Zeitschrift: Bulletin technique de la Suisse romande
Band: 100 (1974)
Heft: 13

Artikel: Abaque pour turbines hydrauliques
Autor: Graeser, Jean-Émile
DOI: https://doi.org/10.5169/seals-72111

Nutzungsbedingungen
Die ETH-Bibliothek ist die Anbieterin der digitalisierten Zeitschriften auf E-Periodica. 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. Das Veröffentlichen von Bildern in Print- und Online-Publikationen sowie auf Social Media-Kanälen oder Webseiten ist nur mit vorheriger Genehmigung der Rechteinhaber erlaubt. Mehr erfahren

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. La reproduction d'images dans des publications imprimées ou en ligne ainsi que sur des canaux de médias sociaux ou des sites web n'est autorisée qu'avec l'accord préalable des détenteurs des droits. En savoir plus

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. Publishing images in print and online publications, as well as on social media channels or websites, is only permitted with the prior consent of the rights holders. Find out more

Download PDF: 09.12.2025

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

Abaque pour turbines hydrauliques

par JEAN-ÉMILE GRAESER, Lausanne

1. Introduction

Tant pour l'ingénieur chargé de l'établissement d'un avant-projet d'aménagement hydro-électrique que pour l'étudiant se penchant sur un exercice d'installations de machines hydrauliques, l'équipement hydro-mécanique d'une centrale pose le problème du choix des turbines.

L'abaque que nous présentons ici est né du désir de faciliter la compréhension des démarches nécessaires à la détermination des caractéristiques essentielles des turbines qui peuvent être raisonnablement envisagées pour l'équipement d'une installation donnée. A ce titre, il constitue un instrument de travail ayant sa place aussi bien à l'école, pour illustrer un cours, que dans le bureau d'études, pour la préparation d'un projet.

Cette double utilité nous paraît devoir justifier pleinement le temps et la peine consacrés à l'établissement de cet ensemble de diagrammes qui traduisent, sous forme graphique, un certain nombre de relations physiques, les unes mathématiquement rigoureuses, les autres résultant de statistiques. L'originalité de cette réalisation tient à sa présentation qui met en évidence les influences réciproques des différents paramètres caractérisant machine et installation.

Une partie importante du travail de préparation étant fondée sur une étude statistique de turbines existantes, est-il besoin de préciser que cet abaque a un emploi forcément limité à l'examen de problèmes généraux ? L'étude approfondie de cas particuliers nécessitera toujours la connaissance de données propres à des turbines dont le comportement individuel a fait, en laboratoire, l'objet d'essais sur modèle.

Les chapitres qui suivent constituent, dans leur première partie, un résumé des principes généraux qui sont à l'origine de cet abaque. Prétexte à quelques considérations sur les règles essentielles auxquelles est soumise la construction des turbines, nos commentaires succincts n'ont pas la prétention de se substituer aux études fouillées destinées au spécialiste rompu aux subtilités des machines hydrauliques.

En ce qui concerne le choix des symboles et des unités utilisés dans ce texte, nous avons, à quelques exceptions près, dûment signalées, suivi les directives des *Feuilles de cours illustrées C*, 2e édition, publiées par l'Institut de machines hydrauliques, sous la direction du professeur Th. Bovet [1] [1]. Puissent ces lignes contribuer à la diffusion de la symbolique particulièrement cohérente et du système d'unités international (S.I.) préconisés dans l'ouvrage en question, dont la première édition parue en 1963 a été rapidement épuisée.

Nous ne terminerons pas cette introduction sans dire tout le plaisir que nous avons eu à travailler avec les jeunes ingénieurs et étudiants, assistants de l'Institut de machines hydrauliques, qui nous ont apporté spontanément leur aide.

2. Le groupe hydro-électrique

L'exploitation des ressources hydrauliques naturelles ne saurait se concevoir sans l'électricité, seul intermédiaire dont l'utilisation rend possible le transport et la distribution à grande échelle de l'énergie cédée par les chutes d'eau.

Le groupe hydro-électrique constitue actuellement le moyen le plus économique de réaliser la transformation de l'énergie hydraulique en énergie électrique. Cette transformation s'y opère en deux étapes essentielles. La première a son siège dans la turbine hydraulique qui transmet à l'arbre du groupe, sous forme mécanique, l'énergie que l'eau lui cède. La seconde a son siège dans la machine électrique, dans la majorité des cas un alternateur, où l'énergie passe de la forme mécanique à la forme électrique.

[1] Les chiffres entre crochets renvoient à la bibliographie en fin de texte.

Notre attention se portera avant tout sur la turbine hydraulique. Nous ne considérerons de la machine électrique que les caractéristiques dont il convient de tenir compte lors de l'étude de la turbine.

3. La turbine hydraulique

3.1 *Les différents types de turbines*

La création d'une installation hydro-électrique, au cœur de laquelle la turbine hydraulique a sa place, dépend de critères essentiellement, pour ne pas dire exclusivement, économiques, faisant intervenir la notion de rentabilité de l'ensemble. L'aménagement assurant la production d'énergie électrique au prix de revient le plus avantageux aura le pas sur les autres.

La turbine, qu'il convient dès lors de considérer comme l'élément d'un tout, n'échappe pas à cette règle. Elle est, par ce fait, soumise à différents impératifs auxquels les constructeurs, il est très intéressant de le relever, ont été progressivement amenés de cas en cas à donner une même réponse. En effet, la turbine hydraulique a vu ses formes et ses dimensions se cristalliser dans des moules qui ne présentent, au niveau de notre étude, que relativement peu d'écarts d'un fabricant à l'autre.

Malgré la diversité des nombreuses firmes qui, sur tout notre globe, s'occupent de la construction de machines hydrauliques, la recherche d'un produit alliant à un prix avantageux, un bon rendement, un fonctionnement correct, une certaine résistance à l'usure, une sécurité d'exploitation rarement en défaut et une grande facilité d'entretien, a entraîné la concentration de la production mondiale sur quelques types de turbines seulement. En fait, la presque totalité des machines existantes appartient à l'une des catégories suivantes :

— Turbines Pelton
— Turbines Francis
— Turbines Kaplan.

Cette panoplie restreinte [1], illustrée par les figures 1 à 3, permet actuellement d'apporter une solution pratique à l'ensemble des cas d'équipement que les installations présentent ordinairement. Elle ne saurait être diminuée, car, toute considération de dimensions absolues mise à part, un type unique ne saurait, à lui seul, satisfaire à la gamme des conditions que pose la combinaison de toutes les chutes et de tous les débits possibles.

Pour les mêmes raisons, les turbines de chaque type présentent, en fonction de ces données extérieures, d'importantes différences dans la géométrie de leurs canaux et de leurs aubages. Cependant, l'évolution des formes et des caractéristiques de fonctionnement suivent, avec relativement peu de dispersion, des lois qu'il est possible d'établir

[1] Nous avons volontairement laissé de côté le type Dériaz, intermédiaire entre les types Francis et Kaplan, dont il n'existe qu'un nombre relativement restreint d'unités.

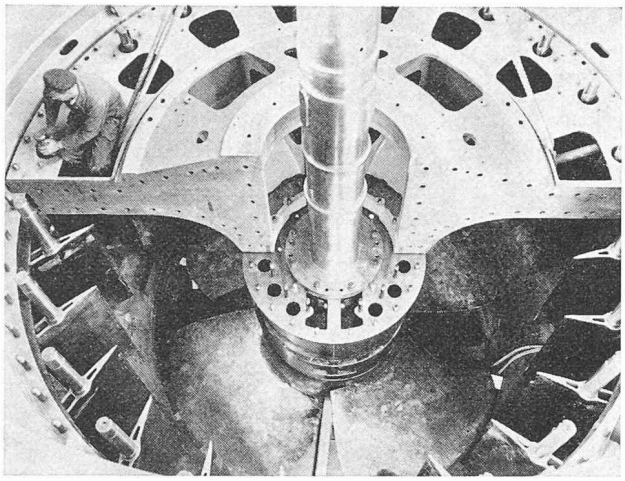


Fig. 1. — Turbine Kaplan en cours de montage à la centrale de Böfinger Halde.
$H = 6{,}63$ m ; $gH = 65$ J/kg ; $\dot{V} = 74{,}4$ m³/s ;
$\dot{N} = 107{,}1$ t/min ; $\dot{E}_e = 4{,}45$ MW ; $D_e = 3{,}98$ m.
Photo Voith, Heidenheim.

statistiquement. Le présent abaque est l'expression graphique de ces relations.

En outre, plusieurs des diagrammes rassemblés dans cet abaque tiennent compte des différences fondamentales qui existent entre les *turbines à réaction*, type Kaplan et Francis, d'une part, et les *turbines à action*, type Pelton, d'autre part. Cette distinction s'impose d'emblée, car la plupart des développements de ce texte explicatif doivent être conduits différemment pour ces deux genres de turbine. Le critère de discrimination, basé sur l'état de l'énergie hydraulique à l'entrée de la roue, est énoncé sous *chiffre* 4.1.1.

3.2 *Les grandeurs caractéristiques fondamentales d'une turbine hydraulique*

Le type, la géométrie et les dimensions d'une turbine hydraulique dépendent essentiellement des paramètres suivants :

— *L'énergie massique* gH [J/kg] ou, selon une pratique universellement adoptée par les exploitants, la *hauteur de chute nette* ou *chute nette* H [m].[1] La relation existant entre ces deux notions est donnée sous chiffre 4.1.3, dans les définitions relatives à la formule (3).

— Le *débit nominal* $\dot{V}$ [m³/s].

— La *vitesse de rotation* N [rad/s] ou $\dot{N}$ [t/min].

Leur choix, pour définir la ou les machines hydrauliques correspondant aux différentes possibilités d'équipement d'une centrale, dépend essentiellement des caractéristiques de l'installation.

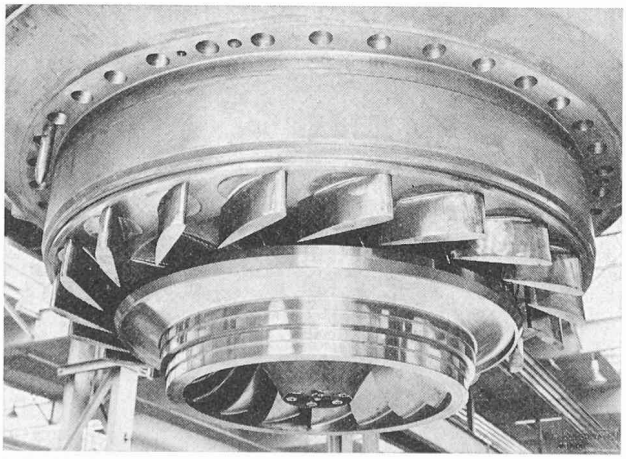


Fig. 2. — Turbine Francis partiellement assemblée en ateliers, destinée à la centrale de Campocologno.
$H = 429$ m ; $gH = 4208$ J/kg ; $\dot{V} = 6{,}5$ m³/s ;
$\dot{N} = 1000$ t/min ; $\dot{E}_e = 24{,}8$ MW ; $D_{1e} = 0{,}8$ m.
Photo Escher Wyss, Zurich.

4. L'abaque et les caractéristiques des turbines hydrauliques

4.1 *Commentaires communs relatifs aux turbines à réaction et à action*

4.1.1 *Energie massique ou chute*

Quel que soit l'équipement hydro-mécanique envisagé, l'énergie massique gH [J/kg] (ou la chute nette H [m]) sous laquelle la turbine est appelée à travailler constitue le point de départ de nos démarches, puisque ce paramètre est imposé à la machine hydraulique par l'installation.

L'*énergie massique de l'installation* gH_J (ou la *chute brute* H_{br}) est égale à la différence des énergies massiques existant aux limites amont VII et aval $\overline{\text{VII}}$ de l'installation :

$$gH_J = gH_{VII} - gH_{\overline{VII}} \qquad [\text{J/kg}] \qquad (1)$$

La figure 4 illustre la relation qui existe entre cette énergie massique gH_J et celle gH mise à disposition de la turbine. D'une façon générale, on a :

$$gH = gH_J - (gH_{r_J} + gH_{r_{\overline{J}}}) \qquad [\text{J/kg}] \qquad (2)$$

L'énergie massique gH dépend donc de l'état des niveaux amont et aval, ainsi que de l'importance des pertes de charge amont gH_{r_J} et aval $gH_{r_{\overline{J}}}$, elles-mêmes fonction du débit. Il est d'usage de choisir une valeur moyenne de cette énergie, correspondant à la notion bien connue de *chute nette nominale*. Pour l'utilisation de l'abaque, seule cette valeur particulière entrant en ligne de compte, nous l'avons nommée en abrégé chute et nous avons renoncé à affecter son symbole H d'un indice afin d'alléger les notations.

La comparaison des deux schémas de la figure déjà citée met en évidence une des différences que présentent les turbines à réaction et à action dans l'équipement d'une chute.

La *turbine à réaction* (Francis ou Kaplan), dont la roue noyée est susceptible de travailler sous une certaine contre-pression, permet, aux pertes de charge près, une utilisation intégrale de l'énergie de l'installation.

La *turbine à action* (Pelton), dont la roue doit constamment rester dénoyée, n'utilise pas entièrement cette énergie, puisque l'énergie $gH_{r_{\overline{J}}}$, correspondant pratiquement à la hauteur libre sous la roue ne peut être mise à profit. Cette circonstance est particulièrement défavorable dans le cas d'installations dont le niveau aval est soumis à de fortes fluctuations.

[1] L'usage dans l'abaque de la notion de hauteur de chute (à rattacher au système d'unités M.K.S.) constitue une entorse au système d'unités international (S.I.). L'emploi en parallèle des deux notions d'énergie massique et de hauteur de chute pour définir l'énergie hydraulique a de quoi effrayer plus d'un puriste usant avec rigueur du système international. Par cette méthode peu orthodoxe, nous espérons faciliter la compréhension de ce nouveau système auprès des utilisateurs de machines hydrauliques sans les obliger d'emblée à s'y plier.

Dans l'abaque, figure 5, la chute H et l'énergie massique gH sont reportées en ordonnées du diagramme ①, avec les échelles correspondant à leur unité respective. Chacun des points repères qui figurent dans ce diagramme est relatif à une turbine existante. [9], [10], [11]

L'examen de la répartition de ces repères, dont la forme (carré, cercle ou triangle) est liée au type de turbine, confirme qu'à chaque domaine de chutes correspond un type de turbine donné. Il en résulte un premier mode de classement où la chute, à elle seule, constitue l'élément déterminant lors du choix :

Type de turbine	Domaine de chute H [m] (limites courantes pour exécutions industrielles)
Kaplan	$5 < H < 80$ m
Francis	$40 < H < 700$ m
Pelton	$350 < H < 1800$ m

Pour l'équipement des chutes basses et moyennes, la turbine à réaction représente la solution la mieux adaptée. Dans une turbine de ce genre, que ce soit une Kaplan ou une Francis, l'énergie à l'entrée de la roue est en partie sous forme potentielle (de pression P), le reste étant sous forme d'énergie cinétique. Cela n'est possible que si $P_1 > P_{\bar{1}}$, donc que si l'entrée (1) et la sortie ($\bar{1}$) de la roue sont isolées, l'une par rapport à l'autre. La roue doit être équipée de joints à la qualité desquels une attention toute particulière doit être vouée. Il en résulte que les turbines de cette catégorie ne se prêtent que difficilement à l'équipement de hautes chutes, ces dernières provoquant de fortes pertes volumiques (d'où une perte sensible de rendement) dans les joints de réalisation et d'entretien difficiles. De plus, en raison de la nécessité de l'injection totale, le faible débit qui accompagne le plus souvent de telles chutes conduirait à l'adoption de canaux de petite section, trop étroits pour être correctement usinés et entretenus.

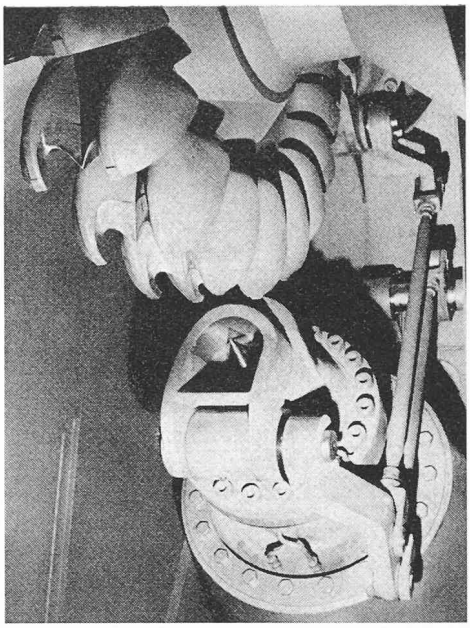
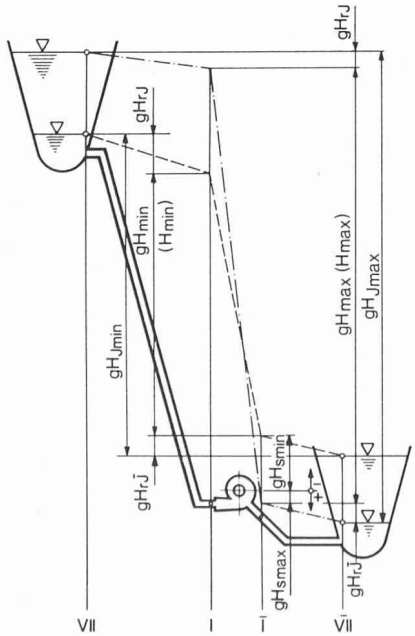


Fig. 3. — Turbine Pelton de la centrale de Veytaux. Vue montrant une roue avec injecteur inférieur.
$H = 866$ m ; $gH = 8495$ J/kg ; $\dot{V} = 8{,}14$ m³/s ; $\dot{N} = 600$ t/min ; $z_j = 4$ (répartis sur 2 roues) ; $\dot{E}_e = 62$ MW ; $D_1 = 1{,}940$ m ; $D_2 = 0{,}150$ m.
Photo ACMV, Vevey.

La turbine à action, type Pelton, en revanche, constitue une solution avantageuse à l'équipement de hautes chutes dotées de débits faibles à moyens. L'énergie à l'entrée de la roue est entièrement sous forme cinétique, la pression P_1 à l'entrée de l'aubage est égale à celle, $P_{\bar{1}}$, régnant à sa sortie (en général, la pression atmosphérique). La roue travaille ainsi en absence de joints et est alimentée par injection partielle, écartant ainsi les inconvénients que la turbine à réaction présente aux hautes chutes.

UTILISATION D'UNE CHUTE

TURBINES À RÉACTION



TURBINES À ACTION

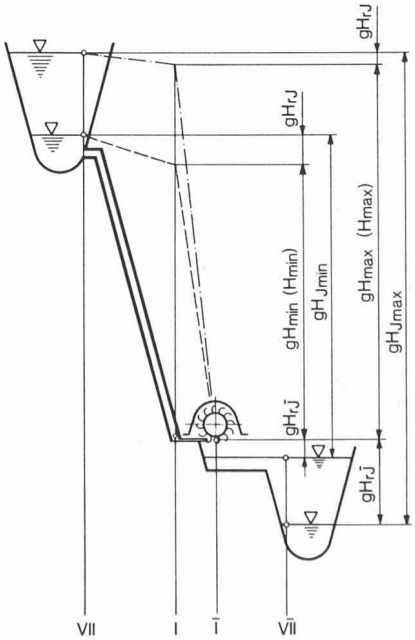


Fig. 4. — Schéma d'installations équipées de turbines à réaction et à action : définition des différentes énergies massiques et des points caractéristiques de l'installation.
Sur ce schéma, en raison de l'impossibilité de représenter les détails de la turbine, les grandeurs $gH_{s_{max}}$ et $gH_{s_{min}}$, correspondant à $H_{s_{max}}$, respectivement $H_{s_{min}}$, sont reportées à partir de l'axe de la machine. En toute rigueur, selon la définition donnée sous chiffre 4.2.1, l'altitude de référence au droit de la turbine est constituée par le point ($\bar{1}$) le plus haut de la sortie de l'aubage moteur.

4.1.2 *Débit*

Le débit à utiliser est également une donnée de l'aménagement. Néanmoins, la possibilité de le fractionner en le répartissant entre plusieurs turbines permet un choix. Le débit nominal $\dot{V}$ [m³/s] unitaire dépend ainsi du nombre de groupes équipant la centrale. A moins que ce nombre ne soit imposé à priori par des conditions impératives étrangères à nos propos, son choix définitif conduisant à la solution optimale ne pourra être fait qu'en comparant différentes variantes d'équipement. Pour cette raison, les démarches que nous décrivons plus loin doivent être répétées pour différentes valeurs de $\dot{V}$, correspondant chacune à l'une de ces variantes.

4.1.3 *Puissance et rendement*

La paire de valeurs H-$\dot{V}$ relative à une turbine définit sa *puissance effective* $\dot{E}_e$ [kW], donnée par la relation suivante :

$$\dot{E}_e = \mu \cdot \dot{V} \cdot gH \cdot \eta_e \cdot 10^{-3} \quad [\mathrm{kW}] \qquad (3)$$

où

$\dot{E}_e$	Puissance mécanique effective, disponible au plateau d'accouplement (1 MW = 10^3 kW)	[kW]
μ	Masse volumique de l'eau (Pour l'établissement de l'abaque, μ = 1000 kg/m³)	[kg/m³]
$\dot{V}$	Débit-volume	[m³/s]
gH	Energie massique fournie par l'installation à la turbine, égale au produit de	[J/kg]
	g accélération terrestre locale (pour l'abaque g = 9,81 m/s²)	[m/s²]
	et de	
	H hauteur de chute nette	[m]
η_e	Rendement global effectif de la turbine	[−]

La connaissance du *rendement global effectif* η_e [−] de la turbine correspondant à son régime nominal de fonctionnement est nécessaire au calcul de la puissance mécanique dont l'alternateur peut disposer.

Ce rendement varie évidemment d'une machine à l'autre. Il dépend notamment du type, de la géométrie et des dimensions absolues de la turbine, ainsi que de la bienfacture des aubages du distributeur et de la roue. Il joue un rôle très important lors du choix définitif de turbines appelées à équiper une installation quand les propositions de différents constructeurs sont comparées.

Néanmoins, au stade de l'avant-projet, quand le type de machine est encore à définir, une estimation de la puissance est possible à partir d'une valeur moyenne du rendement choisie arbitrairement.

Le diagramme ② est l'expression graphique de la relation (3), compte tenu d'un rendement η_e = 0,91. Les variables H, respectivement gH, et $\dot{V}$ y sont reportées le long des axes d'un système de coordonnées obliques sur lequel est superposé un réseau $\dot{E}_e$, tel qu'à toute paire de valeurs H-$\dot{V}$ correspond une valeur de $\dot{E}_e$ satisfaisant à la relation (3).

4.1.4 *Vitesse de rotation*

L'intérêt économique que présente une construction ramassée, en raison de son poids réduit et de son faible encombrement, incite les constructeurs à rechercher des vitesses de rotation élevées.

On mesure mieux l'intérêt porté à l'adoption de machines tournant vite, si l'on est conscient que l'avantage ainsi obtenu concerne aussi bien l'alternateur que la turbine.

La vitesse de rotation N [rad/s], respectivement $\dot{N}$ [t/min], avec

$$N = \frac{2\pi}{60} \cdot \dot{N} \quad [\mathrm{rad/s}] \qquad (4)$$

est donc un élément caractéristique de la turbine et nous allons montrer le rôle important qu'elle joue dans la détermination du type, des formes et des dimensions de cette dernière.

4.1.5 *Chiffre de rotation ou vitesse spécifique (définitions)*

Considérons *deux turbines géométriquement semblables*, dont les canaux fixes de distribution et l'aubage de la roue présentent donc des angles caractéristiques égaux (fig. 6).

La première d'entre elles, définie par un diamètre de référence D de sa roue [1], travaille sous une chute H en absorbant un débit $\dot{V}$. Sa vitesse de rotation est N, respectivement $\dot{N}$. A ce point de fonctionnement correspond une puissance $\dot{E}_e$, un couple T_e et un rendement η_e.

La seconde, avec une roue de diamètre D^* travaille sous une chute H^*. Une *similitude d'écoulement* caractérisée par un rapport fixe des vitesse absolues, donc respectant les triangles de vitesses et, par là, le rendement η_e (à l'effet d'échelle près), est obtenue si les paramètres $\dot{V}^*$ et N^*, respectivement $\dot{N}^*$, satisfont aux conditions suivantes :

$$\frac{N^*}{N} = \frac{D}{D^*} \cdot \left[\frac{H^*}{H}\right]^{1/2} \quad [-] \qquad (5)$$

$$\frac{\dot{V}^*}{\dot{V}} = \left[\frac{D^*}{D}\right]^2 \cdot \left[\frac{H^*}{H}\right]^{1/2} \quad [-] \qquad (6)$$

ou, sous une autre forme :

$$\frac{H^*}{H} = \left[\frac{D^*}{D}\right]^2 \cdot \left[\frac{N^*}{N}\right]^2 \quad [-] \qquad (5')$$

$$\frac{\dot{V}^*}{\dot{V}} = \left[\frac{D^*}{D}\right]^3 \cdot \frac{N^*}{N} \quad [-] \qquad (6')$$

Par conséquent, on aura pour ce même régime :

$$\frac{\dot{E}_e^*}{\dot{E}_e} = \left[\frac{D^*}{D}\right]^2 \cdot \left[\frac{H^*}{H}\right]^{3/2} = \left[\frac{D^*}{D}\right]^5 \cdot \left[\frac{N^*}{N}\right]^3 \quad [-] \qquad (7/7')$$

$$\frac{T_e^*}{T_e} = \left[\frac{D^*}{D}\right]^3 \cdot \frac{H^*}{H} = \left[\frac{D^*}{D}\right]^5 \cdot \left[\frac{N^*}{N}\right]^2 \quad [-] \qquad (8/8')$$

[1] En choisissant un diamètre D comme élément de référence, nous nous sommes conformés à l'habitude la plus généralement répandue. Cet usage souffre des exceptions entièrement justifiées par le souci de créer une symbolique rationnelle et cohérente, qui conduit, ainsi qu'on le verra sous chiffre 4.2.3, à opter pour le rayon R comme élément de référence.

Fig. 6. — Similitudes de forme et d'écoulement et chiffre de rotation ν.

En grandeurs dimensionnelles, les triangles de vitesses des deux turbines sont semblables. En grandeurs adimensionnelles, le régime de fonctionnement des deux machines est caractérisé par le même triangle de vitesses, dont les composantes c et u, par exemple, sont, à l'indice près,

$$c = \frac{C}{(2gH)^{1/2}} = \frac{C^*}{(2gH^*)^{1/2}}$$

$$u = \frac{U}{(2gH)^{1/2}} = \frac{U^*}{(2gH^*)^{1/2}}$$

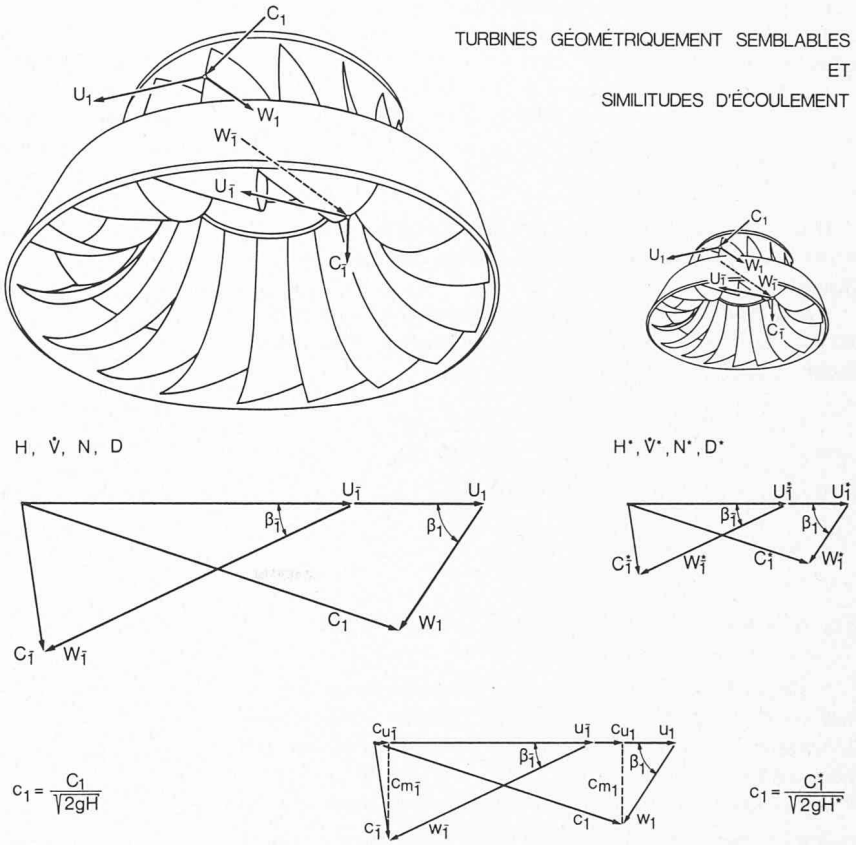
De par la relation d'Euler, on a

$$\eta_e \approx h_t = 2\,(u_1 \cdot c_{u_1} - u_{\bar{1}} \cdot c_{u_{\bar{1}}})$$

Le chiffre de rotation (facteur de formes) est le même pour les deux turbines

$$\nu = N \cdot \frac{(\dot{V}/\pi)^{1/2}}{(2gH)^{3/4}} = N^* \cdot \frac{(\dot{V}^*/\pi)^{1/2}}{(2gH^*)^{3/4}}$$

Si H, H^*, D et D^* sont donnés, alors N et N^*, $\dot{V}$ et $\dot{V}^*$ sont liés par les relations (5), respectivement (6).



Ainsi, connaissant une turbine, un modèle (M), par exemple, on peut déterminer les caractéristiques de toute une famille de turbines géométriquement semblables, exécutions industrielles (E).

Cette constatation a incité les hydrauliciens à définir et à classer ces familles en fixant deux des trois paramètres H, $\dot{V}$, N, respectivement $\dot{N}$ (ou H, $\dot{E}_e$, $\dot{N}$) d'une turbine de référence, le troisième constituant l'étiquette de cette famille, représentant ainsi un élément de définition et de classement.

Différents modes sont utilisés :

Le plus ancien, d'un usage universel, la *vitesse spécifique* n_s, est la vitesse de rotation d'une machine de référence géométriquement semblable, développant une puissance de 1 ch sous une chute de 1 m.

Le calcul de cette vitesse spécifique s'effectue de la façon suivante :

Soient

une turbine quelconque dont on veut déterminer la vitesse spécifique n_s	la turbine de référence géométriquement semblable dont la vitesse de rotation est, par définition, la vitesse spécifique cherchée

dont les caractéristiques sont

H	$H^* = 1$	[m]
$\dot{E}_{e\,(ch)}$	$\dot{E}^*_{e\,(ch)} = 1$	[ch]
$\dot{N}$	$\dot{N}^* = n_s$	[t/min] [1]
D	D^*	[m]
η_e	η_e [a)]	[–]

a) à l'effet d'échelle près.

En appliquant les formules (5) et (7), on peut écrire

$$\frac{n_s}{\dot{N}} = \frac{D}{D^*} \cdot \left[\frac{1}{H}\right]^{1/2} \qquad (5'')$$

$$\frac{1}{\dot{E}_{e\,(ch)}} = \left[\frac{D^*}{D}\right]^2 \cdot \left[\frac{1}{H}\right]^{3/2} \qquad (7'')$$

d'où

$$n_s = \dot{N} \cdot \frac{\dot{E}_{e\,(ch)}^{1/2}}{H^{5/4}} \qquad (9)\ ^{1}$$

Un autre, la *vitesse spécifique* n_q, qui a l'avantage de ne pas faire intervenir le rendement ni la masse volumique, est la vitesse de rotation d'une machine de référence géométriquement semblable, absorbant un débit de 1 m³/s sous 1 m de chute. Elle répond à la formule suivante :

$$n_q = \dot{N} \cdot \frac{\dot{V}^{1/2}}{H^{3/4}} \qquad (10)\ ^{2}$$

[1] Par définition donc, n_s a la dimension d'une vitesse exprimée en t/min. La relation (9), dans laquelle la chute H^* et la puissance $\dot{E}^*_{e\,(ch)}$ unitaires de la turbine de référence ont été éliminées, n'est pas cohérente du point de vue de l'analyse dimensionnelle. Pour ne pas créer de confusion, nous avons volontairement omis de faire figurer une dimension à la suite de cette dernière relation.

[2] La dimension de n_q appelle une remarque analogue à celle qui a été formulée au sujet du n_s.

Le mode utilisé pour l'établissement de l'abaque est le *chiffre de rotation* ν [−], fraction de n_q, défini par la relation suivante :

$$\nu = N \cdot \frac{(\dot{V}/\pi)^{1/2}}{(2gH)^{3/4}} \quad [-] \qquad (11)$$

Il s'inscrit dans le cadre du système cohérent de symboles et d'unités adopté par l'Institut de machines hydrauliques.

Ces différentes grandeurs, expression d'une même notion physique, sont évidemment liées entre elles. Des calculs faciles conduisent aux identités suivantes :

$$\nu = 0{,}00633 \cdot n_q \qquad n_q = 158 \cdot \nu \qquad (12/12')$$

$$^{a)}\ n_s \cong 3{,}48 \cdot n_q \qquad ^{a)}\ n_q \cong 0{,}287 \cdot n_s \qquad (13/13')$$

$$^{a)}\ n_s \cong 550 \cdot \nu \qquad ^{a)}\ \nu \cong 0{,}00182 \cdot n_s \qquad (14/14')$$

a) Avec $\eta_e = 0{,}91$

4.1.6 *Chiffre de rotation (mode de classement des turbines)*

Si des turbines géométriquement semblables sont définies par un même chiffre de rotation ν, ou une même vitesse spécifique n_s ou n_q, la réciproque n'est en revanche pas nécessairement vraie.

Ainsi deux turbines présentant approximativement les mêmes caractéristiques H, $\dot{V}$, N ne sont pas nécessairement semblables et peuvent présenter des différences de forme. Cependant, malgré les écarts existants, en raison même du peu d'importance de ces écarts, ce système de classification s'applique sans réserve notoire à l'ensemble des turbines et le chiffre de rotation peut être assimilé à un *facteur de formes*.

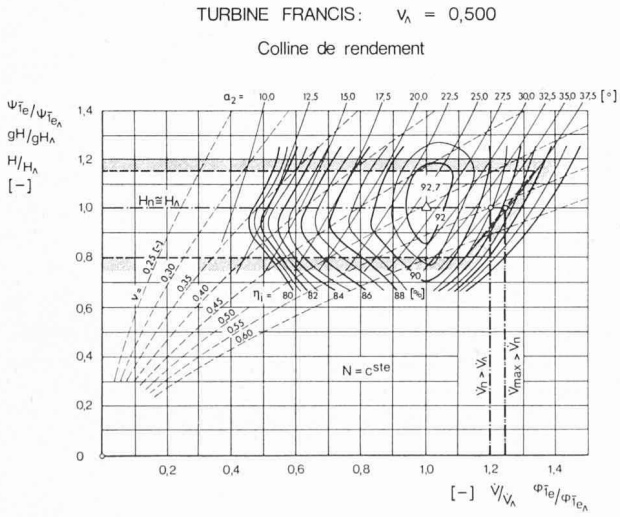


Fig. 7. — Caractéristique de fonctionnement d'une turbine. Sur cette figure, par souci de simplification, les limites de variation de la chute sont définies sommairement par deux horizontales. En toute rigueur, en raison des pertes de charge existant dans les ouvrages d'adduction, ces limites sont constituées par deux arcs de paraboles s'incurvant vers le bas. D'autre part, on remarquera que dans le choix des grandeurs caractéristiques adimensionnelles, le chiffre de débit $\varphi_{\bar{1}e}$ et le chiffre d'énergie $\psi_{\bar{1}e}$ sont rapportés au même rayon de référence $R_{\bar{1}e}$. Il s'agit d'une pratique courante qu'il convient de relever pour éviter une confusion avec le chiffre d'énergie ψ_{1i} défini dans le texte. On a évidemment $\psi_{\bar{1}e} = \psi_{1i} \cdot r_{1i}^2$.

La détermination du chiffre de rotation à partir de la relation (11), appelle quelques commentaires indispensables à la compréhension de l'abaque et à son utilisation.

Dans la plus grande majorité des cas, une turbine est appelée à travailler à vitesse de rotation constante sous une chute variable, imposée par l'installation, avec un débit également variable, fonction de l'ouverture de l'appareil de distribution.

Au moment de calculer le chiffre de rotation, la question se pose, pour chacune des grandeurs H et $\dot{V}$, du choix d'une valeur bien définie correspondant au cas étudié et propre à caractériser la machine sans équivoque.

La caractéristique de fonctionnement d'une turbine est donnée par un ensemble de courbes du genre de celles de la figure 7. Les grandeurs adimensionnelles reportées en abscisses et en ordonnées correspondent pratiquement à la chute et au débit (les définitions de ψ et de φ sont données plus loin, sous chiffre 4.3.3). [4]

La plage d'utilisation, bien que limitée par les chutes extrêmes, d'une part, et par les possibilités de la turbine, d'autre part, laisse une certaine marge de liberté quant au choix en question.

La méthode qui consiste à choisir le débit $\dot{V}_\wedge$ et la chute $H_\wedge$, correspondant au *régime « sommet »* de rendement maximal, pour définir un chiffre de rotation $\nu_\wedge$ caractérisant l'aubage, se répand de plus en plus. Nous estimons qu'elle est excellente car sa définition ne prête pas à confusion.

Dans le cadre de notre étude statistique, nous ne disposions pas de données clairement définies pour toutes les turbines existantes. Les valeurs de la chute et du débit correspondent dans la plupart des cas à un point de fonctionnement dit « nominal ». La chute « nominale » H (H_n dans cette figure) est une valeur moyenne proche de $H_\wedge$ (pour autant que l'auteur de la source n'ait pas cédé à la tentation du « record » et donné, sans le préciser, la valeur maximale que peut atteindre cette chute). Le débit « nominal » est un débit de quelque 20 % supérieur à $\dot{V}_\wedge$ et constitue, dans la plupart des cas, une valeur de garantie imposée au constructeur. En fait, en raison de la marge de sécurité admise, ce débit est quelque peu inférieur au débit maximal que peut absorber la turbine.

Finalement, ce régime « nominal », dont la définition assez floue varie d'une installation à l'autre, constitue malgré tout un point de repère valable pour une étude comme la nôtre. C'est sur cette base que le chiffre de rotation donné dans l'abaque est calculé.

Le chiffre de rotation constitue, comme nous l'avons vu, le critère de classement par excellence des turbines hydrauliques. Dans les grandes lignes, la répartition des différents types de turbines dans ce mode de classement se présente ainsi :

Type de turbine	Chiffre de rotation ν [−]
Kaplan	$0{,}40 < \nu < 2{,}00$
Francis	$0{,}10 < \nu < 0{,}70$
Pelton	$0{,}01 < \nu < 0{,}11$

La combinaison de ce mode de classement avec celui de la chute est réalisée par le diagramme ①, déjà mentionné. La distribution des turbines existantes, représentées chacune par un repère dans le plan H-ν, y apparaît clairement.

Pour rendre plus concrète la relation existant entre le chiffre de rotation et la géométrie de la turbine, plus parti-

culièrement celle de sa roue, ce diagramme est complété par quelques schémas de profils de machines de ν différents.

Le diagramme ③, qui est le pendant graphique des relations (12) et (14), permet la conversion du chiffre de rotation ν en nombre de tours spécifiques n_s ou n_q.

4.2 *Commentaires propres aux turbines à réaction*

4.2.1 *Chiffre de cavitation*

Comme nous l'avons relevé sous chiffre 4.1.4, la nécessité de construire des groupes hydro-électriques économiques conduit, pour la turbine, à la recherche des vitesses de rotation, donc d'écoulement, les plus élevées, compatibles avec un bon fonctionnement de la machine. Il s'ensuit que l'énergie cinétique de l'eau à la sortie de la roue acquiert une importance non négligeable et qu'elle doit être, dans la mesure du possible, récupérée.

Cette récupération exige que la pression $P_{\bar{1}}$ à la sortie ($\bar{1}$) de la roue soit plus petite que celle $P_{\bar{I}}$ régnant au point de restitution ($\bar{I}$) à l'aval de la turbine. Elle ne saurait toutefois s'abaisser au point d'atteindre la pression de dégagement de vapeur d'eau P_v sans qu'apparaisse le phénomène tant redouté de la cavitation. Il y a là une limite que nous allons essayer de situer en recourant à des arguments simplifiés. Le lecteur désireux d'en apprendre davantage en suivant des explications complètes, s'appuyant sur des formules, se référera avec profit à l'un des ouvrages cités dans la bibliographie. [2], [5]

En écrivant l'équation de Bernoulli relative à ces deux points ($\bar{1}$) et ($\bar{I}$) et en admettant, pour faciliter la démonstration, que la pression $P_{\bar{I}}$ est égale à la pression atmosphérique P_a et que l'énergie cinétique dans la section ($\bar{I}$) est négligeable, on établit que la condition énoncée plus haut est d'autant mieux remplie que, notamment,

— la cote d'implantation $Z_{\bar{1}}$ est petite, donc que la turbine est basse par rapport au niveau de restitution $Z_{\bar{I}}$;

— l'énergie cinétique correspondant à la vitesse $\overline{C_{\bar{1}}}$ est petite, donc que les vitesses absolues d'écoulement à la sortie de la roue sont faibles.

En d'autres termes, plus on recherche une implantation élevée de la turbine par rapport au niveau aval, plus les vitesses doivent être petites à la sortie de la roue, donc plus grandes doivent être les sections de la roue. Il s'ensuit que la recherche de vitesses élevées conduisant à la réalisation d'une construction ramassée trouve là une limite impérative.

En fait, dans la plupart des cas, la cavitation dans une turbine à réaction n'est pas localisée hors de la roue. Elle prend en général naissance dans l'aubage où s'opère le transfert d'énergie et s'y manifeste dès que la pression liée à une vitesse locale, évidemment différente de $\overline{C_{\bar{1}}}$, descend au-dessous de la pression de dégagement de vapeur de l'eau. Le *chiffre de cavitation* σ [—] défini par Thoma donne la mesure de la limite d'apparition du phénomène de cavitation dans une turbine :

$$\sigma = \frac{H_a - H_v - H_s}{H} \qquad [-] \qquad (15)$$

où

H	chute nette de la turbine	[m]
H_a	hauteur représentative en colonne d'eau de la pression atmosphérique à la sortie de l'installation, point ($\overline{VII}$)	[m]
H_v	hauteur représentative en colonne d'eau de la pression de dégagement de vapeur de l'eau	[m]
H_s	hauteur d'aspiration, correspondant à la dénivellation entre le point ($\bar{1}$) le plus haut de la sortie de l'aubage moteur et le point ($\overline{VII}$) du niveau le plus bas à l'aval de l'installation, diminuée de la hauteur représentative des pertes de charge $H_{r_{\bar{J}}}$ entre les points ($\bar{I}$) et ($\overline{VII}$) telle que	[m]

$$H_s = Z_{\bar{1}} - Z_{\overline{VII}} - H_{r_{\bar{J}}} \qquad [\mathrm{m}] \qquad (16)$$

Compte tenu de ce qui précède, en raisonnant sur des valeurs relatives adimensionnelles, on peut affirmer que deux turbines géométriquement semblables caractérisées par le même chiffre de rotation ν présentent la même valeur du coefficient de cavitation σ.

Cette similitude dans les conditions qui provoquent l'apparition de la cavitation est très importante car le chiffre de cavitation ne peut être déterminé que par des mesures.

En revanche, on peut supposer que deux turbines de même chiffre de rotation, mais de géométrie différente, ne seront pas affectées du même coefficient de cavitation. C'est d'ailleurs effectivement le cas dans une certaine mesure. Cependant, un examen statistique tel qu'en ont réalisé plusieurs auteurs montre qu'en fait la recherche d'une relation entre ν et σ est parfaitement légitime. [5], [6], [7]

La synthèse de ces recherches, résumées par la figure 8, conduit à la relation suivante :

$$\sigma = 0{,}54 \cdot \nu^{1{,}7} \qquad [-] \qquad (17)$$

En admettant des valeurs moyennes, on peut poser arbitrairement :

$$H_a - H_v = 9{,}5 \qquad [\mathrm{m}] \qquad (18)$$

et définir ainsi une relation univoque entre H_s et ν pour chaque valeur de H.

Dans le diagramme ①, l'ensemble des relations précédentes se traduit graphiquement par des droites à H_s constant dans le plan H-ν. Remarquons en passant que ce réseau, résultat d'une statistique, n'a évidemment qu'un rapport indirect avec les valeurs réelles de H_s de chacune des turbines existantes repérées dans le plan H-ν.

Pour le choix d'une turbine, on peut donc pour une chute H donnée, ayant choisi la hauteur H_s, déterminer le chiffre de rotation ν d'une turbine de manière que son fonctionnement se situe à la limite du chiffre de cavitation σ correspondant à notre statistique. Quelle sera la vitesse de rotation d'une telle turbine, son débit étant dicté par le débit total à utiliser et le nombre de groupes prévu ? Les diagrammes voisins apportent une réponse à cette question.

4.2.2 *Vitesse de rotation*

Les démarches précédentes ont conduit aux choix des paramètres nécessaires à la détermination de la vitesse de rotation à partir de la relation (11) mise sous la forme

$$N = \nu \cdot \frac{(2gH)^{3/4}}{(\dot{V}/\pi)^{1/2}} \qquad [\mathrm{rad/s}] \qquad (11')$$

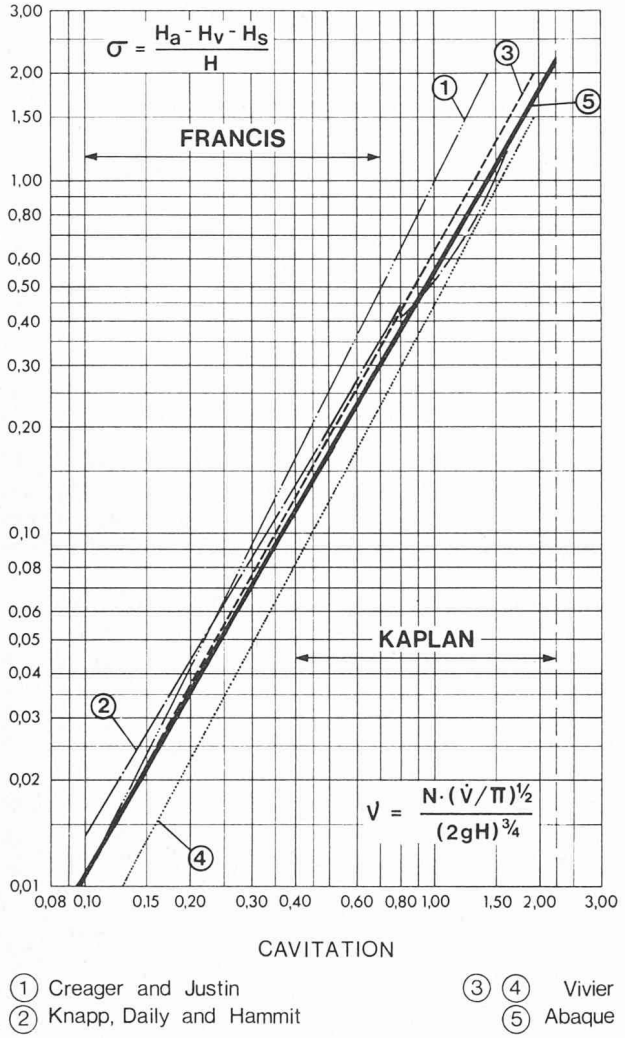


Fig. 8. — Relations statistiques entre le chiffre de cavitation σ et le chiffre de rotation ν de turbines à réaction.

Sur le plan graphique, le diagramme ④ permet de réaliser cette opération. En effet, les réseaux H-$\dot{V}$ du diagramme ② sont disposés de telle sorte que chaque verticale constitue un lieu où

$$\frac{(\dot{V}/\pi)^{1/2}}{(2gH)^{3/4}} = \frac{\nu}{N} = C^{ste} \qquad [\mathrm{s/rad}] \qquad (11'')$$

si bien que l'intersection du réseau de verticales avec celui, oblique, du chiffre de rotation définit un réseau de la vitesse de rotation N ou, à une constante près, $\dot{N}$. Ainsi, à l'intersection de la verticale passant au croisement des droites correspondant à la chute H et au débit $\dot{V}$ avec la droite relative à ν correspond la vitesse cherchée.

Pour la première fois dans ce développement, la présence de l'alternateur conditionne le choix d'une caractéristique du groupe. L'alternateur est une machine électrique synchrone dont la fréquence est imposée par le réseau. Le *nombre de paires de pôles* z_p [—] étant entier, les vitesses possibles pour une *fréquence* $\dot{F}_c = 50$ Hz répondent à la relation :

$$N = \frac{50 \cdot 2\pi}{z_p} \; [\mathrm{rad/s}] \qquad \dot{N} = \frac{3000}{z_p} \; [\mathrm{t/min}] \qquad (19/19')$$

La vitesse de rotation N donnée par la relation (11′) concrétisée par le diagramme ④ à l'échelle de $\dot{N}$ ne coïncide que rarement avec une vitesse possible. On choisit d'ordinaire la vitesse synchrone normalisée venant immédiatement au-dessous de celle déjà calculée. Le chiffre de rotation correspondant est un peu plus faible. Il en va de même de σ, de sorte qu'à H_s donné, il en résulte une certaine marge de sécurité vis-à-vis du danger de cavitation.

4.2.3 *Dimensions caractéristiques de la roue et chiffres de débit et d'énergie*

Dans l'étude d'un avant-projet, la connaissance des dimensions générales de la turbine, même approximatives, est indispensable. Ces données conditionnent la construction de la centrale.

En fait, la géométrie d'une turbine étant définie par son chiffre de rotation, il suffit de déterminer une dimension de référence pour fixer l'encombrement général de la machine.

Le *diamètre extérieur* D_e de la Kaplan et celui *de sortie* D_{1e}^{-} de la Francis constituent des repères classiques pour les dimensions absolues d'une turbine.

Connaissant le *chiffre de débit* φ_e, respectivement φ_{1e}^{-}, défini de la façon suivante :

$$\varphi_e = \dot{V} \cdot \frac{1/\pi \cdot R_e^2}{R_e \cdot N} \quad [-] \quad \text{avec } R_e = \frac{D_e}{2} \quad [\mathrm{m}] \qquad (20)$$

$$\varphi_{1e}^{-} = \dot{V} \cdot \frac{1/\pi \cdot R_{1e}^{-2}}{R_{1e}^{-} \cdot N} \quad [-] \quad \text{avec } R_{1e}^{-} = \frac{D_{1e}^{-}}{2} \quad [\mathrm{m}] \qquad (21)$$

il est possible de calculer le diamètre D_e, respectivement D_{1e}^{-}. Ce chiffre, image du compromis entre la recherche de vitesses d'écoulement relativement basses, entraînant un σ peu ou pas trop élevé, et celle d'une machine compacte, donc peu coûteuse, peut être exprimé en fonction du chiffre de rotation.

Les courbes reportées sur les diagrammes ⑤ et ⑥ répondent aux équations suivantes, moyennes statistiques obtenues à partir de valeurs relatives à des machines existantes :

$$\text{Kaplan} \qquad \varphi_e \cong 0{,}115 + 0{,}13 \cdot \nu \qquad [-] \qquad (22)$$

$$\text{Francis} \qquad \varphi_{1e}^{-} \cong 0{,}287 + 0{,}02 \cdot \nu \qquad [-] \qquad (23)$$

Par un artifice de disposition graphique semblable à celui que nous avons évoqué précédemment au sujet de la vitesse de rotation, il est possible, connaissant ν, $\dot{V}$ et N, de trouver D_e sur le diagramme ⑤′, respectivement D_{1e}^{-} sur le diagramme ⑥′.

En effet, les droites de rappel parallèles situées au croisement des réseaux $\dot{V}$ et N du diagramme ⑦ réalisent la condition :

$$D_e \cdot \varphi_e^{1/3} = 2 \cdot \left[\frac{\dot{V}/\pi}{N}\right]^{1/3} = C^{ste} \qquad [\mathrm{m}] \qquad (24)$$

de sorte que leur intersection avec le réseau φ_e définit un réseau $D_e = 2R_e$ sur lequel, à partir de valeurs données de φ_e, donc de ν, $\dot{V}$ et N, on peut lire la valeur D_e cherchée.

Cette démonstration est également valable, à l'indice près, pour $D_{1e}^{-} = 2R_{1e}^{-}$. On aurait une équation analogue à la précédente.

En outre, pour la turbine Francis, le diamètre D_{1i} est lié à la notion du *chiffre d'énergie* ψ_{1i} :

$$\psi_{1i} = \frac{gH}{(R_{1i} \cdot N)^2/2} = \frac{2gH}{R_{1i}^2 \cdot N^2} \quad [-] \qquad (25)$$

$$\text{avec } R_{1i} = \frac{D_{1i}}{2} \quad [\text{m}]$$

Pour ce chiffre, la statistique conduit à la relation

$$\psi_{1i} \cong 2{,}206 - 0{,}75 \cdot \nu \quad [-] \qquad (26)$$

L'ensemble des diagrammes ⑧, ⑨ et ⑨′ constituent l'expression graphique des relations permettant de déterminer D_{1i} à partir de ψ_{1i}, donc de ν, H et N.

En outre, pour être complet, nous mentionnerons ici, en raison de son emploi courant, le *rayon spécifique* r_{1i}, bien que cette grandeur adimensionnelle n'apparaisse pas explicitement dans l'abaque.

$$r_{1i} = \frac{D_{1i}}{D_{\bar{1}e}} = \frac{R_{1i}}{R_{\bar{1}e}} \quad [-] \qquad (27)$$

Dans notre étude, les valeurs statistiques de φ_e, $\varphi_{\bar{1}e}$ et ψ_{1i} des turbines existantes ont été calculées, comme celle de ν, à partir de débits et de chutes « nominaux » (chiffre 4.1.6). Les équations données (22), (23) et (26) constituent donc des approximations susceptibles d'amélioration ou d'adaptation à d'autres modes de référence pour $\dot{V}$ et H. C'est pourquoi l'abaque a été conçu de manière à permettre l'utilisation d'autres relations $\varphi_e = f(\nu)$, etc., que celles que nous donnons faute de mieux. Libre à l'utilisateur de reporter les courbes de son choix sur l'abaque dont le squelette fait de réseaux logarithmiques est l'expression de relations mathématiquement rigoureuses.

A ce propos, relevons que les profils schématiques de turbines de chiffres de rotation différents, figurant sous le diagramme ①, ont été tracés sur la base d'une loi qui s'écarte sensiblement de la relation (26) :

$$\psi_{1i} \cong 1{,}9 \quad [-] \qquad (28)$$

En outre, dans la vaste étude de systématisation du tracé d'aubage des turbines Francis entreprise par Th. Bovet, les grandeurs de référence sont celles qui correspondent au régime « sommet » ($\wedge$) (chiffre 4.1.6). [3] On y définit $\dot{V}_\wedge$ et $H_\wedge$ et les grandeurs adimensionnelles qui en découlent : $\varphi_{\bar{1}e\wedge}$, $\psi_{1i\wedge}$ et $\nu_\wedge$. Quant aux dimensions absolues de la roue, elles sont rapportées par raison de cohérence au rayon de référence $R_{\bar{1}e}$.

Le souci de la recherche des meilleures formes d'aubage en fonction de critères soigneusement étudiés, notamment économiques, a conduit à l'adoption des relations suivantes :

$$\varphi_{\bar{1}e\wedge} = 0{,}15 + 0{,}3 \cdot \nu_\wedge \quad [-] \qquad (29)$$

$$\psi_{1i\wedge} = 1{,}84 - 0{,}3 \cdot \nu_\wedge \quad [-] \qquad (30)$$

Une importante campagne d'essais sur modèles réduits actuellement en cours permettra de justifier l'opportunité de ce choix. Les premiers résultats très encourageants sont conformes aux prévisions.

4.3 *Commentaires propres aux turbines à action*

Les turbines à action (Pelton) sont soumises aux mêmes règles économiques que celles que nous avons exposées précédemment et qui conduisent à la recherche de vitesses de rotation élevées. La différence fondamentale entre les modes d'écoulement qui caractérisent les turbines à réaction, d'une part, et celles à action, d'autre part, nous oblige à traiter à nouveau ce problème, en prenant en considération les particularités de ces dernières.

4.3.1 *Diamètre du jet*

A la sortie de l'injecteur, avant de frapper l'aubage de la roue, l'énergie hydraulique disponible est entièrement sous forme cinétique. La vitesse du jet $\bar{C}_2$ est donnée par la relation :

$$\bar{C}_2 = c_2 \cdot \sqrt{2gH} \quad [\text{m/s}] \qquad (31)$$

où c_2 [−] est un coefficient fonction des pertes de charge dans l'injecteur.

En conséquence, le *diamètre du jet* D_2 s'exprime de la façon suivante :

$$D_2 = 2 \cdot \left[\frac{\dot{V}}{c_2 \cdot \pi \cdot (2gH)^{1/2} \cdot z_j}\right]^{1/2} \quad [\text{m}] \qquad (32)$$

où

z_j	nombre de jets de la turbine	[−]
$\dot{V}$	débit de la turbine = somme des débits partiels $\dot{V}/z_j$ de chaque jet	[m³/s]

En introduisant arbitrairement une valeur moyenne de $c_2 = 0{,}97$ et en opérant les simplifications d'usage, on peut finalement écrire :

$$D_2 \cong 0{,}544 \cdot \frac{1}{z_j^{1/2}} \cdot \frac{\dot{V}^{1/2}}{H^{1/4}} \quad [\text{m}] \qquad (32')$$

Quant aux dimensions de chaque auget, elles sont proportionnelles à D_2.

4.3.2 *Diamètre de la roue et vitesse de rotation*

Le jet frappe l'aubage et l'entraîne. La vitesse périphérique U_1 de la roue mesurée à son diamètre moyen, vaut :

$$U_1 = u_1 \cdot \sqrt{2gH} \quad [\text{m/s}] \qquad (33)$$

Pour une vitesse de rotation N ou $\dot{N}$ donnée, le *diamètre de la roue* D_1 ne dépend que du coefficient de vitesse u_1 [−], selon la relation suivante :

$$D_1 = 2 \cdot \frac{u_1 \cdot (2gH)^{1/2}}{N} = 2 \cdot \frac{30 u_1 \cdot (2gH)^{1/2}}{\pi \cdot \dot{N}} \quad [\text{m}] \qquad (34/34')$$

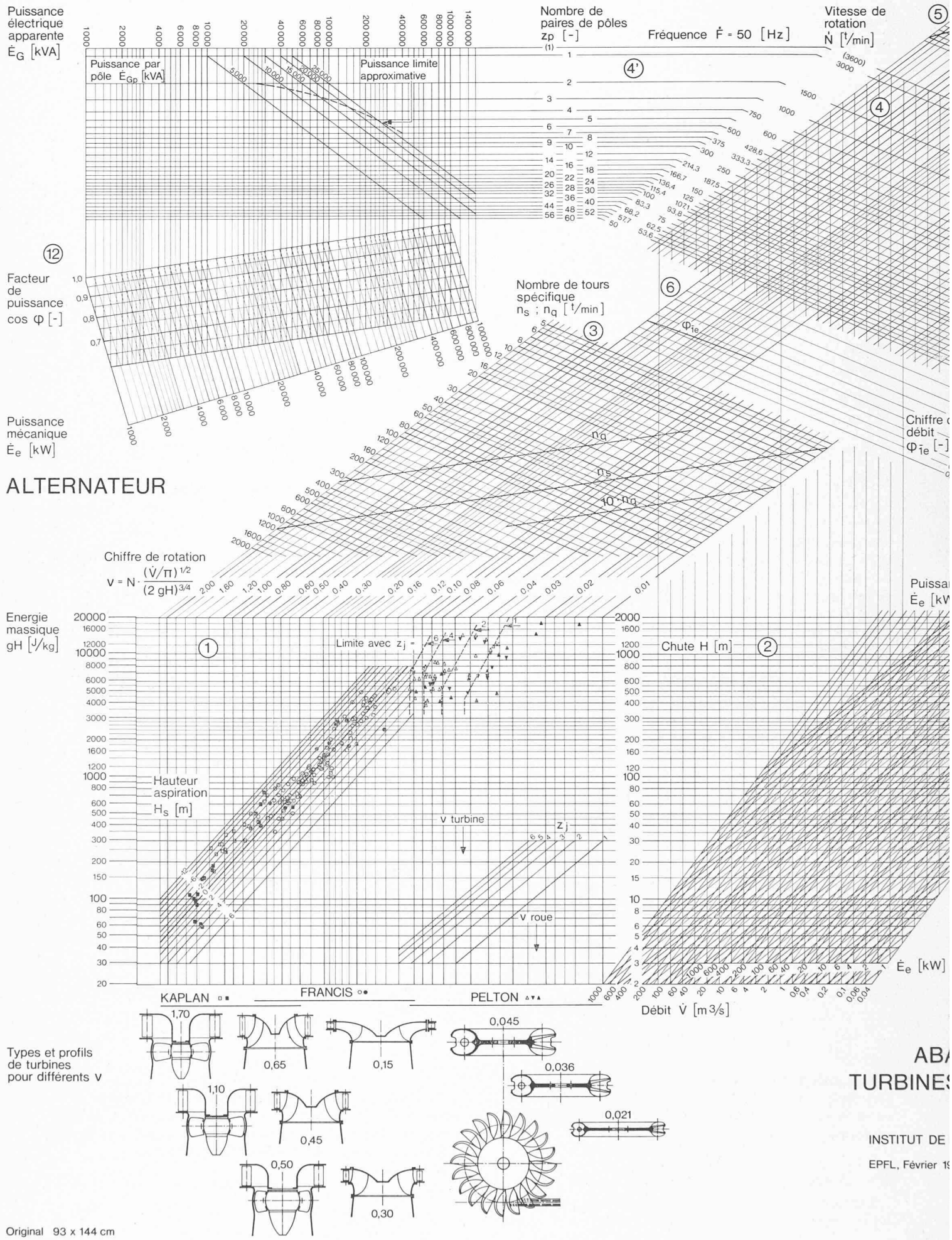
ou, plus simplement, en admettant une valeur moyenne $u_1 = 0{,}46$:

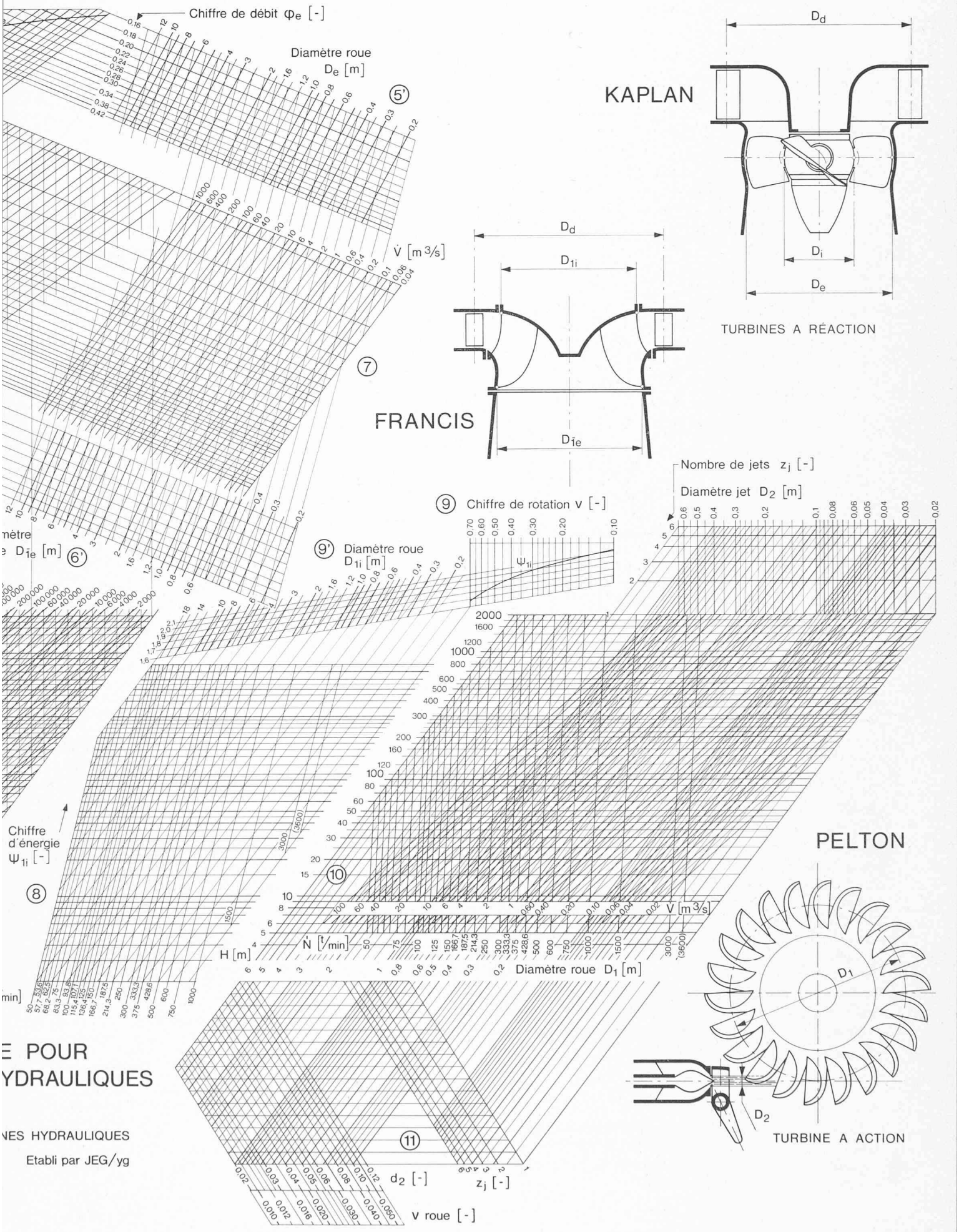
$$D_1 \cong 38{,}92 \cdot \frac{H^{1/2}}{\dot{N}} \quad [\text{m}] \qquad (34'')$$

Le choix d'une vitesse élevée conduit à un diamètre D_1 petit. Pour des raisons constructives évidentes, ce diamètre D_1 doit rester compatible avec les dimensions des augets, dont la grandeur dépend du diamètre D_2.

Si l'on forme le rapport

$$d_2 = \frac{D_2}{D_1} \quad [-] \qquad (35)$$


Puissance électrique apparente $\dot{E}_G$ [kVA]
Puissance par pôle $\dot{E}_{Gp}$ [kVA]
Puissance limite approximative
Nombre de paires de pôles z_p [-]
Fréquence $\dot{F}$ = 50 [Hz]
Vitesse de rotation $\dot{N}$ [t/min]
Facteur de puissance cos φ [-]
Nombre de tours spécifique n_s ; n_q [t/min]
Puissance mécanique $\dot{E}_e$ [kW]
ALTERNATEUR
Chiffre de rotation
$v = N \cdot \frac{(\dot{V}/\pi)^{1/2}}{(2\,gH)^{3/4}}$
Energie massique gH [J/kg]
Limite avec z_j =
Hauteur aspiration H_s [m]
v turbine
v roue
Chute H [m]
Débit $\dot{V}$ [m³/s]
KAPLAN
FRANCIS
PELTON
Types et profils de turbines pour différents v
Original 93 x 144 cm
ABA
TURBINES
INSTITUT DE
EPFL, Février 19


Chiffre de débit φe [-]
Diamètre roue De [m]
5'
V̇ [m³/s]
7
6'
9
Chiffre de rotation ν [-]
9'
Diamètre roue D1i [m]
Ψ1i
Nombre de jets zj [-]
Diamètre jet D2 [m]
Chiffre d'énergie Ψ1i [-]
8
10
H [m]
Ṅ [t/min]
Diamètre roue D1 [m]
11
d2 [-]
zj [-]
ν roue [-]
KAPLAN
Dd
Di
De
TURBINES A RÉACTION
FRANCIS
D1i
D1e
PELTON
D1
D2
TURBINE A ACTION
E POUR
YDRAULIQUES
NES HYDRAULIQUES
Etabli par JEG/yg

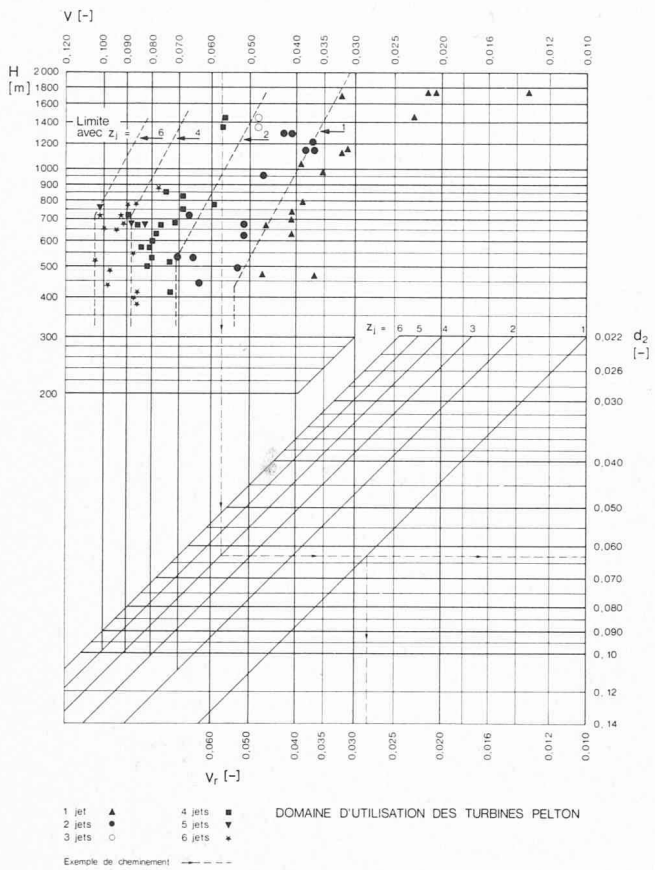


Fig. 9. — Détail du diagramme ① de l'abaque.

on peut montrer, en relation avec ces considérations, qu'il présente une limite supérieure qu'il convient de ne pas dépasser. Cette limite constitue ainsi un critère pour le choix de la vitesse de rotation de la turbine.

Le diagramme ⑩ constitue l'expression graphique des relations précédentes. L'ossature en est le réseau oblique qui donne, en bas, le diamètre de la roue D_1 et qui permet, dans sa partie supérieure, de déterminer le diamètre du jet D_2.

A l'intersection des droites définies par H et $\dot{V}$ données correspond une droite de ce réseau. Le point de rencontre de cette droite, avec l'horizontale $z_j = 1 \ldots 6$ relative au *nombre de jets* de la turbine définit le diamètre D_2 cherché.

Une construction géométrique simple permet, à partir des deux droites déjà mentionnées du réseau oblique, de calculer graphiquement d_2 à l'aide du diagramme ⑪.

Cette disposition permet d'effectuer les opérations dans un autre ordre. On peut, par exemple, déterminer à partir de $\dot{V}$ et H le diamètre D_2 correspondant à un nombre de jets z_j fixé à l'avance. La valeur limite du rapport d_2 étant connue, on obtient alors le diamètre D_1 et, de là, la vitesse $\dot{N}$.

4.3.3 *Chiffre de rotation*

Sans entrer dans des développements fastidieux, relevons que l'examen des relations (11), (32′), (34″) et (35) montre qu'il existe une liaison directe entre d_2 et v. En effet, la combinaison de ces relations donne :

$$v = 0{,}453 \cdot d_2 \cdot z_j^{1/2} \qquad [-] \qquad (36)$$

La présence de z_j dans (36) s'explique aisément puisqu'une roue de géométrie bien définie est susceptible d'être alimentée par un ou plusieurs jets. Pour conserver à la relation existant entre le chiffre de rotation et la géométrie d'un aubage son caractère univoque, on peut définir un chiffre de rotation propre à l'aubage :

$$v_r = \frac{v}{z_j^{1/2}} = 0{,}453 \cdot d_2 \qquad [-] \qquad (37)$$

dont la définition permet d'étendre aux turbines à action les développements sous chiffres 4.1.5 et 4.1.6. On en conclut qu'à la valeur limite de d_2 doit correspondre une valeur limite de v_r, ou, pour chaque valeur entière de z_j, une valeur limite de v. C'est ce qui est visible au haut de la figure 9, agrandissement partiel du diagramme ①, où des lignes pointillées mettent en évidence ces limites très approximatives.

L'allure oblique de ces frontières dans leur partie supérieure s'explique par le fait qu'à la limite imposée par la géométrie de l'aubage se substitue celle due à la résistance des augets dont les sollicitations augmentent avec la chute. Un examen plus attentif montre que la saturation de la roue ainsi que la fatigue du matériau étant liées au nombre de jets, la valeur limite de d_2 en dépend également.

Les différents points représentatifs des turbines Pelton répartis dans le plan H-v du diagramme ① ne sont donc pas directement significatifs de la géométrie de l'aubage, puisque celle-ci est liée au chiffre de rotation v_r faisant intervenir le nombre de jets de la turbine.

Grâce à la présence des droites obliques $z_j = 1 \ldots 6$, le graphique est conçu pour opérer les transformations nécessaires au passage de v à v_r ou vice-versa. La figure 9, qui donne le détail de la construction valable également pour l'abaque, est, en outre, complétée par un réseau d_2.

N° d'ordre	*Type d'opération*
1	Horizontale par H ou gH imposé par l'installation ;
2	Oblique par $\dot{V}$ choisi (dépend de l'installation et du nombre de groupes choisi) ;
3	L'intersection (1-2) définit $\dot{E}_e$;
4	Oblique par H_s imposé ou choisi ;
5	L'intersection (1-4) définit v ;
6	Conversion de v en n_s et n_q ;
7	Verticale par intersection (1-2) ;
8	L'intersection (5-7) définit $\dot{N}$ quelconque. Choisir une valeur de N synchrone (de préférence normalisée) située immédiatement au-dessous dans l'échelle, correspond à une valeur de v plus faible, donc à une valeur de H_s plus grande. Si H_s est imposé on dispose alors d'une certaine marge de sécurité vis-à-vis du danger de cavitation. Opérer un retour en arrière si nécessaire ;
9	Oblique par intersection (2-8) ;
10	Oblique par φ_{1e}, passant à l'intersection (5-$\varphi_{1e} = f(v)$) ;
11	L'intersection (9-10) définit D_{1e} ;
12	Oblique par $\dot{N}$ déjà déterminé ;
13	Oblique par intersection (1-12) ;
14	Verticale par v déjà déterminé ;
15	Oblique par ψ_{1t}, passant à l'intersection (14-$\psi_{1t} = f(v)$) ;
16	L'intersection (13-15) définit D_{1t} ;
17	Oblique par $\dot{E}_e$ déjà déterminé ;
18	Oblique par $\cos\varphi$ donné ;
19	L'intersection (17-18) définit $\dot{E}_G$;
20	L'horizontale prolongeant 8 définit z_p. L'intersection (19-20) doit se trouver dans la zone de puissance inférieure à la limite approximative donnée.

N° d'ordre	*Type d'opération*
21	Horizontale par H ou gH déjà donné ;
22	Oblique par $\dot{V}$ déjà donné ;
23	Oblique par intersection (21-22) ;
24	Horizontale par z_j donné ;
25	L'intersection (23-24) définit D_2 ;
26	Oblique par $\acute{N}$ déjà donné ;
27	L'intersection (21-26) définit D_1 ;
28	Oblique par z_j donné ;
29	Horizontale par intersection (23-28) ;
30	L'intersection (27-29) définit d_2 et permet un contrôle de ν_r.

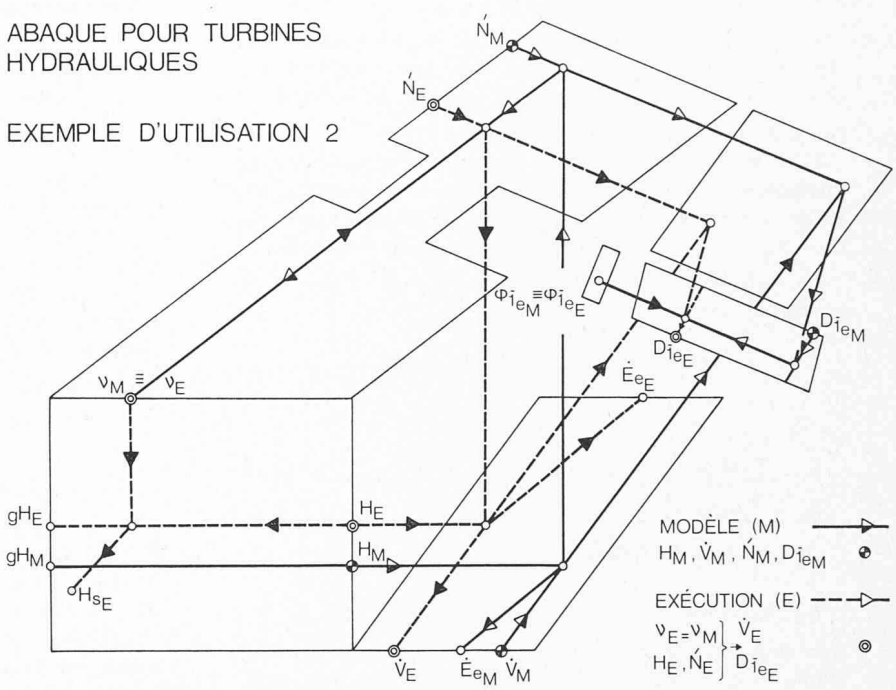


Fig. 11. — Exemple d'utilisation de l'abaque pour la détermination de l'échelle existant entre deux machines géométriquement semblables.

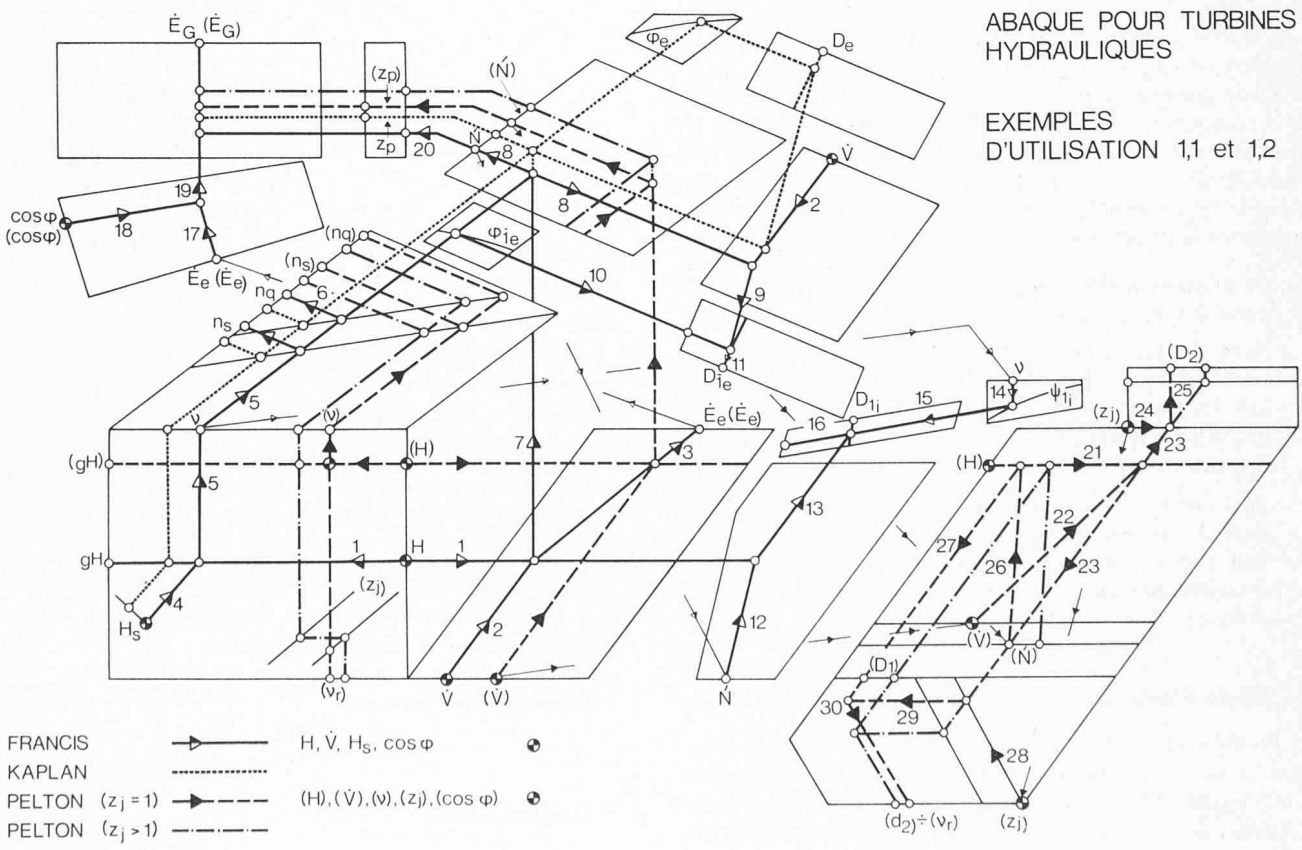


Fig. 10. — Exemples d'utilisation de l'abaque pour la détermination du type, de la vitesse de rotation et des dimensions d'une turbine.

4.4 *Quelques caractéristiques de l'alternateur*

Nous avons déjà insisté sur le rôle décisif joué par l'alternateur (seul type de machine électrique considéré dans cette étude) lors du choix de la vitesse de rotation N, respectivement $\dot{N}$, du groupe (chiffre 4.2.2).

La relation (19/19′) donne la vitesse de rotation pour un alternateur équipé d'un nombre de paires de pôles z_p [−] entier. La graduation ④′ du réseau de vitesse de rotation du diagramme ④ en constitue une traduction numérique.

La *puissance électrique apparente* $\dot{E}_G$ de l'alternateur synchrone vaut :

$$\dot{E}_G = \dot{E}_e \cdot \eta_G \cdot \frac{1}{\cos \varphi} \quad [\text{kVA}] \qquad (38)$$

où

$\dot{E}_G$	Puissance électrique apparente	[kVA]
η_G	Rendement de l'alternateur	[−]
$\cos \varphi$	Facteur de puissance	[−]

Le diagramme ⑫ représente graphiquement cette relation et permet le calcul de $\dot{E}_G$ à partir de $\dot{E}_e$ et du $\cos \varphi$ choisi. Les réseaux sont tracés pour un rendement $\eta_G = 0{,}98$.

Ce même diagramme permet, en outre, de calculer la *puissance par pôle* $\dot{E}_{Gp}$ [kVA] de la machine électrique. Grâce à ce mode de représentation, nous avons pu situer les limites de construction des alternateurs à pôles saillants, au moins en ce qui concerne la puissance. Actuellement, elles ne constituent pas une contrainte restrictive dans la réalisation des groupes hydro-électriques. La courbe limite donnée a été estimée en se fondant sur les indications contenues dans un article de la revue technique de la firme BBC [8]. Le point de départ choisi correspond à des valeurs moyennes de la réactance synchrone x_d et du rapport vitesse d'essai (voir plus loin) sur vitesse nominale.

Deux grandeurs caractéristiques essentielles dont dépend la construction de l'alternateur sont imposées à cette machine par la turbine hydraulique, d'une part, et par l'installation, d'autre part. Elles ne figurent pas dans l'abaque mais méritent néanmoins d'être mentionnées en raison de leur importance. Il s'agit

— de la *vitesse d'essai* en atelier du rotor de l'alternateur, égale ou légèrement supérieure à la *vitesse d'emballement* N_{emb}, respectivement $\dot{N}_{emb}$, de la turbine. En raison des données insuffisantes que nous possédons, une loi statistique satisfaisante pour le calcul de cette grandeur n'a pas pu être établie, qui aurait pu figurer utilement dans l'abaque.

— de l'*inertie des masses tournantes* PD^2 [tm²] nécessaire à l'obtention des garanties de réglage. Le rôle joué par les caractéristiques de l'installation lors de la détermination du PD^2 étant essentiel, le calcul de cette grandeur s'écarte de notre propos.

5. Mode d'emploi sommaire de l'abaque

Pour faciliter l'emploi de l'abaque à l'utilisateur désireux d'en faire, non pas le prétexte à des développements didactiques, mais un instrument de travail, nous présentons ici, de façon volontairement très succincte, quelques exemples pratiques. Pour la définition des symboles, le lecteur se rapportera soit à l'abaque, soit à la partie précédente du texte.

Les exemples proposés sont les suivants :

5.1 *Détermination du type, de la vitesse de rotation et des dimensions d'une turbine*

5.1.1 *Turbines à réaction*

L'exemple 1.1 de la figure 10 concerne les turbines Francis et Kaplan. La construction avec flèches est relative à une turbine Francis, celle menée en parallèle, sans flèche, à une turbine Kaplan.

Les deux constructions conduites en parallèle mettent en évidence que le choix d'une hauteur d'aspiration H_s plus faible (équivalant, selon les cas, à une contrepression plus grande) autorise une vitesse de rotation $\dot{N}$ plus élevée, pour une chute H et un débit $\dot{V}$ bien déterminés.

5.1.2 *Turbines à action*

L'exemple 1.2 de la figure 10 concerne la turbine Pelton. La construction avec flèches est relative à une machine à un jet, celle menée en parallèle, sans flèche, à une machine à quatre jets.

Les opérations 1 à 8 et 17 à 20 se suivent dans le même ordre que pour les turbines à réaction, à l'exception du choix de ν, qui est dicté par d'autres considérations. En effet, pour H donné, on choisira ν dans les limites approximatives figurant sur le diagramme, en fonction de z_j prévu.

Les deux constructions conduites en parallèle mettent en évidence que le choix d'un plus grand nombre de jets z_j autorise une vitesse de rotation $\dot{N}$ plus élevée, H et $\dot{V}$ restant constants.

5.2 *Détermination de l'échelle existant entre deux machines géométriquement semblables*

L'exemple de marche à suivre, figure 11, n'est réalisé que pour le cas d'une turbine Francis et montre comment déterminer le diamètre d'une roue de dimensions industrielles à partir des caractéristiques connues d'un modèle géométriquement semblable (ou d'une autre roue, géométriquement semblable).

Soit pour le modèle (M), de diamètre de roue $D_{\bar{1}e_M}$, les grandeurs H_M, $\dot{V}_M$ et $\dot{N}_M$ mesurées lors d'essais par exemple. L'abaque permet de calculer ν_M, $\varphi_{\bar{1}e_M}$ et, accessoirement, $\dot{E}_{e_M}$.

La turbine de dimensions industrielles (E), géométriquement semblable au modèle (M), a un fonctionnement pratiquement identique si la condition $\nu_E \equiv \nu_M$ est remplie ; ce qui implique également $\varphi_{\bar{1}e_E} \equiv \varphi_{\bar{1}e_M}$.

H_E est imposé par l'installation et $\dot{N}_E$, évalué au cours d'une première approximation, l'est également, mais par l'alternateur (vitesse synchrone). L'abaque permet de déterminer $\dot{V}_E$, proche du débit requis, et, accessoirement $\dot{E}_{e_E}$. Puis, toujours à partir de ces grandeurs, on obtient $D_{\bar{1}e_E}$, d'une part, et H_{s_E}, d'autre part.

L'échelle est donnée par $\dfrac{D_{\bar{1}e_E}}{D_{\bar{1}e_M}} = \dfrac{R_{\bar{1}e_E}}{R_{\bar{1}e_M}}$.

6. Conclusions

La présentation de l'abaque a été le prétexte à quelques digressions générales touchant aux turbines hydrauliques. Le cadre limité que nous avions fixé à ces développements

nous a fait laisser de côté nombre de questions de grand intérêt.

On aurait pu, notamment, mettre en évidence les frontières que les techniques de construction et la résistance des matériaux imposent à la réalisation des grandes unités. Ce sujet offre des perspectives intéressantes dans le cadre des projets des nouveaux aménagements hydro-électriques de puissances toujours plus considérables et constitue, à lui seul, un vaste champ d'études.

Dans un autre ordre d'idées, nous aurions pu rendre plus concrètes les relations existant entre ν, σ, H et H_s de façon à ce que le diagramme ν–σ apparaisse sur l'abaque et que l'utilisateur puisse reporter à son aise la fonction $\sigma = f(\nu)$ de son choix. La complexité d'une telle représentation aurait nécessité un développement exagéré de l'abaque. Nous y avons renoncé d'autant plus que pour être rigoureux il aurait fallu faire intervenir l'étendue de la plage de fonctionnement de la turbine dont dépend également le chiffre de cavitation déterminant pour la cote d'implantation du groupe.

Nous pourrions ainsi multiplier les exemples tendant à montrer que la discussion de l'abaque peut servir de départ à des digressions plus subtiles dans la théorie des machines hydrauliques.

En outre, nous aimerions insister sur le fait que l'abaque original se présente sous forme d'une planche de 930 × 1440 mm. Sa lecture est évidemment beaucoup plus facile que celle de la réduction qui accompagne ce texte. Nous ne pouvons que recommander au lecteur intéressé par cet instrument de travail de se reporter à une copie à l'échelle 1 : 1, disponible à notre Institut.

BIBLIOGRAPHIE

a) *Concernant le texte :*

[1] Th. BOVET : *Feuilles de cours illustrées C*, 2e édition. EPFL-IMH (Lausanne), 1974.

[2] Th. BOVET : *Contribution à la notion du chiffre de cavitation d'une turbine hydraulique à réaction.* (Publication nº 3.) EPFL-IMH (Lausanne), 1968.

[3] Th. BOVET : *Contribution à l'étude du tracé d'aubage d'une turbine à réaction du type Francis.* (Publication nº 1 dont une réédition est en cours de préparation.) EPFL-IMH (Lausanne), 1964.

[4] H. MARCINOWSKI : *Kennwerte für Strömungsmaschinen.* VDI-Berichte (Düsseldorf), 1955, Band Nr. 3.

[5] L. VIVIER : *Turbines hydrauliques et leur régulation.* Albin Michel (Paris), 1966.

[6] W. P. CREAGER, J. D. JUSTIN : *Hydroelectric Handbook.* John Wiley & Sons (New-York), 1950.

[7] R. T. KNAPP, J. W. DAILY, F. G. HAMMIT : *Cavitation.* McGraw-Hill (New-York), 1970.

[8] E. MEYER : *Grenzleistungen von Synchronmaschinen hoher Drehzahl für Wasserkraftwerke.* Brown Boveri Mitteilungen (Baden), 1968, Nr. 4/5.

b) *Sources pour l'établissement de statistiques :*

[9] Th. BOVET : *Feuilles de cours illustrées B*, 2e édition. EPFL-IMH (Lausanne), 1972.

[10] *** : *Machines hydrauliques des aménagements hydro-électriques italiens.* 6e symposium AIRH-Section machines hydrauliques, équipement et cavitation (Rome), 1972.

[11] P. HERTIG : *Liste de turbines avec caractéristiques principales.* Technicum cantonal (Bienne), 1969.

Adresse de l'auteur :

Jean-Emile Graeser, ingénieur EPFL
chargé de cours à l'EPFL
Institut de machines hydrauliques
26, avenue de Cour
1007 Lausanne

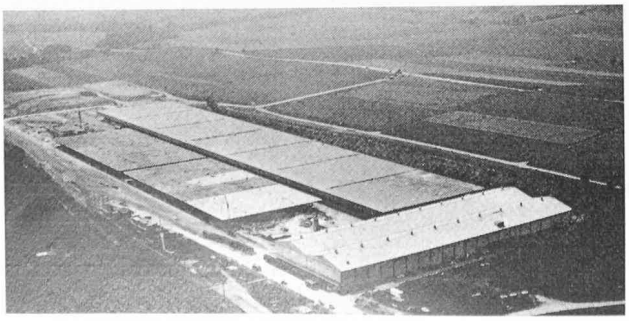
Divers

Le plus grand toit du monde en caoutchouc synthétique vient d'être posé à Onnens (VD)

Le plus grand toit du monde recouvert de caoutchouc synthétique, et qui est le plus grand toit de tout genre en Suisse, vient d'être terminé. A partir d'un produit de base américain (Du Pont de Nemours), les éléments ont été fabriqués par une entreprise de Zurich et posés par une entreprise bernoise.

Cette toiture de 65 000 m^2 couvre un entrepôt à Onnens (Vaud), près d'Yverdon, appartenant à une fabrique de tabac.

Ce type de couverture a été choisi surtout en raison de la plus grande légèreté obtenue. Le toit une fois posé, y compris l'isolation thermique et les couches de protection contre la vapeur d'eau, pèse environ 8 kg/m^2, alors qu'il faut compter 80 ou 100 kg/m^2 pour un toit plat classique à revêtement de gravier. Le poids total se trouve ainsi réduit de 5000-6000 tonnes environ, ce qui entraîne d'autres économies considérables dans la construction.



Ce caoutchouc synthétique est pratiquement insensible à l'oxygène, à l'ozone et aux rayons du soleil ; il résiste aux produits chimiques présents dans l'atmosphère industrielle ; c'est pourquoi il a été utilisé avec succès en revêtements de toitures monocouches dans tous les climats.

Sa résistance au vieillissement, même à des températures relativement élevées, est excellente ; de telle manière qu'il continue à couvrir les fissures pouvant se former par suite de mouvement thermique dans la structure du toit.

Sa résistance au déchirement et à l'abrasion est suffisante pour permettre aux responsables de l'entretien de marcher sur le toit ; en fait, cette résistance augmente avec les intempéries. Il ne propage pas la flamme et résiste aux huiles et produits chimiques.

Comme il suffit de poser une seule couche de caoutchouc synthétique, les frais de main-d'œuvre sont réduits au minimum. La feuille de caoutchouc, renforcée de tissu ou d'amiante, adhère bien aux toits modernes si l'on emploie des adhésifs appropriés ; elle peut être utilisée sur la plupart des charpentes, y compris les charpentes très inclinées et les panneaux verticaux.

Du point de vue esthétique, la feuille de caoutchouc a l'avantage d'être disponible dans un certain nombre de couleurs stables, y compris les teintes claires et pastel. Le toit en place à Onnens est brun chocolat, teinte spécialement étudiée pour répondre aux spécifications du client.

Centre dendrotechnique

Le bureau de coordination CEDOTEC publiera désormais un Bulletin bibliographique.

Ce bulletin des acquisitions récentes de la bibliothèque du CEDOTEC paraîtra à dates régulières, chaque fois que le volume des ouvrages et articles indexés par ce