le grand avantage de la méthode de M. Rateau, c'est que les courbes caractéristiques de  $\mu$  et de  $\eta_e$  étant connues expérimentalement pour une pompe déterminée, on peut les considérer comme *valables* pour toutes les pompes géométriquement semblables, et ainsi les utiliser à l'élaboration d'un projet nouveau.

Dans l'ouvrage signalé, M. Rateau a donné les résultats d'essais d'un assez grand nombre de ventilateurs et vérifié la formule fondamentale VI.

Nous n'avons pas connaissance des détails des expériences que M. Rateau a faites sur les pompes centrifuges et qui lui ont permis de vérifier également cette même formule pour cette catégorie de turbo-machines.

D'une manière générale, les résultats d'essais publiés dans les revues sur la question des pompes centrifuges, ne sont accompagnés ni des dimensions, ni des tracés des roues et des diffuseurs qui permettraient au constructeur d'en tirer des déductions utiles.

Si l'exposé de la théorie a souvent été fait, on peut dire que l'analyse expérimentale complète du fonctionnement des pompes centrifuges n'a jamais été présentée dans une revue ou un ouvrage spécial, avec les dessins de la pompe étudiée, le tracé des roues et des diffuseurs employés.

Aussi, M. Boulvin, en terminant la préface du 7<sup>e</sup> fascicule de son vaste ouvrage intitulé « Cours de Mécanique appliquée aux Machines » (3<sup>e</sup> édition, 1910-11), fascicule consacré spécialement aux machines à déplacer les *fluides*, s'exprime-t-il ainsi : « l'expérimentation a encore beaucoup à faire dans le domaine des pompes centrifuges et c'est d'elle qu'il faut attendre les données permettant de faire une application plus exacte de la théorie ».

Nous pensons que les essais, entrepris au Laboratoire de l'Université de Liège, permettront de combler une lacune dans l'enseignement de cette partie du cours de mécanique appliquée.

Le but du travail que nous présentons ici et qui nous a pris la plus grande partie du temps dont nous disposions, pendant près de cinq ans, peut se définir ainsi :

- 1) *Vérifier les lois générales formulées par la théorie que nous avons établies ;*
- 2) *Déterminer les coefficients nécessaires à cette théorie pour permettre le calcul des dimensions principales d'une pompe réalisant un programme imposé ;*
- 3) *Etablir l'influence des éléments qui échappent en partie, à toute théorie, nombre d'aubes, forme du diffuseur, etc. ;*
- 4) *Formuler, en conclusions, les conditions à réaliser pour obtenir le maximum de rendement possible dans des conditions déterminées.*

Une telle œuvre ne pouvait être menée à bonne fin, qu'à la condition de disposer d'un appareil spécialement étudié en vue des expériences.

Nous allons donner, dans le chapitre suivant, la description de l'installation ; nous passerons ensuite à l'exposé des résultats d'expériences.

### CHAPITRE III.

## Description de l'installation d'essai.

### § 6. — La Pompe.

Il ne pouvait être question d'utiliser dans les essais une pompe centrifuge de construction courante, plus ou moins appropriée au but auquel on la destinait. Il fallait créer, de toutes pièces, un appareil permettant de réaliser successivement *une pompe à une roue, une pompe à deux roues*, en conservant pour cette dernière tous les éléments de la première, sans s'écarter toutefois des dispositions et des proportions normales des pompes ordinaires.

En s'imposant la condition de conserver pour la pompe à deux roues tous les éléments de la pompe à une roue, on évitait de devoir reprendre l'analyse des pertes particulières à la roue et au diffuseur, qui serait faite dans les essais sur la pompe à une roue. En ne s'écartant pas des dispositions et des proportions normales, on évitait le reproche que l'on a souvent fait aux expériences de laboratoire, de donner des résultats particuliers à l'appareil étudié, ne s'appliquant pas du tout à un appareil industriel.

En tenant compte de ces deux conditions, la pompe à une roue devait être conçue de manière à permettre :

- a) un changement facile de la roue et du diffuseur ;
- b) le fonctionnement de l'appareil avec un diffuseur sans aubes et même sans diffuseur ;



- c) l'emploi de roues de largeurs différentes ;
- d) l'emploi d'un distributeur à l'entrée ;
- e) le relevé des pressions au plus grand nombre possible de points de l'enveloppe ;
- f) la mesure de la poussée axiale, de la température des paliers, etc.

En ce qui concerne la pompe à deux roues, il devait être possible de réaliser un appareil avec roues équilibrées séparément, puis avec roues équilibrées automatiquement par piston compensateur. Il y avait lieu de prévoir le moyen de relever la pression aux différents points du corps de pompe et particulièrement dans les canaux de retour placés entre les deux roues.

La fig. 7 (pl. 2) représente la pompe à une roue. Comme on le voit, un seul des deux paliers fait corps avec la pompe ; le second palier, isolé de l'enveloppe et non dessiné, est porté par le bâti.

Cette construction peu rationnelle était rendue nécessaire pour dégager complètement une paroi de l'enveloppe et permettre ainsi de placer les nombreux raccords destinés à relever les pressions.

Le palier de gauche, qui porte un coussinet à cannelures, est muni d'un dispositif permettant de déterminer la poussée axiale de la roue.

A cet effet, une tige  $t$  dont une des extrémités est solidaire du coussinet de butée, porte un plateau fileté  $p$  s'appuyant contre un ressort taré. Le ressort peut être tendu préalablement par le déplacement du plateau  $f$ , de façon que l'ouverture de la roue à aubes se présente toujours dans l'axe du diffuseur. Le déplacement axial de la roue est d'ailleurs limité par le plateau  $p'$  qui permet également, lorsqu'on n'utilise pas le ressort  $r$ , de rendre fixe l'arbre et la roue, et d'en régler la position aussi exactement que possible par l'action de l'écrou  $c$ .

L'enveloppe comporte trois parties B, D, E ; la partie B

fait corps avec le tuyau d'aspiration ; les parties D et E dans une pompe ordinaire sont coulées ensemble pour former la volute. En les séparant, nous avons rendu possible par l'introduction entre-elles deux, d'une bande de fer  $a$  convenablement découpée, de réaliser une pompe possédant une largeur de roue et de diffuseur de 15 et même de 20 mm. La fig. 8 (pl. 2) montre la pompe à une roue ainsi modifiée.

*Il n'y aurait pas lieu cependant d'atteindre la largeur dessinée sur cette figure et il serait suffisant d'employer dans les essais, une roue de 15 mm de largeur.*

La séparation en deux parties de la volute présentait, en outre, l'avantage de permettre un nettoyage complet des surfaces intérieures de celle-ci.

Le diffuseur  $d$  est constitué par deux couronnes en bronze, dont l'une, celle de gauche, porte les aubes qui sont entièrement parachevées à la fraise. Le remplacement du diffuseur par un autre d'un tracé différent, peut donc se faire aisément et d'une manière relativement peu coûteuse.

En remplaçant la couronne de gauche par une couronne lisse, tenue en place par des vis traversant le couvercle B, on peut réaliser un diffuseur sans aubes. En supprimant les deux couronnes, on se trouve à peu près dans le cas d'une pompe fonctionnant dans une enveloppe sans diffuseur.

La roue possède deux joints à double cannelure ne présentant qu'un quart de millimètre de jeu avec la partie fixe. Quatre ouvertures pratiquées dans la roue, en face de l'ouïe, mettent en communication celle-ci avec la chambre d'équilibrage  $e$ .

Les bourrages sont assez longs ; ils sont munis de bagues, mobiles dans le sens axial, emprisonnées entre trois tours de corde d'amiante suiffé ; ces bagues sont destinées à mettre l'eau sous pression en contact avec





L'équilibrage de la partie mobile s'est montré parfait à toutes les vitesses jusqu'à 2200 tours, limite de la vitesse que nous pouvions atteindre.

Les roues ont été entièrement calibrées tant pour le profil des flasques que pour la courbure des aubes.

### § 7. — Le Moteur.

Le moteur destiné à l'attaque de la pompe, est un moteur à courant continu à excitation en dérivation du type normal, sans pôles auxiliaires ; il a été fourni par la Compagnie Internationale d'Electricité.

Les variations de vitesse entre 1200 et 2000 tours sont obtenues par l'introduction de résistances en série avec le moteur, au moyen d'un rhéostat. Cette solution un peu barbare, a été adoptée en vue de réduire les frais de première installation. Etant donné le faible nombre d'heures d'utilisation, cette solution présentait d'ailleurs peu d'inconvénients.

Le courant était fourni par la distribution de la Ville à 220 volts ; le moteur employé ayant été construit tout d'abord pour une tension de 110 volts, une résistance additionnelle a été introduite en série avec les inducteurs, après le changement de l'induit. La puissance maximum pouvait atteindre 11,5 chevaux.

L'accouplement du moteur et de la pompe est un accouplement souple, à broches garnies de caoutchouc ; celui figuré sur le plan d'ensemble, qui est du type Zodell, n'a pas été employé.

### § 8. — Le bac de jauge.

Le bac de jauge utilisé pour mesurer les débits, est représenté fig. 3 (pl. 1). Ses dimensions sont un peu faibles en largeur et en longueur pour la dimension du déversoir qui a exactement 302 mm de largeur.

Ce bac de jauge n'est autre que celui utilisé au Laboratoire pour mesurer les débits d'eau de circulation, au condenseur de la machine à vapeur. Le déversoir seul a été changé, sa largeur ayant été portée de 75 à 302 mm.

Pour éviter les oscillations du flotteur, nous avons été forcé, toutefois, de placer celui-ci dans une sorte de cheminée en zinc de 400 mm de hauteur, dépassant le niveau le plus élevé de l'eau de quelques centimètres. Dans ces conditions, le niveau au-dessus du seuil du déversoir pouvait être déterminé par les indications du flotteur, avec une très grande précision.

Aux grands débits, les chicanes habituelles en tôles perforées, destinées à atténuer les remous se formant à la sortie du tuyau de refoulement, s'étant montrées insuffisantes, nous avons fait déboucher celui-ci dans une sorte d'entonnoir dans lequel un cône fixe présentant sa pointe vers le haut, brisait le jet dès sa sortie. Ce moyen s'est montré particulièrement efficace.

L'orifice a été taré sur place, afin d'éviter toute erreur, en se servant du bac n° 3, dont la contenance est exactement connue.

### § 9. — Les manomètres.

Nous nous sommes servi exclusivement, pour la mesure des pressions, de manomètres à mercure.

Nous n'avons cependant pas hésité, pour les calculs, à prendre une densité du mercure constante, correspondant à une température de 15°; nous avons pu ainsi dresser des tableaux donnant pour chaque manomètre, les pressions correspondant aux hauteurs lues sur l'échelle, de millimètre en millimètre.

Le schéma de la fig. 5 montre les points de l'enveloppe de la pompe à une roue qui, par l'intermédiaire de tubes en cuivre, sont raccordés à une rampe en relation avec le manomètre.

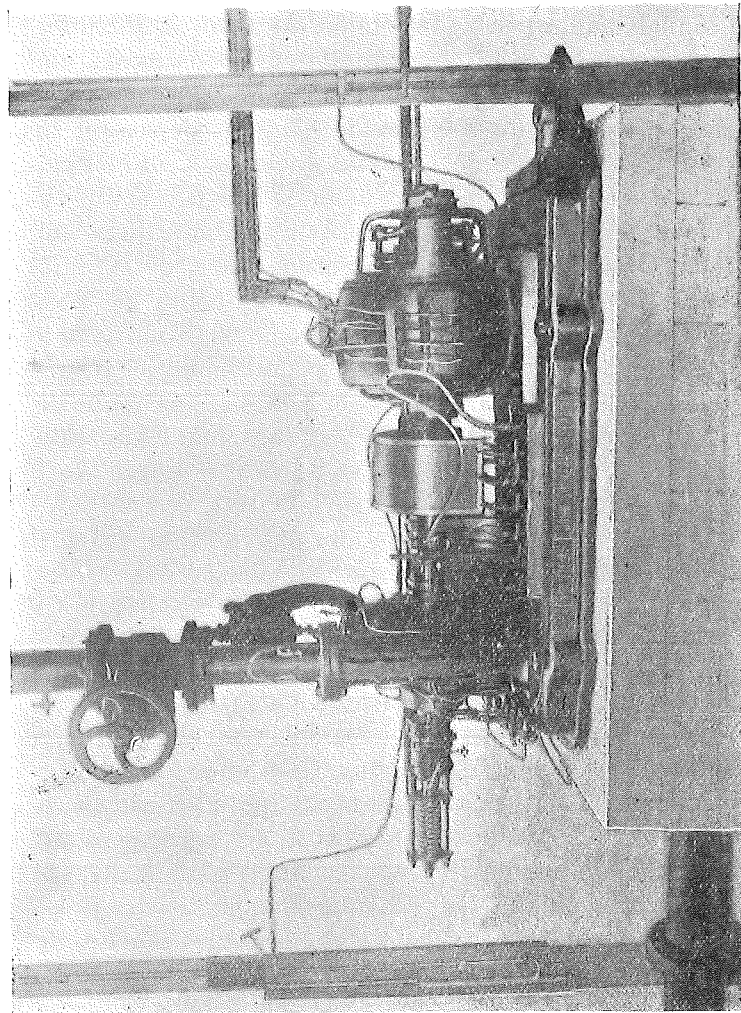


Fig. 13

La photographie de l'ensemble de la pompe (fig. 13) montre les dix robinets correspondant à chacune des dix tubulures ; trois de ces robinets sont groupés à gauche sur une rampe en communication avec le manomètre de dépression ; les sept autres permettent de réunir successivement chacune des ouvertures de 4 à 10, avec le grand manomètre à mercure du Laboratoire, placé à 8 m de là.

Le tableau I indique pour chacune des tubulures, la distance verticale  $h$  de son axe à l'axe de la pompe, cette distance étant affectée du signe + ou du signe - suivant qu'elle est mesurée au-dessus ou en-dessous de celui-ci.

Tableau I.

N°	Spécification.	Valeur de $h$ en m.	Observations.
1	Dans la section de l'ouïe . . .	+ 0,040	} Pressions relevées au moyen du ma- nomètre à mercure placé près de la pompe.
2	Dans la chambre d'équilibrage	0	
3	A l'entrée du tuyau d'aspiration	- 0,180	
4	A la sortie de la roue, côté de l'ouïe . . . . .	0	
5	Idem, côté opposé . . . . .	- 0,090	
6	En un point du diffuseur . . .	- 0,075	
7	A la sortie du diffuseur . . .	- 0,035	
8	Id. de la volute . . . . .	+ 0,260	
9	Id. du diffuseur, près de l'origine de la volute . . .	+ 0,070	
10	Dans l'enveloppe, à 85 mm de l'axe de la roue . . . . .	0	

Le manomètre de dépression (fig. 14) est constitué par un simple tube recourbé, à branches égales, de 800 mm de hauteur ; les échelles portent le 0 au milieu de leur hauteur et sont graduées dans les deux sens de 0 à 400.

Le mercure, lorsque le manomètre est en communication avec l'atmosphère, affleure dans les deux branches exactement au zéro.

Le robinet  $r$  permet de remplir complètement d'eau le tube de droite ainsi que le tube de raccord non dessiné.

Le zéro de l'échelle est exactement placé au niveau de l'axe de la pompe. Soit  $x'x'$  le niveau du point mis en communication avec le manomètre et  $n$  sa distance verticale à l'axe  $xx$  de la pompe.

Soit  $h$  la dénivellation du mercure; le tube étant calibré, on peut admettre que  $\frac{h}{2}$  représente la distance verticale du mercure à l'axe. Si  $p$  est la pression au point considéré de l'enveloppe de la pompe,  $p$  sera également la pression qui s'exercera en  $b$  situé dans un plan horizontal passant par ce point. En appelant

$\Delta$  le poids spécifique du mercure en kg par m<sup>3</sup>;

$\delta$  le poids spécifique de l'eau en kg par m<sup>3</sup>;

$p_0$  la pression atmosphérique,

nous aurons

$$p_0 + h \Delta = p + \left(\frac{h}{2} - n\right) \delta;$$

d'où

$$p - p_0 = h \left(\Delta - \frac{\delta}{2}\right) + n \delta.$$

Si l'ouverture avait été placée au niveau de l'axe, nous aurions trouvé pour *pression effective* ( $p - p_0$ ) :

$$p - p_0 = h \left(\Delta - \frac{\delta}{2}\right). \quad (1)$$

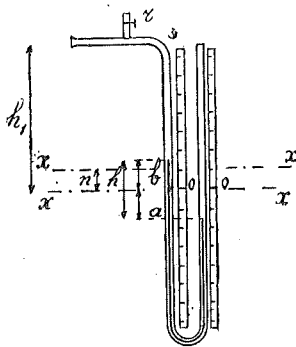


Fig. 14.

Comme nous l'avons vu, c'est cette valeur de la pression qui nous intéresse; c'est donc cette formule que nous emploierons pour nos calculs,  $h$  étant exprimé en mètres et étant pris avec le signe + ou le signe - suivant qu'il s'agit d'une pression ou d'une dépression.

Le *grand manomètre* (fig. 15) est d'un type différent;

il comporte une cuvette mise en communication avec la pompe et un tube de 8 m de hauteur dont l'extrémité inférieure plonge dans le mercure de la cuvette.

Le couvercle de celle-ci se trouve à 0 m 800 exactement en dessous de l'axe de la pompe et le 0 de l'échelle à 0 m 132 au-dessus du couvercle. Connaissant le diamètre de la cuvette, le diamètre du tube de verre, le niveau du mercure pour une pression effective égale à zéro, il est facile d'établir, comme nous l'avons fait ci-dessus, la formule donnant la pression effective qui existerait si l'ouverture de l'enveloppe se trouvait placée à la hauteur de l'axe de la pompe; cette formule est la suivante :

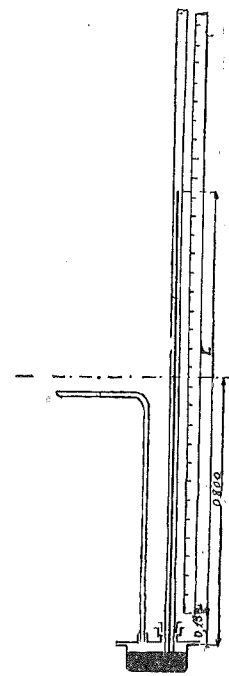


Fig. 15.

$$p - p_0 = (L + 0,132) (\Delta + 47) - 0,800 \delta \quad (2)$$

### § 10. — Les Appareils de mesure de la puissance et de la vitesse.

Les observations pour déterminer la puissance aux bornes, étaient faites au moyen d'un voltmètre et d'un millivoltmètre, employé comme ampèremètre, de la maison Chauvin et Arnoux.

Ces appareils avaient été contrôlés préalablement avec les appareils étalons de l'Institut Montefiore.

Pour déterminer la puissance absorbée par le moteur, indépendamment de celle absorbée dans les résistances en circuit, il suffisait de lire :

- 1) la déviation de l'ampèremètre  $\alpha_i$  mesurant le courant total ;
- 2) la déviation du voltmètre  $\alpha_a$  correspondant à la différence de potentiel aux bornes de l'induit ;
- 3) la déviation du voltmètre  $\alpha_d$  correspondant à la différence de potentiel aux bornes de l'inducteur.

Connaissant la résistance à chaud des inducteurs R, la puissance totale  $N_b$ , exprimée en chevaux-vapeur, était calculée par la formule suivante :

$$\begin{aligned} N_b &= (i_a \times V_a + i_d \times V_d) \times 0,00136 \\ &= [i \times V_a - i_d (V_a - V_d)] \times 0,00136 \end{aligned}$$

ou encore

$$N_b = \left[ i \times V_a - \frac{V_d (V_a - V_d)}{R} \right] \times 0,00136 \quad (3)$$

formule dans laquelle

est l'intensité du courant total correspondant à  $\alpha_i$  ;  
 $V_d$  le voltage aux bornes de l'inducteur correspondant à  $\alpha_d$  ;  
 $V_a$  le voltage aux bornes de l'induit correspondant à  $\alpha_a$ .

La résistance R, en ohms, mesurée à plusieurs reprises après une heure de marche, a été trouvée égale, en moyenne, à 54,6.

Cette résistance, il est vrai, varie avec la température, mais celle-ci est relativement constante après une heure de marche; de plus, le second terme de la formule ci-dessus qui, seul, dépend de R, représente dans les conditions les plus défavorables, 0,1 au plus de la valeur de l'ensemble des deux termes, de telle sorte qu'une

erreur de 0,05 sur R n'entraîne qu'une erreur de 0,005 sur la puissance  $N_b$ .

Pour la mesure de la vitesse, nous avons employé le tachymètre de Horn, très sensible, donnant instantanément la vitesse à moins de 1 % près.

### § 11. Plan d'ensemble de l'installation

La fig. 3 (pl. 1) donne le schéma de l'ensemble de l'installation avec la pompe en  $p$  ;

le moteur en  $m$  ;

le bac de jauge ;

les tuyaux d'aspiration et de refoulement.

Le tuyau T reliant la pompe à la conduite de distribution d'eau de la Ville a été utilisé dans des expériences préalables entreprises pour déterminer les fuites.

## CHAPITRE IV

### Tarage des Appareils.

Des expériences préalables aux essais sur la pompe ont dû être entreprises pour déterminer :

- a) les débits au déversoir pour les hauteurs du flotteur variant de millimètre en millimètre ;
- b) les courbes de rendement du moteur pour différentes vitesses de régime.

### § 12. — Du bac de jauge.

Le déversoir rectangulaire employé, a été découpé dans une tôle de laiton, les bords verticaux bien parallèles et perpendiculaires au seuil, ont été biseautés ; la largeur est de 302 mm exactement.

Le seuil du déversoir, également biseauté, est réglé de manière à être parfaitement horizontal.

Le niveau au-dessus du seuil est indiqué par le flotteur. Le réglage du zéro de l'échelle est fait suivant la méthode adoptée par Dwelshauvers-Dery.

Pour le tarage, le bac n° 2 est alimenté par un réservoir que nous désignons sous le nom de réservoir n° 1, non dessiné, et qui reçoit l'eau de la distribution de la Ville. Le niveau est maintenu aussi constant que possible dans ce réservoir n° 1 pendant les expériences.

Dans la mise en régime, l'eau sortant du déversoir coule par la vanne *s* dans la conduite de décharge.

Lorsque le niveau observé au flotteur reste suffisamment constant, on ferme la vanne *s* et on déclenche le chronomètre au moment où le niveau atteint, dans le tube indicateur *l*, un point de repère tracé sur l'échelle.

On lit les hauteurs de minute en minute, pour s'assurer que le régime existe, et on arrête le chronomètre au moment où le niveau atteint le second point de repère de l'échelle.

La contenance du bac n° 3 étant exactement connue pour chaque millimètre de hauteur, il est possible de calculer le débit.

Le débit théorique fourni par un déversoir de largeur *l*, lorsque le niveau en aval atteint une hauteur *h* au-dessus du seuil, est donné par la relation :

$$Q = \frac{2}{3} l \sqrt{2g} h^{\frac{5}{2}}. \quad (4)$$

Pratiquement, le débit est plus faible, et le rapport entre le débit réel et le débit théorique est appelé *coefficient de contraction*. Nous désignons sa valeur par *m*.

La température moyenne de l'eau pendant les essais a été voisine de 11°; nous n'avons pas fait de correction

pour tenir compte de la température, l'erreur étant négligeable.

L'erreur au chronomètre était inférieure à  $\frac{1}{1500}$ .

Dans les expériences du 8 mars au 17 mars 1910, alors que l'orifice était peu oxydé, nous avons obtenu pour les coefficients de contraction, en fonction de la hauteur *h* du flotteur, la courbe (1) en trait pointillé (fig. 16).

Les expériences reprise le 19 mars et continuées jusqu'au 22, nous ont donné les points marqués par un cercle noir.

Le bac ayant été déplacé pour permettre de raccorder le tuyau d'aspiration de la pompe, nous avons vérifié, le 15 novembre et le 15 décembre 1910, les résultats obtenus antérieurement pour les faibles débits et nous avons obtenu les points marqués d'une croix.

Nous avons adopté, pour nos calculs ultérieurs, la courbe (2) en trait plein et nous l'avons prolongée jusqu'à *h* = 120 mm; nous nous sommes aidé, pour faire cette extrapolation, des différences secondes auxquelles nous avons assigné une variation continue.

On voit :

1° que le coefficient de contraction varie avec l'état de l'orifice dans les limites de 1 à 1 %  $\frac{1}{2}$  au maximum pour les valeurs de *h* supérieures à 25 mm;

2° que pour l'orifice dans l'état où nous l'avons employé pour nos expériences, les valeurs obtenues pour *m* ne s'écartent pas de la courbe moyenne adoptée de plus de  $\frac{3}{600}$ , soit  $\frac{1}{2}$  %.

Les chiffres déduits de cette courbe nous ont permis de dresser un tableau des débits réels pour les valeurs de *h* variant de millimètre en millimètre.

## § 13. — Du moteur

Les essais de rendement du moteur aux différentes vitesses de régime ont été faits au moyen d'un frein à collier, représenté fig. 17 (pl. 3).

La poulie de 200 mm de diamètre était refroidie par une circulation d'eau à l'intérieur de la jante.

Entre le volant  $\varphi$  et la douille du collier, nous avons interposé un ressort permettant de régler le serrage avec une très grande précision. Malgré cette disposition, il eût été impossible de maintenir le frein en équilibre pendant la durée d'une expérience sans l'adjonction d'un ressort  $r$  très léger destiné à créer un couple stabilisateur.

Ce ressort  $r$  avait été très soigneusement taré; la flèche de flexion était de 1,47 mm pour 100 gr.

L'angle décrit par l'index du frein ne dépassant jamais  $3^\circ$  dans les expériences, il n'y avait pas à craindre une flexion transversale du ressort. D'autre part, la variation des bras de levier du ressort et du contrepoids en fonction de l'angle décrit par l'index, était tout-à-fait négligeable.

La vis  $s$  permettait de régler la position du ressort pour que sa flexion fut nulle, dans la position horizontale de l'index.

Pour déterminer la position du centre de gravité de la partie mobile du frein, pour différentes positions du volant  $\varphi$ , nous avons adopté la méthode expérimentale. Le collier serré sur un cercle en fer reposait, par l'intermédiaire d'un axe de petit diamètre, sur deux couteaux horizontaux (fig. 18, pl. 3). La tige  $t$ , à laquelle était suspendu un poids de 400 gr., s'appuyait sur le plateau d'une balance; un poids  $p'$  était ajouté sur le second plateau de façon à maintenir le système en équilibre.

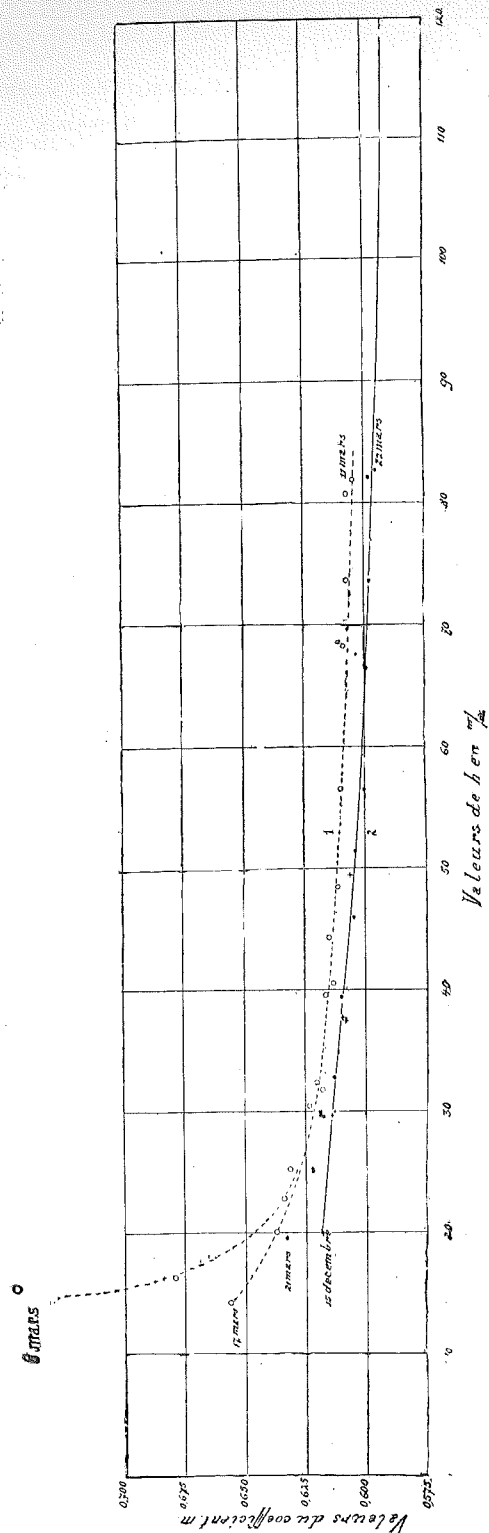


Fig. 16. — Tarage de l'orifice du bac de jauge.



Par ce moyen, il a été possible de déterminer à 10 gr. près, la valeur à soustraire du poids appliqué au frein pour une position quelconque du volant  $v$ . Cette incertitude de 10 gr. ne représente qu'une erreur maximum de  $\frac{1}{250}$ , le plus petit contrepoids employé étant de 2 kg 5.

Pour les faibles puissances l'erreur provenant de celle faite sur la lecture de la flèche du ressort  $r$ , pouvait atteindre 2 %; aussi avons-nous cherché pour éliminer

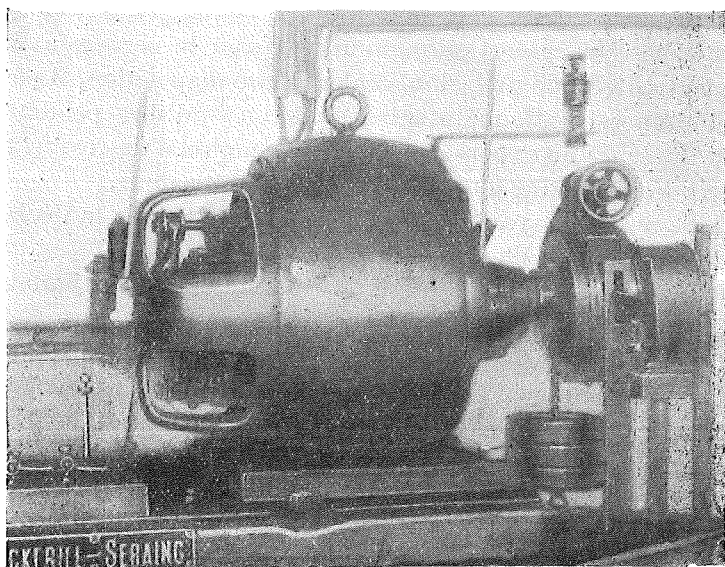


Fig. 19

son influence, à maintenir le frein en équilibre sans utiliser le ressort et avons-nous répété un plus grand nombre de fois les lectures de l'index, en y apportant la plus grande précision possible.

Le graissage du frein était assuré par un graisseur compte-gouttes, visible sur la photographie de l'installation (fig. 19). La stabilité du frein était dans ces conditions, tout-à-fait remarquable.

Les températures des paliers et de l'air ambiant étaient relevées à intervalles réguliers; le moteur était mis en marche à faible charge une heure avant le commencement des expériences. Les lectures étaient répétées 4 à 5 fois au cours de chacune d'elles.

Comme on le voit sur la photographie, le moteur était fixé pendant ces essais de rendement, sur la taque d'assise même de la pompe. Il avait été simplement retourné bout pour bout, de façon à présenter la poulie calée en porte-à-faux sur l'arbre, au-dessus de la taque portant la partie fixe du frein.

Les essais ont permis de déterminer la courbe de la puissance perdue pour différentes valeurs de la puissance aux bornes, depuis la marche à vide jusqu'à la puissance maximum, et cela pour des vitesses de régime voisine de

1420, 1620, 1820 et 1920 tours.

Le rhéostat dont nous disposions ne permettait pas toutefois de réaliser ces vitesses à plus de 3 % près, en plus ou en moins.

Dans une même expérience, nous n'admettions pas, par contre, une variation de vitesse de plus de 1 % en plus ou en moins.

La fig. 20 (pl. 4) donne les courbes 1, 2, 3, 4, obtenues pour les puissances perdues en fonction de la puissance aux bornes aux vitesses de régime respectives de

1420, 1620, 1820, 1920 tours.

Pour les calculs de ces puissances perdues

$$N_p = N_b - N_e \quad (4)$$

( $N_b$  désignant la puissance aux bornes,  
 $N_e$  la puissance effective au frein),

nous avons dû faire une correction pour tenir compte de la puissance absorbée par la circulation de l'eau dans le frein.



Pour évaluer cette dernière, nous avons tracé la courbe de la puissance à vide, le collier du frein enlevé, dans les conditions successives suivantes (fig. 21, pl. 4) :

- sans circulation d'eau (courbe 1) ;
- avec circulation d'eau normale (courbe 2) ;
- avec circulation forcée (courbe 3).

On voit que cette puissance est loin d'être négligeable ; nous avons soustrait des chiffres trouvés pour la puissance perdue :

0,07	pour les essais à	1920	tours ;
0,06	»	»	1820 »
0,04	»	»	1620 »
0,00	»	»	1420 »

Ce sont là les valeurs moyennes qui résultent des diagrammes de la figure 21 (pl. 4) et des expériences à faible charge, que nous avons pu réaliser sans circulation d'eau.

On voit par les diagrammes de la fig. 20 (pl. 4), que les points expérimentaux ne s'écartent pas de plus de 0,03 de cheval de la courbe moyenne, ce qui représente 1 % seulement au  $\frac{1}{4}$  de charge du moteur et  $\frac{1}{4}$  % à pleine charge.

Nous avons dressé, pour nos calculs ultérieurs, 4 tableaux donnant pour les 4 vitesses de régime, les valeurs des puissances perdues en fonction des puissances aux bornes. Grâce à ces tableaux, il est possible de déterminer par la formule (4) la puissance effective fournie par le moteur, connaissant la puissance aux bornes.

(A suivre).

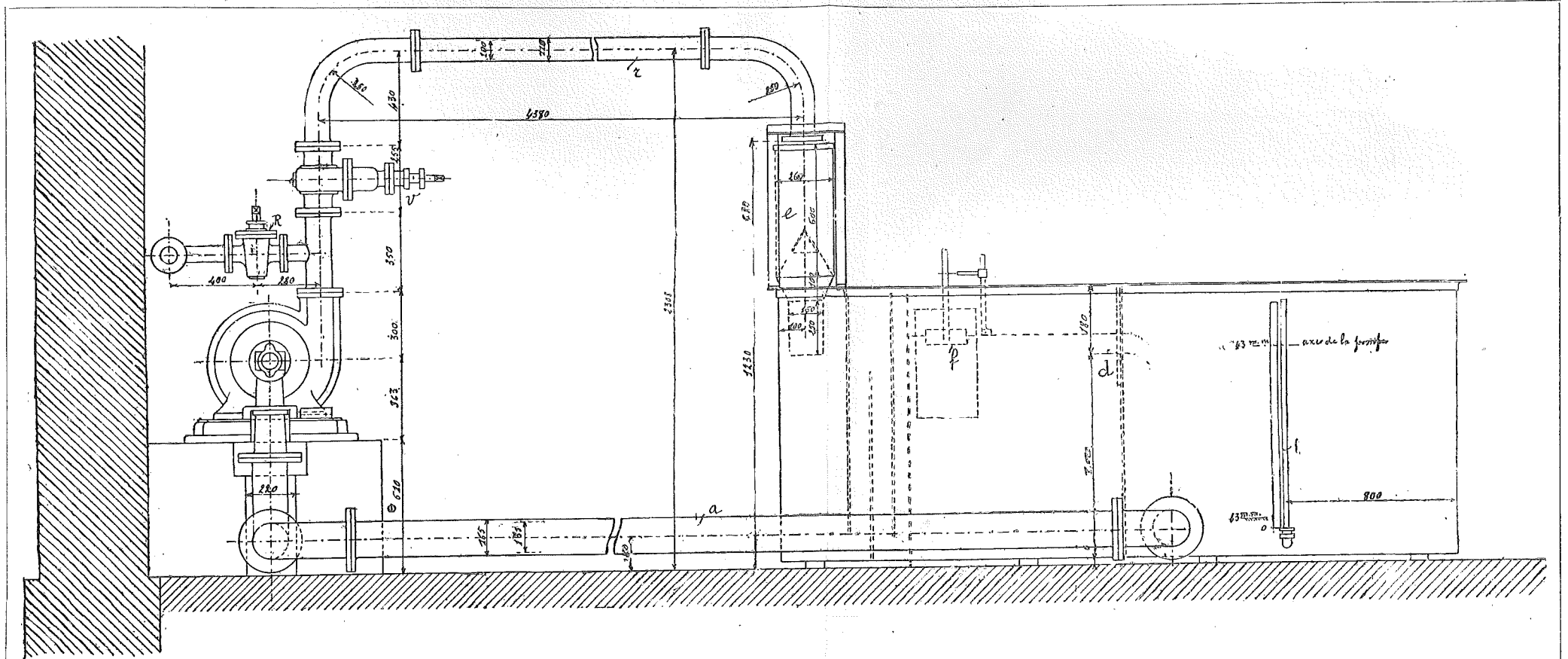
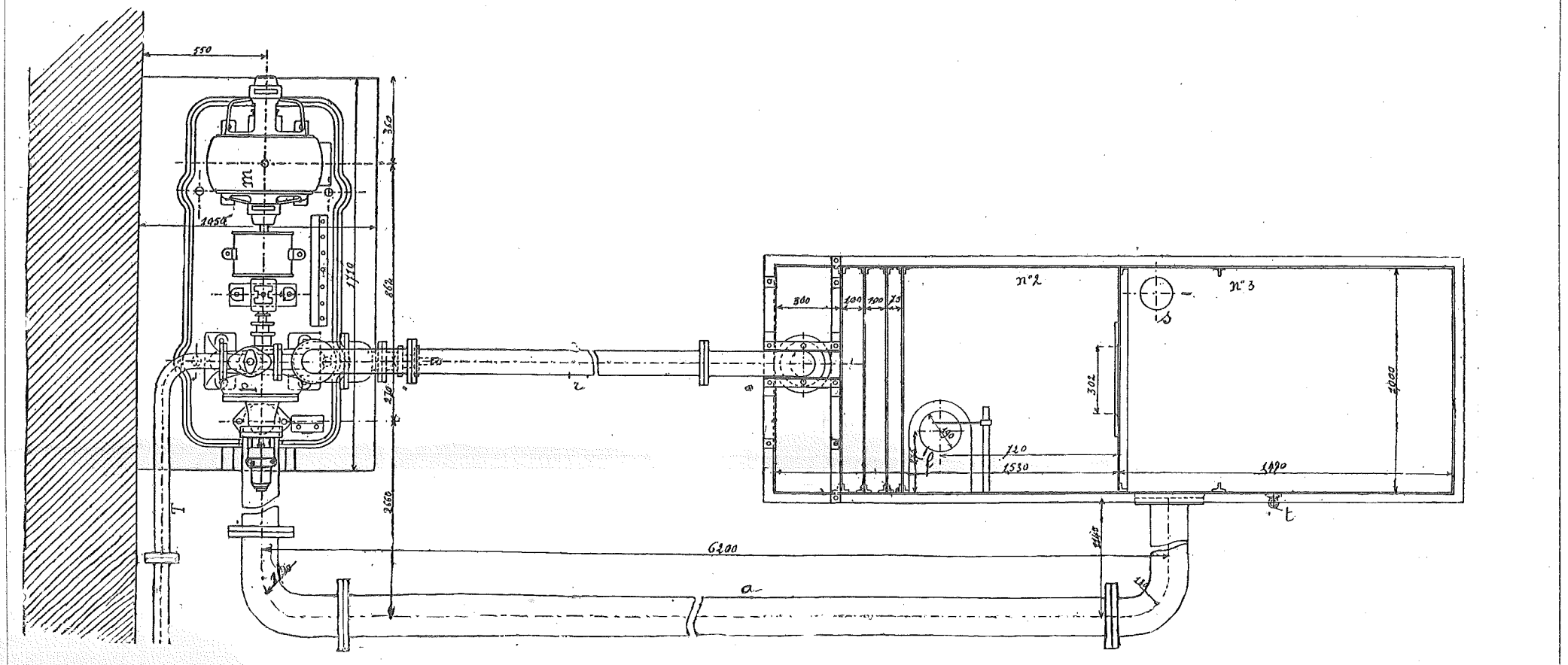


Fig. 3. — Plan d'ensemble de l'installation. — Échelle 1 : 25.



# LES POMPES CENTRIFUGES A HAUTE PRESSION.

Plan d'ensemble  
de la Pompe  
à 1 et à 2 roues.

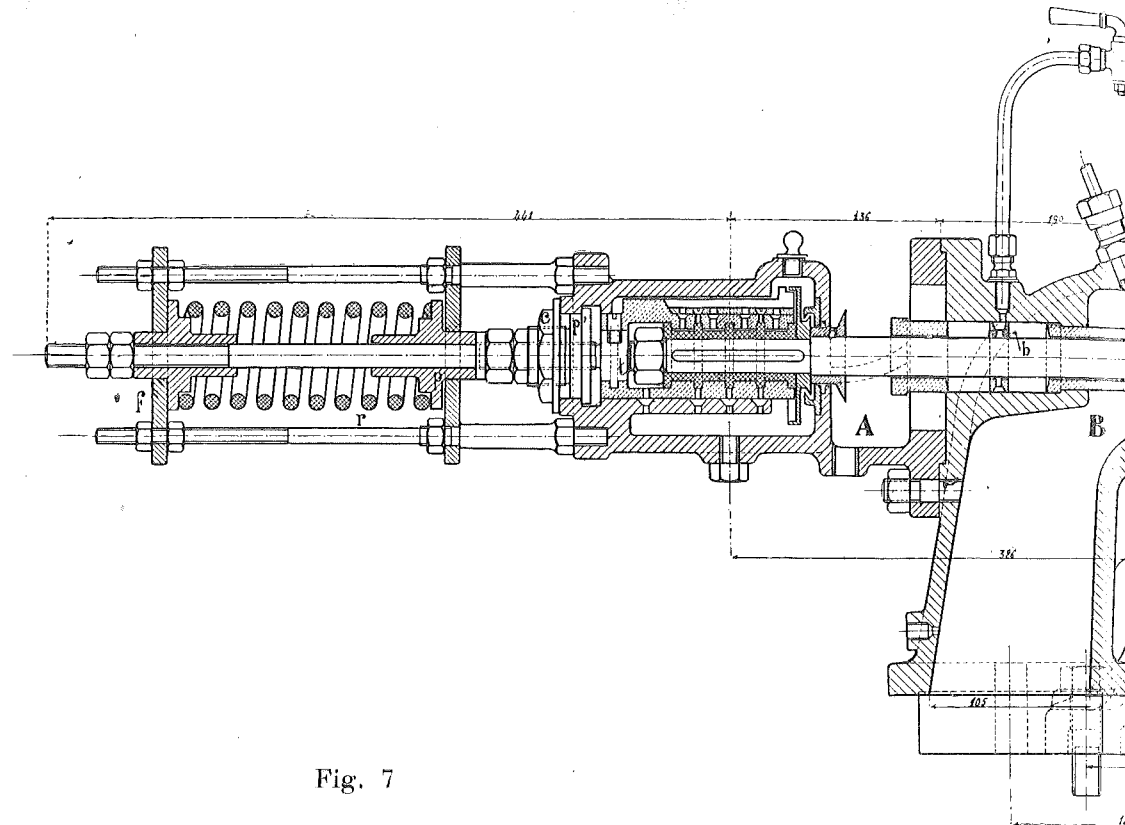
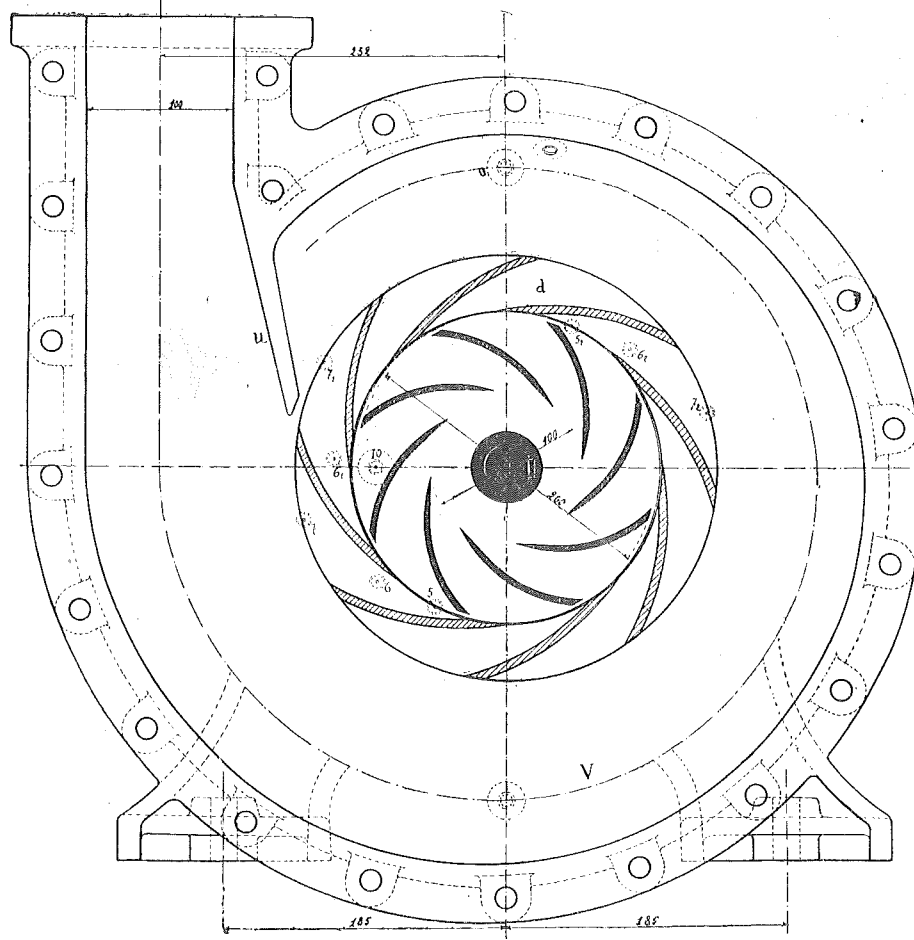
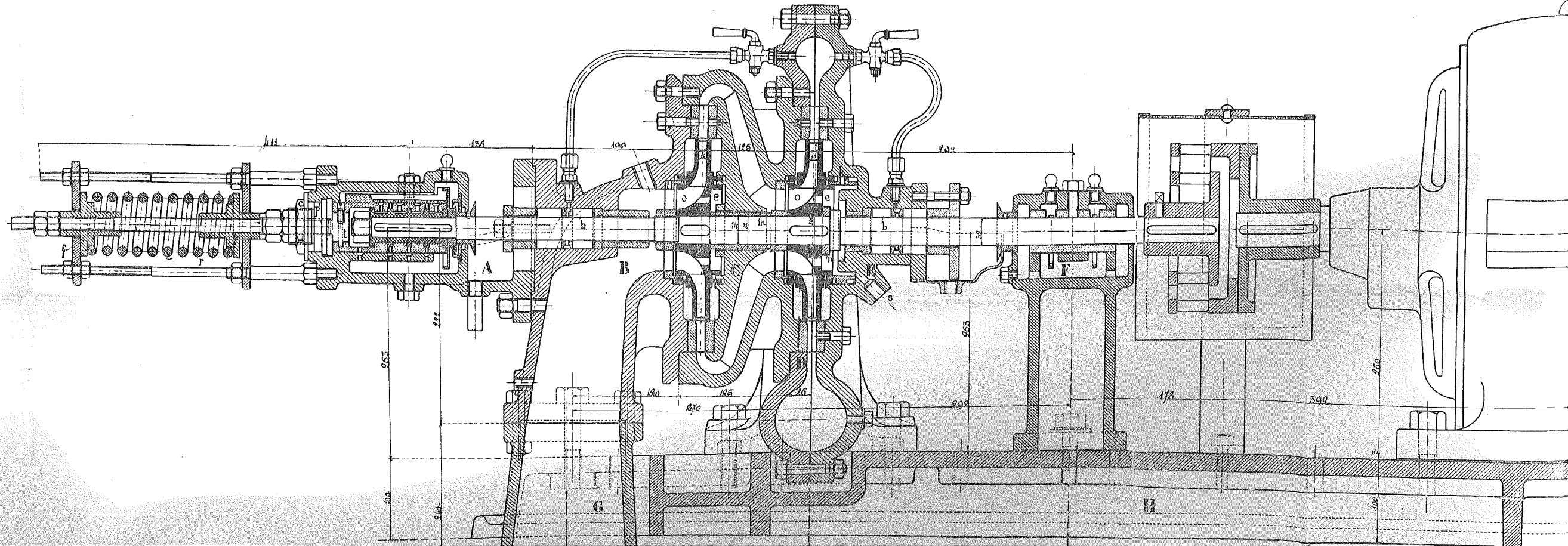


Fig. 7



# LES POMPES CENTRIFUGES A HAUTE PRESSION.

V, 1<sup>er</sup> numéro, 1914.

semble  
pe  
ques.

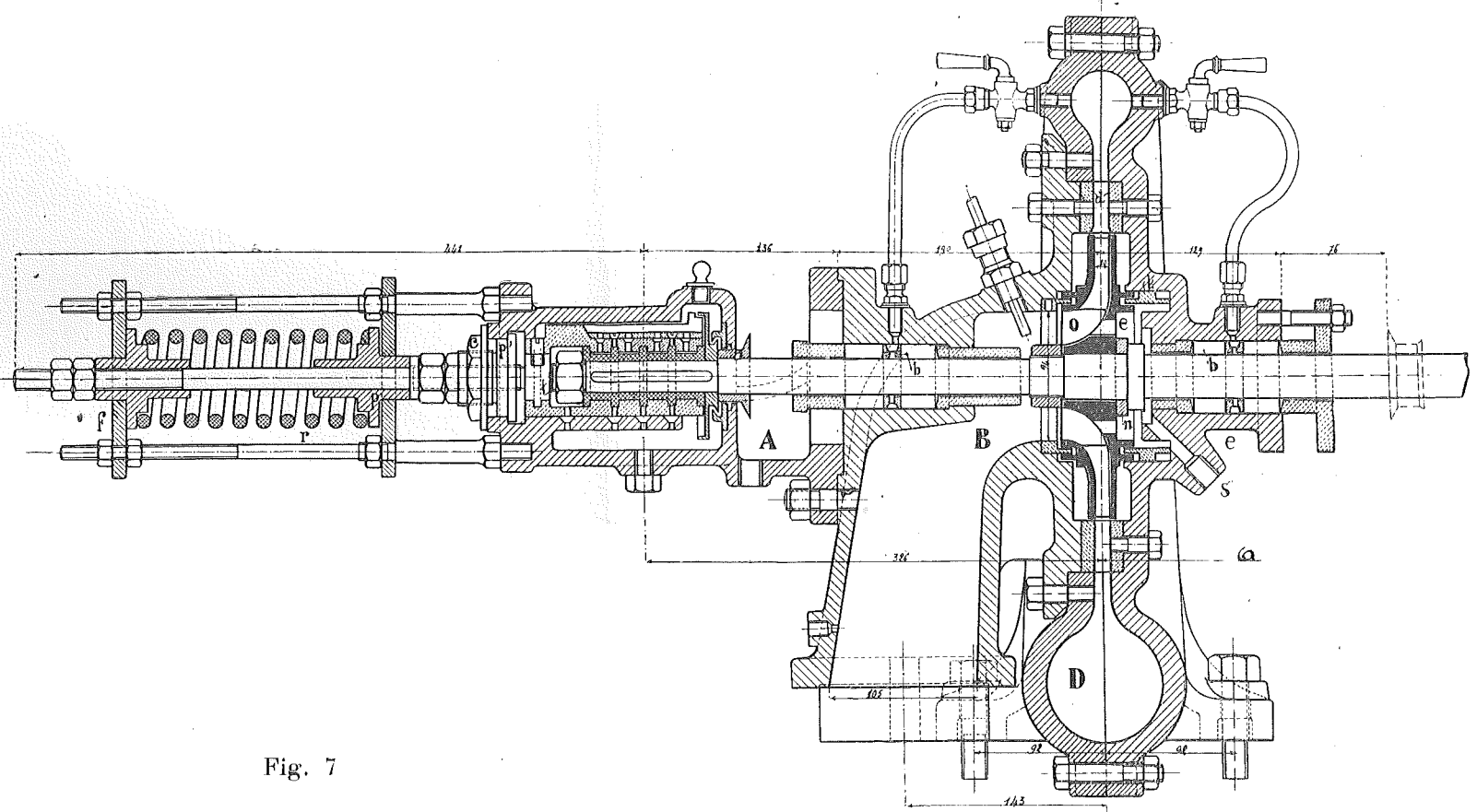
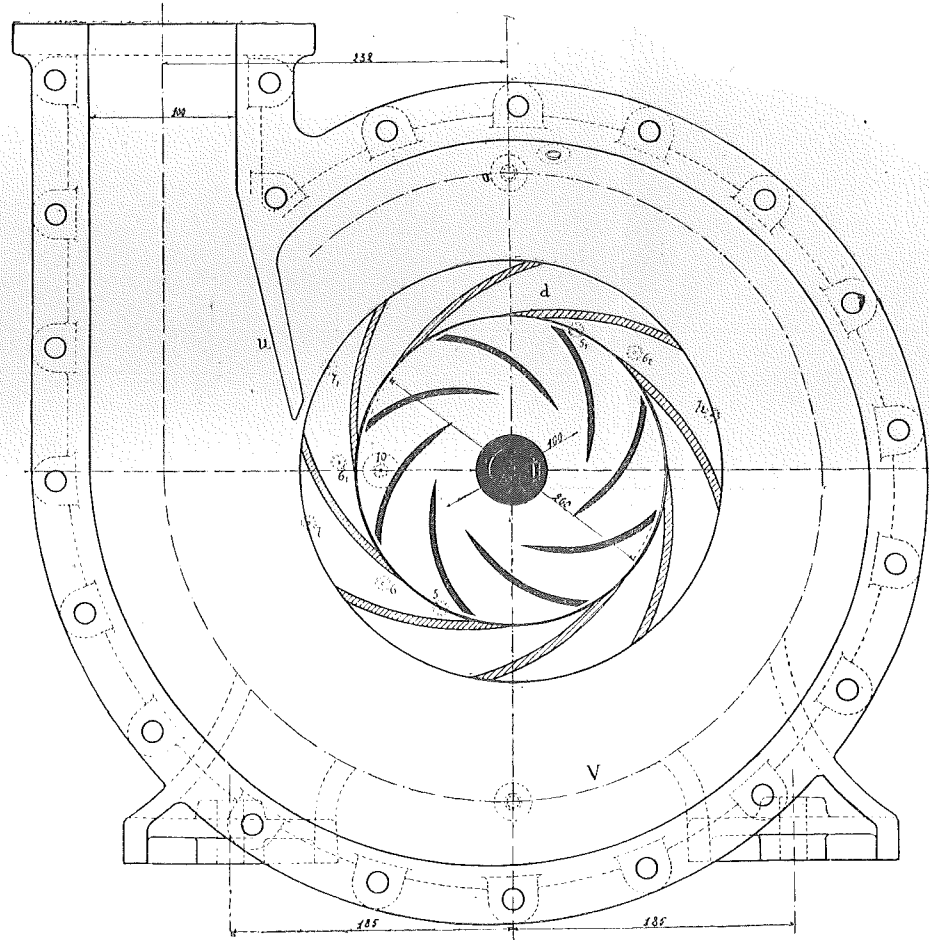
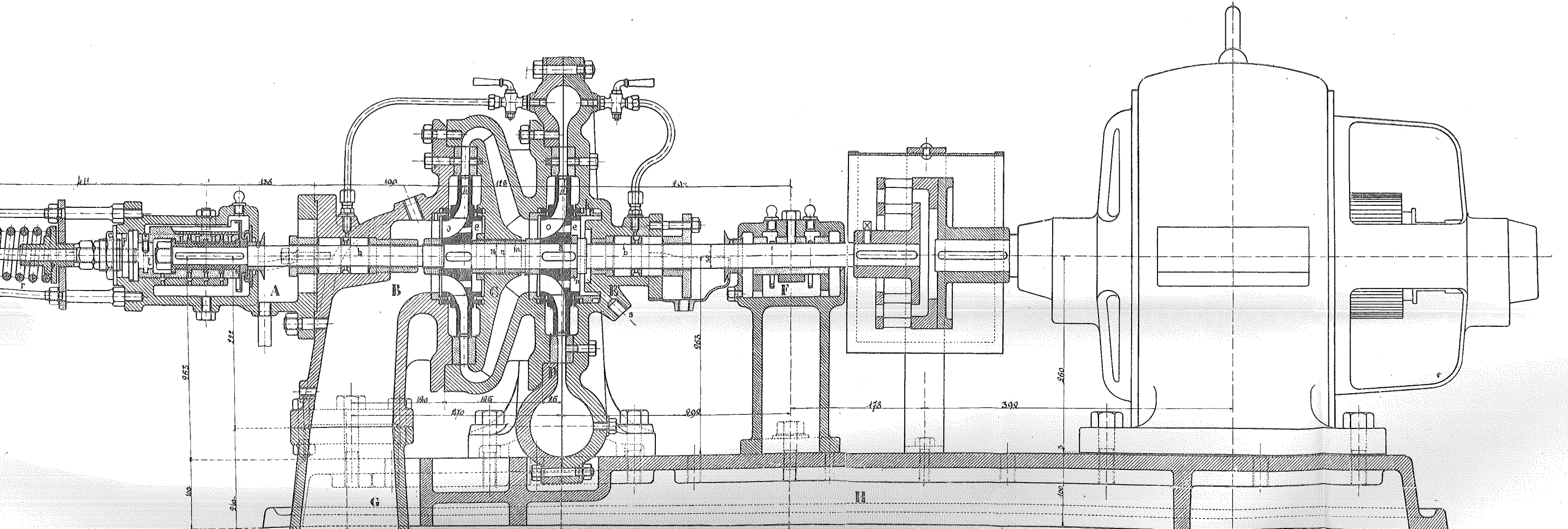


Fig. 7





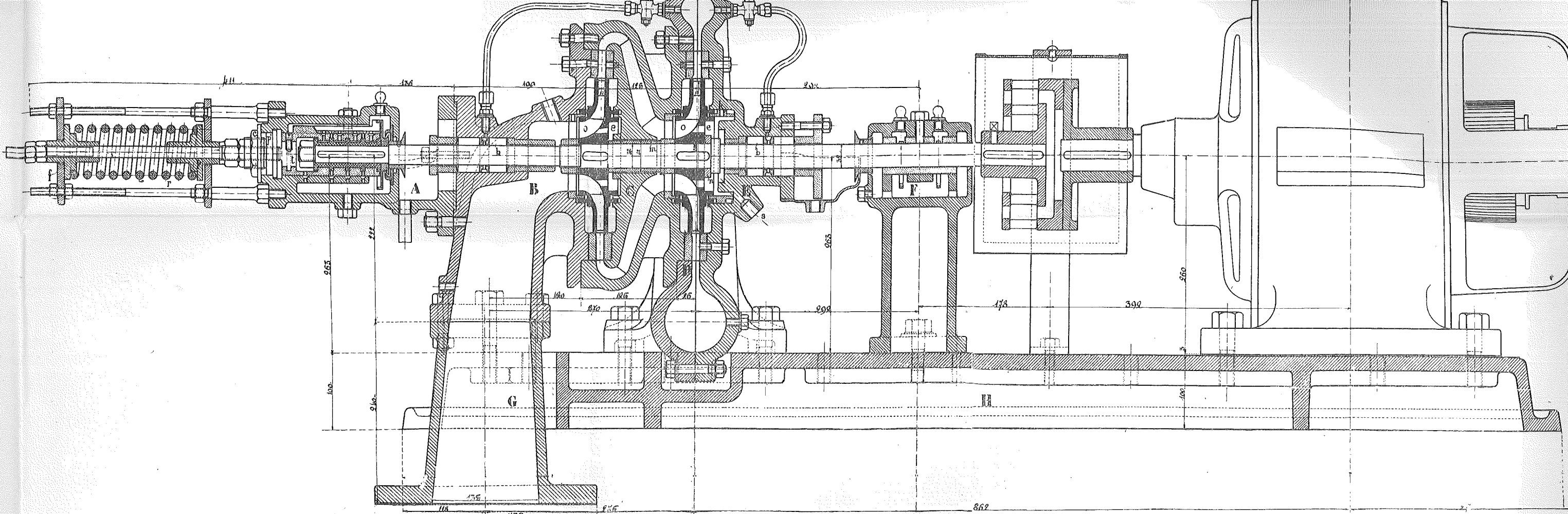


Fig. 9

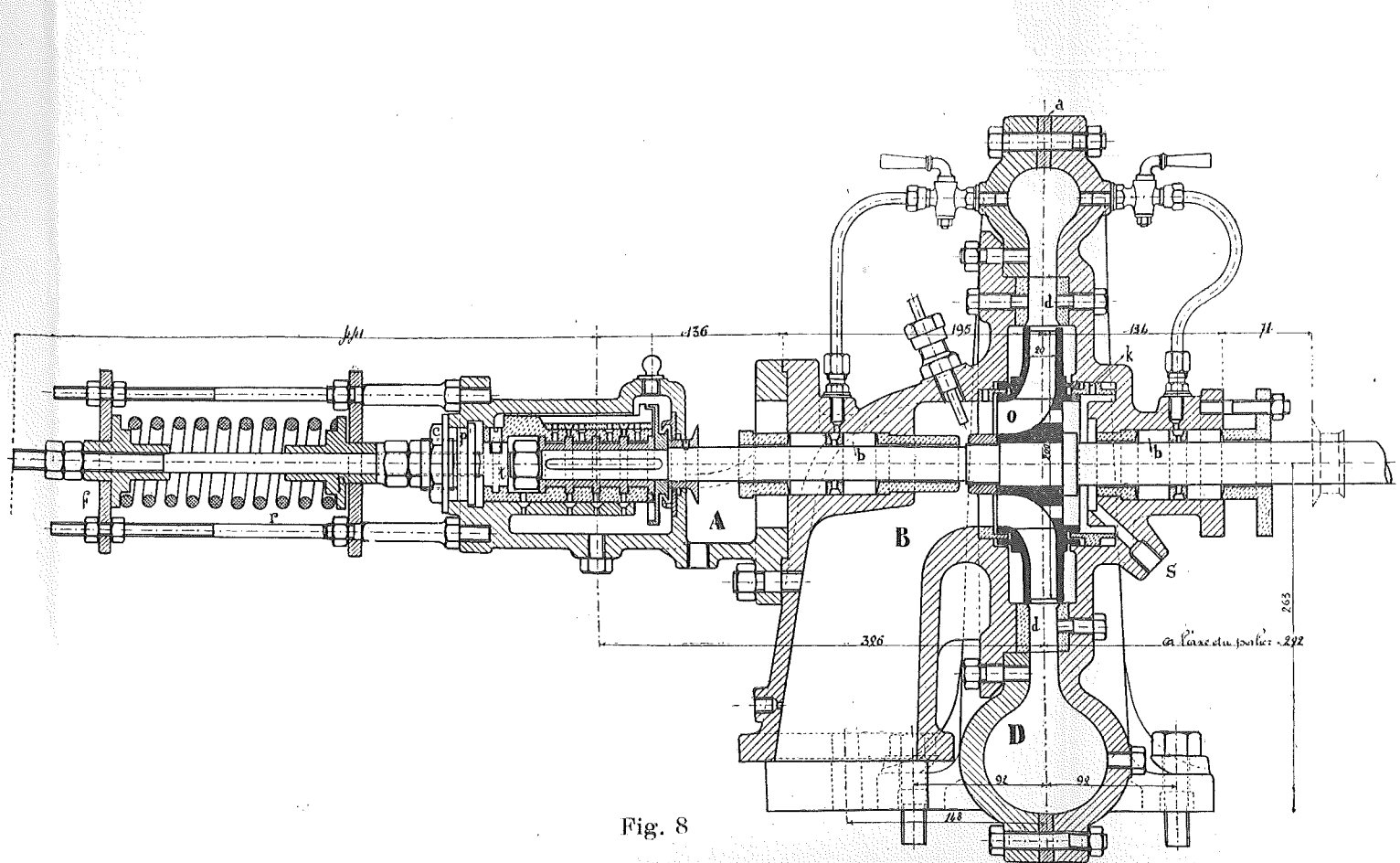


Fig. 8

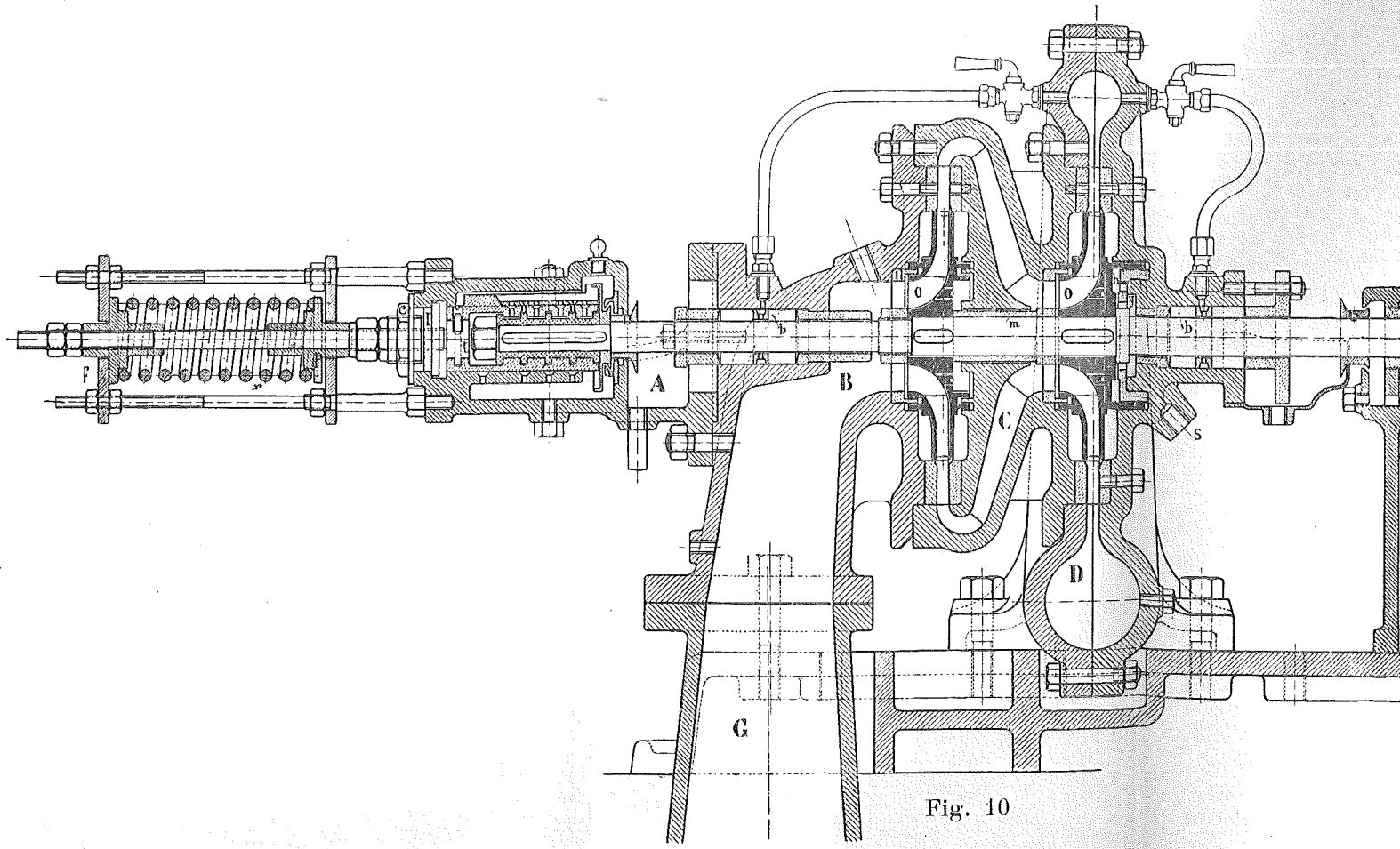


Fig. 10

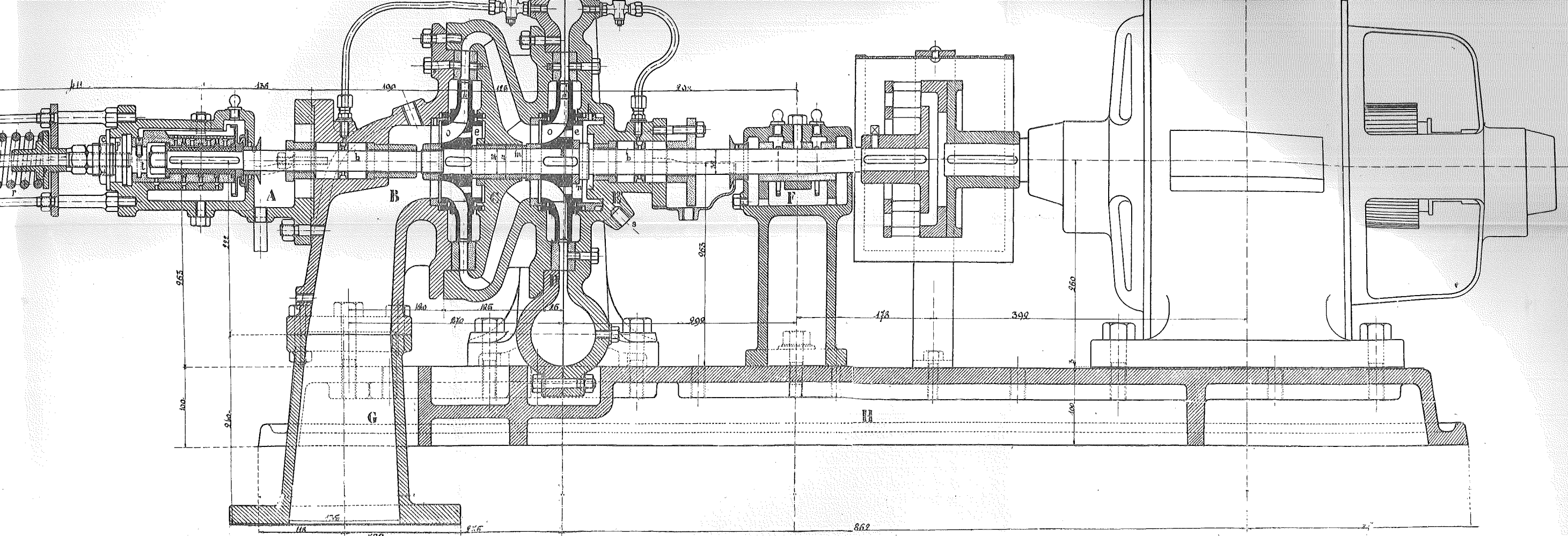


Fig. 9

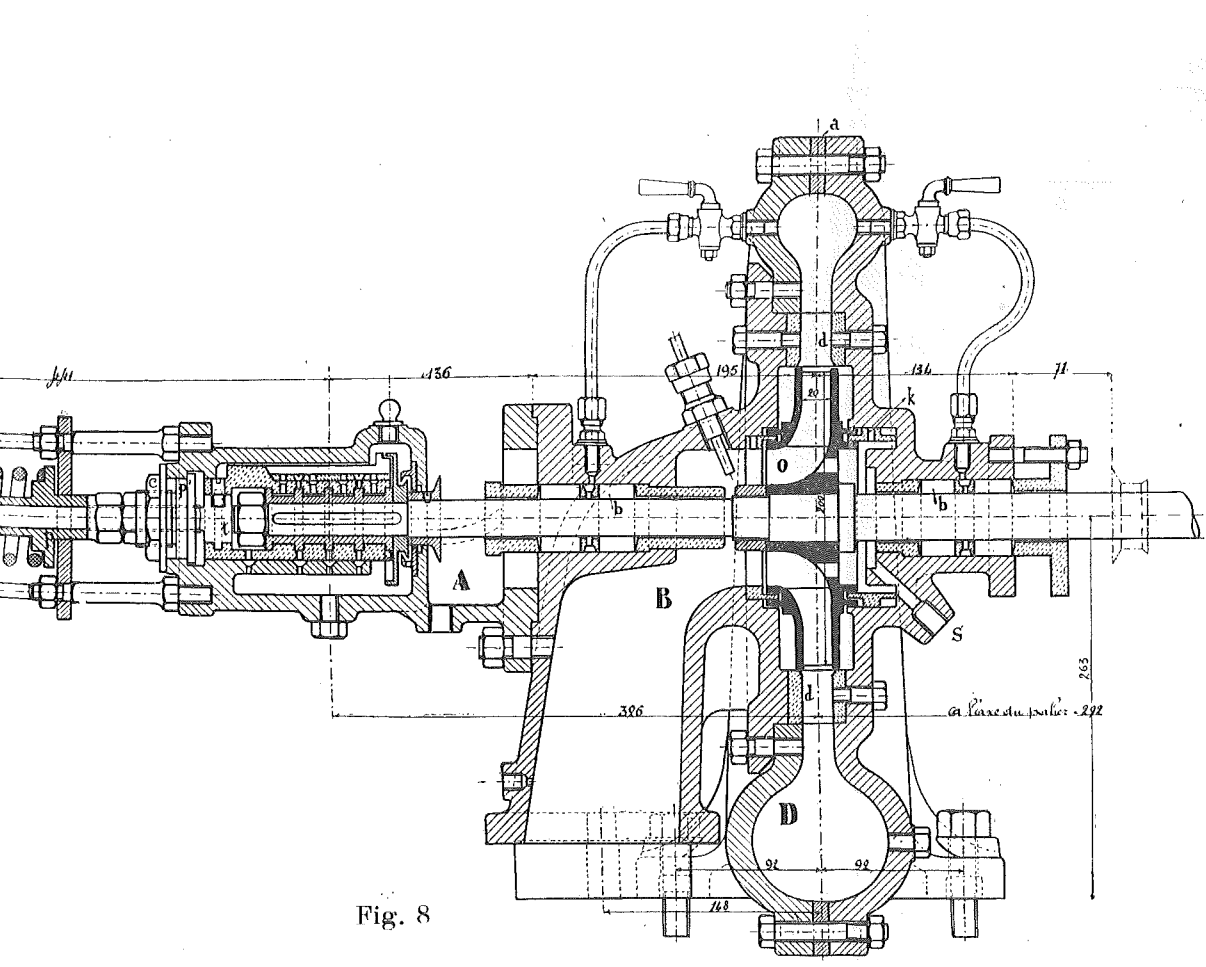


Fig. 8

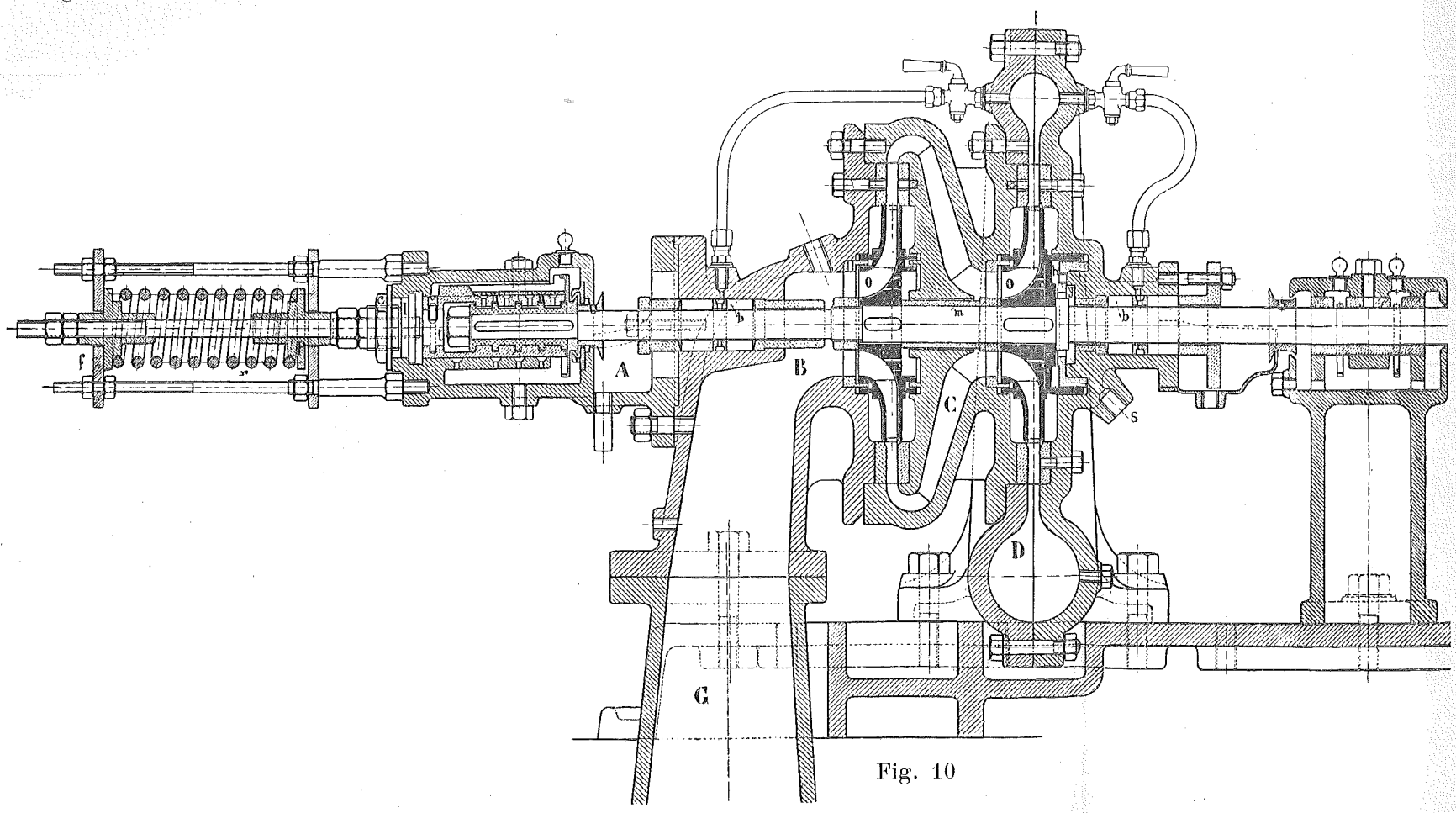


Fig. 10

# LES POMPES CENTRIFUGES A HAUTE PRESSION.

Revue Universelle des Mines, 5<sup>e</sup> série, T. V, 1<sup>er</sup> numéro, 1914.

PL. 3

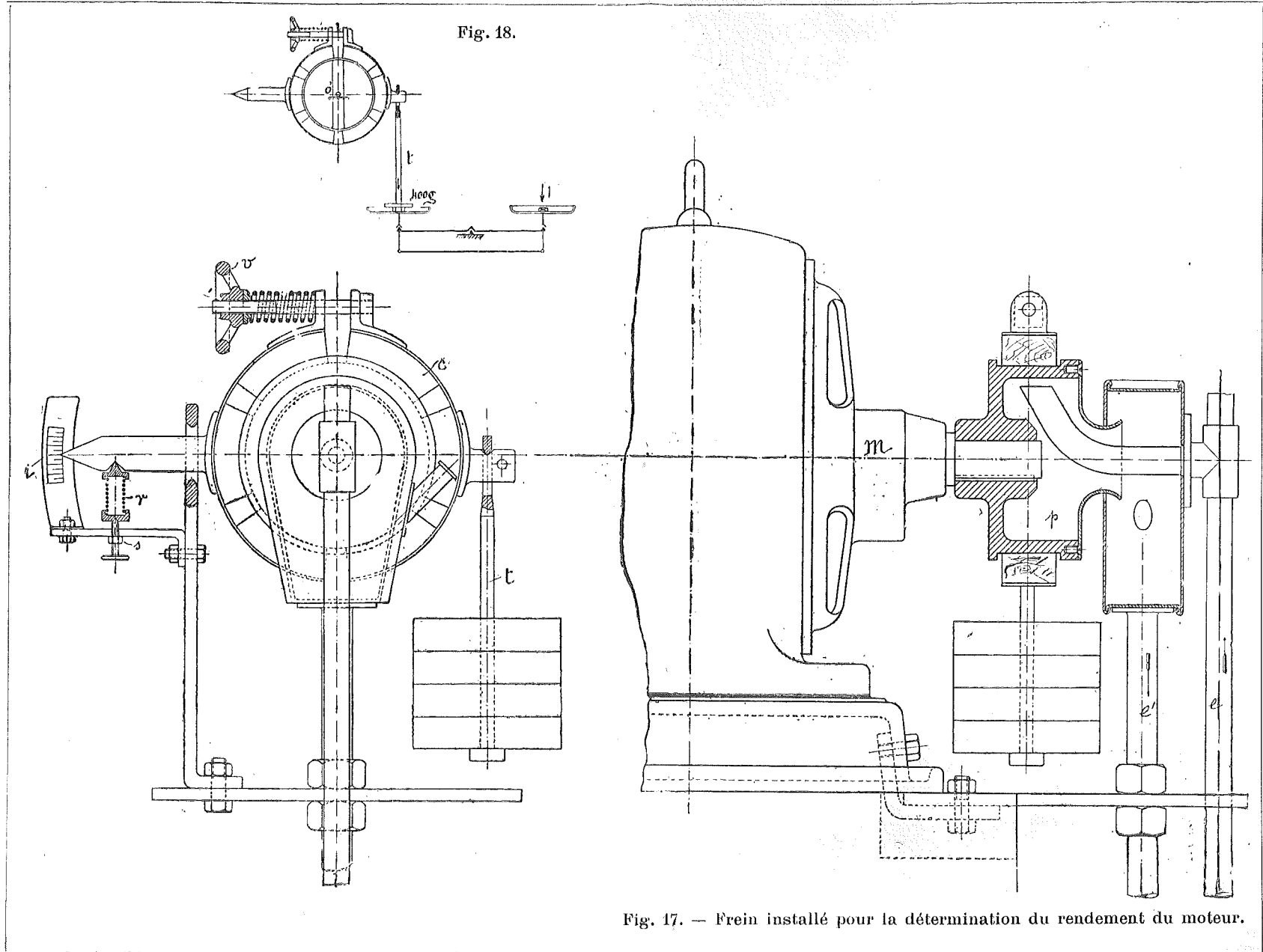


Fig. 17. — Frein installé pour la détermination du rendement du moteur.



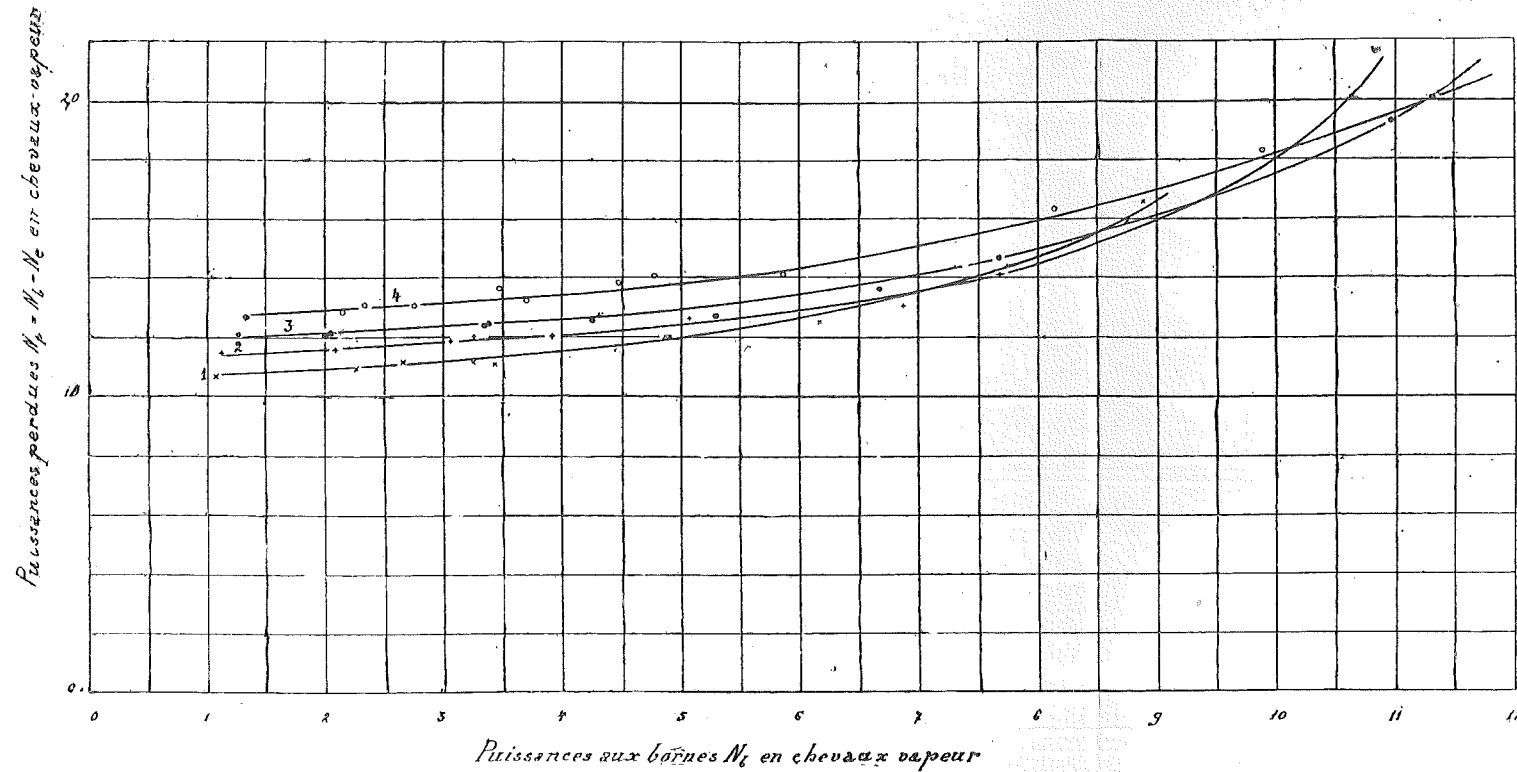


Fig. 20. — Essais pour la détermination du rendement du moteur.

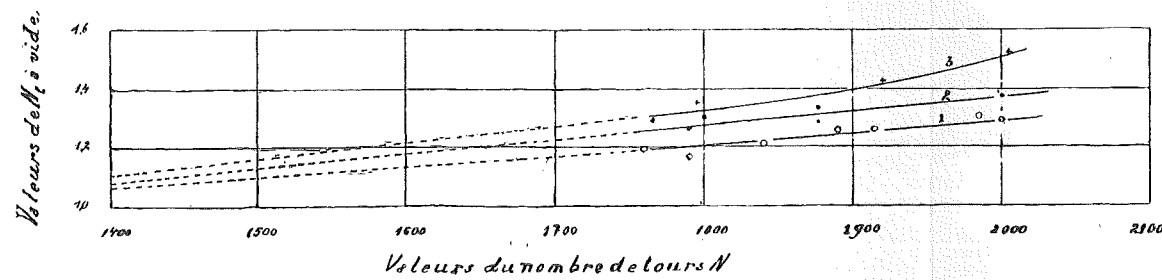


Fig. 21. — Courbes montrant l'influence de la circulation d'eau dans le frein.

SIGNES CONVENTIONNELS :

- Pour N = 1420 tours environ : +
- N = 1620 — — — : x
- N = 1820 — — — : ●
- N = 1920 — — — : ○

Rendement maximum : 0,823.

Signes conventionnels :

- Sans circulation d'eau.
- Avec circulation d'eau normale.
- + Avec circulation d'eau forcée.



REVUE UNIVERSELLE  
**DES MINES, DE LA MÉTALLURGIE**  
DES TRAVAUX PUBLICS, DES SCIENCES ET DES ARTS  
APPLIQUÉS A L'INDUSTRIE

Annuaire de l'Association des Ingénieurs sortis de l'École de Liège

Union Professionnelle reconnue A. I. Lg.

---

**JANVIER 1914.**

---

**ÉDITORIAL.**

Les pompes centrifuges à 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. — L'auteur résume ainsi le but qu'il s'est proposé :

- 1) Vérifier les lois générales formulées par la théorie qu'il établit;
- 2) Déterminer les coefficients nécessaires à une théorie pour permettre le calcul des dimensions principales d'une pompe réalisant un programme imposé ;
- 3) Etablir l'influence des éléments qui échappent en partie, à toute théorie, nombre d'aubes, forme du diffuseur, etc. ;
- 4) Formuler, en conclusions, les conditions à réaliser pour obtenir le maximum de rendement possible dans des conditions déterminées.

La réalisation de ce programme met à la disposition des constructeurs et des installateurs de pompes une documentation utile et utilisable.

Nous commençons, dans ce numéro, la publication de cet important mémoire.

Notons en passant que si l'exposé de la théorie des pompes centrifuges a souvent été fait, on peut dire que l'analyse expérimentale complète du fonctionnement des pompes centrifuges n'a jamais été présentée dans une revue, avec les dessins de la pompe étudiée et le tracé des roues et des diffuseurs employés.

Dans un premier chapitre, l'auteur donne la description et le fonctionnement d'une pompe centrifuge.

Il rappelle les éléments de la théorie du fonctionnement et donne un résumé de l'analyse mathématique complète du problème, mettant ainsi en évidence le rôle de chacun des facteurs.

Il constate que cette théorie conduit à des résultats analogues à ceux qu'a obtenus M. Rateau dans une étude expérimentale, tout en donnant aux lois qu'il en déduit un caractère plus général et aux équations une forme plus explicite.

Il montre également quelle sera la forme des courbes caractéristiques des pompes.

Dans un second chapitre, il résume l'état actuel des recherches théoriques et expérimentales sur les pompes centrifuges et indique le programme des essais à effectuer.

Dans un troisième chapitre, il décrit l'installation qu'il a réalisée, ainsi que chacun des appareils. La pompe que l'auteur a étudiée spécialement en vue de donner la plus grande valeur pratique aux résultats de ses essais, fait l'objet d'une description particulièrement complète.

Dans un quatrième chapitre, il montre les précautions prises en vue d'assurer l'exactitude des mesures et décrit le tarage des appareils de mesure.

**Les avertisseurs de voie et les avertisseurs de locomotive (à propos de la catastrophe de Melun du 4 novembre 1913).**  
par J. CARLIER. — De terribles catastrophes, comme celle de Melun, viennent de temps à autre illustrer, de façon tragique, l'insuffisance de la signalisation visuelle. L'auteur fait observer, avec les autorités en la matière, que les accidents se produisent même par temps clair et que le brouillard n'est pas toujours à incriminer.

Les avertisseurs de voie ou de locomotive peuvent utilement compléter la signalisation visuelle. Les derniers surtout paraissent efficaces et leur emploi commence à se généraliser.

**Fondations sur pieux en béton armé pour hauts fourneaux et usines métallurgiques,** par ARMAND BAAR, ingénieur A. I. Lg. Mémoire présenté au Meeting de l'*Iron and Steel Institute*, tenu à Bruxelles, en septembre 1912. — Dans cette courte notice, l'auteur rappelle le principe du pieu système Frankignoul et montre, par une série d'exemples, que ce système permet de solutionner complètement, dans les cas les plus divers, le problème de l'établissement des grands outils de la sidérurgie moderne sur des terrains parfois fort mauvais.

## 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 DES MINES, DE LA MÉTALLURGIE

232/10

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

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

ANNUAIRE DE L'ASSOCIATION DES INGÉNIEURS SORTIS DE L'ÉCOLE DE LIÈGE

Union Professionnelle Reconnue.

A. I. Lg.

JANVIER 1914 7, Place du 20 août, 7

TOME V. — 1<sup>er</sup> NUMÉRO LIÈGE

### SOMMAIRE :

Mémoires :	Pages.
1. 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 . . . . .	1
2. J. GARLIER. — Les avertisseurs de voie et les avertisseurs de locomotive (à propos de la catastrophe de Melun du 4 novembre 1913) . . . . .	57
3. ARMAND BAAR. — Fondations sur pieux en béton armé pour hauts fourneaux et usines métallurgiques . . . . .	73
<b>Bulletin :</b>	
1. P. GILARD. — La combustion superficielle sans flamme et ses applications industrielles. . . . .	81
2. Revue des Périodiques techniques Belges. . . . .	94
3. Extraits de Revues techniques étrangères . . . . .	103
<b>Bibliographie :</b>	
1. Les progrès de la chimie en 1912 . . . . .	111
2. Beitrag zur Untersuchung des Gusseisens . . . . .	112
3. Guide pratique pour la pose et l'entretien des conduites . . . . .	113

Pl. 1 à 4

### 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, URGIO HOEPLI.

LONDRES, WILLIAM ET NORGATE. — TURIN, BOCCA FRÈRES.

REPRODUCTION INTERDITE.

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