

Zeitschrift: Bulletin technique de la Suisse romande
Band: 85 (1959)
Heft: 12

Artikel: Actualité industrielle (4)
Autor: [s.n.]
DOI: <https://doi.org/10.5169/seals-64121>

Nutzungsbedingungen

Die ETH-Bibliothek ist die Anbieterin der digitalisierten Zeitschriften. Sie besitzt keine Urheberrechte an den Zeitschriften und ist nicht verantwortlich für deren Inhalte. Die Rechte liegen in der Regel bei den Herausgebern beziehungsweise den externen Rechteinhabern. [Siehe Rechtliche Hinweise.](#)

Conditions d'utilisation

L'ETH Library est le fournisseur des revues numérisées. Elle ne détient aucun droit d'auteur sur les revues et n'est pas responsable de leur contenu. En règle générale, les droits sont détenus par les éditeurs ou les détenteurs de droits externes. [Voir Informations légales.](#)

Terms of use

The ETH Library is the provider of the digitised journals. It does not own any copyrights to the journals and is not responsible for their content. The rights usually lie with the publishers or the external rights holders. [See Legal notice.](#)

Download PDF: 30.03.2025

ETH-Bibliothek Zürich, E-Periodica, <https://www.e-periodica.ch>

armature passive, une partie de l'effort de précontrainte passera dans l'armature, qui se comprimera élastiquement parallèlement au fluage du béton.

Dans de telles conditions, si on suppose une surcharge accidentelle extraordinaire capable de produire une traction du béton, l'armature, à son tour, se décomprimera élastiquement, accentuant du même coup l'effort local de traction (fig. 14). On peut ainsi se demander si l'effet du remède n'est pas pire que le mal. Par ailleurs, une fissure qui se forme dans ces conditions risque de ne pas se refermer. A mon point de vue, il est préférable d'éviter toute traction sur les poutres extérieures des profils, qui sont des zones vulnérables pour la fissuration et limiter en tout cas les armatures passives à un faible pourcentage de la section de béton.

Les tractions consécutives aux efforts tangentiels sont beaucoup moins graves, puisque, en général, elles n'aboutissent pas sur les fibres extrêmes du profil.

b) Aciers des câbles

Les aciers sont destinés avant tout à créer l'effort de précontrainte, mais ils assurent aussi la sécurité à la rupture du profil. Cette dernière condition étant satisfaite, on doit prescrire la contrainte que l'on peut exercer lors de la mise en tension. Comme la sécurité à la rupture est pratiquement indépendante de la tension de précontrainte, on a intérêt à tolérer une tension aussi élevée que le permet le matériau à disposition pour rester dans un état élastique permanent. On est limité dans cette tension par le risque de rupture sur le chantier. Les conséquences d'une telle rupture sont différentes suivant le système d'ancrage qui permet de

remplacer plus ou moins facilement un câble qui s'est rompu accidentellement.

D'une manière générale, on doit tendre les câbles avec déformation élastique aussi grande que possible qui soit toujours un multiple des raccourcissements du béton dus au fluage et au retrait. C'est pourquoi les normes prescrivent non la résistance de l'acier, mais sa capacité de déformation élastique. La perte de tension relative dans les aciers en fonction de la tension de précontrainte, représentée sur le graphique de la figure 15, mesure la part d'incertitude sur la valeur finale de la tension, que l'on a intérêt à rendre minimum. Lorsque la tension augmente, cette perte relative diminue jusqu'à une certaine limite voisine de $0,7 \beta_s$, pour augmenter ensuite. Au-delà de cette valeur, la relaxation des aciers devient prépondérante, de sorte que l'on n'a plus intérêt à tendre les aciers au-delà de cette valeur, pour que la perte de tension relative soit minimum.

11. Conclusions

De ce qui précède, on peut dire que le calcul du béton précontraint exige de l'auteur du projet un examen méthodique de toutes les conditions physiques dans lesquelles l'ouvrage sera appelé à résister, pour s'assurer que toujours et en toute circonstance les contraintes resteront comprises, avec sécurité, entre les valeurs limites admissibles. L'étude doit porter sur les différentes phases de résistance de l'ouvrage, en tenant compte de l'effet des déformations instantanées et lentes qui produisent des pertes de tension avec le temps et peuvent engendrer aussi des moments parasitaires.

ACTUALITÉ INDUSTRIELLE 4

Comparaison entre la bache spirale du type Piguet et une bache conventionnelle

Grâce à l'amabilité des Ateliers des Charmilles, nous sommes en mesure de publier le résumé d'un article paru dans les *Informations techniques Charmilles* n° 7 (1958), dû à M. Bernard Chaix, ingénieur diplômé E.P.F., ancien assistant du professeur Ackeret.

La bache spirale conçue aux Ateliers des Charmilles par M. Piguet se distingue des constructions conventionnelles par une simplification des formes et par une utilisation plus rationnelle des tôles (fig. 1). Cette construction¹ permet de réaliser des bâches entièrement soudées pour des chutes et des dimensions qui exigeaient jusqu'à présent l'usage de pièces coulées.

Alors que la spirale classique présente en coupe méridienne un contour sinueux (fig. 1 - 2), les viroles de tôle de la nouvelle construction apparaissent comme de simples arcs de cercle. Ces viroles sont soudées aux entablements des anneaux d'entretoise (en K, fig. 1 et 2) de manière à ne pas être sollicitées à la flexion, mais seulement à la traction. Les épaisseurs des tôles peuvent être réduites en conséquence.

La nouvelle disposition des viroles, avec la réduction de l'encombrement qu'elle entraîne, donne aux sections de passage de l'eau un profil visiblement altéré. Une tôle de guidage légère (F, fig. 2) permet d'améliorer à peu de frais le profil hydraulique. Il reste cependant un angle rentrant et un arrondi de faible rayon dont les effets sur l'écoulement devaient être vérifiés.

Un modèle de la nouvelle bache a donc été soumis à des essais et comparé au modèle correspondant à la

construction conventionnelle². On a accentué la différence entre les deux profils hydrauliques, en choisissant un rayon de courbure ρ de la tôle de guidage (fig. 2 - 2) extrêmement petit.

Les mesures ont porté sur l'énergie, la vitesse et la direction de l'écoulement entre les entretoises et les directrices. Ces dernières mesures furent répétées pour différentes ouvertures du vannage. Les essais ont été effectués à l'aide de modèles en bois et en cellulose, parcourus par un écoulement d'air; recouverts d'un enduit de suie, ces modèles permirent également l'observation du comportement de la couche-limite. (Au banc d'essais aérodynamiques, on atteint, à puissance et à dimensions égales, des nombres de Reynolds qui ne sont que de 30 % inférieurs à ceux réalisés à l'aide d'un banc d'essais hydraulique.)

Les résultats de mesure, transposés au prototype (en l'occurrence une turbine Francis de vitesse spécifique moyenne) montrent que la puissance dissipée dans la bache et le distributeur reste inférieure à 2 % dans les deux constructions. Pour les ouvertures moyennes du distributeur, la nouvelle bache est nettement supérieure à l'ancienne, du point de vue hydraulique. Dans un domaine de surouverture qui n'entre pas en ligne de compte aux vitesses spécifiques considérées, la comparaison serait par contre moins favorable à la nouvelle

¹ Brevet suisse n° 322758.

² Le professeur Ackeret, à Zurich, a bien voulu faire exécuter les essais dans le laboratoire d'aérodynamique de l'E.P.F., les nouveaux laboratoires des Ateliers des Charmilles étant alors encore en construction.

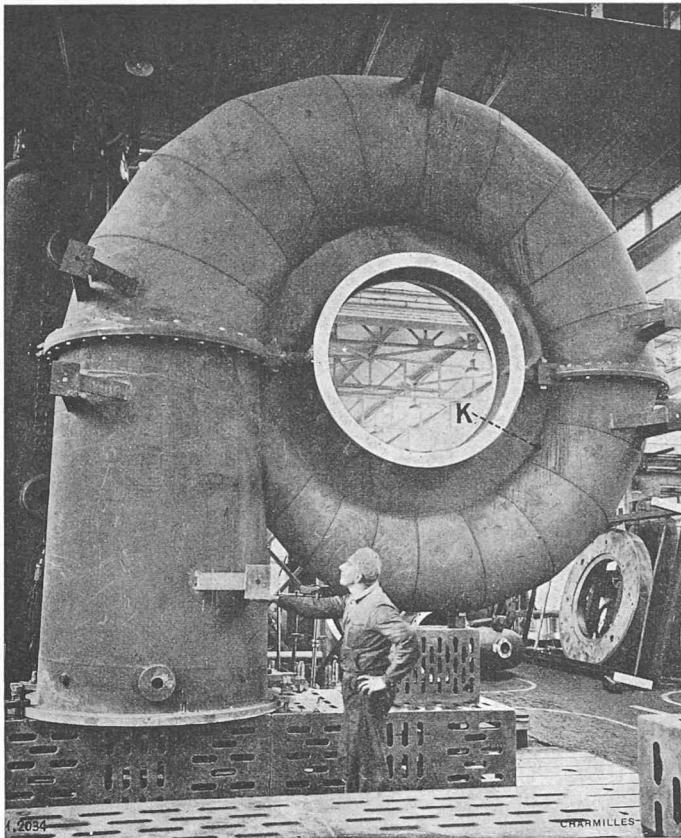


Fig. 1. — Bâche en tôle soudée selon la construction brevetée Piguet-Charmillles

pour une turbine Francis fonctionnant sous 23 m de chute. Les viroles sont cintrées en arcs de cercle jusqu'à leurs points d'attache K sur les entablements supérieurs et inférieurs de l'anneau d'entretoises.

bâche. Il apparaît d'ailleurs que l'on peut notablement modifier le domaine de fonctionnement optimum de la bâche en faisant varier l'angle de calage des entretoises.

Il est intéressant de relever qu'en aval de l'arrondi de petit rayon ρ aucun épaissement anormal de la couche-limite sur les fonds n'a pu être décelé. On comprendra que l'obstacle que représente cet épaulement ne perturbe pas l'écoulement si on se souvient qu'à la vitesse méridienne se superpose une importante composante périphérique.

Les résultats acquis n'ont pas seulement montré que la bâche Piguet allie à ses avantages constructifs d'excellentes qualités hydrauliques : ils ont permis également d'analyser l'écoulement au point de découvrir des perfectionnements dont les tracés ultérieurs bénéficieront.

Les turbines à vapeur de grande puissance et leur rentabilité³

La première turbine à vapeur *Brown Boveri* a été livrée en 1901, de Baden, à la société Wild & Abegg, à Turin. C'était une turbine à condensation de 250 kW pour de la vapeur à 13 kg/cm² et 250° C, qui tournait à 3000 t/min et entraînait directement l'alternateur. Au cours des années, la puissance unitaire ne fit que croître et trente ans après avoir commencé la construc-

³ Article de E. A. Kerez, paru dans la *Revue Brown Boveri* n° 7-8, 1958.

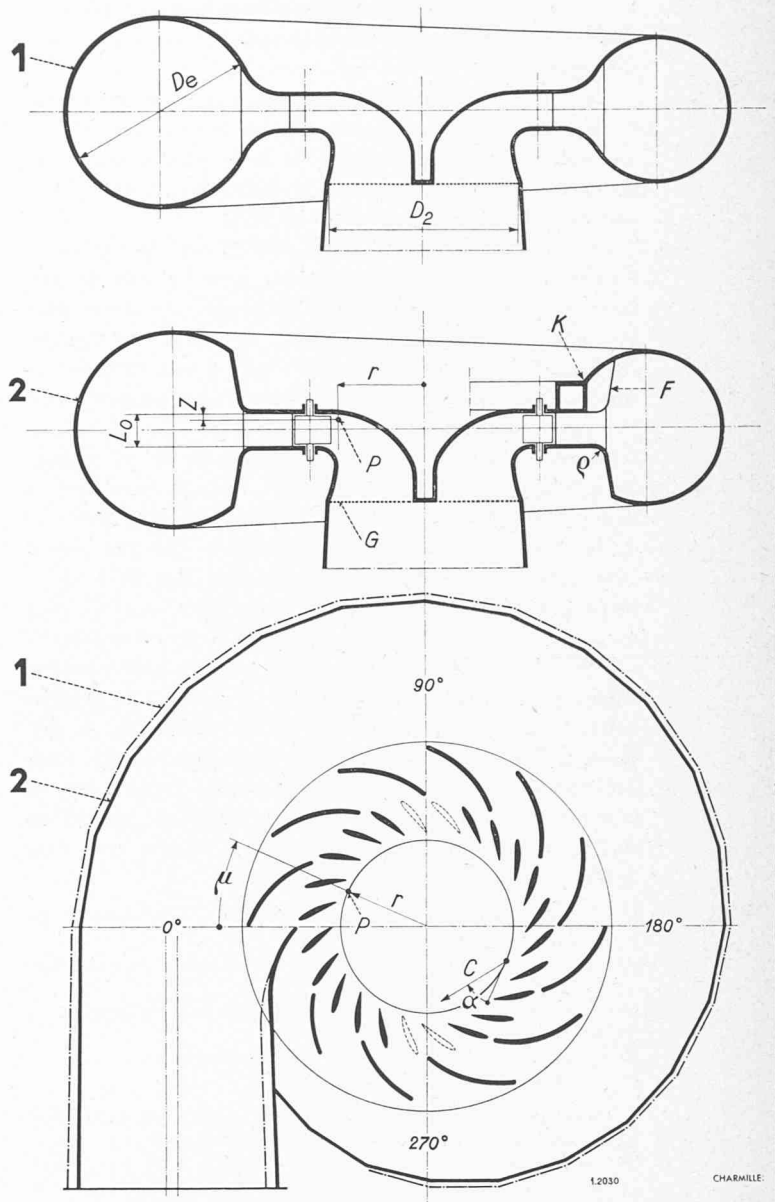


Fig. 2. — Profils hydrauliques des deux modèles de bâche Charmilles essayés au Laboratoire d'aérodynamique de l'Ecole polytechnique fédérale à Zurich.

1. Modèle de bâche conventionnelle.
2. Modèle de bâche Charmilles, type Piguet.

Dans l'élévation :

- D_e diamètre de la conduite à l'entrée de la bâche ;
- D_2 diamètre de sortie de la roue. Ici : $D_2 \cong D_e$.

Particularités de la bâche Piguet :

- K point d'attache des viroles à l'entablement de l'anneau d'entretoises, visible aussi dans la figure 1 ;
- F tôle mince de guidage ;
- ρ rayon de courbure, délibérément choisi très petit ;
- z distance entre la joue de l'entablement supérieur et la sonde.

Dans le plan :

- Entretoises et directrices identiques pour les deux modèles. μ et r sont, avec z , les coordonnées cylindriques du point P où la mesure est effectuée.

Dans la moitié de droite :

- L'ouverture du distributeur correspond à la course angulaire $\Phi_0 = 35^\circ$, soit les neuf dixièmes de la course du prototype.

Dans la moitié de gauche :

- Course angulaire $\Phi_0 = 50^\circ$, supérieure de 10° au maximum du prototype.

tion de ce type, la plus grande turbine BBC développait déjà une puissance de 50 000 kW à 3000 t/min. Après le ralentissement imposé par la crise économique des années 1930 et par la période des hostilités de 1939 à 1945 commença une nouvelle période caractérisée par

des perfectionnements rapides provoqués par la croissance soudaine, à travers le monde entier, de la demande d'énergie.

Les plus grandes unités actuellement demandées sur le continent européen se situent entre 120 000 et 150 000 kW, exception faite de la Grande-Bretagne et de la France, où des unités de 200 000 et 250 000 kW ont été commandées en 1955 et 1957.

De plus, dans l'état actuel des choses, la turbine à vapeur entraînant un alternateur joue un rôle de premier plan pour la production d'énergie électrique dans les centrales nucléaires. Le genre de la turbine dépend de la nature du réacteur. S'il s'agit d'une installation uniquement destinée à la fourniture d'énergie électrique, la vapeur délivrée par le réacteur a une pression relativement basse et est le plus souvent de la vapeur saturée ou faiblement surchauffée. Dans la construction des réacteurs, une tendance à augmenter la pression de la vapeur ainsi que la surchauffe se fait cependant jour, de telle sorte qu'il est possible que la turbine basse pression prévue jusqu'à maintenant soit de plus en plus remplacée par des turbines haute pression.

Pour des turbines à vapeur de grande puissance, la rentabilité présente un caractère essentiel. On se pose souvent la question de savoir s'il est préférable de disposer d'une installation relativement bon marché mais présentant un moins bon rendement, plutôt que le contraire. Pour répondre à cette question, rappelons que la rentabilité d'une installation à vapeur peut être déterminée par les facteurs suivants :

K = prix de l'ensemble de l'installation, en frs/kW de charge nominale ;
 q = consommation de chaleur de l'ensemble de l'installation, en kcal/kWh ;
 t_a = durée de service annuelle en h à charge nominale ;
 P = charge nominale en kW ;
 F = prix du combustible en frs/ 10^6 kcal ;
 D = annuité de renouvellement.

Pour comparer deux installations de même puissance, destinées au même usage, on peut déterminer une durée de service annuelle critique pour laquelle elles sont aussi économiques l'une que l'autre. Cette durée peut être mise en évidence à l'aide de la relation suivante :

$$t_{a_{crit.}} = \frac{\Delta K \cdot D \cdot 10^6}{\Delta q \cdot F}$$

où ΔK et Δq représentent les différences de prix du kW installé et de la consommation en kcal/kWh entre les deux installations.

Pour $t_a > t_{a_{crit.}}$, la préférence ira à l'installation plus chère et de meilleur rendement, tandis que pour $t_a < t_{a_{crit.}}$, on préférera au contraire l'installation meilleur marché et de moins bon rendement.

Il est également intéressant d'analyser les conséquences financières d'une différence de consommation de chaleur égale à 1 kcal/kWh. Le calcul montre que l'augmentation ou la diminution annuelle des dépenses correspondant à une différence de consommation de chaleur égale à 1 kcal/kWh peut être évaluée à l'aide de la relation :

$$M = \frac{t_a P F}{10^6} \text{ frs/année}$$

et que la valeur capitalisée par kcal/kWh vaut alors :

$$k = \frac{100 M}{D} \text{ frs.}$$

A titre d'exemple, si on prend une installation d'une puissance nominale de 100 000 kW, pour une durée annuelle de 7000 h et un prix de combustible de Fr. 10/ 10^6 kcal, on constate que la variation de la dépense annuelle par kcal/

kWh s'établit à Fr. 7000.— La valeur capitalisée par kcal consommée en plus ou en moins par kWh, atteint pour une période de renouvellement de 15 ans et un intérêt de 6 % (annuité $D = 10,3$ %) Fr. 68 000.—

L'installation présentant une consommation de chaleur réduite peut donc coûter, en l'occurrence, Fr. 68 000.— de plus par kcal/kWh de différence sur la consommation de chaleur que l'installation de même grandeur ayant une consommation plus forte, le prix de revient du kWh étant le même.

Lorsqu'il s'agit de déterminer la grandeur optimum d'une unité génératrice, il faut considérer, outre la disponibilité et la sécurité de marche, la rentabilité, c'est-à-dire le prix du kW installé, le rendement, la durée de service annuelle prévue, le prix du combustible et la rémunération du capital. Si l'augmentation de la puissance unitaire et des états de la vapeur vive n'apporte pas, en même temps qu'une réduction du prix du kW installé et de la consommation de chaleur, une diminution des frais de surveillance et d'entretien ainsi qu'une sécurité de marche égale, elle n'a aucune raison d'être du point de vue économique.

Pompe à eau lourde

Les Ateliers des Charmilles S. A. de Genève ont récemment livré une pompe à eau lourde, destinée au circuit de purification d'eau lourde du réacteur de recherches Diorit, que construit actuellement la Société Réacteur S. A., à Würenlingen.

Pour la conception de cette pompe centrifuge, qui débite 45 l/min sous une hauteur manométrique de 50 m, les Ateliers des Charmilles se sont inspirés du principe utilisé depuis plus de vingt-cinq ans dans les circulateurs d'eau pour chauffages centraux, construits par leurs usines de Châtelaine.

Cette pompe est du type à moteur protégé par une capsule en acier inoxydable permettant à l'eau de circuler dans l'entrefer, ce qui évite tout joint d'arbre et élimine ainsi toute possibilité de fuites. Ce point est capital, en raison de la radioactivité de l'eau lourde et de son prix élevé (plus de 200 fr./litre actuellement).

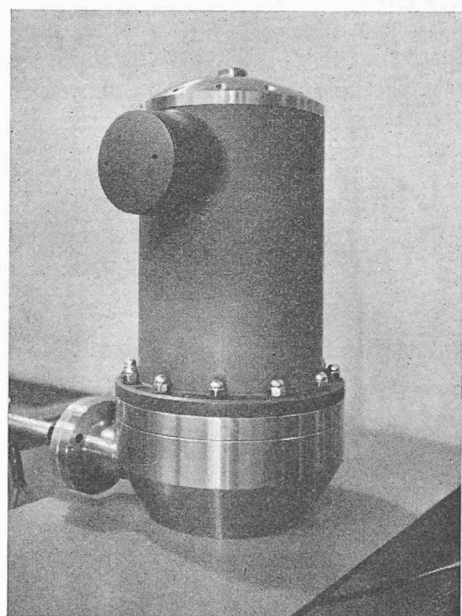


Fig. 3. — La pompe à eau lourde réalisée par les Ateliers des Charmilles.

Tous les organes en contact avec l'eau lourde sont en acier inoxydable et les surfaces présentent un fini très poussé. Des dispositions adéquates ont été prises, afin de permettre une vidange parfaite de l'eau lourde, dont le volume dans la pompe a en outre été réduit au minimum. Les joints, qui n'existent qu'entre des éléments fixes, sont tous doubles, avec détection de fuite intermédiaire. Les paliers, en matière synthétique spéciale, sont lubrifiés par l'eau lourde elle-même. La butée axiale, brevetée, du type hydrostatique, représente une simplification intéressante par rapport au palier Mitchell généralement utilisé pour ce genre d'appareil.

La *sécurité de marche* de cette pompe a été mise en évidence par de nombreux essais d'endurance, au cours desquels notamment la pompe fut soumise, sans le moindre dommage, à plus de 36 000 démarrages successifs. L'eau lourde traversant la pompe n'atteint pas des températures trop élevées, ce qui permet de l'utiliser pour le refroidissement du moteur et simplifie ainsi grandement l'installation.

Avant d'être livrée à Réacteur S.A., cette pompe a subi avec succès des tests d'étanchéité à l'hélium extrêmement sévères, divers essais de fonctionnement et finalement une épreuve d'endurance de 1000 heures avec de l'eau légère distillée. Après ces essais, toutes les pièces ont été soigneusement contrôlées et nettoyées (dégraissage, décapage préliminaire, décapage principal, passivation, neutralisation et rinçage à l'eau déminéralisée). Le remontage définitif a été effectué à mains gantées, tout équipement destiné à l'énergie nucléaire devant présenter en effet une propreté pratiquement chirurgicale.

La haute qualité des matériaux utilisés, les nombreuses précautions dont s'entourent la fabrication et le montage ainsi que les essais et les contrôles extrêmement sévères exposés brièvement plus haut conduisent inévitablement à des prix de revient élevés, mais qui sont justifiés par les exigences auxquelles doit répondre le matériel destiné à l'énergie nucléaire, exigences qui n'ont rien de commun avec les normes appliquées, pour les utilisations classiques, à des appareils analogues dans leur fonction.

La *figure 3* reproduit la photographie de la pompe à eau lourde réalisée par les Ateliers des Charmilles, tandis que la *figure 4* représente une coupe longitudinale de cette pompe.

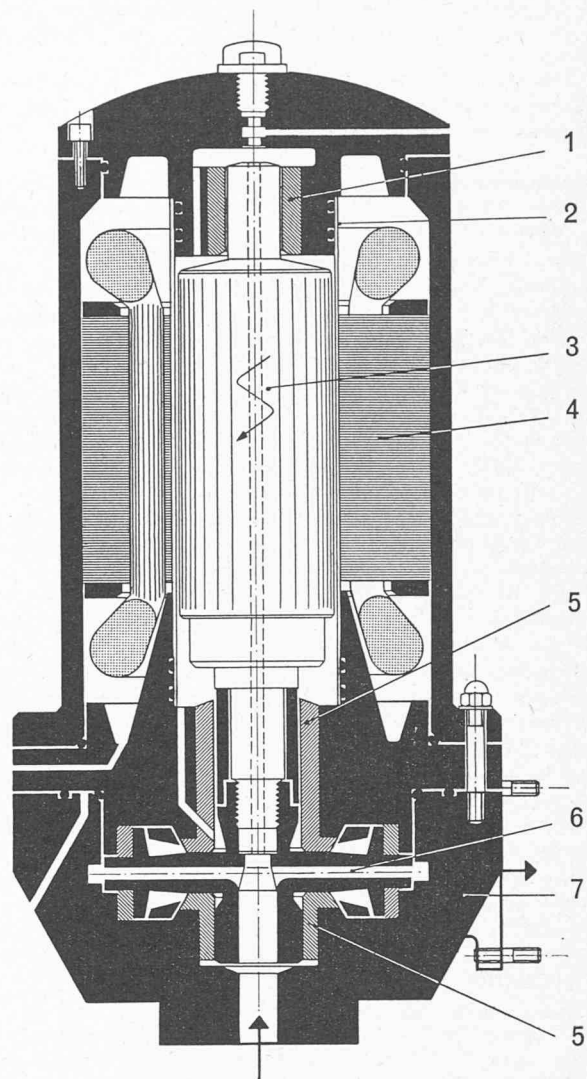


Fig. 4. — Coupe longitudinale de la pompe à eau lourde réalisée par les Ateliers des Charmilles.

- | | | |
|---------------------|------------------|----------|
| 1. Palier supérieur | 4. Stator | 6. Roue |
| 2. Gaine | 5. Paliers butés | 7. Bâche |
| 3. Rotor | | |

BIBLIOGRAPHIE

Le maçon. Images d'un métier. Monographie éditée par l'Association suisse pour l'orientation professionnelle et la protection des apprentis et par la Société suisse des entrepreneurs, avec la collaboration de la Fédération vaudoise des entrepreneurs. — Une plaquette 15×21 cm, 40 pages, illustrations.

Destinée aux conseillers de profession, aux instituteurs, aux professeurs ainsi qu'à tous ceux qui sont appelés à guider les jeunes gens lors du choix d'un métier, cette publication contient une documentation sur le métier de maçon que les auteurs ont voulue complète et objective, espérant ainsi être utiles aux éducateurs autant qu'aux parents et servir à la fois la cause d'un beau métier et celle de l'orientation professionnelle.

Sommaire : Des pyramides aux gratte-ciel. — L'activité du maçon. — Les aptitudes professionnelles du maçon. — Les étapes de la formation professionnelle. — Le champ d'activité ouvert au maçon. — Les possibilités d'avancement offertes au maçon. — Les conditions de travail dans la maçonnerie et le génie civil.

Rupture par flambements des ensembles élastiques.

— II. Flambement des portiques à étages, par *Pierre Lacroix*, ingénieur A. et M. Paris V (61, bd Saint-Germain), Editions Eyrolles, 1958. — Une plaquette 21×27 cm, 16 pages, 12 figures, 5 abaques. Prix : broché, 490 fr. français.

Cette brochure fait suite à celle du même auteur sur le flambement des portiques multiples.

Après avoir rappelé la complexité du problème du flambement des ensembles élastiques et la nécessité d'évaluer correctement les longueurs de flambement des éléments d'une ossature, l'auteur se propose de déterminer les charges critiques pour les portiques à étages.

Il développe une théorie, basée sur l'adjonction de forces horizontales auxiliaires, au cours de l'étude complète du portique à cinq étages, encastré à sa base et soumis à deux charges verticales. Le calcul aboutit à une équation caractéristique. La résolution de cette équation a permis de tracer un abaque donnant les charges critiques d'un portique en fonction de ses dimensions et des sections de ses éléments.