

Zeitschrift: Bulletin technique de la Suisse romande
Band: 76 (1950)
Heft: 4

Artikel: Sur le choix du nombre d'étages des turbo-compresseurs centrifuges
Autor: Valdenazzi, G.-L.
DOI: <https://doi.org/10.5169/seals-57420>

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: 02.02.2025

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

BULLETIN TECHNIQUE DE LA SUISSE ROMANDE

Paraissant tous les 15 jours

ABONNEMENTS :Suisse : 1 an, 20 francs
Etranger : 25 francs

Pour sociétaires :

Suisse : 1 an, 17 francs
Etranger : 22 francsPour les abonnements
s'adresser à la librairie**F. ROUGE & Cie**
à LausannePrix du numéro :
1 fr. 25

Organe de la Société suisse des ingénieurs et des architectes, des Sociétés vaudoise et genevoise des ingénieurs et des architectes, de l'Association des anciens élèves de l'Ecole polytechnique de l'Université de Lausanne et des Groupes romands des anciens élèves de l'Ecole polytechnique fédérale.

COMITÉ DE PATRONAGE. — Président : R. NEESER, ingénieur, à Genève ; Vice-président : G. EPITAUX, architecte, à Lausanne ; secrétaire : J. CALAME, ingénieur, à Genève. — Membres : *Fribourg* : MM. † L. HERTLING, architecte ; P. JOYE, professeur ; *Vaud* : MM. F. CHENAUX, ingénieur ; E. D'OKOLSKI, architecte ; A. PARIS, ingénieur ; CH. THÉVENAZ, architecte ; *Genève* : MM. L. ARCHINARD, ingénieur ; E. MARTIN, architecte ; E. ODIER, architecte ; *Neuchâtel* : MM. J. BÉGUIN, architecte ; G. FURTER, ingénieur ; R. GUYE, ingénieur ; *Valais* : MM. J. DUBUIS, ingénieur ; D. BURGNER, architecte.

Rédaction : D. BONNARD, ingénieur. Case postale Chauderon 475, LAUSANNE

TARIF DES ANNONCESLe millimètre
(larg. 47 mm) 20 cts
Réclames : 60 cts le mm
(largeur 95 mm)Rabais pour annonces
répétées**ANNONCES SUISSES S.A.**5, Rue Centrale
Tél. 2 33 26LAUSANNE
et Succursales**CONSEIL D'ADMINISTRATION DE LA SOCIÉTÉ ANONYME DU BULLETIN TECHNIQUE**

A. STUCKY, ingénieur, président ; M. BRIDEL ; G. EPITAUX, architecte ; R. NEESER, ingénieur.

SOMMAIRE : Sur le choix du nombre d'étages des turbo-compresseurs centrifuges, par G.-L. VALDENAZZI, Dr.-Ing. — La standardisation en Finlande, par ETIENNE PORRET, architecte, Stockholm. — LES CONGRÈS : Union internationale des architectes. — Ecole polytechnique de l'Université de Lausanne : Diplômes. — BIBLIOGRAPHIE. — ERRATUM. — SERVICE DE PLACEMENT. — INFORMATIONS DIVERSES.

SUR LE CHOIX

DU NOMBRE D'ÉTAGES DES TURBO-COMPRESSEURS CENTRIFUGES

par G.-L. VALDENAZZI, Dr.-Ing., Mem. A.S.M.E.

Parmi les problèmes les plus délicats qui se posent dans le projet d'une turbo-machine, il y a le problème du choix du nombre d'étages ; en effet, le nombre d'étages a une grande influence sur le rendement et le coût de la machine. Pour cette raison, il existe un grand nombre de méthodes, plus ou moins rationnelles, à partir des plus simples, valables pour les turbo-machines à fluides incompressibles, jusqu'à celles, plus compliquées, employées pour les turbines à vapeur. Le but de cette étude est de trouver, à l'aide des lois de similitude, une méthode rationnelle valable pour les turbo-machines en général, mais discutée seulement pour les turbo-compresseurs centrifuges, et dans l'hypothèse de gaz parfaits. On donnera, de cette méthode, qui a été employée avec succès par l'auteur dans quelques cas, une simple application numérique, précédée par des considérations générales sur le rendement des roues centrifuges.

1. Considérations sur les lois de similitude appliquées aux turbo-machines à gaz

Nous renvoyons, pour la discussion détaillée du problème de la similitude physique, à la littérature spéciale que nous avons recueillie dans un travail précédent [3]¹. On doit seulement rappeler ici que dans deux turbo-machines à gaz, géométriquement semblables, les phénomènes fluodynamiques sont physiquement semblables (ce qui signifie qu'on peut

décrire complètement les phénomènes dans l'une des machines, en connaissant ceux qui se passent dans l'autre), quand les grandeurs sans dimensions ci-dessous sont égales en deux points géométriquement correspondants¹ :

- | | | |
|--|------------------------------|-------|
| 1. Le coefficient de débit. | $\varphi = \frac{c_m}{u}$ | } (1) |
| 2. Le nombre de Mach. | $Ma = \frac{c}{c_s}$ | |
| 3. L'exposant de l'adiabatique | $k = \frac{c_p}{c_v}$ | |
| 4. Le nombre de Reynolds | $Re = \frac{D \cdot c}{\nu}$ | |
| 5. Le nombre de Prandtl. | $Pr = \frac{a}{\nu}$ | |

c = une vitesse quelconque. m/sec
 c_m = la composante méridienne de la vitesse m/sec
 c_s = la vitesse du son m/sec
 u = la vitesse périphérique du rotor. m/sec
 D = une dimension linéaire m

¹ Les chiffres entre crochets se rapportent à la bibliographie citée à la fin de l'article.

¹ On ne considère pas les phénomènes dus à la pesanteur du gaz, pour lesquels on devrait introduire la considération du nombre de Froude.

ν	= la viscosité cinématique du gaz = $\frac{\eta}{\rho}$	m^2/sec
a	= le coefficient de conductibilité thermique du gaz	m^2/sec
c_p, c_v	= les chaleurs spécifiques à pression et à volume constants	$\text{kcal}/\text{kg } ^\circ\text{C}$
R	= constante de Clapeyron	m^3/K
g	= accélération de la pesanteur	m/sec^2
μ	= viscosité dynamique	$\text{kg sec}/\text{m}^2$
ρ	= densité	$\text{kg sec}^2/\text{m}^4$

Dans le cas le plus général, au point de vue des applications, on n'a pas besoin de décrire tous les phénomènes fluodynamiques dans une turbo-machine, mais seulement de trouver quelques grandeurs fondamentales. Parmi ces grandeurs il y a d'abord, en ordre d'importance, le rendement, qui permet de juger de la perfection technique de la machine au point de vue de l'économie d'exploitation.

Dans le cas des turbo-compresseurs, on définit plusieurs rendements, en comparant la dépense réelle d'énergie nécessaire pour comprimer un kilo de gaz, à la dépense idéale qu'on aurait si le gaz suivait, pendant sa compression, des transformations thermodynamiques bien déterminées. En appelant H_{ad} et H_{is} les travaux adiabatiques et isothermiques de compression idéale d'un gaz entre certaines limites de pression et à partir d'une certaine température, et H le travail réel, on aura pour le rendement adiabatique et pour le rendement isothermique les expressions suivantes :

$$\eta_{ad} = \frac{H_{ad}}{H} \quad \eta_{is} = \frac{H_{is}}{H} \quad (2)$$

Dans deux machines physiquement semblables le rapport entre deux énergies correspondantes est constant ; par conséquent, le rendement le sera aussi. On peut alors trouver le rendement qu'aura un compresseur, en le mesurant sur un autre compresseur physiquement semblable ; ce deuxième compresseur pouvant être un modèle à une échelle réduite.

Une autre grandeur sans dimensions intéressantes pour les applications est le nombre de pression :

$$\psi = \frac{H_{ad}}{\frac{u^2}{2g}} \quad (3)$$

Mais H_{ad} est lié au rapport de compression par une relation bien définie :

$$H_{ad} = \frac{k}{k-1} RT_o \left(r^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right) \quad (4)$$

où T_o est la température du gaz au début de la compression, et r le rapport de compression.

Si nous substituons à u la vitesse périphérique du rotor, u_2 , l'équation (3) a une signification physique réelle :

ψ est une grandeur sans dimensions qui mesure l'aptitude du compresseur à créer de la pression, pour une vitesse périphérique donnée de la roue.

2. Sur la base des considérations faites, on voit qu'il est possible d'étudier un projet sur un modèle à une échelle réduite, et qu'il est suffisant de mesurer les grandeurs η et ψ pour chaque condition de fonctionnement du compresseur. Or, une condition de fonctionnement est déterminée par une valeur de chacune des grandeurs ϕ, Ma, k, Re, Pr . En d'autres termes, un essai complet est possible en faisant varier les grandeurs susdites entre certaines limites (qui correspondent à la marche ordinaire de la machine).

En réalité, il est impossible d'obtenir pour la machine en vraie grandeur et le modèle l'égalité de toutes les grandeurs (1) et cela pour des raisons pratiques (impossibilité de changer l'accélération de la pesanteur, difficulté dans le choix des viscosités, etc.). On renonce, dès lors, à une partie de ces conditions, en employant ainsi une « similitude approchée ».

D'autres faits favorisent cette simplification : par exemple, si la compression est faite sans réfrigération et si la machine n'est pas trop petite, l'égalité de Pr n'est plus nécessaire. Quand les vitesses en jeu sont suffisamment inférieures à la vitesse de propagation du son dans le gaz, on peut négliger l'égalité de Ma ; k peut différer entre les deux machines si le rapport de compression est faible. Enfin, il n'est plus nécessaire de réaliser l'égalité du nombre de Reynolds quand il est suffisamment grand.

Dans le cas le plus simple, c'est-à-dire pour des machines à dimensions suffisamment grandes, pour des vitesses inférieures à celles de propagation du son, pour des conduits sans réfrigération et pour des rapports de compression faibles, il est suffisant de décrire expérimentalement les lois :

$$\psi = \psi(\phi) \quad \eta = \eta(\phi) \quad (5)$$

sur le modèle, pour avoir une connaissance presque exacte des lois correspondantes du prototype.

3. Supposons maintenant de considérer le simple cas décrit par les équations (5), cas d'ailleurs très fréquent. Quand on a expérimenté le modèle on aura des courbes η et ψ dont la figure 1 donne une idée. Dans le compresseur relatif à cette

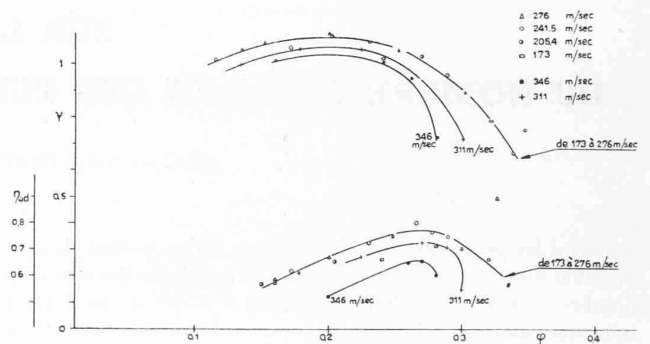


Fig. 1.

figure les courbes des ψ coïncident pratiquement jusqu'à une vitesse u_2 de 276 m/sec, tandis que, pour des vitesses supérieures, les courbes de ψ sont différentes ; la raison est à rechercher dans le fait que pour ces vitesses l'égalité du nombre de Mach est requise.

La figure 2 est relative à un compresseur pour turbo-réacteur d'aviation, à vitesse périphérique très élevée ; les courbes des ψ sont nettement séparées.

Les courbes des rendements sont plus sensibles que celles des ψ aux déviations de la similitude exacte. Ainsi, dans la figure 1, les points relatifs aux rendements, jusqu'à 276 m/sec, sont bien plus dispersés, et il a été plus difficile de trouver une courbe moyenne satisfaisante.

Pour deux courbes de η et de ψ , correspondant à la même vitesse u_2 , on a les maxima de η et de ψ pour des valeurs différentes de ϕ , sauf dans quelques cas particulier.

Si nous considérons comme satisfaisant, au point de vue du rendement, le couple des valeurs η et ψ correspondant au rendement maximum, on aura une condition bien déterminée de fonctionnement, que nous appellerons « normale ». Le

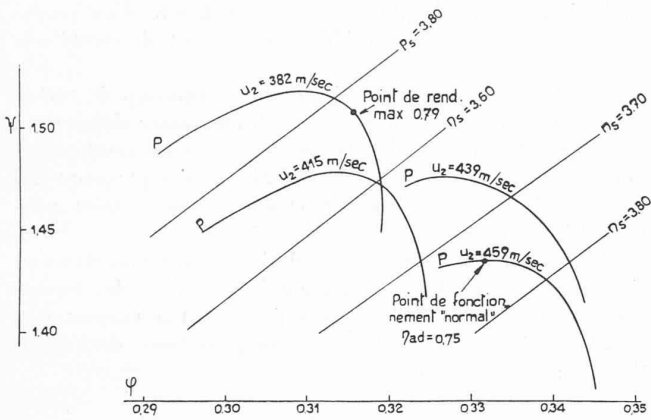


Fig. 2.

couple des valeurs ψ et ϕ est donc capable de définir à quelle condition doit fonctionner la machine afin qu'elle soit caractérisée par le rendement maximum. Quelquefois on renonce à considérer comme « normale » la condition de rendement maximum, pour avoir, par exemple, des machines à coefficient ψ de valeur notable, ce qui permet une construction plus réduite et plus légère.

4. Chaque compresseur d'une famille de machines physiquement semblables, fonctionnant aux conditions « normales », est caractérisé, nous l'avons vu, par un couple ψ et ϕ bien déterminé. Mais cela se vérifie aussi pour des machines qui ne sont pas géométriquement semblables, mais seulement de forme analogue (p. ex. pour des machines destinées au même service, mais projetées par des constructeurs différents). En d'autres termes, dans deux de ces machines le rendement ou le ψ maximum sont définis par les mêmes valeurs de ϕ et de ψ . Le couple des valeurs ϕ et ψ est donc capable de caractériser le type de construction d'un compresseur. Ainsi un simple compresseur axial, à un seul étage, pour des nombres de Reynolds suffisamment élevés (au-delà de 90 000, référés à la corde du profil des aubes distributrices, par exemple) et pour des nombres de Mach suffisamment faibles (au-dessous de 0,7) est capable d'un fonctionnement satisfaisant pour des valeurs de ϕ assez proches de l'unité, et pour des valeurs de ψ de 0,6 à 0,7, avec un nombre d'aubes suffisamment élevé et avec une construction soigneusement étudiée. Toute déviation de ces valeurs cause, dans la machine ainsi construite, des variations de rendement d'autant plus remarquables que la déviation susdite sera plus grande.

5. Du couple des valeurs ϕ et ψ , capables de caractériser le type du compresseur, aux conditions de rendement maximum, on peut déduire une seule grandeur (qui se déduit, d'ailleurs, par un autre procédé) possédant telle propriété.

Dans le but de suivre une méthode que l'auteur a proposée dans un autre travail [3], et en nous bornant à considérer des compresseurs centrifuges formés par une roue suivie d'un diffuseur, définissons le rapport ϕ de la vitesse méridienne c_m à l'entrée du rotor (fig. 3), à la vitesse périphérique u_2 correspondante :

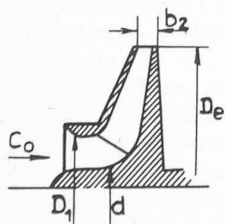


Fig. 3.

$$\phi = \frac{c_m}{u_2}$$

Cela dit, nous allons arranger une combinaison des valeurs ϕ et ψ comme suit :

$$\phi^{1/2} \cdot \psi^{-3/4}$$

le développement de laquelle nous donne :

$$c_m^{1/2} \frac{u_2}{(2gH_{ad})^{3/4}} \quad (6)$$

Mais la valeur de c_m nous est donnée par la relation

$$c_m = \frac{V_1}{S_1}$$

V_1 étant le débit volumétrique à l'entrée de la roue et S_1 la section d'entrée (fig. 3) :

$$S_1 = \frac{\pi}{4} (D_1^2 - d^2)$$

Si nous appelons δ le rapport

$$\delta = \frac{d}{D_1}$$

on pourra écrire

$$S_1 = D_1^2 (1 - \delta^2)$$

Enfin, comme

$$u_2 = \pi \cdot n_{(sec)} \cdot D_2$$

où $n_{(sec)}$ est le nombre des tours par seconde, en substituant ces valeurs dans l'équation (6), nous aurons :

$$\frac{2\pi}{\sqrt{\pi(1-\delta^2)}} \frac{D_2}{D_1} \eta_{(sec)} \frac{V_1^{1/2}}{(2gH_{ad})^{3/4}}$$

et en substituant aux tours par seconde le nombre de tours par minute, la dite expression deviendra

$$\frac{1}{60} \frac{2\pi}{\sqrt{\pi(1-\delta^2)}} \frac{D_2}{D_1} \eta V_1^{1/2} \frac{1}{(2gH_{ad})^{3/4}} \quad (7)$$

L'équation (7) est formée par deux termes : le premier

$$\frac{\sqrt{\pi}}{30 \sqrt{1-\delta^2}} \frac{D_2}{D_1} \quad (8)$$

est essentiellement géométrique ; le deuxième, au contraire, lie les caractéristiques de fonctionnement n , V_1 et H_{ad} de la machine.

Comme le couple des valeurs ϕ et ψ , pour des compresseurs semblables est constant, la valeur du terme

$$n_s = \frac{n V_1^{1/2}}{(2gH_{ad})^{3/4}} \quad (9)$$

sera aussi une constante que nous pouvons appeler *nombre de tours caractéristique*, puisqu'il est connu sous une telle dénomination (quoique sous une forme quelque peu différente) dans la théorie des machines hydrauliques ; on devrait toutefois l'appeler plus proprement *nombre de tours sans dimensions*, puisqu'il possède précisément cette propriété.

Il est évident que le terme (8) est constant, pour des compresseurs semblables, mais il l'est aussi à peu près pour des compresseurs qui ne sont pas rigoureusement semblables,

mais seulement de forme « analogue », en entendant, par une telle locution, une ressemblance très marquée entre les proportions constructives de l'une et de l'autre. C'est pourquoi on peut considérer n_s comme une relation à laquelle on doit satisfaire pour obtenir les conditions de rendement maximum, ou, plus généralement, les conditions « normales ».

Toutes les déductions ci-dessus énoncées ont été faites en supposant que le nombre de Reynolds, le nombre de Mach et toutes les autres expressions (1) soient telles à pouvoir les négliger. En beaucoup de cas, malheureusement, il n'en est pas ainsi ; toutefois l'expérience nous montre que le nombre de tours sans dimensions sert assez bien, même dans ce cas, à déterminer les conditions optima de fonctionnement de la machine.

6. Le nombre de tours n_s est lié, comme l'on voit par la (9), aux grandeurs caractéristiques de fonctionnement du compresseur. Lorsqu'un compresseur est destiné à élaborer un grand débit de gaz avec un faible rapport de compression, il devra être caractérisé par une valeur de n_s plus élevée que celle d'un compresseur élaborant un débit faible avec un fort rapport de compression, le nombre de tours étant égal. De cette façon, si, d'un côté, n_s représente, pour ainsi dire, le « nom » du compresseur (puisque'il est lié à sa forme), d'autre part, il représente le « nom » de l'utilisation. Si, par exemple, une certaine application pratique est caractérisée par $n_s = 4$ (c'est-à-dire le n_s construit avec les valeurs de V_1 , n , H_{ad} donne 4), on devra se tenir à un type de compresseur centrifuge bien défini, et ce sera celui pour lequel le couple optimum des valeurs φ et ψ est tel qu'il nous donne $n_s = 4$. Si nous choisissons un autre type de construction pour l'adapter au cas dont il s'agit, on aurait une mauvaise solution (ce qui, d'ailleurs, est parfois nécessaire pour des raisons particulières) car ce deuxième compresseur fonctionnerait avec des valeurs φ et ψ différentes de celles qui correspondent à la condition « normale ».

En conclusion, chaque application est caractérisée par une valeur de n_s déterminée ; chaque forme constructive de compresseur est aussi caractérisée par une valeur bien définie de n_s ; le problème du choix du compresseur optimum se ramène à faire coïncider les deux n_s .

7. Parmi les données de fonctionnement (n , V_1 , H_{ad}) d'une application, les valeurs V_1 et H_{ad} sont, en général, fixes, tandis que, pour ce qui en est du nombre de tours de la machine, on a souvent une certaine liberté dans le choix. Dans ce cas, en faisant varier n entre les limites consenties, nous aurons un ensemble de valeurs de n_s correspondant à différentes solutions constructives. Le problème du choix de la solution est en ce cas lié à beaucoup de considérations pratiques et économiques. Par exemple, la question du rendement : prenons en considération des machines ayant des dimensions suffisamment grandes, afin que la comparaison en soit plus aisée ; si les n_s de ces machines sont différents, les rendements aussi le seront, et on aura des machines à rendement plus élevé et des machines à rendement moins élevé ; le choix de la machine pourrait se faire sur la base du meilleur rendement. Mais il y a aussi d'autres facteurs à considérer, notamment le coût de l'installation, l'encombrement, etc. ; en tout cas c'est après une considération complète de tous ces problèmes qu'on choisit la machine.

Quelque chose de ce genre arrive dans les turbines hydrauliques, dans lesquelles, pour le choix du nombre des tours de l'installation, on prend en considération beaucoup de facteurs (le coût de la turbine et de l'alternateur, le rendement, etc.) ; une turbine Francis, par exemple, peut être construite avec un bon rendement pour des n_s compris entre 1,4 et 13 ; une turbine Kaplan entre 13 et plus de 30. En ce cas, le

choix de n_s est fondé plus que sur la recherche d'un rendement très élevé, sur des considérations de coût, de sûreté à la cavitation, etc.

Dans les compresseurs ainsi que dans beaucoup de turbo-machines opératrices, on a des conditions assez différentes. La rangée des n_s à choisir est restreinte et les rendements diffèrent beaucoup d'un type à l'autre. Il y a plusieurs circonstances ayant trait à ce fait, et nous allons en faire mention en peu de mots.

On remarque, d'abord, que les relations analytiques déduites ci-dessus nous permettent d'acquérir une idée des formes constructives des différents types de roue, par rapport aux variations de n_s . En effet, puisqu'on peut tirer, de l'équation (7) :

$$\eta_s = \frac{D_1}{D_2} \frac{30 \sqrt{1-\delta^2}}{\sqrt{\pi}} \varphi^{\frac{1}{2}} \psi^{-\frac{3}{4}} \quad (10)$$

on remarquera, d'abord, que si l'on doit choisir des n_s petits, on est forcé d'augmenter D_2 par rapport à D_1 , d'augmenter δ (c'est-à-dire construire des gros moyeux), de baisser la valeur de φ (c'est-à-dire de diminuer la vitesse du gaz à l'entrée par rapport à la vitesse périphérique) et d'augmenter la valeur de ψ . L'expérience et le calcul nous montrent que, pour augmenter ψ , il faut un nombre élevé d'aubes et qu'au lieu de la forme recourbée en arrière elles doivent prendre la forme radiale ou recourbée en avant (fig. 4 a) ; la forme du diffuseur

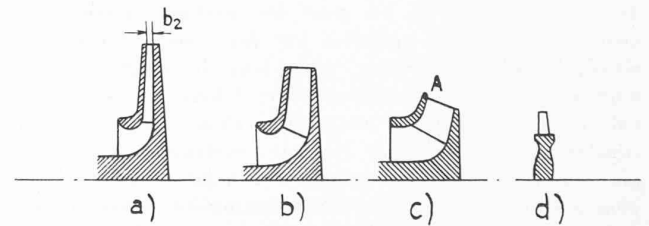


Fig. 4.

a aussi son influence sur la valeur de ψ ; les diffuseurs à aubes assurent, en effet, des valeurs de ψ plus élevées que les diffuseurs lisses.

On a, au contraire, des conclusions tout à fait opposées pour des valeurs de n_s élevées, de sorte que les formes de la construction se transforment, comme on le voit très clairement sur la figure 4.

Cela arrive aussi dans le domaine des turbines Francis ; par exemple pour $n_s = 2,2$ on a $\varphi = 0,15$ et $\psi = 2,3$, tandis que pour $n_s = 12,8$ on a $\varphi = 0,24$ et $\psi = 0,7$ (les ψ étant définis en correspondance du point A de la figure 4 c).

À ce point de vue, il serait très utile de posséder un instrument mathématique pour la recherche des rendements et des ψ en fonction de n_s , parce que nous pourrions, en ce cas, discuter les avantages des différentes formes de roue de la figure 4 et de leurs intermédiaires, ainsi que le fonctionnement d'une roue aux conditions différentes des « normales ». Jusqu'à présent, on n'a pas encore trouvé une méthode de calcul satisfaisante. On a essayé toutefois d'exprimer de quelque façon les pertes des turbo-machines motrices et opératrices : Vidmar, par exemple [4] et Pfleiderer [5] plus complètement, ont réussi à exprimer les pertes mécaniques et volumétriques des turbo-pompes en fonction de n_s (ou, à vrai dire, leurs résultats peuvent être exprimés en fonction de n_s).

Ils ont démontré que les pertes mécaniques et volumétriques diminuent au fur et à mesure que les n_s augmentent. Pour ce qui en est des pertes fluodynamiques le cas est plus difficile à résoudre ; on a toutefois de précieuses contributions fournies par quelques auteurs, tels que Eck [6] [7], Carrard [8], Flügel [9] et autres. Pour ce qui se rapporte aux compresseurs axiaux on a moins de difficultés depuis qu'on a adopté des méthodes de calcul fondées sur la théorie des ailes portantes, et par suite de quelques recherches très minutieuses se référant aux différentes causes de perte ; parmi ces recherches, celles du groupe allemand de l'école de Stuttgart, dirigé par les professeurs Eckert et Weinig, sont particulièrement intéressantes.

Dans l'attente que des progrès puissent se réaliser dans ce domaine, le meilleur moyen de recherche est encore l'expérience directe ; il s'agit d'essayer les différents types de roues, en établissant les courbes η et ψ en fonction de φ .

Si la similitude physique était respectée, il serait suffisant, dans ces expériences, de considérer n_s comme variable indépendante, car la façon dont les différents facteurs formant n_s sont choisis n'aurait pas d'importance ; les déviations de la similitude empêchent une simplification si précieuse, et les expériences, par conséquent, doivent être assez nombreuses, pour avoir une idée complète des qualités comparatives des différentes formes de roue.

9. En tous cas, dans les conditions actuelles de la technique, chaque constructeur possède un ensemble d'expériences dont il fait usage en établissant les proportions de ses machines. Ainsi, par exemple, on sait que si une roue de compresseur à aubes recourbées en avant est caractérisée par une valeur forte de ψ , elle est aussi caractérisée par un mauvais rendement, et on connaît aussi les raisons de ce fait. On sait encore que les roues caractérisées par une forte valeur de n_s présentent des pertes mécaniques et volumétriques favorables tandis que celles fluodynamiques peuvent être très fortes. Enfin l'expérience nous dit que dans les roues des turbo-compresseurs centrifuges on ne peut pas réaliser les variations de forme qu'on observe dans les turbo-motrices centrifuges, telles que les turbines hydrauliques Francis. Cette dernière observation est très importante et mérite un peu de commentaire.

Les turbines Francis sont des turbo-machines motrices, et pour cette raison, dans leurs conduits de distributeur et roue, on a des augmentations de vitesse du liquide ; les dangers de décollement sont, par la petite épaisseur des couches limites, très réduits. Les rendements sont dès lors plus favorables, en général, que ceux des turbo-machines opératrices : on faisait de bonnes turbines hydrauliques Francis même quand on n'avait que des moyens de calcul très rudimentaires. Enfin, les dimensions des turbines hydrauliques sont toujours plus notables que celles des turbo-compresseurs centrifuges ; elles marchent avec des nombres de Reynolds très élevés, plus élevés que ceux de toute autre turbo-machine, ce qui, comme on sait très bien, est avantageux au point de vue du rendement. A tous ces faits on doit ajouter que, par suite d'exigences de construction, les roues des turbo-compresseurs centrifuges ne peuvent être à double courbure qu'en peu de cas, tandis que les turbines Francis le sont toujours. Cela consent des proportionnements plus rationnels, particulièrement lorsqu'il s'agit de n_s élevés.

10. Le progrès des roues centrifuges, par suite de la dernière considération, est aussi lié au progrès technologique, notamment pour des n_s élevés. La fusion, qui permettrait des formes favorables, est employée par un nombre restreint de constructeurs et sur quelques types seulement de machines, pour de nombreuses raisons, parmi lesquelles celle de la

sûreté mécanique. Pour des roues à grande vitesse, ouvertes ou semi-ouvertes, on emploie déjà des procédés qui permettent d'obtenir des roues avec aubes à double courbure économiquement. Pour cette raison, il est opportun d'essayer d'atteindre un perfectionnement des méthodes de calcul, qui sont maintenant encore grossières, à l'exception des méthodes de calcul bidimensionnelles dues à Busemann [10], Kucharski [11], valables dans des cas très particuliers ; la généralisation de ces méthodes est toujours peu utile à cause de la complication des procédés.

11. Tout récemment, une méthode de calcul tridimensionnelle très intéressante a été mise au point par Dreyfus [12] pour les fluides incompressibles ; une telle méthode, quoique laborieuse, permet des recherches très soignées sur la forme la plus favorable des conduits. Suivant un chemin analogue, les techniciens de la General Electric Company, en Amérique, ont fait des recherches analytiques sur la forme des aubes des turbo-compresseurs centrifuges, en résolvant par tentatives et à l'aide d'intégrateurs mécaniques, les équations générales du mouvement d'Euler [13]. Les résultats de cette recherche ont conduit, dit-on, à des améliorations de la performance des formes expérimentées. Il est donc à prévoir que les roues des turbo-compresseurs ayant un n_s élevé (roues axiales-radiales) seront à l'avenir plus largement employées ; on a déjà, d'ailleurs, quelques exemples constructifs.

12. Par suite des raisons ci-dessus mentionnées, on n'est pas surpris que, dans les conditions actuelles de la technique, les types de roues employés dans les turbo-compresseurs centrifuges soient limités à une rangée restreinte, autour de $n_s = 4$. Les déviations de cette valeur sont faibles et réalisées par la forme du diffuseur, plutôt que de la roue. Ainsi, le rapport $D_1 : D_2$ correspond à peu près à une valeur de 0,50 — 0,55 ; les aubes sont recourbées en arrière, avec des angles β_2 de 40° — 50° (à l'exception des roues radiales pour turbo-compresseurs à grande vitesse).

Les limites de n_s sont à peu près 3 (turbo-compresseurs à aubes radiales pour suralimentation de moteurs d'avion) et 4,5 (turbo-compresseurs où l'organe de diffusion est un colimaçon). En général, les valeurs plus petites de n_s sont caractérisées par des rendements mauvais. Il y aurait exception à faire pour un compresseur centrifuge pour turbine à gaz, construit par la Société Oerlikon qui, suivant les données publiées, aurait une valeur de n_s (pour la première roue) peu inférieure à 3, avec des rendements très élevés. Cela par suite de la forme toute particulière du diffuseur.

Landsberg, dans une étude un peu ancienne, en cherchant la « puissance limite » des turbo-compresseurs centrifuges, a admis que le facteur déterminant le débit maximum de gaz élaboré par la machine (le nombre de tours et la chute adiabatique étant constants) est la vitesse d'entrée dans la première roue, puisque à celle-ci correspondent des pertes importantes par suite de la déviation de 90° dans le passage de la direction axiale à la direction radiale. Suivant Landsberg, l'énergie cinétique relative à la vitesse absolue d'entrée dans la première roue ne devrait pas dépasser le 4 % de la hauteur réelle élaborée par la roue. On aura alors :

$$\frac{c_m^2}{2g} = 0,04H = 0,04 \frac{H_{ad}}{\eta_{ad}}$$

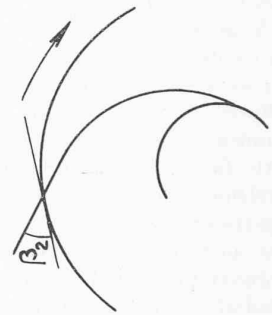


Fig. 5.

Mais nous avons aussi

$$H_{ad} = \psi \frac{u_2^2}{2g},$$

d'où :

$$\frac{c_m^2}{2g} = 0,04 \frac{\psi}{\eta_{ad}} \frac{u_2^2}{2g};$$

cette équation nous donne :

$$\frac{c_m^2}{u_2^2} = 0,04 \frac{\psi}{\eta_{ad}} = \varphi^2,$$

et pour les valeurs habituelles de ψ et de η_{ad} on a en moyenne :

$$\varphi \cong 0,22.$$

La valeur correspondante de n_s serait de 4,4, pour les rapports habituels $D_2 : D_1$ et δ . Aujourd'hui il y a tendance à augmenter quelque peu la valeur de φ , puisqu'on a démontré que les vitesses élevées du gaz à travers les conduits de la machine tendent à réduire la charge sur les aubes et par conséquent les dangers de décollement.

La limite inférieure de n_s est déterminée, selon Landsberg, par la condition de minimum de la largeur de la roue à la sortie, b_2 , qui ne doit pas descendre au-dessous de 1 cm. On pourrait démontrer que cette condition correspond à

$$n_s = 3,5 \text{ environ}$$

sauf dans les compresseurs très petits, ou qui doivent être très légers, où n_s peut descendre jusqu'à 3.

Nous pouvons en conclure que, lorsqu'on doit construire un compresseur centrifuge à un seul étage, on pourra établir des n_s entre 3,5 et 4,5, en employant dans le premier cas un diffuseur à aubes et dans l'autre un diffuseur lisse ou tout simplement un colimaçon suivant directement la roue. De cette façon, on est sûr d'obtenir une machine donnant un rendement admissible, pourvu que ses dimensions ne soient pas trop petites. En effet, dans les machines plus petites on a des conditions moins favorables, soit parce que la rugosité acquiert plus d'importance par rapport à la dimension des conduits, soit parce qu'en vue de la sûreté de la construction on ne peut pas réduire les jeux au-dessous de certaines valeurs, soit, enfin, parce que les couches limites prennent des dimensions qui ne sont plus négligeables par rapport à la section des conduits. Pour les machines hydrauliques, les formules caractérisant les passages d'un rendement à l'autre entre machines physiquement semblables mais de dimensions différentes sont nombreuses et bien contrôlées (Camerer, Moody, Wislicenus, etc.) ayant été établies par de nombreuses expériences sur des modèles. Pour les compresseurs, les données sont assez rares; Kluge [15], en faisant des expériences sur des turbo-compresseurs à un seul étage, semblables, a constaté que pour un rapport de compression de 1,8 à 1,9 et pour des $D_1 : D_2$ de 0,45 à 0,50 le rendement pour 1,4 mc/sec de volume à l'aspiration est inférieur de 7,5 % à celui d'une machine aspirant 10,5 mc/sec. Le ψ diminue aussi dans les petits compresseurs, et plus rapidement que le rendement même.

13. Toutes les considérations précédentes se rapportent à des compresseurs à un seul étage tandis que le but de ce travail est celui de discuter quelques aspects particuliers du projet des machines à plusieurs étages.

On peut imaginer un compresseur à plusieurs étages comme une série de compresseurs à un seul étage, chacun absorbant

le gaz refoulé par le précédent, à des pressions toujours croissantes dans le sens de la compression, et à des températures qui peuvent être croissantes ou peuvent rester constantes (cas des compresseurs à réfrigération externe). Comme le débit pondéral est constant (à cause de la continuité), le volume total du gaz à l'entrée des étages successifs décroît, et par conséquent, les conduits de la machine deviennent plus étroits. Si on laissait les diamètres des roues égaux (ce qui est en effet réalisé parfois, dans des compresseurs à faible rapport de compression et à grand débit, tels que les soufflantes pour hauts fourneaux, pour aciéries, etc.). les chutes adiabatiques élaborées dans chaque roue résulteraient aussi égales (parce que le ψ ne change pas beaucoup entre une roue et la suivante). Les considérations précédentes nous permettent de conclure que les n_s décroissent vers les étages supérieurs et que, par conséquent, le rendement de ces étages doit aussi décroître (pourvu que la première roue soit caractérisée par un n_s optimum). Ces faits sont encore plus évidents dans une machine réfrigérée.

Dans les machines à fort rapport de compression, les constructeurs prennent en considération ces faits et donnent aux étages suivants le premier des diamètres décroissants, avec continuité ou par groupes d'étages. Les méthodes employées sont différentes, mais se rapportent toutes aux mêmes principes. Par exemple, la Demag [16] établit les dimensions de la première roue sur la base d'un diagramme qui fournit, en fonction du débit à l'aspiration, le diamètre de la première roue et le nombre de tours de la machine. Ensuite, par la formule :

$$\frac{\sum u_2^2}{H_{ad,t}} = \text{const.}$$

on calcule le nombre de roues nécessaires au compresseur, en établissant une loi de diminution des diamètres successifs; $H_{ad,t}$ est le travail adiabatique de compression en kgm/kg. La constante a une valeur de 24 pour des débits d'environ 8000 m³/h et de 21 pour des débits d'environ 80 000 m³/h. Cela signifie qu'en admet qu'il y ait une valeur moyenne de ψ pour toutes les roues. En effet, on a

$$\begin{aligned} H_{ad,t} &= \sum \psi \frac{u_2^2}{2g} = \\ &= \psi_m \sum \frac{u_2^2}{2g} = \\ &= \psi \frac{2g H_{ad,t}}{\sum u_2^2}. \end{aligned}$$

Entre la constante employée par la Demag (qui n'est autre chose que le nombre de Parsons des turbines à vapeur) et le ψ_m , il y a la relation

$$\psi_m = \frac{2g}{\text{const.}}$$

Par conséquent, on admet que ce soit :

$$\begin{aligned} \psi_m &= 0,82 \quad \text{par } V = 8000 \text{ m}^3/\text{h} \\ \psi_m &= 0,935 \quad \text{par } V = 80000 \text{ m}^3/\text{h} \end{aligned}$$

Or, quoique cette méthode nous permette de déterminer le nombre d'étages, toutefois, elle ne nous dit rien au sujet de la loi la plus favorable pour régler la succession des diamètres, ce qui est, au contraire, le but de nos considérations. Les autres méthodes, quoiqu'un peu différentes, ont le même défaut.

14. La détermination de la loi optima de décroissance des diamètres

Ce que nous devons établir d'abord est la succession des n_s qu'on veut réaliser dans les roues successives. Ce choix dépend de beaucoup de circonstances. Par exemple, on sait que si l'on veut maintenir une valeur de n_s constante ou peu variable, on doit diminuer la chute adiabatique élaborée par les roues successives, car le volume total, par effet de la compression, diminue; ce fait porte à une augmentation du nombre d'étages. Le coût et l'encombrement de la machine en résultent augmentés; enfin, en augmentant le nombre d'étages on augmente aussi le nombre des conduits de retour, ce qui porte à des pertes de nature aérodynamique. La solution des n_s constante, qui est théoriquement la plus parfaite, peut se révéler quelquefois peu avantageuse; on doit, en tel cas, se borner à réaliser des n_s décroissants pour les roues successives de façon à obtenir la meilleure solution. Ces faits doivent être analysés par le constructeur dans chaque cas particulier.

Parfois on peut accepter tout simplement comme une solution possible celle caractérisée par n_s constant; nous allons développer la méthode de calcul des diamètres en ce cas. La solution caractérisée par des n_s variables suivant une loi fixée peut se traiter d'une façon tout à fait analogue et peut être laissée au lecteur.

Dans le cas des n_s constants, les rendements des roues successives sont à peu près égaux; en effet, ils ne diffèrent qu'en raison de la diminution des dimensions (effet échelle); nous supposons pouvoir évaluer aussi cette diminution de rendement.

Nous avons à notre disposition, dans la recherche que nous sommes en train de faire, deux méthodes: la première est valable pour tous les types de turbo-compresseurs centrifuges et l'autre, plus rapide, est valable pour les compresseurs non réfrigérés ou à réfrigération externe.

Pour ce qui est de la première méthode, on choisit le n_s ; on calcule la chute adiabatique totale du compresseur, $H_{ad,t}$, et le volume à l'aspiration V_1 ; on établit une valeur du nombre de tours (qui peut être d'ailleurs imposée par la nature particulière de la machine d'entraînement) en première approximation. De l'équation [9] on calcule la chute adiabatique qui doit être élaborée par la première roue, $H_{ad,1}$.

On calcule la première roue thermodynamiquement [4], en déduisant la chute réelle $H_{r,1}$ se référant à la première roue et les grandeurs caractéristiques d'état à l'entrée de la deuxième roue, qui nous permettent de calculer V_2 , volume total à cet endroit. L'équation (9) nous permet maintenant de calculer $H_{ad,2}$. On doit répéter le procédé jusqu'à la dernière roue; on aura alors une succession de chutes réelles H_r dont la somme doit être égale à la chute réelle totale H absorbée par le compresseur; en général elle ne l'est pas. On doit alors répéter les tentatives, en modifiant un peu la valeur de n_s ou du nombre de tours jusqu'à une solution satisfaisante.

Lorsqu'il s'agit d'un compresseur sans réfrigération, tout devient plus simple, et une méthode plus rapide peut être employée. Cette méthode se fonde sur le calcul de $H_{r,1}$ et de $H_{r,d}$, cette dernière valeur étant la chute réelle élaborée par le dernier étage. On procède de la façon suivante:

On fixe une valeur pour le rendement adiabatique interne de tout le compresseur, $\eta_{ad,t}$, et de la relation

$$\Delta T = \frac{\Delta T_{ad}}{\eta_{ad}}$$

on tire l'accroissement réel de température dans la machine;

ΔT_{ad} est l'accroissement adiabatique, calculé par la relation bien connue:

$$\Delta T_{ad} = \frac{H_{ad,t}}{427 c_p}$$

De ΔT on tire la température à la sortie du dernier étage. Maintenant, en fixant une valeur de tentative du rendement adiabatique du dernier étage, $\eta_{ad,u}$ on évalue l'accroissement de température dans ce dernier; le procédé est égal au précédent. Pour cette détermination, toutefois, on doit connaître $H_{ad,d}$, chute adiabatique du dernier élément, grandeur encore inconnue. On peut procéder par tentatives, en établissant des valeurs différentes de $H_{ad,d}$; on évalue l'accroissement de la température correspondant à la chute adiabatique et par différence la température à l'entrée du dernier étage; on calcule par l'équation (4) le rapport de compression correspondant à $H_{ad,d}$ et par conséquent la pression à l'entrée de la dernière roue; on calcule le volume spécifique et le volume total à l'entrée de la dernière roue; on calcule n_s . La valeur de tentative de $H_{ad,d}$ qui nous porte à la valeur de n_s fixée est définitive.

En calculant la valeur moyenne entre $H_{r,1}$ et $H_{r,d}$ et en divisant H par la dite valeur moyenne on aura le nombre d'étages.

Pour des compresseurs avec réfrigération externe entre chaque étage, on connaîtra la température à l'entrée de l'étage. Afin de déterminer la pression on établira, comme d'usage, des valeurs successives de $H_{ad,d}$ et on suivra le procédé ci-dessus.

15. Exemple d'application

Le procédé qu'on a décrit est illustré par l'exemple suivant, dans lequel on calcule le nombre d'étages d'un compresseur centrifuge pour air sec.

Les données sont:

V	= 5 m ³ /sec normaux	
T_0	= 15° C (288° K)	Température ambiante
p_0	= 1,033 kg/cm ² abs.	Pression ambiante
p_2	= 3 kg/cm ² abs.	Pression à la sortie
n	= 7000 tours par minute	

En supposant, à l'entrée de la première roue, une pression de 0,98 kg/cm² abs. et une température de 283° K, sauf contrôle ultérieur, le volume spécifique sera 0,846 m³/kg et le volume total à l'aspiration

$$V_1 = 5 \cdot 1,293 \cdot 0,846 = 5,48 \text{ m}^3/\text{sec.}$$

Le rapport de compression réel est:

$$r = \frac{3}{0,98} = 3,06$$

et la chute adiabatique totale:

$$H_{ad,t} = 10\,900 \text{ m.}$$

Le n_s de toute la machine est 1,75. Il faudra donc employer un compresseur à plusieurs étages en série. Avec trois étages on obtient $n_s = 3,94$, solution satisfaisante si n_s restait inchangé pour les roues successives à la première. Cette valeur a été obtenue en divisant $H_{ad,t}$ en parties égales, ce qui correspond à une construction avec roues de même diamètre. Les n_s successifs seront par conséquent inférieurs à celui de la première roue.

Si nous voulons calculer le compresseur à diamètres décroissants et à n_s constant, vu qu'il n'est pas réfrigéré, nous pourrions employer la deuxième méthode exposée dans le paragraphe précédent.

Admettons, en première approximation, un rendement adiabatique interne de 0,76. Comme l'accroissement adiabatique de la température est

$$\Delta T_{ad} = \frac{10\,900}{0,24 \times 427} = 106,5^\circ \text{C}$$

et celui réel

$$\Delta T = \frac{106,5}{0,76} = 140^\circ \text{C},$$

la température finale est :

$$15^\circ + 145^\circ = 150^\circ \text{C}.$$

Le rendement adiabatique que nous admettons pour le dernier étage est

$$\eta_{ad,a} = 0,80.$$

Choisissons des valeurs de tentative pour $H_{ad,a}$ en établissant le tableau suivant :

$H_{ad,a}$	2000	2500	3000	3500	m
$T_{ad,a}$	19,5	24,4	29,3	34,2	$^\circ \text{C}$
T_a	24,4	30,4	36,6	42,7	$^\circ \text{C}$
Temp. init. d'ét.	135,6	119,6	113,4	107,3	$^\circ \text{C}$
Rapp. de compr.	1,177	1,236	1,291	1,350	
Press. init. d'ét.	2,55	2,425	2,320	2,220	$\text{Kg/cm}^2 \text{ abs.}$
Vol. spéc. init. ét.	0,470	0,474	0,488	0,500	m^3/kg
Vol. tot. init. ét.	3,04	3,07	3,16	3,24	m^3/sec
n_s	4,4	3,8	3,25	3	

Par interpolation on tire $H_{ad,a} = 2350$ m. La chute réelle y correspondant est

$$H_{r,a} = 2350/0,8 = 2940 \text{ m}.$$

La chute réelle de la première roue, en admettant un rendement adiabatique de 0,83, est

$$H_{r,1} = 3540/0,83 = 4260 \text{ m}.$$

La chute réelle moyenne d'un étage est donc :

$$H_m = 3600 \text{ m}.$$

La chute totale réelle présumée est :

$$H = 10\,900/0,76 = 14\,350 \text{ m},$$

et, enfin, le nombre d'étages :

$$N = 14\,350/3600 \cong 4$$

Pour le même nombre de tours il y a donc deux solutions : la première avec roues de même diamètre, à trois étages ; la seconde à diamètres décroissants, à quatre étages. Le rapport entre la première chute adiabatique et la dernière est dans ce cas 1,45 et par conséquent le rapport entre les diamètres, en admettant en première approximation que ψ soit le même pour toutes les roues, est de 1,20.

A ce moment, on fera le calcul thermodynamique de la machine en comparant les deux solutions au point de vue économique (frais initiaux, frais de fonctionnement, etc.). Cette analyse sort du cadre de ce travail et nous la négligerons.

Conclusion

Après avoir rappelé quelques grandeurs sans dimensions utiles pour l'évaluation statistique de la qualité et du champ d'application d'un turbo-compresseur centrifuge et, particulièrement, la grandeur « nombre de tours sans dimension » n_s , on a discuté le rendement des roues centrifuges en comparaison avec d'autres turbo-machines radiales.

Après avoir établi que n_s peut subir seulement de faibles variations, pour un étage de turbo-compresseur centrifuge, dans l'état actuel de nos connaissances, on propose deux méthodes pour la détermination du nombre des étages et de la succession la plus avantageuse des diamètres des turbo-compresseurs centrifuges, en discutant une application numérique.

BIBLIOGRAPHIE

1. L.-G. VALDENAZZI : *Le calcul thermodynamique des compresseurs centrifuges*. Bulletin technique de la Suisse romande, nos 5 et 6 (1949), p. 53.
2. L.-G. VALDENAZZI : *Il calcolo delle spirali del turbocompressori centrifughi*. Rivista ATA, n° 3 (1949).
3. L.-G. VALDENAZZI : *Le calcul aérodynamique des turbocompresseurs centrifuges* (en cours de publication).
4. H. VIDMAR : *Theorie der Kreiselpumpen*. Vieweg & Sohn, Braunschweig 1922.
5. C. PFLEIDERER : *Die Kreiselpumpen*. 2^e éd., J. Springer, Berlin 1932.
6. B. ECK : *Ventilatoren*. J. Springer, Berlin 1937.
7. B. ECK : *Neue Berechnungsgrundlagen für Ventilatoren und Gebläse radialer Bauart*. S. B. Z. 1939, p. 39.
8. A. CARRARD : *Sur le calcul des roues centrifuges*. La technique moderne, vol. XV, n° 3 (1923), p. 1.
9. G. FLÜGEL : *Über die näherungsweise Erfassung der Strömungsverluste und des Krümmersproblem*. Hydraulische Probleme, V. D. I. Verlag (1926).
10. A. BUSEMANN : *Das Förderhöhenverhältnis radialer Kreiselpumpen*. A. Angew. Math. Mech., vol. 8 (1928), p. 232.
11. W. KUCHARSKI : *Strömungen einer reibungsfreien Flüssigkeit*. Z. ges. Turbinenwesens (1917), p. 201.
12. L. A. DREYFUS : *A three-dimensional Theory of Turbine Flow*. Acta polytechnica n° 1 (1947), Ingeniörsvetenskapsakademiens Handlingar n° 188 (1946).
13. C. CONCORDIA, M. F. DOWELL : *Analytical design of centrifugal air compressors*. Journal of Applied Mechanics, déc. 1946, p. A. 271.
14. R. LANDSBERG : *Die Grenzleistung von Turbogebälzen*. Z. V. D. I. (75) 1931, p. 1383.
15. F. KLUGE : *Kreisegelbläse bei hohen Umfangsgeschwindigkeit*. Forsch. Ing.-Wes. (11) 1940, p. 228.
16. BRITISH INTELLIGENCE OBJECTIVES SUBCOMMITTEES : *Design practice and construction of centrifugal compressors by leading German Manufacturers*. H. M. Stat. Office, F. I. A. T. Rep. n° 1152, London.

LA STANDARDISATION EN FINLANDE

par ETIENNE PORRET, architecte, Stockholm

En 1949, de fortes subventions de l'Etat, sous forme d'emprunts, ont redonné un nouvel essor à la construction en Finlande. Mais ce ne sont pas seulement les moyens financiers qui faisaient défaut. Bien que la situation se soit fortement améliorée depuis la fin de la guerre, le manque de matériaux se fait encore sentir dans bien des domaines. A part les

destructions dues à la guerre, il y a, premièrement, l'exportation forcée que représentent les réparations aux dommages de guerre dus à l'U. R. S. S. (cette exportation consiste uniquement en produits de première qualité et ne prendra fin qu'en 1952) et, secondement, l'exportation libre, mais qui est indispensable à la fabrication des produits destinés à