Zeitschrift: Bulletin technique de la Suisse romande

Band: 94 (1968)

Heft: 22

Artikel: Contribution à la notion du chiffre de cavitation d'une turbine hydraulique à réaction

Autor: Bovet, Th.

DOI: https://doi.org/10.5169/seals-69664

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: 15.07.2025

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

94e année Lausanne, 2 novembre 1968 N° 22

BULLETIN TECHNIQUE DE LA SUISSE ROMANDE

Paraissant tous les 15 jours

ORGANE OFFICIEL
de la Société suisse des ingénieurs et des architectes
de la Société vaudoise des ingénieurs et des architectes (SVIA)
de la Section genevoise de la SIA
de l'Association des anciens élèves de l'EPUL (Ecole polytechnique de l'Université de Lausanne)
et des Groupes romands des anciens élèves de l'EPF (Ecole polytechnique fédérale de Zurich)

COMITÉ DE PATRONAGE
Président: E. Martin, arch. à Genève
Vice-président: E. d'Okolski, arch. à Lausanne
Secrétaire: S. Rieben, ing. à Genève
Membres:
Fribourg: H. Gicot, ing.; M. Waeber, arch.
Genève: G. Bovet, ing.; J.-C. Ott, ing.
Neuchâtel: J. Béguin, arch.; M. Chevalier, ing.
Valais: G. de Kalbermatten, ing.; D. Burgener, arch.
Vaud: A. Chevalley, ing.; A. Gardel, ing.; M. Renaud, ing.; J.-P. Vouga, arch.

CONSEIL D'ADMINISTRATION
de la Société anonyme du « Bulletin technique »
Président: D. Bonnard, ing.
Membres: Ed. Bourquin, ing.; G. Bovet, ing.; M. Bridel; M. Cosandey, ing.; J. Favre, arch.; A, Métraux, ing.; A. Rivoire, arch.; J.-P. Stucky, ing.
Adresse: Avenue de la Gare 10, 1000 Lausanne

RÉDACTION
F. Vermeille, rédacteur en chef; E. Schnitzler, ingénieur, et M. Bevilacqua, architecte, rédacteurs
Rédaction et Editions de la S.A. du « Bulletin technique »
Tirés à part, renseignements
Avenue de Cour 27, 1000 Lausanne

ABONNEMENTS

1 an	Suisse	Fr. 46.—	Etranger	Fr. 50.—
Sociétaires	»	» 38.—	»	» 46.—
Prix du numéro	»	» 2.30	»	» 2.50

Chèques postaux: « Bulletin technique de la Suisse romande » N° 10 - 5775, Lausanne

Adresser toutes communications concernant abonnement, vente au numéro, changement d'adresse, expédition, etc., à: Imprimerie La Concorde, Terreaux 29, 1000 Lausanne

ANNONCES
Tarif des annonces:

1/1 page	Fr. 495.—
1/2 »	» 260.—
1/4 »	» 132.—
1/8 »	» 68.—

Adresse: Annonces Suisses S.A.
Place Bel-Air 2. Tél. (021) 22 33 26, 1000 Lausanne et succursales

SOMMAIRE

Contribution à la notion du chiffre de cavitation d'une turbine hydraulique à réaction, par Th. Bovet, ingénieur EPF.
Bibliographie — Les congrès. — Documentation générale. — Informations diverses.

CONTRIBUTION À LA NOTION DU CHIFFRE DE CAVITATION D'UNE TURBINE HYDRAULIQUE À RÉACTION

par TH. BOVET, ingénieur EPF, professeur à l'Ecole polytechnique de l'Université de Lausanne

1. INTRODUCTION

La symbolique utilisée dans cet exposé est celle adoptée par l'Institut de machines hydrauliques (IMH) de l'EPUL et définie dans les « FEUILLES DE COURS C » éditées par cet Institut.

Le phénomène de la cavitation dans les turbines hydrauliques se manifeste à des pressions inférieures à la pression atmosphérique locale. Afin d'éviter, dans la formulation, des valeurs négatives des pressions, on admettra, comme origine de celles-ci, la *pression absolue nulle*: $P^a = 0$. Pour alléger l'écriture des formules, l'indice (a) du symbole de pression sera supprimé dans la suite puisqu'il s'agira toujours de pressions absolues.

Le but de cet exposé est d'exprimer le phénomène de la cavitation dans une turbine par des grandeurs propres à celle-ci, étroitement liées à ce phénomène. Pour cela, il est indiqué de reprendre la notion du rendement énergétique d'une turbine. On définira alors un chiffre de cavitation théorique relatif à la sortie de l'aubage moteur auquel on rapportera le chiffre de cavitation réel relatif à l'endroit de l'aubage le plus exposé à ce phénomène. Ce rapport définit alors un critère de qualité de l'aubage quant à son comportement à la cavitation.

Enfin, une partie importante de cet exposé est consacrée à l'ensemble des problèmes économiques d'une turbine, tant en ce qui concerne ses dimensions que son implantation, problèmes indissociables du phénomène de cavitation.

2. RENDEMENT ÉNERGÉTIQUE D'UNE TURBINE

Le rendement énergétique h_t d'une turbine est défini comme le rapport entre l'énergie hydraulique massique gH_t réellement transformée sur l'aubage en énergie mécanique, et l'énergie hydraulique massique gH mise à la disposition de la turbine:

$$h_t = \frac{gH_t}{gH} \qquad (1)$$

Ce rendement est conditionné par les pertes qu'engendre l'écoulement de l'eau à travers la turbine, de son entrée (I) à sa sortie ($\bar{I}$). Ces pertes sont de natures diverses et peuvent se grouper en trois catégories distinctes détaillées ci-après.

2.1 Pertes de charge

Les pertes de charge $h_{r\,(I \div \bar{I})}$ d'une turbine comprennent trois sortes de pertes :

h_{rf} : pertes de charge par frottement des particules le long des surfaces mouillées ;

h_{rs} : pertes de charge par augmentation progressive ou brusque de section dans le sens de l'écoulement (évasements, décrochements) ;

h_{rd} : pertes de charge par changement de direction (coudes plans, coudes de révolution).

Ces pertes s'étendent de l'entrée (I) à la sortie ($\bar{I}$) de la turbine, à savoir sur ses quatre éléments principaux :

— bâche spirale
— distributeur
— roue
— diffuseur

illustrés par la figure 1.

Cependant, étant donné que le diffuseur fera l'objet d'un examen particulier, ces pertes seront limitées aux trois premiers éléments, c'est-à-dire du point (I) entrée turbine au point ($\bar{1}$) sortie aubage moteur - entrée diffuseur. Ces différentes pertes cumulées seront alors désignées par

$$h_{r(I \div \bar{1})} = h_{rf} + h_{rs} + h_{rd} \qquad (2)$$

2.2 Pertes par incidence

La perte par incidence h_{ri} est due à un écart d'angle entre la direction du squelette, à l'extrémité arrondie d'un profil d'aube, et la direction de l'écoulement de l'eau à l'approche de celui-ci. Si ces deux directions se confondent, on parle d'un écoulement à angle d'incidence nul.

Dans le cas général d'une turbine, à l'exclusion de son diffuseur, les pertes par incidence se produisent essentiellement à l'amont des aubes orientables du distributeur et à l'amont des aubes motrices de la roue ; celles à l'amont des entretoises fixes de la bâche spirale, en fait, ne devraient pas exister. Dans le cas des aubes motrices non orientables, telles que celles des turbines FRANCIS et HELICE, et suivant le régime, ces pertes peuvent prendre des proportions importantes.

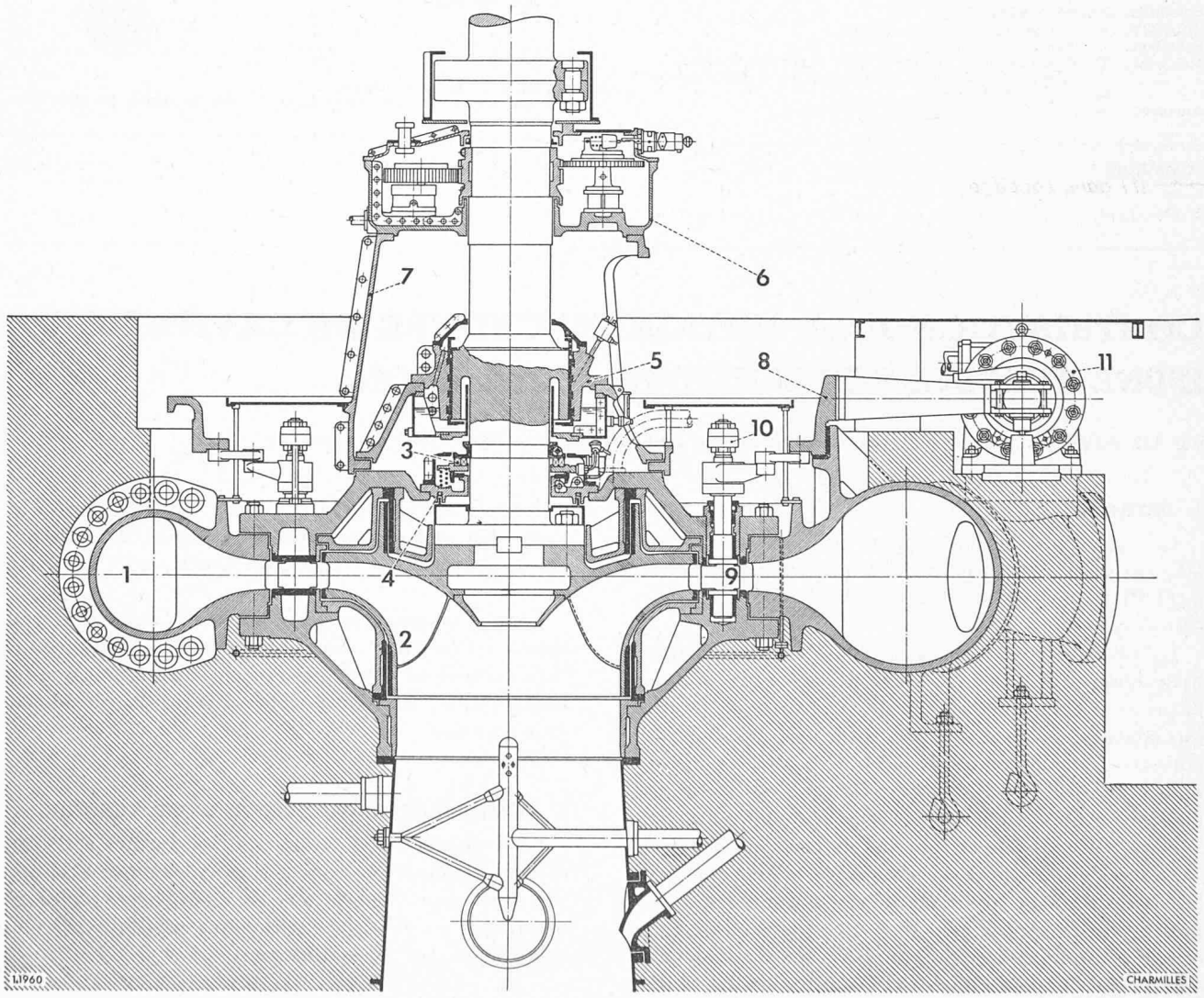

Fig. 1. — Coupe axiale de la turbine FRANCIS de PARADELA (construction CHARMILLES)

Il est évident qu'à l'*entrée* d'un aubage ces pertes par incidence se manifestent essentiellement au voisinage des aubes alors qu'au centre du canal elles disparaissent pratiquement.

En désignant, suivant la figure 2, par $\vec{C}_{i1}$ le vecteur vitesse d'incidence découlant des triangles de vitesses à l'entrée de l'aubage moteur d'une turbine, la perte par incidence à cet endroit s'exprime par la relation

$$h_{ri1} = \zeta_1 \cdot c_{i1}^2 \qquad (3)$$

où ζ_1 est un coefficient de perte dont la valeur, pour le cas d'un aubage moteur convenablement profilé, est inférieure à 1. Compte tenu des pertes par incidence à l'amont des aubes directrices orientables, et cas échéant à l'amont des entretoises fixes, ce coefficient, pour l'*ensemble* des pertes par incidence d'une turbine, à l'exclusion du diffuseur, peut être évalué raisonnablement à 1, de sorte qu'on peut l'éliminer de l'équation (3) et écrire l'approximation

$$\underline{h_{ri} \simeq c_{i1}^2} \qquad (4)$$

Nous admettrons que cette perte s'annule théoriquement pour le régime correspondant au sommet de la colline de rendement.

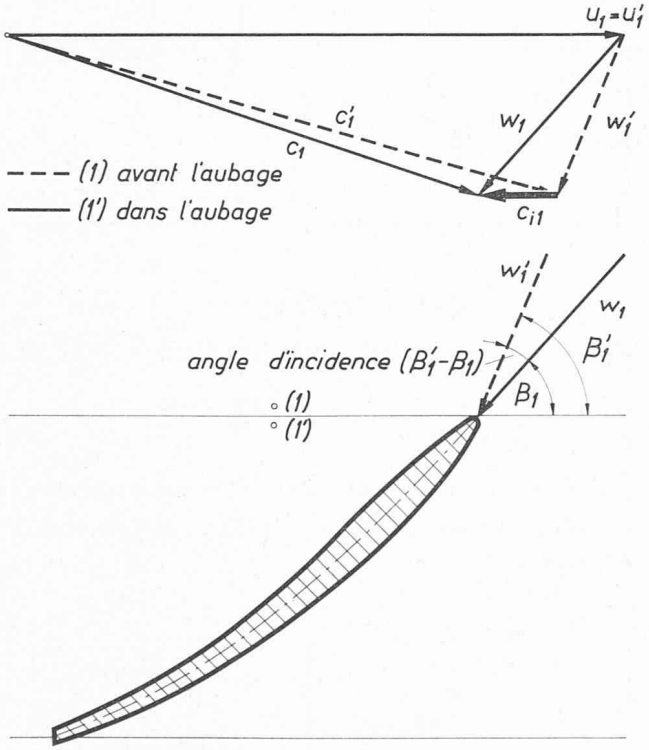

Fig. 2. — Triangles d'entrée avec vecteur incidence.

2.3 Pertes à la sortie de l'aubage moteur

En rapportant à l'énergie hydraulique massique de référence gH d'une turbine, des énergies hydrauliques massiques quelconques d'une particule en un point quelconque d'un filet (x), on obtient des énergies hydrauliques spécifiques adimensionnelles telles que :

$\dfrac{gH_x}{gH} = h_x$: énergie hydraulique totale ;

$\dfrac{gZ_x}{gH} = z_x$: énergie hydraulique potentielle de position ;

$\dfrac{P_x/\mu}{gH} = p_x$: énergie hydraulique potentielle de pression ;

$\dfrac{C_x^2/2}{gH} = c_x^2$: énergie hydraulique cinétique.

En grandeurs adimensionnelles, l'énergie hydraulique totale d'une particule au point d'intersection d'un filet (x) quelconque avec la sortie $(\bar{1})$ de l'aubage est dès lors :

$$h_{\bar{1}x} = z_{\bar{1}x} + p_{\bar{1}x} + c_{\bar{1}x}^2 \qquad (5)$$

et dans la section de sortie $(\bar{I})$ de cette turbine, *en moyenne* (sans indice (x)),

$$h_{\bar{I}} = z_{\bar{I}} + p_{\bar{I}} + c_{\bar{I}}^2 \qquad (6)$$

Sans diffuseur, la perte d'énergie hydraulique de cette particule, de la sortie aubage à la sortie turbine, serait alors

$$(h_{\bar{1}x} - h_{\bar{I}}) = (z_{\bar{1}x} - z_{\bar{I}}) + (p_{\bar{1}x} - p_{\bar{I}}) + \left(c_{\bar{1}x}^2 - c_{\bar{I}}^2\right) \qquad (7)$$

Dans le cas théorique d'une turbine sans diffuseur, les pressions $p_{\bar{1}x}$ et $p_{\bar{I}}$ sont égales à la pression atmosphérique locale p_a, de sorte que l'équation (7) se simplifie à l'expression

$$\underline{(h_{\bar{1}x} - h_{\bar{I}}) = (z_{\bar{1}x} - z_{\bar{I}}) + \left(c_{\bar{1}x}^2 - c_{\bar{I}}^2\right)} \qquad (8)$$

La première parenthèse du second membre représente la *perte statique*, la seconde la *perte dynamique* d'une particule sortant de l'aubage d'une turbine sans diffuseur.

2.4 Récupération par diffuseur des pertes à la sortie de l'aubage moteur

L'*aspirateur* d'une turbine à réaction est un tuyau cylindrique qui relie la sortie roue au niveau aval de restitution de la turbine, comme illustré par la figure 3 pour une turbine FRANCIS.

L'aspirateur a pour but de récupérer la *perte statique* $(z_{\bar{1}x} - z_{\bar{I}})$, c'est-à-dire l'énergie potentielle de position d'une particule à la sortie de l'aubage par rapport au niveau aval, point $(\bar{I})$ du canal de restitution. Cette récupération ne peut se concevoir que si la sortie roue se situe au-dessus du niveau aval. Elle est accompagnée de pertes de charge dues aux frottements le long des parois de l'aspirateur et à l'augmentation brusque de section à sa sortie $(\bar{6})$. Etant donné l'importance des débits unitaires turbinés actuellement, une récupération seule des pertes statiques par aspirateur est aujourd'hui exclue pour des raisons économiques, de sorte que nous ne nous attarderons pas sur ce sujet.

Le *diffuseur* est un tuyau de section croissante dans le sens de l'écoulement, qui relie la sortie roue au niveau aval de restitution de la turbine, ainsi que l'illustre la figure 4 pour un diffuseur droit d'une turbine FRANCIS, et la figure 5 pour un diffuseur coudé d'une turbine KAPLAN.

La présence d'un diffuseur qui, par sa nature, est appelé à récupérer la plus grande partie possible de la *perte dynamique théorique* $\left(c_{\bar{1}x}^2 - c_{\bar{I}}^2\right)$ d'une particule,

implique le fait qu'il récupère d'office sa *perte statique* $(z_{\bar{1}x} - z_{\bar{I}})$ dans sa *totalité*. Du reste, cette énergie statique, dite potentielle de position, peut être aussi bien une charge qu'un allégement pour le diffuseur, suivant que, pour des raisons de cavitation inhérentes à la récupération dynamique, le point $(\bar{1}x)$ à la sortie de l'aubage se situe au-dessus ou au-dessous du point $(\bar{I})$ sortie turbine. Dans ce cas, il s'agit soit d'une récupération (figure 4), soit d'une reprise (figure 5) de cette énergie statique par le diffuseur.

Ainsi, la récupération ou la reprise par le diffuseur de l'énergie statique $(z_{\bar{1}x} - z_{\bar{I}})$ dans sa totalité, sans pertes de charge, élimine de l'équation (8) la première parenthèse du second membre. Il ne reste à la charge du diffuseur que la récupération dynamique théorique $\left(c^2_{\bar{1}x} - c^2_{\bar{I}}\right)$, seconde parenthèse.

Il ne faut cependant pas perdre de vue que la récupération ou la reprise d'office par le diffuseur de la totalité de l'énergie statique $(z_{\bar{1}x} - z_{\bar{I}})$ varie d'un filet à

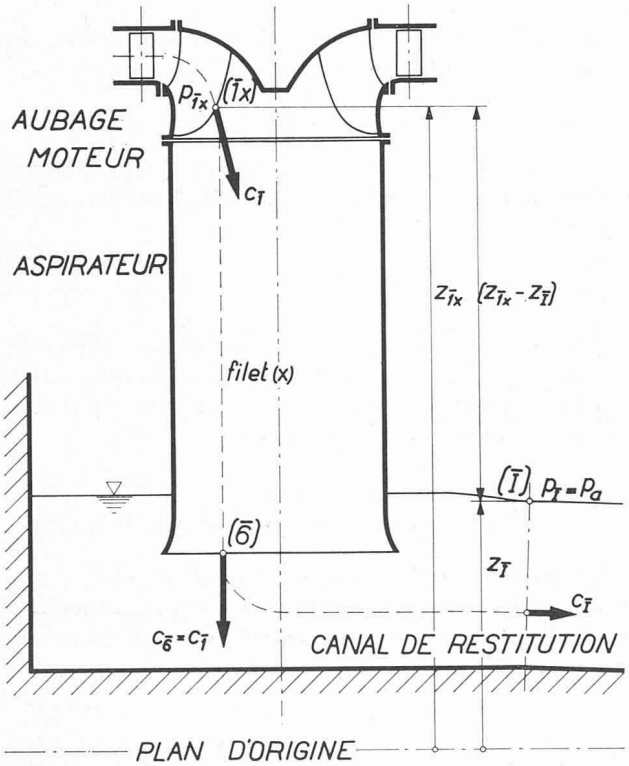

Fig. 3. — Turbine FRANCIS avec aspirateur.

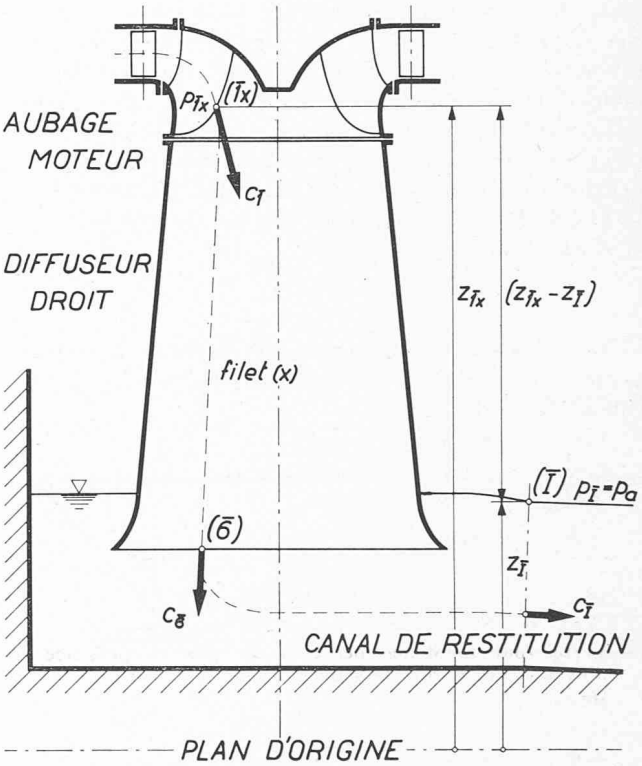

Fig. 4.— Turbine FRANCIS avec diffuseur droit.

Dès lors, la récupération ou la reprise de l'énergie statique par le diffuseur ne peut être considérée comme une opération accompagnée de pertes de charge. Ces dernières sont du seul ressort de la récupération dynamique du diffuseur et ne peuvent être imputées qu'à celle-ci.

un autre, ce qui se répercute sur la pression $p_{\bar{1}x}$ du filet (x) considéré.

Concernant l'énergie cinétique $c^2_{\bar{1}x}$ d'une particule en un point (x) de la sortie $(\bar{1})$ de l'aubage, on peut faire le raisonnement suivant :

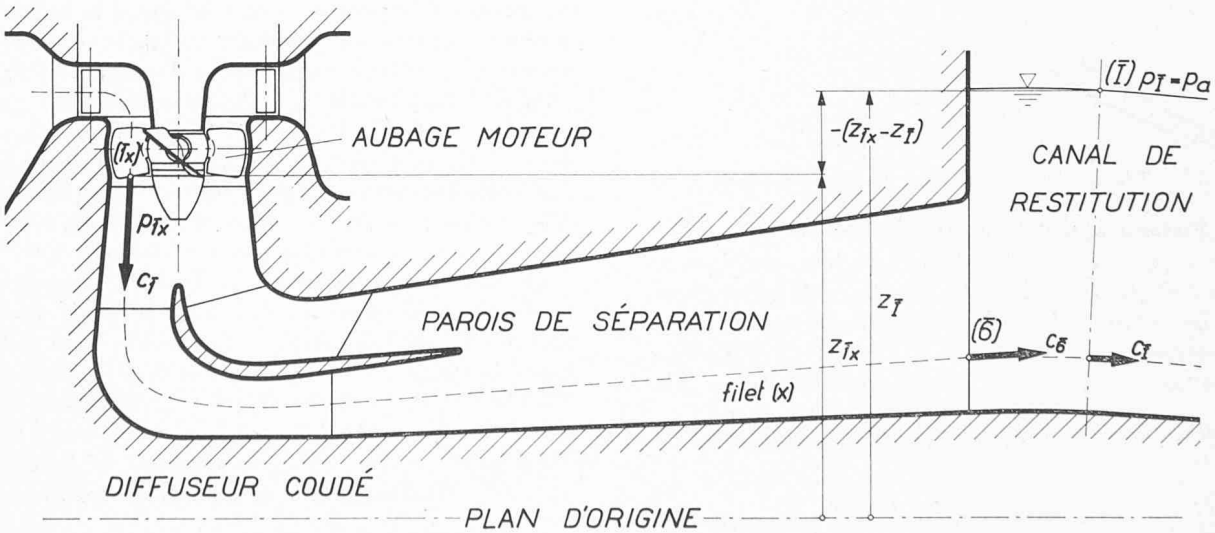

Fig. 5. — Turbine KAPLAN avec diffuseur coudé.

Cette énergie comprend deux énergies distinctes, l'une de composante méridienne, l'autre de composante périphérique

$$c^2_{\bar{1}x} = c^2_{m\bar{1}x} + c^2_{u\bar{1}x} \tag{9}$$

Etant donné que, d'un point à un autre de la sortie de l'aubage, l'énergie cinétique méridienne $c^2_{m\bar{1}x}$ varie peu, voire même pas du tout, et que l'énergie cinétique périphérique $c^2_{u\bar{1}x}$ est faible, voire même nulle, on peut admettre, pour des raisons de simplification parfaitement justifiées, à la sortie de l'aubage, une énergie cinétique moyenne pour tous les filets, en posant l'approximation :

$$c^2_{\bar{1}x} \simeq c^2_{\bar{1}} \tag{10}$$

et, partant, pour la *récupération dynamique théorique moyenne* du diffuseur

$$h_{\bar{s}} = \left(c^2_{\bar{1}} - c^2_{\bar{I}}\right) \tag{11}$$

Cette récupération, supposée donc la même pour tous les filets, est accompagnée de pertes de charge $h_{r\bar{s}}$, également supposées indépendantes du filet considéré. En voici l'énumération :

— pertes par frottement le long des parois du diffuseur, de la sortie de l'aubage ($\bar{1}$) à la sortie du diffuseur ($\bar{6}$) ;

— pertes par augmentation progressive de section (diffusion), de la sortie de l'aubage ($\bar{1}$) à la sortie du diffuseur ($\bar{6}$) ;

— pertes par changement de direction en cas où le diffuseur est coudé ;

— pertes par incidence occasionnées par la présence d'éventuelles parois de séparation à l'intérieur du diffuseur ;

— pertes par augmentation brusque de section, de la sortie du diffuseur ($\bar{6}$) à la sortie de la turbine ($\bar{I}$) correspondant au début du canal de restitution. Le choix de la grandeur de la section ($\bar{6}$) doit se faire sur la base d'un calcul d'optimalisation des pertes par augmentation de section progressive dans le diffuseur et brusque à sa sortie. En effet, une augmentation de la longueur ou de l'évasement du diffuseur au-delà d'une limite raisonnable peut créer dans celui-ci des pertes par frottement et augmentation progressive de section supérieures à la diminution des pertes par augmentation brusque de section à sa sortie ainsi réalisée.

La *récupération dynamique théorique moyenne* du diffuseur :

$$h_{\bar{s}} = \left(c^2_{\bar{1}} - c^2_{\bar{I}}\right) \tag{11}$$

sera donc accompagnée de pertes de charge moyennes $h_{r\bar{s}}$ qui conduisent à la *récupération dynamique réelle moyenne* du diffuseur :

$$h_{t\bar{s}} = \left(c^2_{\bar{1}} - c^2_{\bar{I}}\right) - h_{r\bar{s}} \tag{12}$$

Le rapport de ces deux récupérations conduit alors au rendement énergétique moyen du diffuseur :

$$h_{t\bar{s}_{\bar{s}}} = \frac{h_{t\bar{s}}}{h_{\bar{s}}} = \frac{\left(c^2_{\bar{1}} - c^2_{\bar{I}}\right) - h_{r\bar{s}}}{\left(c^2_{\bar{1}} - c^2_{\bar{I}}\right)} = 1 - \frac{h_{r\bar{s}}}{\left(c^2_{\bar{1}} - c^2_{\bar{I}}\right)} \tag{13}$$

d'où la récupération dynamique réelle moyenne du diffuseur exprimée par ce rendement énergétique :

$$h_{t\bar{s}} = h_{t\bar{s}_{\bar{s}}} \left(c^2_{\bar{1}} - c^2_{\bar{I}}\right) \tag{14}$$

Cette expression est aussi bien valable pour le diffuseur droit (figure 4), que pour le diffuseur coudé (figure 5).

2.5 Rendement énergétique d'une turbine

Connaissant l'ensemble des pertes et récupération énergétiques d'une turbine selon chiffres 2.1 à 2.4, et en se rappelant que l'énergie statique ($z_{\bar{1}x} - z_{\bar{I}}$) selon chiffre 2.3 est, selon chiffre 2.4, intégralement récupérée ou reprise sans pertes par le diffuseur, le rendement énergétique d'une turbine, pour un régime quelconque, est donné par la relation générale

$$h_t = 1 - h_{r\,(I \div \bar{1})} - c^2_{i1} - \left(c^2_{\bar{1}} - c^2_{\bar{I}}\right) + h_{t\bar{s}_{\bar{s}}} \left(c^2_{\bar{1}} - c^2_{\bar{I}}\right) \tag{15}$$

ou, pour le régime sans pertes par incidence supposé correspondre au sommet de la colline de rendement ($_\wedge$), compte tenu de l'équation (14),

$$h_{t_\wedge} = 1 - h_{r\,(I \div \bar{1})_\wedge} - \left(c^2_{\bar{1}} - c^2_{\bar{I}}\right)_\wedge + h_{t\bar{s}_\wedge} \tag{16}$$

3. CHIFFRE DE CAVITATION THÉORIQUE RELATIF A LA SORTIE DE L'AUBAGE MOTEUR

3.1 Cote maximale d'implantation théorique d'une turbine d'après ses caractéristiques

L'équation de BERNOULLI appliquée entre un point quelconque ($\bar{1}x$) de la sortie de l'aubage et le point ($\bar{I}$) de la sortie turbine — domaine efficace du diffuseur — s'exprime, en grandeurs adimensionnelles, par la forme détaillée

$$\left(z_{\bar{1}x} + p_{\bar{1}x} + c^2_{\bar{1}x}\right) \simeq \left(z_{\bar{I}} + p_{\bar{I}} + c^2_{\bar{I}}\right) + h_{r\bar{s}} \tag{17}$$

où $h_{r\bar{s}}$ est la perte de charge moyenne dans le diffuseur, d'où le signe ($\simeq$).

En prévision de l'étude du comportement de la turbine à la cavitation, il faut mettre la pression $p_{\bar{1}x}$ en évidence, en cherchant sa valeur minimale $p_{\bar{1}_{min}}$ qui correspond, dans ce cas, au point le plus haut $z_{\bar{1}_{max}}$ de la sortie de l'aubage. Compte tenu de l'équation (10), cette pression est déterminée par les grandeurs *limites* suivantes :

$$p_{\bar{1}_{min}} \simeq p_{\bar{I}_{min}} - (z_{\bar{1}_{max}} - z_{\bar{I}_{min}}) - \left[\left(c^2_{\bar{1}} - c^2_{\bar{I}}\right) - h_{r\bar{s}}\right]_{max} \tag{18}$$

L'expression entre crochets représente, d'après l'équation (12), la récupération dynamique réelle moyenne $h_{t\bar{s}}$ opérée par le diffuseur.

Par ailleurs, pour garantir au point le plus exposé à la cavitation, *supposé* être le plus haut de la sortie de l'aubage, un fonctionnement à la limite de la cavitation, il faut qu'en ce point la pression minimale $p_{\bar{1}_{min}}$ ne descende pas en dessous de la pression de dégagement de vapeur maximale $p_{v_{max}}$ de l'eau turbinée.

Enfin, en ce qui concerne la pression minimale $p_{\bar{I}_{min}}$ à la sortie turbine, celle-ci peut être assimilée à la pression atmosphérique minimale locale $p_{a_{min}}$ pour autant que le niveau d'eau à cet endroit soit à l'air libre.

Ces conditions permettent alors de déterminer la cote maximale théorique du point le plus haut de la sortie de l'aubage, fixant ainsi la cote maximale d'implantation théorique de la turbine pour un fonctionnement de celle-ci supposé à la limite de la cavitation.

La connaissance de la cote d'implantation d'une turbine est indispensable à l'étude économique de son installation.

Il résulte de ce qui précède, en transformant l'équation (18) en conséquence, que

$$\underline{z_{\bar{1}_{max}} \simeq z_{\bar{I}_{min}} + (p_{a_{min}} - p_{v_{max}}) - h_{t\bar{s}_{max}}} \qquad (19)$$

D'après cette expression, l'*implantation théorique* de la turbine sera d'autant plus élevée, donc favorable du point de vue économique,

— que le niveau d'eau minimal $z_{\bar{I}_{min}}$ dans le canal de restitution sera *haut* ;

— que la pression atmosphérique minimale $p_{a_{min}}$ sera *élevée*, c'est-à-dire que la turbine se situera à un niveau *proche* de celui de la mer ;

— que la pression de dégagement de vapeur maximale $p_{v_{max}}$ sera *faible*, c'est-à-dire que la température maximale de l'eau sera *basse* ;

— que la récupération maximale moyenne $h_{t\bar{s}_{max}}$ opérée par le diffuseur sera *faible*, donc que, d'une part, la récupération dynamique théorique moyenne $\left(c_{\bar{1}}^2 - c_{\bar{I}}^2\right)$ sera *faible*, ce qui est propre aux turbines *lentes*, et que, d'autre part, le rendement moyen du diffuseur $h_{t\bar{s}_{\bar{s}}}$ sera déficient.

Ce dernier point sera repris sous chiffre 3.3.

3.2 Cote maximale d'implantation théorique d'une turbine d'après le chiffre de cavitation de THOMA

THOMA *) a *défini* un chiffre de cavitation donné par la relation

$$\frac{H_a - H_v - H_s}{H} = \sigma \qquad (20)$$

avec

H_a : hauteur représentative, en colonne d'eau, de la pression atmosphérique à la sortie de la turbine ;

H_v : hauteur représentative, en colonne d'eau, de la pression de dégagement de vapeur de l'eau ;

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 ($\bar{I}$) du niveau d'eau le plus bas à la sortie de la turbine ;

H : chute nette de la turbine.

Cette relation permet de déterminer la cote d'implantation théorique de la roue en fonction des conditions d'écoulement en aval de celle-ci caractérisées par le chiffre de cavitation.

L'implantation *la plus haute* de la roue se détermine alors sur la base des conditions de fonctionnement limites correspondant à la limite de la cavitation.

Dès lors, l'équation (20) s'écrit :

$$H_{s_{max}} = H_{a_{min}} - H_{v_{max}} - (H \cdot \sigma)_{max} \qquad (21)$$

qui, traduite dans notre symbolique, conduit à l'expression adimensionnelle

$$z_{\bar{1}_{max}} = z_{\bar{I}_{min}} + (p_{a_{min}} - p_{v_{max}}) - \sigma_{\bar{1}_{max}} \qquad (22)$$

3.3 Comparaison des deux expressions de la cote maximale d'implantation théorique

L'expression de l'équation (22) est pratiquement identique à celle de l'équation (19). A peu de chose près, le chiffre de cavitation tel que défini par THOMA n'est donc rien d'autre que la récupération dynamique réelle moyenne opérée par le diffuseur, ce qui s'exprime, dans notre cas limite, par l'identité approximative

$$\sigma_{\bar{1}_{max}} \cong h_{t\bar{s}_{max}} \qquad (23)$$

En effet, la récupération ou la reprise d'office par le diffuseur de la totalité de l'énergie statique $(z_{\bar{1}x} - z_{\bar{I}})$ varie d'un filet à un autre, ce qui n'apparaît pas dans le terme $h_{t\bar{s}_{max}}$, mais bien dans le terme $\sigma_{\bar{1}_{max}}$.

Cette identité approximative appelle les commentaires suivants :

Du point de vue *rendement énergétique* d'une turbine, d'après l'équation (15), la récupération du diffuseur devrait être aussi élevée que possible, ce qui correspond, par conséquent, à un chiffre de cavitation élevé conduisant à une cote d'implantation basse de la turbine et, partant, à un coût élevé de l'installation.

Du point de vue *coût de l'installation*, au contraire, la cote d'implantation de la turbine devrait être aussi haute que possible ce qui, d'après l'équation (22), suppose un chiffre de cavitation bas correspondant, par conséquent, à une récupération faible du diffuseur et, partant, à un rendement énergétique déficient de la turbine.

Face à cette incompatibilité, il faut considérer la question dans son ensemble.

Pour des turbines du *type lent*, où d'office la récupération par le diffuseur est faible, il faut tendre à obtenir un chiffre de cavitation maximal aussi bas que possible en raison du coût de l'installation, quitte à céder quelque peu sur le rendement de la turbine. En effet, *pour gagner par exemple* 20 % *sur le chiffre de cavitation*, en l'abaissant par exemple de 0,025 à 0,020, *la perte de rendement ne serait que de* 0,5 %. Pour une turbine du type lent, le diffuseur devrait donc être de moindre qualité en raison du coût de l'installation.

Par contre, pour des turbines du *type rapide*, où d'office la récupération du diffuseur est importante, il faut tendre, au contraire, à obtenir un rendement de la turbine aussi élevé que possible, quitte à céder quelque peu sur le coût de l'installation. En effet, *en perdant par exemple* 20 % *sur le chiffre de cavitation*, en le rehaussant par exemple de 0,125 à 0,150, *le gain de rendement de la turbine ne serait pas inférieur à* 2,5 %. Pour une turbine du type rapide, le diffuseur devrait donc être de bonne qualité en raison du rendement de la turbine.

Plus encore — et ceci intéresse tout particulièrement le maître de l'œuvre — il arrive parfois que le chiffre de cavitation, pour une turbine du type rapide, puisse être

*) *Voir* HÜTTE, *tome II, 27e édition, Berlin 1947, page 672.*

choisi encore plus élevé qu'admis habituellement, en faveur de dimensions plus réduites de la turbine, et cela sans inconvénients majeurs dus à l'implantation plus basse de celle-ci, malgré que l'étendue des fouilles pour le diffuseur, le plus souvent coudé, soit plus grande pour ces turbines du type rapide que pour celles du type plus lent.

Seul un calcul d'optimalisation faisant intervenir l'ensemble des facteurs économiques de la turbine — *rendement*, *dimensions* et *implantation* — permet de trouver la solution la plus rentable.

3.4 Choix de la cote d'implantation théorique de référence d'une turbine

Jusqu'à présent, la cote $z_{\bar{1}_{max}}$ fixant l'implantation théorique d'une turbine avait été choisie au point le plus haut de la sortie aubage ($\bar{1}$), conformément à la définition du chiffre de cavitation d'après THOMA.

Cette cote aurait été la cote d'implantation réelle de la turbine si, du point de vue de son comportement à la cavitation, l'aubage moteur avait été idéal, soit par la qualité parfaite du profil de ses aubes, soit par le nombre infini de celles-ci.

Tel n'étant pas le cas, il se présente à l'intérieur de l'aubage un point où la pression est effectivement encore inférieure à celle correspondant à cette cote, celle-ci ne peut donc être considérée comme la cote d'implantation réelle de la turbine. Cette cote dite de référence peut donc encore être, cas échéant, modifiée. Ainsi, à la place de la cote $z_{\bar{1}_{max}}$ proposée par THOMA, d'autres expérimentateurs ont choisi la cote du centre du plan médian ou du centre de l'un des deux plans limites du distributeur.

Les auteurs du « Code d'essai international pour les essais de réception en cavitation sur modèle des turbines hydrauliques » n'ayant pas encore pris de décision définitive quant à la normalisation de cette cote, nous suggérons pour le moment, faute de mieux, la *cote d'implantation théorique de référence* z_{th} suivante :

— pour les *turbines FRANCIS* à orientation d'axe quelconque (verticale, oblique ou horizontale), la cote du point d'intersection, avec l'axe de la turbine, du plan perpendiculaire à cet axe, passant par le point d'intersection ($\bar{1}e$) de la sortie de l'aubage moteur avec la couronne extérieure du canal de la roue, comme indiqué sur la figure 6*a* ;

— pour les *turbines DÉRIAZ* à orientation d'axe quelconque (verticale, oblique ou horizontale), la cote du point d'intersection, avec l'axe de la turbine, du plan perpendiculaire à cet axe, passant par l'extrémité des axes de pivotement des pales motrices, comme indiqué sur la figure 6*b* ;

— pour les *turbines KAPLAN* à orientation d'axe quelconque (verticale, oblique ou horizontale), la cote du centre du moyeu de la roue de forme sphérique, comme indiqué sur la figure 6*c*.

Dans ce cas, l'indice ($\bar{1}$) doit être remplacé par l'indice de référence théorique (th) ce qui modifie l'équation (19) en

$$z_{th_{max}} \simeq z_{\bar{1}_{min}} + (p_{a_{min}} - p_{v_{max}}) - h_{\bar{1}s_{max}} \qquad (24)$$

et l'équation (22) en

$$z_{th_{max}} = z_{\bar{1}_{min}} + (p_{a_{min}} - p_{v_{max}}) - \sigma_{th_{max}} \qquad (25)$$

Il ressort de ces deux équations l'identité approximative

$$\boxed{\sigma_{th_{max}} \cong h_{\bar{1}s_{max}}} \qquad (26)$$

Il sied de relever une fois encore que la récupération dynamique réelle $h_{\bar{1}s}$ du diffuseur est supposée s'étendre jusqu'à la sortie ($\bar{1}$) de l'aubage moteur et, bien qu'elle varie d'un point à un autre de cette sortie, à cause des énergies de position z_x et de vitesse c_x^2 variables, on lui attribue, pour des raisons de simplification parfaitement justifiées, une valeur moyenne.

En réalité, cette récupération moyenne se rapporte, comme l'indique l'équation (24), à la cote théorique de référence z_{th}, d'où le signe ($\simeq$) pour cette équation, et le signe ($\cong$) pour l'identité (26).

(A suivre)

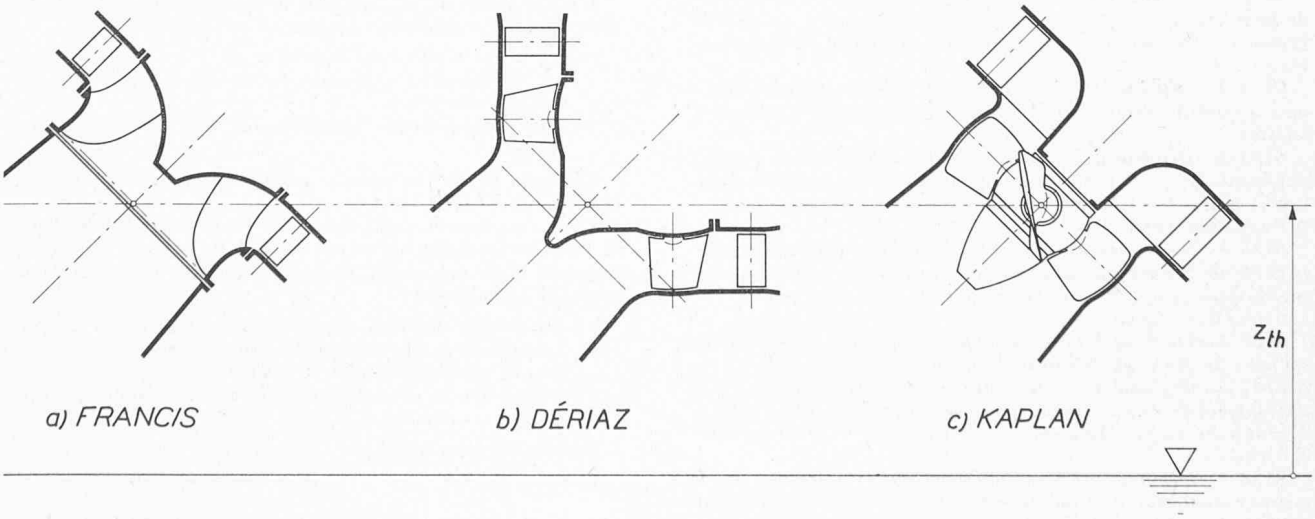

Fig. 6. — Cote d'implantation théorique de référence pour les turbines FRANCIS, DÉRIAZ et KAPLAN.