

Utilisation de grandeurs adimensionnelles pour la représentation des caractéristiques de turbines hydrauliques - Choix des dimensions de référence

Autor(en): **Vercellini, Roger**

Objektyp: **Article**

Zeitschrift: **Schweizerische Bauzeitung**

Band (Jahr): **80 (1962)**

Heft 14

PDF erstellt am: **25.09.2024**

Persistenter Link: <https://doi.org/10.5169/seals-66134>

Nutzungsbedingungen

Die ETH-Bibliothek ist Anbieterin der digitalisierten Zeitschriften. Sie besitzt keine Urheberrechte an den Inhalten der Zeitschriften. Die Rechte liegen in der Regel bei den Herausgebern.

Die auf der Plattform e-periodica veröffentlichten Dokumente stehen für nicht-kommerzielle Zwecke in Lehre und Forschung sowie für die private Nutzung frei zur Verfügung. Einzelne Dateien oder Ausdrucke aus diesem Angebot können zusammen mit diesen Nutzungsbedingungen und den korrekten Herkunftsbezeichnungen weitergegeben werden.

Das Veröffentlichen von Bildern in Print- und Online-Publikationen ist nur mit vorheriger Genehmigung der Rechteinhaber erlaubt. Die systematische Speicherung von Teilen des elektronischen Angebots auf anderen Servern bedarf ebenfalls des schriftlichen Einverständnisses der Rechteinhaber.

Haftungsausschluss

Alle Angaben erfolgen ohne Gewähr für Vollständigkeit oder Richtigkeit. Es wird keine Haftung übernommen für Schäden durch die Verwendung von Informationen aus diesem Online-Angebot oder durch das Fehlen von Informationen. Dies gilt auch für Inhalte Dritter, die über dieses Angebot zugänglich sind.

Utilisation de grandeurs adimensionnelles pour la représentation des caractéristiques de turbines hydrauliques - Choix des dimensions de référence

DK 621.242.001.2

par Roger Vercellini, ingénieur aux Ateliers des Charmilles S. A., Genève

0. Résumé

Généralisant les définitions classiques des chiffres adimensionnels de chute et de débit, nous montrons comment les résultats expérimentaux guident le choix des dimensions de référence.

Dans le système de coordonnées que nous sommes conduits à adopter, l'emplacement du sommet des collines de rendement ne dépend que fort peu de la vitesse spécifique, pour un type de turbine donné. Cette propriété facilite l'analyse des résultats d'essais; elle permet de juger plus sûrement des performances atteintes et des progrès à réaliser.

1. Définition générale des chiffres adimensionnels de chute et de débit

L'intérêt des chiffres adimensionnels formés au moyen de la vitesse tangentielle d'un point de l'aubage, plutôt qu'à partir de la vitesse $C = \sqrt{2gH_n}$ équivalant à la chute, a été reconnu depuis longtemps et signalé dans le domaine des turbines hydrauliques par Rateau [1]¹⁾ et Bergeron [3].

Des chiffres de pression et de débit sont définis, en 1912 déjà, dans un travail de Prandtl [2] sous une forme restée classique. Leur introduction dans le domaine qui nous intéresse ne remonte qu'à une époque plus récente, mais semble devoir se poursuivre assez rapidement parmi les spécialistes.

Avec les notations en usage, ces grandeurs s'écrivent

$$\text{chiffre de chute} \quad \psi = \frac{gH_n}{\frac{1}{2}U^2}$$

$$\text{chiffre de débit} \quad \varphi = \frac{\dot{V}}{SU}$$

H_n = chute nette

\dot{V} = débit volumique

U = vitesse tangentielle de référence

S = section de référence

En vue de conserver la plus entière liberté dans le choix des grandeurs de référence, nous admettons que les vitesses tangentielles, utilisées pour la formation de ces deux chiffres, peuvent être prises en deux points différents de l'aubage; nous laissons également sous forme indéfinie la section de référence.

En introduisant donc

$$U_\psi = \frac{1}{2}D_\psi\omega \quad U_\varphi = \frac{1}{2}D_\varphi\omega \quad S_\varphi = s\frac{\pi}{4}D_\varphi^2 \quad 2)$$

où ω est la vitesse angulaire, les chiffres adimensionnels de chute et de débit prennent la forme générale

$$(1) \quad \psi = \frac{gH_n}{\frac{1}{2}\left(\frac{1}{2}D_\psi\omega\right)^2} \quad (2) \quad \varphi = \frac{\dot{V}}{s\frac{\pi}{4}D_\varphi^2 \cdot \frac{1}{2}D_\varphi\omega}$$

¹⁾ Se reporter à l'index bibliographique en fin d'article.

²⁾ En utilisant des rayons comme dimensions de référence, selon une proposition de Borel [7], nous aurions pu éviter l'apparition d'un certain nombre de coefficients numériques dans les formules que nous allons développer. Nous y avons cependant renoncé, pour des raisons d'application pratique.

Les grandeurs de référence à choisir sont donc au nombre de trois:

-- les diamètres de référence D_ψ et D_φ ,

-- le rapport de section $s = S_\varphi / \frac{\pi}{4}D_\varphi^2$.

2. Expressions des dimensions et vitesse angulaire spécifiques

Pour rendre plus commode l'utilisation des résultats expérimentaux qui doivent nous guider dans le choix des grandeurs de référence, nous allons former deux autres grandeurs adimensionnelles: l'une proportionnelle à la vitesse de rotation, l'autre aux dimensions de la turbine considérée.

Le régime de fonctionnement étant parfaitement défini par les chiffres φ et ψ , calculons un produit $\varphi^\alpha \cdot \psi^\beta$, en utilisant pour φ et ψ les expressions (1) et (2); nous obtenons

$$\varphi^\alpha \psi^\beta = 2^{3(\alpha+\beta)} \pi^{-\alpha} s^{-\alpha} \dot{V}^\alpha (gH_n)^\beta D_\varphi^{-3\alpha} D_\psi^{-2\beta} \omega^{-\alpha-2\beta}$$

En choisissant convenablement les exposants α et β , nous pouvons éliminer soit la vitesse de rotation, soit les dimensions; nous trouvons, après avoir ordonné les relations,

$$\varphi^{\frac{1}{2}} \psi^{-\frac{3}{4}} s^{\frac{1}{2}} (D_\varphi/D_\psi)^{\frac{3}{2}} = \frac{1}{\sqrt{\pi}} \dot{V}^{\frac{1}{2}} (2gH_n)^{-\frac{3}{4}} \omega = \Omega$$

$$\varphi^{-\frac{1}{2}} \psi^{\frac{1}{4}} s^{-\frac{1}{2}} (D_\varphi/D_\psi)^{-\frac{1}{2}} = \frac{\sqrt{\pi}}{2} \dot{V}^{-\frac{1}{2}} (2gH_n)^{\frac{1}{4}} D_\varphi = \Delta_\varphi$$

La première de ces deux grandeurs adimensionnelles est une vitesse angulaire caractéristique, dite aussi *vitesse angulaire spécifique*, dont la valeur coïncide avec celle introduite par Keller [4]. La seconde grandeur est une *dimension spécifique* déjà utilisée par Cordier [5]; puisque cette grandeur est proportionnelle à la dimension qu'elle concerne, sa valeur pour toute autre dimension d'une certaine turbine se détermine par $\Delta_i = \Delta_\varphi (D_i/D_\varphi)$.

Il est possible de donner une représentation physique des grandeurs Ω et Δ par l'artifice suivant: Considérons un orifice sans pertes passant le débit \dot{V} sous la chute H_n . Le diamètre du jet formé par cet orifice est déterminé par

$$\dot{V} = \frac{\pi}{4} D_o^2 (2gH_n)^{\frac{1}{2}}$$

Portant cette valeur dans l'expression de Δ_φ , nous obtenons $\Delta_\varphi = D_\varphi/D_o$. Comme l'a déjà remarqué Cordier [5], la dimension spécifique est égale au rapport de la dimension considérée au diamètre du jet équivalent³⁾. En introduisant ce même diamètre dans l'expression de Ω , nous trouvons

$$\Omega = \left(\frac{1}{2}D_o\omega\right) / (2gH_n)^{\frac{1}{2}}$$

La vitesse spécifique est ainsi identifiée au rapport de la vitesse tangentielle du jet équivalent, supposé être animé de la vitesse de rotation ω , à la vitesse axiale de ce jet.

³⁾ Il existe des relations simples entre cette «dimension spécifique», l'«ouverture réduite» de Rateau [1], l'«ouverture équivalente» de Prandtl [2] et le «débit unitaire» parfois encore utilisé.

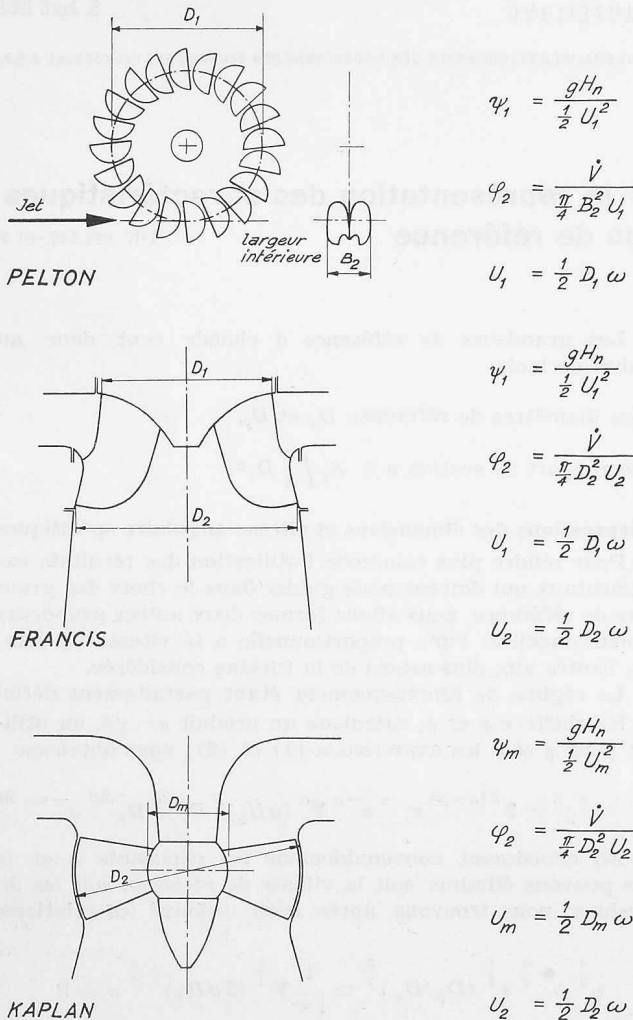


Fig. 1. Désignations des dimensions principales et définitions des grandeurs adimensionnelles préconisées

3. Relations expérimentales entre dimensions et vitesse angulaire spécifiques

Chaque point de fonctionnement d'une turbine peut être caractérisé par une couple de valeurs φ et ψ ; à ces valeurs correspondent des valeurs Ω et Δ parfaitement définies par les expressions du chapitre précédent.

Un point particulier de fonctionnement, méritant une attention toute spéciale, est celui pour lequel le rendement atteint sa valeur maximum. Nous munirons par la suite de l'indice Λ les valeurs se rapportant à ce point particulier (la forme de cet indice est sentée donner une image du «sommet» de la colline de rendement).

Sur la base des résultats d'un assez grand nombre d'essais de modèles réduits, nous avons calculé une série de valeur Ω_Λ et Δ_Λ ; ces valeurs sont reportées en coordonnées logarithmiques sur les figures 2, 3 et 4, chaque diagramme étant établi pour un type de turbines. Les indices, dont sont munies les dimensions spécifiques, sont ceux des dimensions principales qu'elles concernent (voir figure 1).

Les droites tracées à travers les points répondent aux relations suivantes, dans lesquelles les coefficients C sont constants et sans dimension:

$$\text{Pelton} \quad \Delta_{1\Lambda} = C_{P1} \Omega_\Lambda^{-1} \quad \Delta_{2\Lambda} = C_{P2} \Omega_\Lambda^0$$

$$\text{Francis} \quad \Delta_{1\Lambda} = C_{F1} \Omega_\Lambda^{-1} \quad \Delta_{2\Lambda} = C_{F2} \Omega_\Lambda^{-\frac{1}{3}}$$

$$\text{Kaplan} \quad \Delta_{m\Lambda} = C_{Km} \Omega_\Lambda^{-1} \quad \Delta_{2\Lambda} = C_{K2} \Omega_\Lambda^{-\frac{1}{3}}$$

La majorité des points expérimentaux suivent ces lois fort simples avec une dispersion ne dépassant pas $\pm 5\%$. Quelques points seulement accusent des écarts importants de l'ordre de $\pm 10\%$. Soulignons que ce résultat est acquis, tout

échelle logarithmique de même module que celle des abscisses

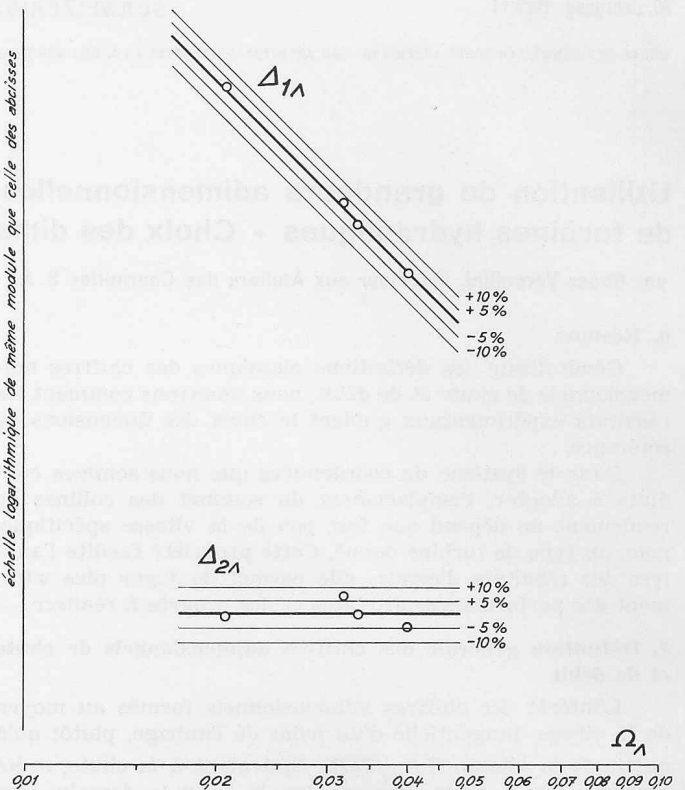


Fig. 2. Turbines Pelton. Dimensions spécifiques principales en fonction de la vitesse angulaire adimensionnelle (coordonnées logarithmiques)

au moins pour les Francis et les Kaplan, sur un domaine très large de vitesse spécifique.

Le rapport des dimensions principales, qui donne l'allure des aubages, peut être lié à la vitesse angulaire spécifique par les mêmes relations. Quelques transformations donnent

$$\text{Pelton} \quad \Omega_\Lambda = \frac{C_{P1}}{C_{P2}} \cdot \frac{B_2}{D_1}$$

$$\text{Francis} \quad \Omega_\Lambda = \left(\frac{C_{F1}}{C_{F2}} \right)^{\frac{3}{2}} \cdot \left(\frac{D_2}{D_1} \right)^{\frac{3}{2}}$$

$$\text{Kaplan} \quad \Omega_\Lambda = \left(\frac{C_{Km}}{C_{K2}} \right)^{\frac{3}{2}} \cdot \left(\frac{D_2}{D_m} \right)^{\frac{3}{2}}$$

4. Choix des dimensions de référence

Nous allons montrer que les relations expérimentales trouvées au chapitre précédent conduisent à un certain choix des grandeurs de référence; il suffit pour cela de transformer ces relations en introduisant les expressions de Δ et Ω du chapitre 2. Nous donnons comme exemple le développement d'une des relations valables pour les Francis, soit

$$\Delta_{2\Lambda} = C_{F2} \Omega_\Lambda^{-\frac{1}{3}}$$

Avec

$$\Delta_{2\Lambda} = \frac{\sqrt{\pi}}{2} \dot{V}_\Lambda^{-\frac{1}{2}} (2gH_\Lambda)^{\frac{1}{4}} D_2$$

$$\Omega_\Lambda = \frac{1}{\sqrt{\pi}} \dot{V}_\Lambda^{\frac{1}{2}} (2gH_\Lambda)^{-\frac{3}{4}} \omega$$

nous obtenons

$$\frac{1}{2} \pi^{\frac{1}{3}} \dot{V}_\Lambda^{-\frac{1}{3}} D_2 \omega^{\frac{1}{3}} = C_{F2}$$

En élevant au cube et en inversant, cette équation devient

$$\frac{\dot{V}_\Lambda}{\frac{\pi}{4} D_2^2 \frac{1}{2} D_2 \omega} = \frac{1}{C_{F2}^3}$$

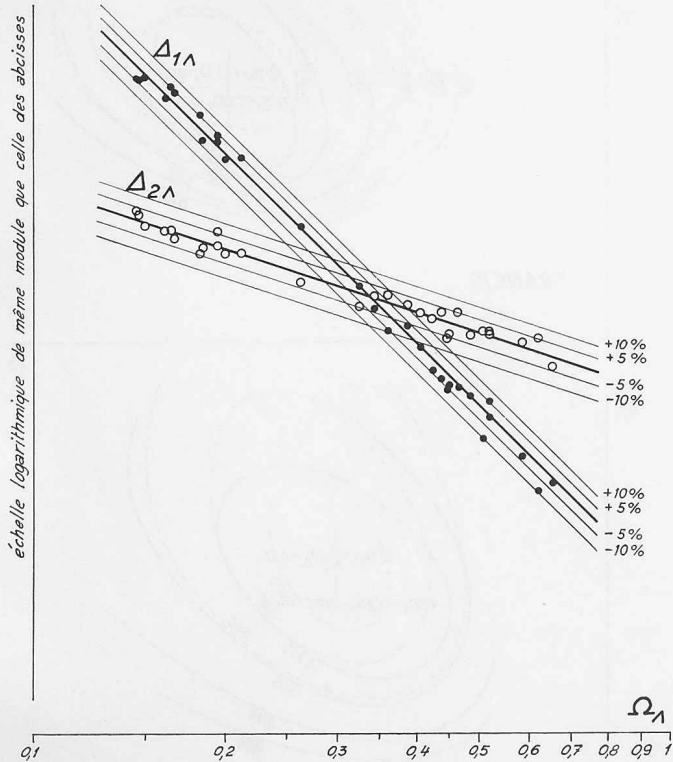


Fig. 3. Turbines Francis. Dimensions spécifiques principales en fonction de la vitesse angulaire adimensionnelle (coordonnées logarithmiques)

Le terme de gauche n'est autre qu'un chiffre de débit, selon définition du chapitre 1, pour lequel les dimensions de référence sont $D_\psi = D_2$ et $s = 1$. Compte tenu du fait que le débit introduit est celui de meilleur rendement, nous désignons ce chiffre par le symbole $\varphi_{2\Lambda}$. Nous arrivons ainsi au résultat suivant:

A tous les points répondant à la loi $\Delta_{2\Lambda} = C_{F2} \cdot \Omega_\Lambda^{-\frac{1}{3}}$ correspond une valeur unique du coefficient de débit

$$\varphi_{2\Lambda} = C_{F2}^{-3}.$$

Tableau I. Chiffres remarquables de chute et de débit déduits des résultats expérimentaux et choix des grandeurs de référence qui en découle.

Type	Chiffres remarquables	D_ψ	D_φ	s
Pelton	$\psi_{1\Lambda} = \frac{gH_\Lambda}{\frac{1}{2} \left(\frac{1}{2} D_1 \omega \right)^2} = \frac{1}{C_{P1}^2}$ $\varphi_{2\Lambda} = \frac{\dot{V}_\Lambda}{\frac{\pi}{4} B_2^2 \frac{1}{2} D_1 \omega} = \frac{1}{C_{P1} C_{P2}^2}$	D_1	D_1	$\left(\frac{B_2}{D_1} \right)^2$
Francis	$\psi_{1\Lambda} = \frac{gH_\Lambda}{\frac{1}{2} \left(\frac{1}{2} D_1 \omega \right)^2} = \frac{1}{C_{F1}^2}$ $\varphi_{2\Lambda} = \frac{\dot{V}_\Lambda}{\frac{\pi}{4} D_2^2 \frac{1}{2} D_2 \omega} = \frac{1}{C_{F2}^3}$	D_1	D_2	1
Kaplan	$\psi_{m\Lambda} = \frac{gH_\Lambda}{\frac{1}{2} \left(\frac{1}{2} D_m \omega \right)^2} = \frac{1}{C_{Km}^2}$ $\varphi_{2\Lambda} = \frac{\dot{V}_\Lambda}{\frac{\pi}{4} D_2^2 \frac{1}{2} D_2 \omega} = \frac{1}{C_{K2}^3}$	D_m	D_2	1

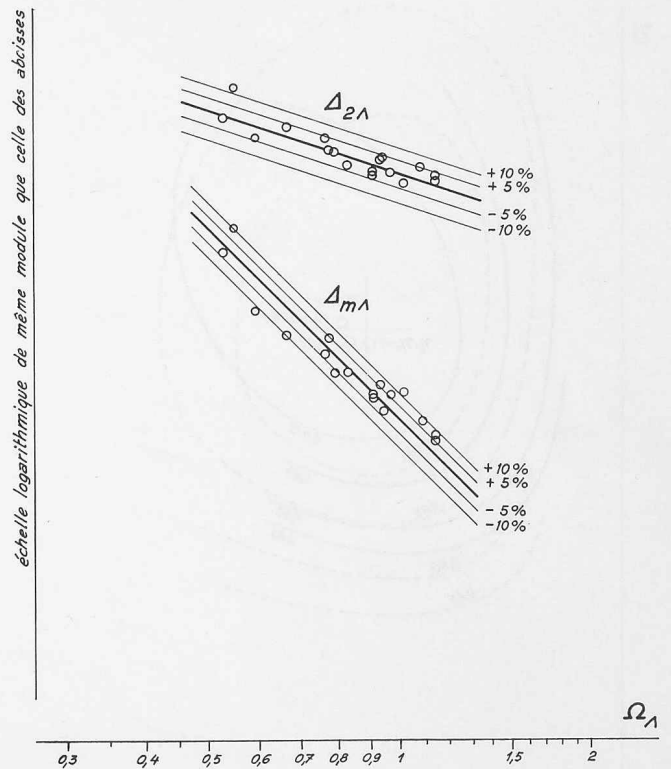


Fig. 4. Turbines Kaplan. Dimensions spécifiques principales en fonction de la vitesse angulaire adimensionnelle (coordonnées logarithmiques)

En traitant de la même façon les autres relations du chapitre 3, nous pouvons former le tableau I qui donne, pour chaque type de turbines, deux chiffres caractéristiques adimensionnels possédant la propriété d'être indépendants de la vitesse spécifique (à la dispersion près observée sur les figures 2, 3 et 4). A cette invariance correspondent des particularités intéressantes du fonctionnement des turbines examinées, au régime de rendement optimum.

Un certain jeu de grandeurs de référence se trouve donc déterminé par la nature même des relations expérimentales entre dimensions et vitesse angulaire spécifiques. Nous avons reproduit sur la figure 1 la définition des chiffres adimensionnels ainsi formés.

Tout autre choix des grandeurs de référence fournirait des chiffres de chute ou de débit dépendant de rapports de dimensions et, par conséquent, de la vitesse angulaire spécifique. Par exemple, pour les Francis, un chiffre de chute formé avec $D_\psi = D_2$ deviendrait, au point de rendement optimum,

$$\psi_{2\Lambda} = \psi_{1\Lambda} (D_1/D_2)^2 = C_{F2}^{-2} \Omega_\Lambda^{-\frac{4}{3}}$$

Dans le cas des Kaplan, on peut regretter que la définition choisie pour le chiffre de débit ne fasse pas intervenir la section de passage au droit de la roue $\pi/4 \cdot (D_2^2 - D_m^2)$ plutôt que la section totale $\pi/4 \cdot D_2^2$. Le chiffre de débit représenterait alors le rapport C_m/U_2 de la vitesse méridienne moyenne à travers l'aubage à la vitesse périphérique. A ceci, nous pouvons cependant opposer:

1) Le chiffre de débit défini sur la base de la section totale est préférable lorsqu'il s'agit d'effectuer des comparaisons entre différentes machines du point de vue économique. Le diamètre de la roue, duquel dépendent les dimensions des autres éléments de la turbine (aspirateur, distributeur, bêche), est en effet lié directement au chiffre de débit φ_2 par la définition choisie

$$D_2^3 = \frac{1}{\varphi_2} \frac{\dot{V}}{\frac{\pi}{8} \omega}$$

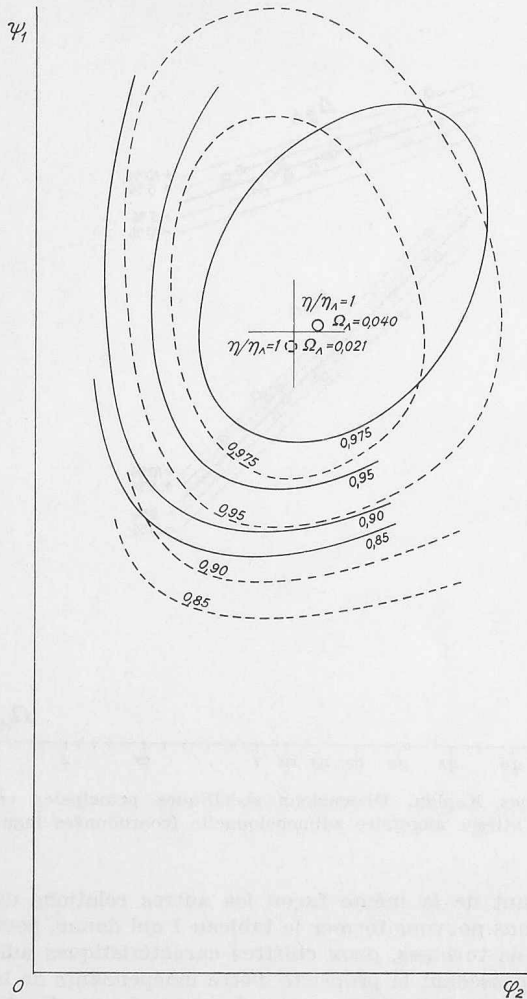


Fig. 5. Collines de rendement de deux turbines Pelton dans le système de coordonnées préconisé (selon définitions de la fig. 1)

2) En introduisant la section de passage, on perdrait l'avantage de la quasi-invariance de $\varphi_{2\Lambda}$, puisque

$$\varphi = \frac{\dot{V}}{\frac{\pi}{4} (D_2^2 - D_m^2) U_2} = \varphi_2 \frac{1}{1 - (D_m/D_2)^2}$$

deviendrait, suivant les lois expérimentales mises en évidence plus haut,

$$\varphi_\Lambda = \varphi_{2\Lambda} \frac{1}{1 - (D_m/D_2)^2} = \frac{1}{C_{K2} (C_{K2}^2 - C_{Km}^2 \Omega_\Lambda^{-4/3})}$$

fonction de la vitesse spécifique.

3) Le fonctionnement de l'aspirateur (dont l'importance dans une turbine Kaplan n'a pas besoin d'être soulignée) dépend, dès l'aval de l'ogive coiffant le moyeu, de la pleine section.

4) Dans l'expression de la vitesse angulaire spécifique apparaît le produit

$$\varphi \cdot s = \frac{\dot{V}}{\frac{\pi}{4} D_\varphi^2 \frac{1}{2} D_\varphi \omega}$$

qui, avec $D_\varphi = D_2$, est bien égal au chiffre de débit φ_2 défini sur la base de la section totale.

5. Exemples d'utilisation

Nous avons fait figurer sur les figures 5 et 6 des collines de rendement tracées dans les coordonnées choisies ci-dessus. Les courbes iso-rendement en traits continus se rapportent à une machine relativement rapide pour le type de turbines considéré, celles en traits interrompus concernent les machines lentes. A titre indicatif, nous pouvons signaler que

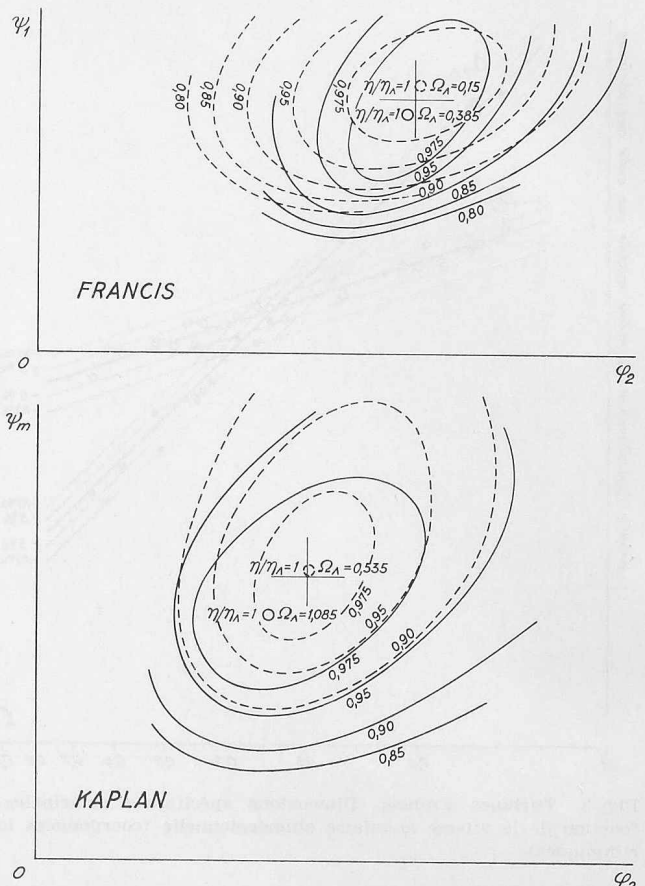


Fig. 6. Collines de rendement de deux turbines Francis et de deux turbines Kaplan dans les systèmes de coordonnées préconisés (selon définitions de la fig. 1)

l'échelle des abscisses est identique sur les trois figures; son module est dix fois celui choisi pour l'échelle des ordonnées. Les deux axes, au centre des figures, situent les valeurs moyennes des chiffres de chute et de débit, déterminées selon le tableau I du chapitre 4.

A part le fait important que les chiffres de chute et de débit sont indépendants du système d'unités utilisé, nous aimerions souligner un autre de leurs intérêts:

Une turbine étant connue par ses dimensions et sa vitesse de rotation, les chiffres de chute et de débit sont directement proportionnels à la chute et au débit réels. La colline de rendement $\eta = f(\varphi; \psi)$ relative à cette turbine est donc facilement transformable en colline $\eta = f(Q; H_n)$, par changement de la graduation des axes (mises à part les diverses influences groupées sous le nom d'«effet d'échelle»).

La représentation à vitesse constante permet entre autres la vérification d'une propriété signalée par Bergeron [3], déduite de l'équation d'Euler et de considérations sur les triangles de vitesses: à une position donnée des organes de réglage d'une turbine, la chute efficace $H_n \cdot \eta$ doit être une fonction linéaire du débit \dot{V} . La figure 7 donne quelques exemples de résultats de mesures obtenus en laboratoire sur les machines rapides des figures 5 et 6. La caractéristique des turbines Pelton présente une cassure, au sujet de laquelle on trouvera plus de détails dans un autre article [8].

Des dépouillements effectués au moyen d'une calculatrice électronique nous ont montré que la fonction linéaire $\psi \cdot \eta = a + b\varphi$ ne constitue en fait qu'une première approximation. Elle rend cependant des services appréciables pour le repérage des points aberrants d'une série de mesures. De plus, certains renseignements précieux sur le fonctionnement des aubages peuvent être déduits de l'examen de ces caractéristiques.

6. Remarques finales

La présente étude a été basée sur quelques points qu'il nous paraît utile de dégager:

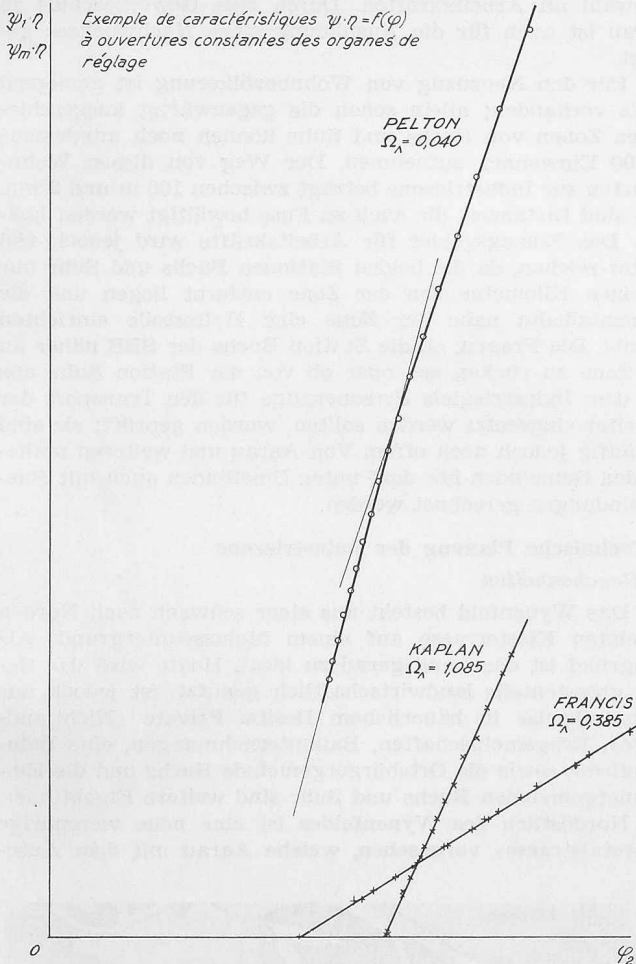


Fig. 7. Exemple de caractéristiques $\psi \cdot \eta = f(\varphi)$ à ouvertures constantes des organes de réglage

1) Nous avons fait usage de chiffres adimensionnels se prêtant à la représentation des caractéristiques de turbines fonctionnant à vitesse de rotation constante. Cette représentation est sans conteste la plus judicieuse si l'on considère qu'à de rares exceptions près les turbines actuelles entraînent

des alternateurs connectés à des réseaux électriques dont la fréquence est maintenue constante.

2) Nous avons plus spécialement considéré le régime de fonctionnement à rendement optimum, mieux défini qu'un quelconque régime de pleine charge pouvant être fixé de façon très arbitraire.

3) Notre choix des grandeurs de référence a été basé sur un nombre élevé de résultats expérimentaux. Ce choix conduit à la formation de chiffres de chute et de débit, dont la valeur au sommet des collines de rendement est dans une large mesure indépendante de la vitesse spécifique. Signalons que des recherches analogues dans le domaine de la cavitation nous ont également permis de mettre en évidence certaines propriétés d'invariance.

Nous tenons à remercier tout particulièrement la Direction des Ateliers des Charmilles pour l'autorisation qu'elle nous a donnée d'utiliser l'importante documentation expérimentale de cette Maison. Nous espérons que le lecteur comprendra que nous ayons, par discrétion, supprimé certaines données numériques et qu'il voudra bien nous en excuser. Nous exprimons également toute notre reconnaissance à M. Michel Fauconnet, Chef du Laboratoire de Mécanique des Fluides, promoteur de l'utilisation systématique des grandeurs adimensionnelles dans ce service, pour les facilités qu'il nous a accordées lors de l'élaboration de ce travail.

7. Bibliographie

- [1] A. Rateau: Traité des turbo-machines. Dunod 1900.
- [2] L. Prandtl: Erläuterungsbericht zu den Regeln für Leistungsversuche an Ventilatoren und Kompressoren. VDI-Verlag, 1912.
- [3] L. Bergeron: Machines hydrauliques. Dunod, 1928.
- [4] C. Keller: Axialgebläse vom Standpunkt der Tragflügel-Theorie. Dissertation E. P. F., 1934.
- [5] O. Cordier: Aehnlichkeitsbedingungen für Strömungs-Maschinen. VDI-Berichte, Bd. 3, 1955.
- [6] H. Marcinowsky: Kennwerte für Strömungsmaschinen. VDI-Berichte, Bd. 3, 1955.
- [7] L. Borel: Essai de systématisation de l'étude du réglage d'un groupe hydroélectrique. «Bulletin technique de la Suisse Romande» No. 7, 1958.
- [8] R. Vercellini: Contribution à l'analyse des résultats d'essais de turbines Pelton. «Informations techniques Charmilles» No. 8, mai 1961.

Adresse de l'auteur: R. Vercellini, ing. S. I. A., 12, rue de Vermont, Genève.

Die Industriezone Wynenfeld in Buchs und Suhr (Aargau)

DK 711.554

Auf Anregung und mit Unterstützung der Aargauischen Baudirektion haben sich im Jahre 1949 die Stadt Aarau und sechs Nachbargemeinden — Biberstein, Buchs, Küttigen, Niedererlinsbach (SO) Rohr und Suhr — sowie später noch die Gemeinden Erlinsbach (AG) und Ruppertswil zur «Regionalplanungsguppe Aarau und Umgebung (REPLA)» zusammengeschlossen¹⁾. Das wichtigste Planungsergebnis der REPLA bestand in einem «Entwicklungsplan» für die ganze Region, der die anzustrebende Gliederung in Wohn-, Industrie- und Grüngebiete festhält. Dieser Plan aus dem Jahre 1954, der auch als Grundlage für die Bauordnungen und Zonenpläne von Aarau, Küttigen, Suhr, Buchs, Rohr, Ober- und Unterentfelden gedient hat, weist nach, dass in der Region Aarau nur noch ein einziges unüberbautes Gebiet vorhanden ist, das sich für eine grosszügige Industrieansiedlung eignet: das obere Wynenfeld, das ungefähr je zur Hälfte im Gebiet der Gemeinden Buchs und Suhr liegt. Die REPLA hat daher diesen beiden Gemeinden empfohlen, Ortsplanungen durchzuführen und dabei das obere Wynenfeld im Sinne des regionalen Entwicklungsplanes zur Industriezone zu erklären. Dieser Empfehlung folgend, haben die Gemeinden Buchs und Suhr in den Jahren 1954 bzw. 1955 Rolf Meyer, Zürich, und

Walter Schmidt, Lenzburg, mit ihren Ortsplanungen betraut. Gleichzeitig erteilten sie beiden Fachleuten einen gemeinsamen Auftrag für die Planung der Industriezone Wynenfeld.

Da das Wynenfeld von verschiedenen Projektvarianten für Autobahn, Anschluss- und Umfahrungsstrassen berührt wurde, galt es, zuerst das übergeordnete Verkehrssystem abzuklären und im Rahmen der Richtpläne beider Gemeinden die generelle Form der Industriezone festzulegen.

Im Jahre 1957 hat die REPLA eine «Subkommission Industriezone Wynenfeld» gebildet, die unter der Leitung von Direktor Kurt Oehler, Aarau, die Erschliessungsprobleme dieses Gebietes zu behandeln hatte. Die Planer standen der Subkommission als fachtechnische Bearbeiter zur Verfügung. Das Ergebnis der gesamten Planungstätigkeit für die Industriezone Wynenfeld liegt in der Form eines Berichtes vor, den wir auszugsweise veröffentlichen.

1. Zweck der Industriezone

Die Region Aarau braucht Gebiete, die der Industrieansiedlung vorbehalten sind, weil die bisherigen Industriezonen schon weitgehend überbaut sind. Die noch gänzlich unüberbaute Ebene des Wynenfeldes ist rechtzeitig für die Ansiedlung neuer Betriebe vorzubereiten, was in den Bauordnungsentwürfen beider Gemeinden vorgesehen ist: «Die Industriezone ist für die Ansiedlung der Industrie und des

¹⁾ Fachberater der Gruppe war Dr. h. c. Rudolf Steiger, Zürich.