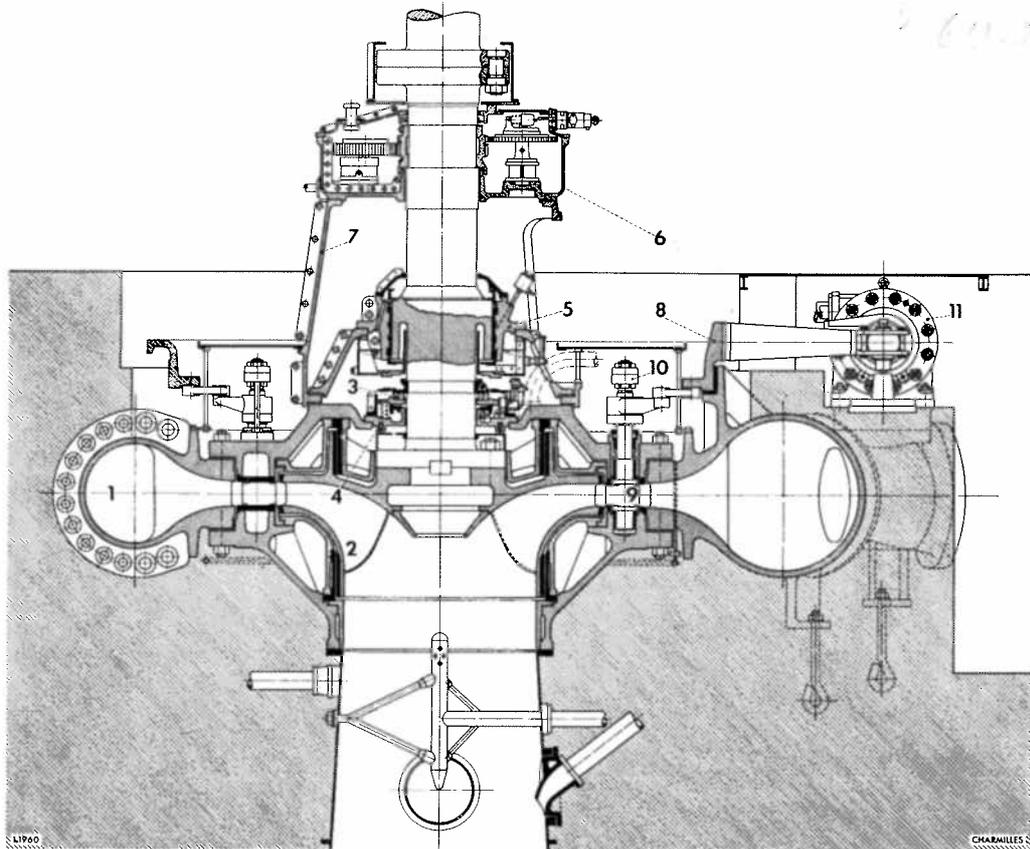


CONTRIBUTION A L'ÉTUDE DU TRACÉ D'AUBAGE D'UNE TURBINE A RÉACTION DU TYPE FRANCIS

Nous avons le plaisir de publier ici tout l'essentiel d'une conférence que notre Ingénieur-conseil, M. Th. Bovet, professeur de machines hydrauliques à l'E.P.U.L., a prononcée au Winter Meeting 1961 de l'A.S.M.E., à New-York.



**Fig. 1. — Coupe axiale de la turbine FRANCIS de PARADELA
(Constructeur: CHARMILLES)**

Caractéristiques:

puissance effective	$\dot{E}_e = 56'000 \text{ kW}$
énergie hydraulique disponible	$H = 402,5 \text{ m}$
débit-volume disponible	$\dot{V} = 15,87 \text{ m}^3/\text{s}$
vitesse de rotation	$\dot{N} = 600 \text{ t/min}$
chiffre de vitesse	$n = 0,169$

I. INTRODUCTION

Une machine hydraulique est un ensemble d'éléments qui opère une certaine transformation d'énergie.

La turbine transforme de l'énergie hydraulique en énergie mécanique, la pompe reçoit de l'énergie mécanique qu'elle transforme en énergie hydraulique.

La turbine hydraulique à réaction, du type FRANCIS, seule considérée ici, comporte (figure 1) les éléments essentiels suivants:

- une bêche spirale
- un distributeur
- une roue motrice
- un diffuseur
- un arbre moteur

La transformation d'énergie dépend de tous ces éléments, mais à des degrés différents. La **roue motrice**

en est l'élément principal (figure 2). L'étude de son **aubage** est centrée sur le problème de cette transformation d'énergie, opération qui doit s'effectuer dans les meilleures conditions possibles. La connaissance de certaines caractéristiques des éléments contigus à la roue motrice, soit le distributeur et le diffuseur, est cependant indispensable à cette étude.

II. ÉLÉMENTS DE BASE DU CALCUL DE L'AUBAGE

L'étude de l'aubage moteur d'une turbine hydraulique est basée sur les caractéristiques de son fonctionnement au régime optimum correspondant au rendement maximum.

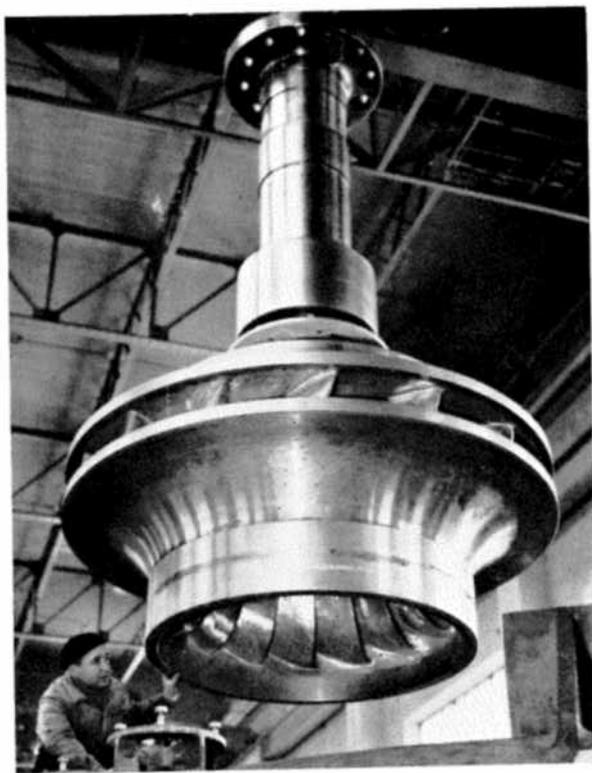


Fig. 2. — Roue motrice de la turbine FRANCIS de PARADELA (constructeur: CHARMILLES)

Ces caractéristiques sont :

H_o : énergie hydraulique, par unité de poids du liquide, mise à la disposition de la turbine (m)

\dot{V}_o : débit-volume mis à la disposition de la turbine (m³/s)

N_o : vitesse de rotation angulaire du groupe (rad/s)

Cet aubage sera compris dans un espace limité d'une part par les deux surfaces de révolution du canal de la roue, soit les couronnes intérieure (*i*) et extérieure (*e*), d'autre part par ses arêtes d'entrée (1) et de sortie (2).

Dans un plan méridien, ces éléments définissent quatre courbes encadrant une surface plane bien délimitée (figure 3).

- (a) aubage
- (i) couronne intérieure
- (e) couronne extérieure
- (1) arête d'entrée
- (2) arête de sortie

Cette surface plane est donc la projection circulaire, dans un plan méridien, d'une aube motrice dont la surface est gauche.

La marche à suivre consiste à déterminer d'abord la forme du canal de la roue, c'est-à-dire les contours (*i*) et (*e*), puis les arêtes d'entrée et de sortie (1) et (2) et enfin le tracé de l'aubage (*a*).

Le calcul de ces divers éléments est étroitement lié aux deux grandeurs caractéristiques suivantes :

- le chiffre de vitesse n_o ¹ donné par la formule sans dimension²

$$n_o = \frac{N_o (\dot{V}_o / \pi)^{1/2}}{(2gH_o)^{3/4}} \quad (1)$$

fixant la **forme du canal**.

- le rayon nominal R_{2e} donné par l'équation du chiffre de débit \dot{v}_{2e_o} ³

$$\dot{v}_{2e_o} = \frac{\dot{V}_o}{\pi \cdot R_{2e}^2} \cdot \frac{1}{N_o \cdot R_{2e}} \quad (2)$$

donc

$$R_{2e} = \left(\frac{\dot{V}_o / \pi}{\dot{v}_{2e_o} \cdot N_o} \right)^{1/3} \quad (3)$$

fixant simultanément la **grandeur du canal** et le point extrême de l'arête de sortie.

Le chiffre de débit \dot{v}_{2e_o} sera examiné plus loin.

III. ÉTUDE DE L'ESPACE RÉSERVÉ A L'AUBAGE

L'étude de l'espace réservé à l'aubage s'opère en trois temps. Il s'agit tout d'abord d'étudier la forme du canal, puis la grandeur de celui-ci, et enfin, les arêtes d'entrée et de sortie de l'aubage.

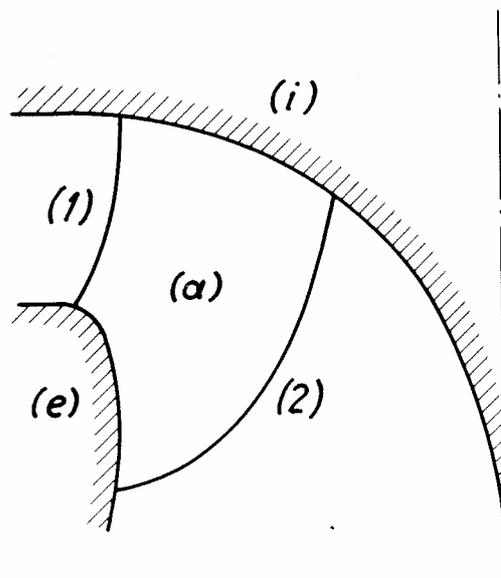


Fig. 3. — Courbes limites de l'aubage

¹ aussi désigné par v_o

² ancienne formule: $n_{s_o} = \frac{N_o \sqrt{E_{e_o}}}{H_o \sqrt[4]{H_o}}$

³ aussi désigné par ψ_{2e_o}

1) Etude de la forme du canal de la roue

Etant donné qu'il ne s'agit, dans ce paragraphe, que de la forme du canal de la roue et non de sa grandeur, on peut ramener toutes les dimensions des couronnes extérieure et intérieure à une **grandeur de référence**: le rayon R_{2e} . Ainsi tout élément de ce canal sera exprimé par une **grandeur spécifique sans dimension** et désigné par une lettre minuscule. De plus, ces grandeurs spécifiques seront exprimées en fonction du chiffre de vitesse n_o ce qui confèrera à cette étude un caractère très général et systématique. Pour les turbines FRANCIS, dont il est question ici, les limites raisonnables du chiffre de vitesse sont:

$$0,1 < n_o < 0,8 \tag{4}$$

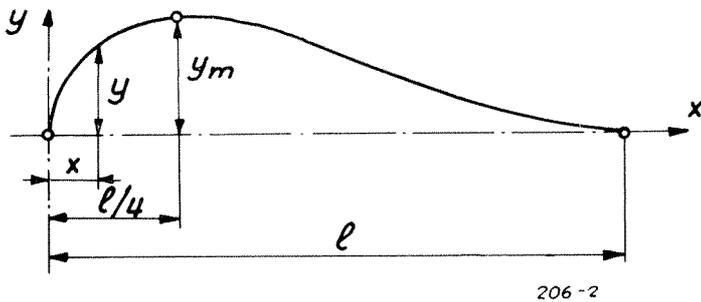


Fig. 4. — Forme caractéristique de la courbe limite intérieure et extérieure du canal de la roue

On admet que la forme (figure 4) de la courbe limite intérieure (i) comme celle de la courbe extérieure (e) est définie par l'équation:

$$\frac{y}{y_m} = \frac{16}{3\sqrt{3}} \sqrt{\frac{x}{l} \left(1 - \frac{x}{l}\right)^3}$$

ou

$$\frac{y}{y_m} = 3,08 \left(1 - \frac{x}{l}\right) \sqrt{\frac{x}{l} \left(1 - \frac{x}{l}\right)} \tag{5}$$

La deuxième forme de cette équation vise à faciliter le calcul des ordonnées de la courbe au moyen de la règle à calcul.

L'équation (5), écrite en lettres majuscules, donne alors la grandeur réelle de ces deux courbes limites. C'est:

$$\left[\frac{Y}{Y_m} \right]_{i,e} = \left[3,08 \left(1 - \frac{X}{L}\right) \sqrt{\frac{X}{L} \left(1 - \frac{X}{L}\right)} \right]_{i,e} \tag{5'}$$

Pour trouver la forme et les positions respectives des deux courbes limites il faut connaître, en plus des quatre grandeurs y_{mi} , y_{me} , l_i et l_e de l'équation (5), les grandeurs b_0 et r_{0e} , comme cela ressort de la figure 5.

Un important travail d'investigation préliminaire, dont le détail ne saurait être développé ici, nous a conduit aux résultats suivants:

$$b_0 = 0,8(2 - n_o)n_o \tag{6}$$

$$r_{0i} = y_{mi} = 0,7 + \frac{0,16}{n_o + 0,08} \tag{7}$$

$$r_{0e} = r_{1i} = \frac{0,493}{n_o^{2/3}} \quad (n_o < 0,275) \tag{8}$$

$$r_{0e} = 1,255 - 0,3n_o \quad (n_o > 0,275) \tag{9}$$

$$l_i = 3,2 + 3,2(2 - n_o)n_o \tag{10}$$

$$l_e = 2,4 - 1,9(2 - n_o)n_o \tag{11}$$

L'explication de la formule (8) sera donnée à la fin du paragraphe III/3.

Pour ce qui est du choix de y_{me} nous sommes partis de la considération suivante: son rapport à la valeur de y_{2e} (figure 5) est une fonction du chiffre de vitesse n_o que nous pouvons traduire en faisant appel à l'équation (5), qu'à cette fin nous transformons en:

$$\frac{y_{2e}}{y_{me}} = 3,08 \left(1 - \frac{x_{2e}}{l_e}\right) \sqrt{\frac{x_{2e}}{l_e} \left(1 - \frac{x_{2e}}{l_e}\right)} \tag{12}$$

Dans cette équation, il faut encore se fixer les grandeurs x_{2e} et y_{2e} . La première peut être admise constante quel que soit n_o :

$$x_{2e} = 0,5 \tag{13}$$

alors que d'après le figure 5

$$y_{2e} = r_{0e} - 1 \tag{14}$$

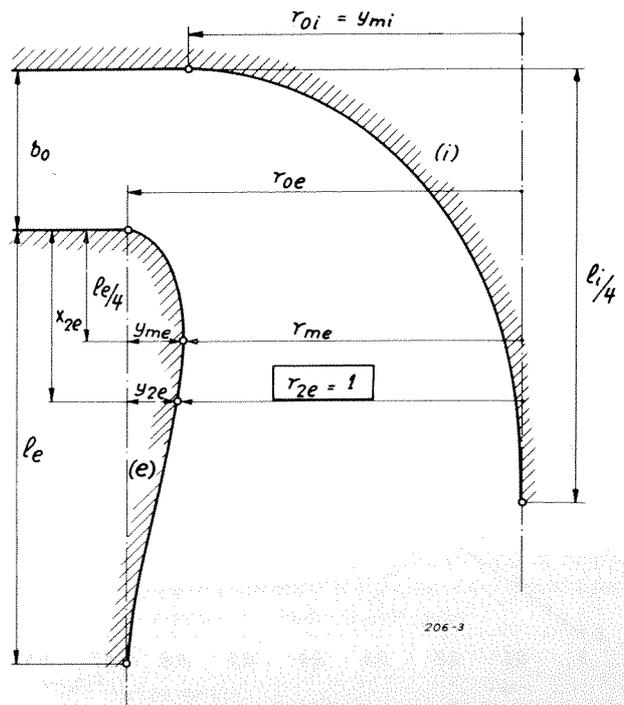


Fig. 5. — Dimensions caractéristiques du canal de la roue

Ceci permet de calculer le rapport y_{2e}/y_{me} pour chaque valeur de n_o , et partant, la grandeur cherchée:

$$y_{me} = \frac{y_{2e}}{y_{2e}/y_{me}} \quad (15)$$

Enfin la figure 5 donne encore le rayon

$$r_{me} = r_{0e} - y_{me} \quad (16)$$

Ainsi la forme du canal de la roue peut être entièrement déterminée au moyen de la seule variable n_o : **le chiffre de vitesse.**

Le graphique de la figure 6, représente toutes ces valeurs en fonction de n_o et la figure 7 la forme du canal pour huit valeurs de n_o .

On relève sur cette dernière figure la variation progressive de la forme du canal en partant du chiffre de vitesse le plus faible ($n_o = 0,1$) pour aller jusqu'au plus élevé ($n_o = 0,8$).

Il faut cependant remarquer qu'à défaut d'expériences, il est encore prématuré de dire que les équations (6) à (16) ont déjà trouvé ici leur forme définitive. Cependant, elles résultent de l'examen de nombreuses exécutions provenant de divers constructeurs, exécutions qui peuvent, à caractéristiques égales, présenter certaines divergences entre elles mais qui se rangent dans une certaine moyenne.

Dans des cas spéciaux, soit quand les exigences de l'exploitant sont très particulières, il va de soi qu'on peut s'en écarter pour choisir la forme de canal la plus appropriée.

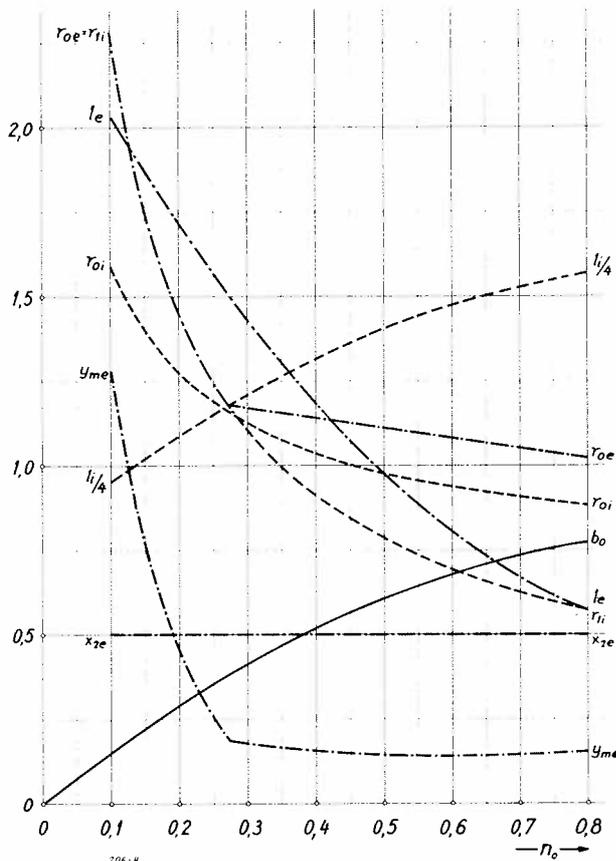


Fig. 6. — Diagramme des dimensions caractéristiques du canal de la roue, en fonction du chiffre de vitesse n_o .

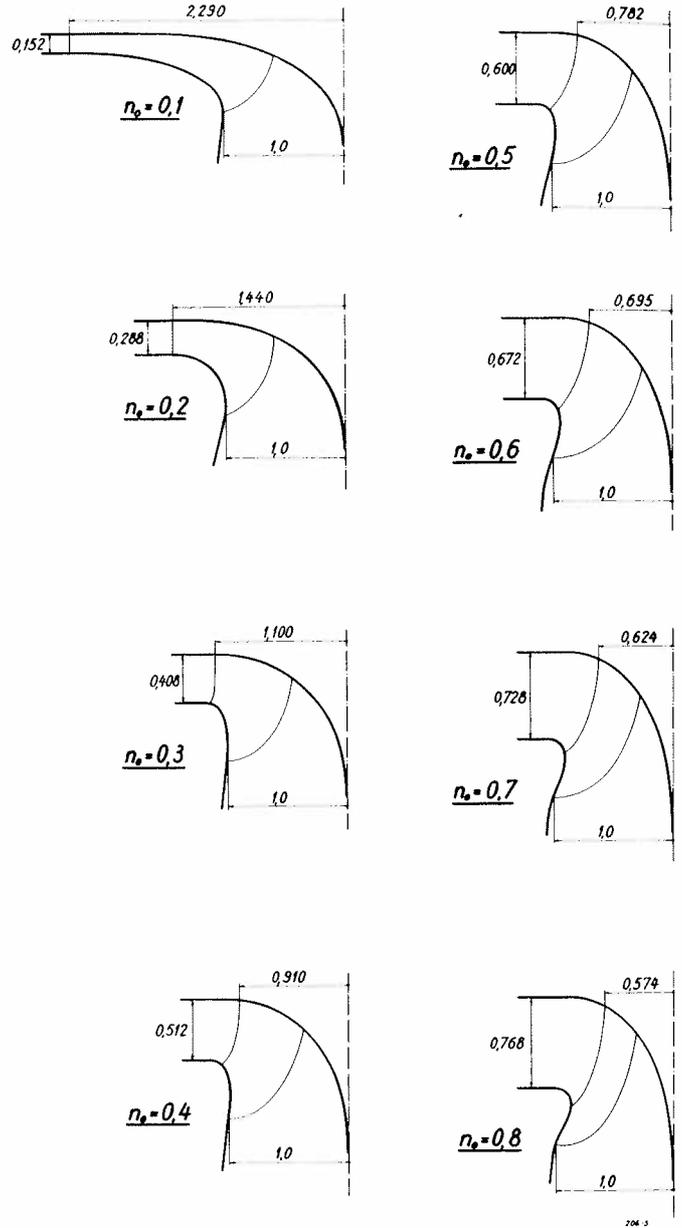


Fig. 7. — Variation progressive de la forme du canal de la roue, en fonction du chiffre de vitesse n_o .

2) Etude de la grandeur du canal de la roue

L'étude de la grandeur du canal de la roue se limite à la détermination de la **grandeur de référence**, soit **le rayon R_{2e}** . Cette grandeur a déjà été définie au chapitre II (équation 3):

$$R_{2e} = \left(\frac{\dot{V}_o / \pi}{\dot{v}_{2e_o} \cdot N_o} \right)^{1/3} \quad (3)$$

\dot{V}_o et N_o sont les caractéristiques optima de la turbine. La valeur optima du débit spécifique \dot{v}_{2e_o} découle des résultats d'essais obtenus sur des roues tracées invariablement selon le même procédé. C'est l'emplacement du sommet de la courbe de rendement en fonction du

débit qui la fixe. Il résulte des essais que cette valeur peut être admise constante, donc indépendante de n_o .

Pour le tracé d'aubage dont il s'agit plus loin, cette valeur est d'environ

$$\dot{v}_{2e_o} \cong 0,270 \quad (17)$$

Elle n'est cependant pas à considérer comme définitive, vu le nombre restreint d'essais sur lesquels elle se fonde.

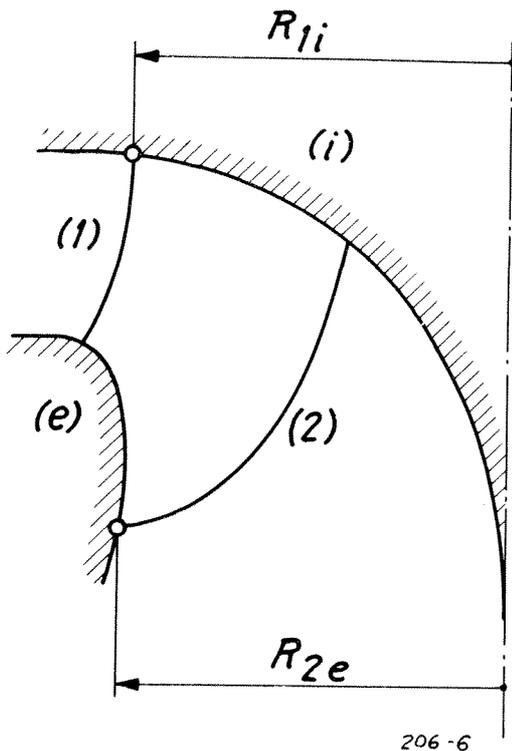


Fig. 8. — Rayons caractéristiques des arêtes d'entrée et de sortie de la roue

3) Etude des arêtes d'entrée et de sortie de l'aubage

L'expérience montre que, pour se placer effectivement au sommet de la colline de rendement pour les valeurs de H_o et \dot{V}_o prescrites, il faut remplir certaines conditions qui déterminent en partie les arêtes d'entrée et de sortie de l'aubage. En effet, le point d'intersection de l'arête d'entrée (1) avec la couronne intérieure (i), caractérisé par le rayon R_{1i} , fixe l'emplacement du sommet de la courbe de rendement par rapport à l'énergie H , alors que le point d'intersection de l'arête de sortie (2) avec la couronne extérieure (e), caractérisé par le rayon R_{2e} , fixe l'emplacement du sommet de la courbe de rendement par rapport au débit \dot{V} (figure 8).

Ainsi, pour le calcul des rayons R_{1i} et R_{2e} on peut définir deux chiffres conditionnés par le type du tracé d'aubage et dont les valeurs sont confirmées par les résultats d'essais.

Il s'agit de:

$$h_{1i_o} = \frac{2gH_o}{(R_{1i}N_o)^2} \quad (18)$$

et

$$\dot{v}_{2e_o} = \frac{\dot{V}_o/\pi}{R_{2e}^3 N_o} \quad (2)$$

cette dernière ayant été donnée au chapitre II.

De même que pour la valeur de \dot{v}_{2e_o} caractérisant le débit \dot{V}_o , il semble que la valeur de h_{1i_o} ⁴, caractérisant l'énergie H_o , peut également être admise constante, quel que soit le chiffre de vitesse n_o .

Là aussi, étant donné le nombre encore restreint d'essais effectués sur ce nouveau type d'aubage, la valeur de h_{1i_o} n'est pas encore définitivement connue. Elle se situe entre 1,65 et 1,8 et pourrait éventuellement atteindre la valeur 2,0⁵.

En attendant les résultats découlant de nouveaux essais nous pouvons adopter pour cette grandeur, la valeur de

$$h_{1i_o} \cong 1,72 \quad (19)$$

Quand le chiffre de vitesse n_o est petit, ce qui correspond au cas d'une turbine spécifiquement lente, c'est la valeur de R_{1i} qui détermine la grandeur de la roue. On en déduit que les valeurs admissibles les plus élevées de h_{1i_o} sont les plus intéressantes puisqu'elles donnent évidemment les rayons R_{1i} les plus faibles. Elles conduisent par conséquent à une turbine moins lourde donc plus économique.

Mais, avant tout, il importe d'obtenir un rendement maximum pour le régime prescrit, et ne pas perdre de vue qu'un aubage plus court augmente le risque d'apparition de la cavitation.

En ce qui concerne le chiffre de débit \dot{v}_{2e_o} , sa valeur semble se situer entre les limites de 0,260 et 0,280. Nous admettons pour l'instant

$$\dot{v}_{2e_o} \cong 0,270 \quad (17)$$

comme nous l'avons déjà indiqué sous III/2.

Ainsi, les rayons R_{1i} et R_{2e} sont donnés par les formules:

$$R_{1i} = \left(\frac{2gH_o}{h_{1i_o} N_o^2} \right)^{1/2} \quad (20)$$

$$R_{2e} = \left(\frac{\dot{V}_o/\pi}{\dot{v}_{2e_o} N_o} \right)^{1/3} \quad (3)$$

où H_o , \dot{V}_o et N_o sont les caractéristiques optima de la turbine.

Les rayons R_{1i} et R_{2e} ainsi déterminés ne fixent qu'un point des arêtes d'entrée et de sortie de l'aubage. Le restant du tracé de ces deux arêtes est donc encore libre et peut s'adapter aux exigences du tracé d'aubage. Cette question sera reprise aux paragraphes V/2 et V/3.

Il est encore intéressant de remarquer que le rayon spécifique r_{1i} peut également s'exprimer directement par le chiffre de vitesse n_o . Etant donné que:

⁴ aussi désigné par ψ_{1i_o}

⁵ Voir CORDIER : Ähnlichkeitsbedingungen für Strömungsmaschinen VDI-Berichte, Band 3, 1955, page 87, figure 3.

$$n_o = \frac{\dot{v}_o^{1/2}}{h_o^{3/4}} = \frac{(\dot{v}_{2eo})^{1/2}}{(h_{1io})^{3/4}} \left(\frac{R_{2e}}{R_{1i}} \right)^{3/2}$$

on trouve immédiatement

$$r_{1i} = \frac{R_{1i}}{R_{2e}} = \frac{(\dot{v}_{2eo})^{1/3}}{(h_{1io})^{1/2}} \frac{1}{n_o^{2/3}}$$

En prenant les valeurs des équations (17) et (19) il vient

$$r_{1i} = \frac{0,493}{n_o^{2/3}} \tag{8}$$

qui est l'une des grandeurs caractéristiques du canal de la roue (paragraphe III/1).

IV. ÉTUDE THÉORIQUE DE L'AUBAGE ⁶

L'espace réservé à l'aubage ayant été étudié au chapitre III, nous pouvons aborder maintenant l'étude proprement dite du tracé d'aubage. Celle-ci comprend une partie théorique, le **calcul de l'aubage**, et une partie pratique, son **tracé**. Le tracé d'aubage nécessite la connaissance des angles β_1 et β_2 qui fixent l'inclinaison de l'aube à l'entrée et à la sortie de la roue par rapport à la direction périphérique. C'est la théorie classique, dite des filets liquides, qui fournit ces angles. Pour rendre le tracé d'aubage plus précis, il faut multiplier le nombre de ces angles en divisant le canal de la roue en plusieurs canaux partiels d'égal débit. Pour cela il faut établir un réseau d'écoulement qui s'inscrit dans le canal de la roue. La précision du tracé d'aubage sera d'autant plus grande que le réseau d'écoulement sera serré.

Le choix du nombre de canaux partiels dépendra donc de la grandeur du canal de la roue et de la précision de tracé que l'on désire obtenir. On choisira un **nombre pair** de canaux, afin de disposer d'un filet moyen qui servira de base aux calculs, puisqu'il caractérise, dans une certaine mesure, l'écoulement moyen dans le canal de la roue.

1) Tracé du réseau d'écoulement

Le tracé des lignes de courant pour l'étude de l'aubage moteur nécessite, en plus du profil hydraulique du canal de la roue, celui du distributeur qui précède la roue et celui du diffuseur qui la suit.

Si l'espace considéré est démuné d'aubes motrices, et si le liquide supposé s'écouler à travers cet espace est un liquide parfait (sans frottement ni viscosité), l'écoulement sera à potentiel de vitesse.

Le réseau se présentera alors, dans un plan méridien, sous forme de lignes de courant ψ et de lignes d'équipotential Φ se coupant orthogonalement. En particulier, les lignes d'équipotential aboutiront perpendiculairement aux deux courbes limites (i) et (e) du canal de la roue qui sont les deux lignes de courant limites du réseau envisagé.

⁶ Afin de ne pas surcharger l'écriture de nos formules, l'indice (o) caractérisant le régime optimum de la machine a été volontairement supprimé dans l'exposé des chapitres IV et V.

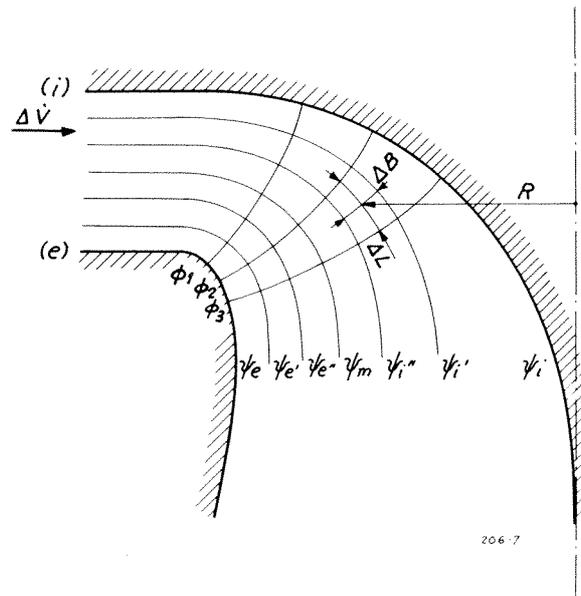


Fig. 9. — Réseau d'écoulement dans le canal incurvé de la roue sans aubage: lignes de courant ψ et lignes d'équipotential Φ

Si l'on admet, en plus, que chaque canal partiel formé par deux lignes de courant voisines débite le même volume liquide $\Delta \dot{V}$, le tracé du réseau, entre deux lignes d'équipotential, obéira à la loi connue (figure 9):

$$\frac{\Delta B}{\Delta L} \cdot R = \text{const.} \tag{21}$$

Si le canal est rectiligne, c'est-à-dire sans courbure, les lignes d'équipotential Φ deviennent des lignes d'équivalence χ et la loi qui régit l'écoulement se ramène à l'expression (figure 10):

$$\Delta B \cdot R = \text{const.} \tag{22}$$

Elle s'applique particulièrement au cas d'un liquide parfait s'écoulant entre les deux faces parallèles du distributeur et dans la partie rectiligne du diffuseur.

Pour un liquide réel, autrement dit lorsque le frottement et la viscosité interviennent, l'aspect du réseau est quelque peu modifié; il faudrait alors corriger le réseau tracé dans l'hypothèse précédente.

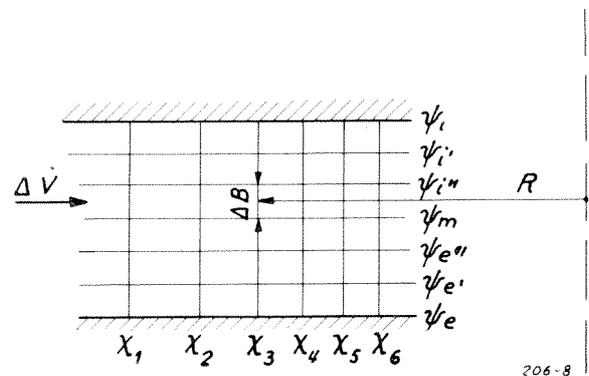


Fig. 10. — Réseau d'écoulement dans le canal rectiligne du distributeur: lignes de courant ψ lignes d'équivalence $\chi \equiv$ lignes d'équipotential Φ

Ces considérations valables pour un liquide parfait, sont exactes si l'espace considéré ne contient pas d'aubage. Cependant, quand un aubage est présent, ces considérations restent encore valables pour autant que ledit aubage soit tracé d'après ce réseau. Dans le cas où l'aubage ne répond pas au réseau, c'est ce dernier qui se modifie et se conforme à l'aubage. On peut dès lors se poser la question de savoir s'il existe un réseau qui soit peut-être mieux adapté à un tracé d'aubage convenable. L'expérience a déjà montré qu'un tracé d'aubage correspondant à un réseau à potentiel de vitesse n'est pas à recommander; il conduit en général à des formes d'aubes difficilement réalisables et à des canaux mal adaptés à un écoulement convenable.

Il en résulte qu'on peut abandonner sans autre le réseau à potentiel de vitesse et choisir, par exemple, un réseau à équivitesses. Bien que ce nouveau réseau ne corresponde pas à celui qui découle d'un canal d'une roue motrice à forte courbure, l'aubage se chargera de transformer le réseau à potentiel de vitesse en un réseau à équivitesses, toujours à condition qu'il soit tracé d'après ce nouveau réseau.

Il faut cependant remarquer que cette modification du réseau se limitera à l'aubage et aux zones voisines et qu'elle ne pourra se répercuter sur le distributeur que si l'entrefer, autrement dit l'espace qui le sépare de la roue, n'est pas trop important.

Quant à la forme de l'aubage qui découlera de ce nouveau réseau, on peut affirmer qu'elle aura gagné en qualité.

Une autre solution, encore meilleure semble-t-il, est celle pour laquelle on part de l'hypothèse d'une **vitesse méridienne constante le long de l'arête de sortie de la roue**. Etant donné que cette arête n'est en général pas orthogonale aux lignes de courant, le réseau ainsi déterminé subira, comparativement à un réseau à équivitesses, un léger redressement dans le sens des équipotentielles.

C'est à cette dernière solution que nous allons nous attacher et nous verrons par la suite qu'elle présente d'autres avantages.

Pour obtenir ce réseau, on dessine d'abord un premier réseau-type s'en rapprochant le plus possible, à savoir le réseau-type à équivitesses, conditionné par l'équation (22). A la sortie de la roue, on déplacera les lignes de courant de la quantité nécessaire à réaliser la condition admise d'une vitesse méridienne constante le long de l'arête de sortie. Ce nouveau réseau est alors facile à tracer à partir de l'ancien, puisqu'il ne s'en écartera que très progressivement, depuis la sortie du distributeur, où les deux réseaux se confondent, jusqu'à la sortie de la roue, où il devra satisfaire à la condition posée.

2) Détermination des conditions d'écoulement à la sortie de la roue

Sous le rapport énergétique, la conformation de l'arête de sortie de l'aube est la plus importante. En effet, c'est à la sortie que l'énergie hydraulique non utilisée par l'aubage quitte celui-ci et devrait être par conséquent considérée comme perdue si au moins une partie de cette énergie ne pouvait être récupérée dans le diffuseur. Cette récupération se traduit par une baisse de la pres-

sion à la sortie de la roue. C'est donc sur cette partie de l'aubage qu'il faut porter en premier lieu son attention.

L'énergie hydraulique en question est essentiellement de nature cinétique, et elle dépend de la vitesse absolue C_2 à la sortie de la roue. Cette vitesse se décompose en une **composante méridienne C_{m2}** et une **composante périphérique C_{u2}** . Nous allons examiner séparément ces deux composantes:

a) Détermination de la composante méridienne de la vitesse absolue à la sortie de la roue: C_{m2}

Etant admis que le réseau a été tracé dans l'hypothèse d'une vitesse d'écoulement méridienne constante en tous points de l'arête de sortie de la roue, on peut tracer les lignes de courant en se basant sur l'équation de continuité le long de cette courbe.

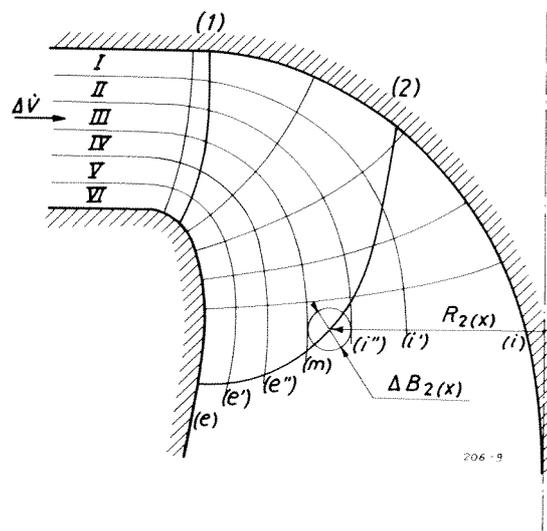


Fig. 11. — Réseau d'écoulement dans le canal incurvé de la roue, avec vitesse méridienne constante le long de l'arête de sortie

D'après la figure 11 et pour une turbine partielle (X) quelconque nous avons, pour le régime optimum:

$$C_{m2} = \frac{\Delta \dot{V}}{2 \cdot \pi \cdot R_{2(X)} \cdot \Delta B_{2(X)}} = \text{const.} \quad (23)$$

d'où il résulte la condition pour le tracé du réseau

$$R_{2(X)} \cdot \Delta B_{2(X)} = \text{const.} \quad (24)$$

valable le long de l'arête de sortie de la roue.

b) Détermination de la composante périphérique de la vitesse absolue à la sortie de la roue: C_{u2}

Le choix de la grandeur de la composante périphérique de la vitesse absolue à la sortie de la roue est encore libre.

Il faut cependant se souvenir que l'énergie que représente cette composante est malaisée à récupérer dans le diffuseur et doit être considérée comme perdue. Il faudrait donc pouvoir l'annuler dans la roue.

Toutefois il est recommandable d'en conserver une petite partie afin d'améliorer l'écoulement dans le diffuseur. C'est en effet un écoulement ralenti qui, par conséquent et suivant l'angle d'ouverture choisi pour le cône, peut présenter parfois des pertes par décollement déjà très sensibles.

Une faible composante périphérique de la vitesse absolue dont sont animées les particules d'eau à la sortie de la roue favorise donc grandement l'écoulement à travers le diffuseur, et la perte d'énergie ainsi consentie est largement compensée par l'amélioration du rendement de la récupération d'énergie.

Si l'on admet, par exemple pour le filet moyen (m), une certaine composante périphérique $C_{u2(m)}$, celle-ci sera réalisée par une position bien déterminée des aubes du distributeur qui, précisément, a pour mission d'imprimer à l'eau sortant de celui-ci un mouvement giratoire.

Mais puisque, pour des raisons d'étanchéité en position fermée du distributeur, l'arête de sortie des aubes directrices doit être **rectiligne** et même, pour un distributeur cylindrique, parallèle à l'axe de la turbine, la position du distributeur assurant au filet moyen (m) la composante $C_{u2(m)}$ à la sortie de la roue **impose** aux autres filets des composantes C_{u2} dont le libre choix n'est plus possible.

3) Détermination de l'angle de l'aubage le long de son arête de sortie

Ainsi que nous venons de le voir au paragraphe 2, nous devons nous limiter au choix d'une seule composante périphérique C_{u2} de la vitesse absolue à la sortie de la roue, choix que nous portons sur le filet moyen (m). Ce choix dicte déjà les angles de sortie des autres filets et ceci de par la nature de l'écoulement due à la construction du distributeur.

Les conditions d'écoulement à la sortie du distributeur (0) dépendent donc de celles à l'entrée de la roue (1), elles-mêmes liées à celles à la sortie de la roue (2) par l'équation fondamentale de la théorie des machines hydrauliques, à savoir l'équation d'EULER dont l'expression en grandeurs spécifiques a la teneur suivante:

$$u_1 c_{u1} - u_2 c_{u2} = \frac{h_t}{2} \quad (25)$$

Puisque, frottement mis à part, il n'y a pas d'échange d'énergie entre la sortie du distributeur et l'entrée de la roue, on peut aussi écrire:

$$\underline{2u_0 c_{u0} - 2u_2 c_{u2} = h_t} \quad (26)$$

où u_0 est la vitesse périphérique spécifique qu'aurait un point situé à la distance R_0 de l'axe de rotation et tournant à la vitesse N :

$$u_0 = \frac{U_0}{\sqrt{2gH}} = \frac{R_0 N}{\sqrt{2gH}} \quad (27)$$

L'équation (26) est la base de tout calcul de tracé d'aubage. Il est intéressant de constater que l'indice (1) de l'arête d'entrée y a totalement disparu.

D'après le triangle des vitesses en un point quelconque de l'arête de sortie (figure 12) on a:

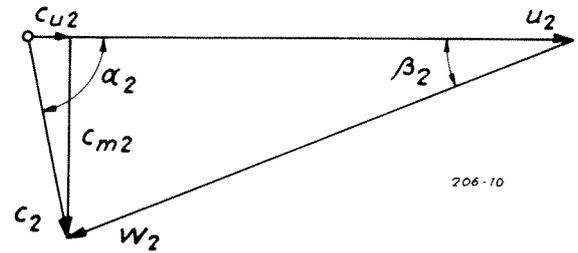


Fig. 12. — Diagramme des vitesses: triangle de vitesses à la sortie de la roue

$$-2u_2 c_{u2} = w_2^2 - u_2^2 - c_2^2$$

ce qui, introduit dans l'équation (26), donne

$$2u_0 c_{u0} + w_2^2 - u_2^2 - c_2^2 = h_t \quad (28)$$

De plus, le rendement énergétique est défini par la relation suivante:

$$h_t = 1 - h_{r1+2} - c_c^2 - c_2^2 + h_{td} \quad (29)$$

d'où:

$$2u_0 c_{u0} + w_2^2 - u_2^2 = 1 - h_{r1+2} - c_c^2 + h_{td} \quad (30)$$

Dans cette expression, valable pour n'importe quel filet liquide et à n'importe quel régime, les grandeurs u_0 , et h_{r1+2} sont supposées ne pas changer de valeur d'un filet à l'autre.

En ajoutant un indice (x) aux autres grandeurs, on trouve pour un filet (x) et un régime quelconque l'expression:

$$2u_0 c_{u0(x)} + w_{2(x)}^2 - u_{2(x)}^2 = 1 - h_{r1+2} - c_{c(x)}^2 + h_{td} \quad (31)$$

Etant donné que le **tracé d'aubage** s'opère pour le **régime optimum**, il n'y a **pas de choc** à l'entrée de la roue et

$$c_{c(x)}^2 = 0$$

En posant

$$1 - h_{r1+2} + h_{td} = h_i$$

on trouve finalement

$$2u_0 c_{u0(x)} + w_{2(x)}^2 - u_{2(x)}^2 = h_i \quad (32)$$

valable pour un filet quelconque (x) et pour le régime optimum.

Le deuxième membre de cette équation est supposé indépendant du filet considéré et prend, pour ce régime, une valeur bien déterminée. Le premier terme du premier membre de cette équation peut aussi s'exprimer comme suit en se référant à la figure 13 et à l'équation (27):

$$2u_0 c_{u0(x)} = \frac{2 R_0 N}{\sqrt{2gH}} \cdot \frac{c_{m0(x)} \cdot \cos \gamma_{0(x)}}{\operatorname{tg} \alpha_0} \quad (33)$$

ce qui, introduit dans (32) donne:

$$\frac{2R_0 N}{\sqrt{2gH}} \cdot \frac{c_{m0(x)} \cdot \cos \gamma_{0(x)}}{\operatorname{tg} \alpha_0} + w_{2(x)}^2 - u_{2(x)}^2 = h_i \quad (34)$$

Il faut encore se fixer la composante $c_{u2(m)}$. En admettant, pour le régime optimum (o)

$$|w_{2(m)}|_o = u_{2(m)} \quad (35)$$

cette composante devient, d'après la figure 14

$$c_{u2(m)} = u_{2(m)} - \sqrt{w_{2(m)}^2 - c_{m2}^2} = u_{2(m)} - \sqrt{u_{2(m)}^2 - c_{m2}^2} \quad (36)$$

et l'équation (34) se transforme en:

$$\operatorname{tg} \alpha_0 = \frac{2R_0 N}{h_i \sqrt{2gH}} \cdot c_{m0(m)} \cdot \cos \gamma_{0(m)} \quad (37)$$

Bien entendu, les valeurs de α_0 et $c_{m0(m)} \cdot \cos \gamma_{0(m)}$ doivent correspondre au rayon R_0

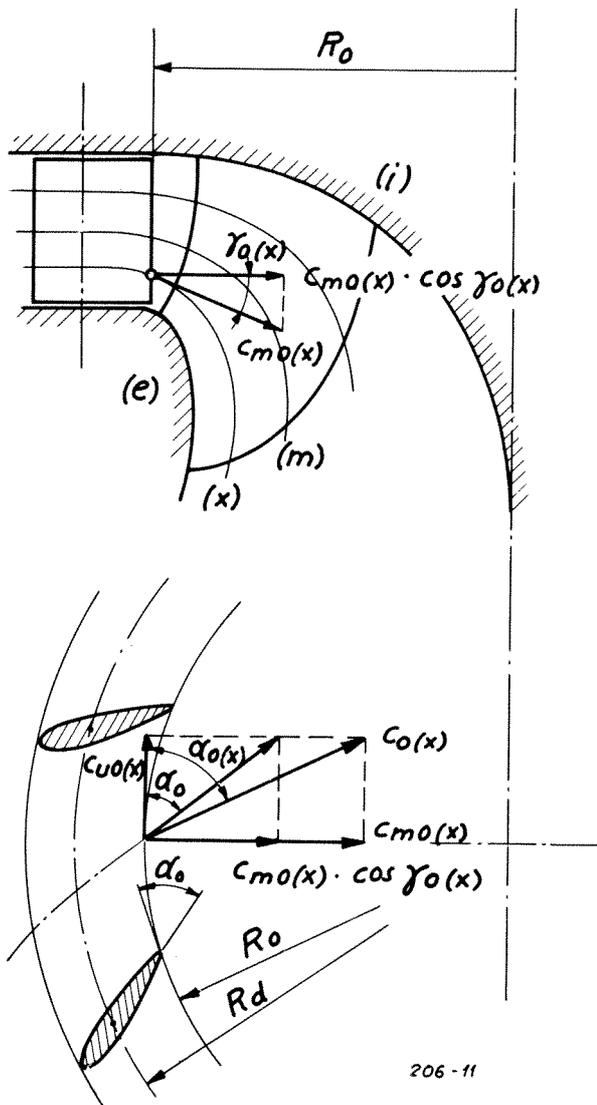


Fig. 13. — Décomposition de la vitesse absolue à la sortie du distributeur pour un filet (x) quelconque

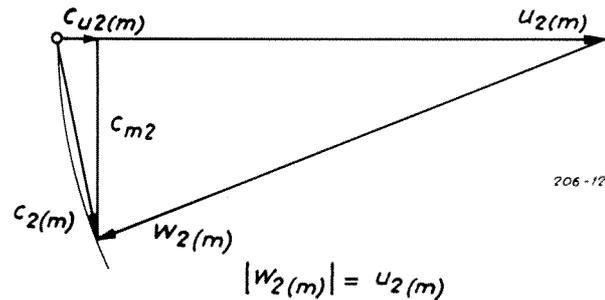


Fig. 14. — Diagramme des vitesses: triangle de vitesses du filet moyen à la sortie de la roue avec égalité des vitesses périphérique et relative

Connaissant α_0 pour le régime optimum, on peut déterminer au même régime et pour n'importe quel filet (x), la valeur de $w_{2(x)}$ à la sortie de la roue.

On trouve, au moyen des équations (34) et (37)

$$w_{2(x)} = \sqrt{u_{2(x)}^2 + h_i \left(1 - \frac{c_{m0(x)} \cdot \cos \gamma_{0(x)}}{c_{m0(m)} \cdot \cos \gamma_{0(m)}} \right)} \quad (38)$$

Cette équation est en accord avec l'équation (35), puisqu'en y remplaçant (x) par (m) on retrouve $w_{2(m)} = u_{2(m)}$.

En transformant l'équation (36) pour un filet quelconque (x) et en y remplaçant $w_{2(x)}$ par l'expression (38) il vient:

$$c_{u2(x)} = u_{2(x)} - \sqrt{u_{2(x)}^2 - c_{m2}^2 + h_i \left(1 - \frac{c_{m0(x)} \cdot \cos \gamma_{0(x)}}{c_{m0(m)} \cdot \cos \gamma_{0(m)}} \right)} \quad (39)$$

Pour le filet moyen (m), en remplaçant (x) par (m), l'équation (39) redonne l'équation (36).

Connaissant la vitesse relative $w_{2(x)}$ à la sortie de la roue pour un filet (x) quelconque, on peut déterminer l'angle $\beta_{2(x)}$ formé par $w_{2(x)}$ et la direction périphérique.

Le diagramme des vitesses donne:

$$\sin \beta_{2(x)} = \frac{c_{m2}}{w_{2(x)}} \quad (40)$$

Quant à l'aubage, il présentera, à la sortie, un angle $\beta'_{2(x)}$ différent de l'angle $\beta_{2(x)}$ calculé, la différence provenant du rétrécissement périphérique relatif à l'épaisseur de l'aube.

D'après les figures 15 et 16, on trouve, sans autre, la relation:

$$\operatorname{cotg} \beta'_{2(x)} = (1 - \Delta t_{2(x)}) \cdot \operatorname{cotg} \beta_{2(x)} \quad (41)$$

4) Détermination de l'angle de l'aubage le long de son arête d'entrée

L'angle d'inclinaison de l'aubage par rapport à la direction périphérique, tel qu'il se présente dans un plan tangent au point (1) du filet (x) à l'entrée de la roue est, suivant la figure 17

$$\operatorname{cotg} \beta_{1(x)} = \frac{u_{1(x)} - c_{u1(x)}}{c_{m1(x)}} \quad (42)$$

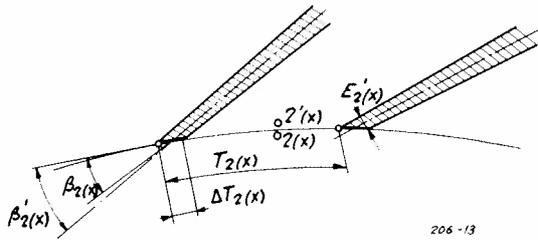


Fig. 15. — Effet de l'épaisseur terminale des aubes motrices sur l'angle de sortie $\beta_2'(x)$ de l'aubage

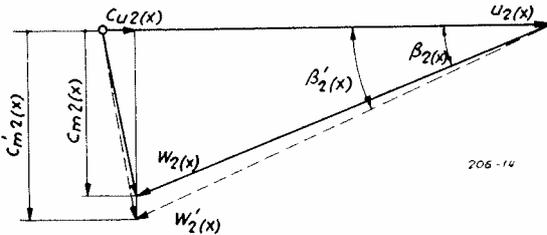


Fig. 16. — Diagramme des vitesses: triangle de vitesses à la sortie de la roue donnant l'angle réel $\beta_2'(x)$ de l'aubage

Alors que $u_{1(x)}$ et $c_{m1(x)}$ découlent du réseau choisi, $c_{u1(x)}$ se détermine de la manière suivante: En supposant constante la circulation le long d'un filet (x) , dans l'entrefer, il vient

$$c_{u1(x)} = \frac{u_0}{u_{1(x)}} c_{u0(x)} \quad (43)$$

En remplaçant u_0 $c_{u0(x)}$ par l'expression tirée de l'équation (33), et, dans celle-ci, $\text{tg } \alpha_0$ par l'expression tirée de l'équation (37), il vient:

$$\text{cotg } \beta_{1(x)} = \frac{u_{1(x)} - \frac{h_i}{2u_{1(x)}} \cdot \frac{c_{m0(x)}}{c_{m0(m)}} \cdot \frac{\cos \gamma_{0(x)}}{\cos \gamma_{0(m)}}}{c_{m1(x)}} \quad (44)$$

Pour le filet moyen où (x) est à remplacer par (m) , il vient:

$$\text{cotg } \beta_{1(m)} = \frac{u_{1(m)} - \frac{h_i}{2u_{1(m)}}}{c_{m1(m)}} \quad (45)$$

À l'entrée de l'aubage on n'envisage aucune correction d'angle puisque l'aube est arrondie et que son épaisseur est ainsi nulle à son extrémité.

5) Détermination des angles d'entrée et de sortie de l'aubage pour le cas particulier d'une circulation constante à la sortie du distributeur

Dans le cas de turbines FRANCIS spécifiquement lentes, il se peut qu'à la sortie du distributeur, pour le régime optimum, le réseau d'écoulement soit tel que les lignes de courant Ψ soient parallèles entre elles et aux deux surfaces limites, autrement dit que l'angle γ_0 soit nul ou peu différent de zéro pour toutes les turbines partielles.

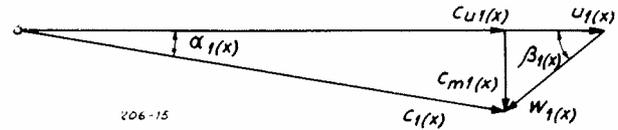


Fig. 17. — Diagramme des vitesses: triangle de vitesses à l'entrée de la roue pour un filet (x) quelconque

Dans ce cas, la composante méridienne de la vitesse absolue le long de l'arête de sortie du distributeur est constante:

$$c_{m0} = \frac{\dot{V}}{2\pi R_0 B_0 \sqrt{2gH}} \quad (46)$$

valeur qui, introduite dans l'équation (37), donne:

$$\text{tg } \alpha_0 = \frac{1}{\pi B_0 h_i} \cdot \frac{N \dot{V}}{2gH} \quad (47)$$

La vitesse relative de l'eau à la sortie de la roue devient, d'après l'équation (38):

$$w_{2(x)} = u_{2(x)} \quad (48)$$

et l'équation (40) donne alors pour l'angle de sortie:

$$\sin \beta_{2(x)} = \frac{c_{m2}}{u_{2(x)}} \quad (49)$$

tandis que l'équation (44) donne, pour l'angle d'entrée:

$$\text{cotg } \beta_{1(x)} = \frac{u_{1(x)} - \frac{h_i}{2u_{1(x)}}}{c_{m1(x)}} \quad (50)$$

On peut donc conclure en disant que les quatre équations (47) à (50) qualifient un écoulement particulier caractérisé par:

- une circulation constante à la sortie du distributeur, par conséquent dans tout l'espace séparant le distributeur de la roue et ceci jusqu'à l'entrée de la roue
- une composante méridienne de la vitesse absolue de l'eau à la sortie de la roue qui reste constante sur toute l'arête
- l'égalité des vitesses relative et périphérique en n'importe quel point de l'arête de sortie de la roue

V. ÉTUDE PRATIQUE DU TRACÉ D'AUBAGE

1) Considérations générales sur le tracé d'aubage

La connaissance des angles β_1 et β_2' à l'endroit des filets choisis permet de tracer l'aubage. On adoptera en général 13 aubes, nombre qui a servi de base au dimensionnement relatif du canal de la roue, donné par les équations (6) à (16).

Pour le tracé d'aubage on aura recours soit à des surfaces développables comme celles de cônes ou de cylindres, soit, de préférence, à la représentation conforme, selon un procédé supposé connu⁷. Dans ce dernier cas, on tracera sur des plans auxiliaires, pour tous les filets, les squelettes de l'aube, en respectant les angles calculés. Ces squelettes se traduiront dans la vue en plan par des lignes qui varieront aussi régulièrement que possible.

On choisit alors, au premier tiers amont de l'aube, son épaisseur maxima réelle E_{\max}^* et à son extrémité aval, le long de son arête de sortie, son épaisseur minima réelle E_2^* , ces deux épaisseurs pouvant varier d'un filet (x) à l'autre. Le choix de ces épaisseurs dépend des dimensions de la roue, des efforts qui la sollicitent et du matériau choisi.

Dans les plans auxiliaires qui contiennent les squelettes, les épaisseurs choisies pour chaque filet sont encore à corriger d'un filet à l'autre puisque, par rapport aux plans orthogonaux à la surface de l'aube qui contiennent les épaisseurs réelles, ces plans auxiliaires forment des angles γ' qui diffèrent les uns des autres.

La figure 18 et le tableau de la figure 19 renseignent sur toutes les opérations à effectuer pour obtenir, dans n'importe quelle représentation, les angles β et les épaisseurs E désirés.

Connaissant les épaisseurs de l'aube dans les différents plans auxiliaires, on peut en dessiner les profils sur chacun de ceux-ci ainsi que dans la vue en plan. Celle-ci comprendra deux tracés bien distincts, celui de l'intrados et celui de l'extrados, que l'on peut centrer sur le même axe mais qu'il est préférable de décaler d'un double pas, pour alléger la figure.

On peut alors couper l'aube par des plans orthogonaux à l'axe de rotation, plans sur lesquels l'intersection de l'aubage se traduit par des lignes de niveau que le modelleur utilisera pour la confection de son modèle d'aube. Le tracé de ces lignes de niveau gagnera en précision par l'introduction de plans auxiliaires, par exemple de plans méridiens, et de plans de contrôle, placés parallèlement à l'axe de rotation à distances régulières les uns des autres et orientés suivant la plus forte pente de l'aube.

2) Considérations sur l'arête d'entrée de l'aube

Ainsi que nous l'avons relevé au paragraphe III/3, de l'arête d'entrée, seul le point (1i) est fixé. Le reste de cette arête peut être choisi encore librement. On dispose ainsi encore d'un certain degré de liberté qui peut être mis au profit de l'aubage.

Le choix de l'arête d'entrée de l'aube doit tenir compte des facteurs suivants :

- a) forme de l'aube
- b) cavitation
- c) vitesse d'emballement

Le premier est le plus important et sera, en général, déterminant.

a) en déplaçant l'arête d'entrée de l'aube, on modifie son angle d'entrée et, partant, la **forme de l'aube**. Cette

modification peut améliorer les conditions d'écoulement à travers l'aubage.

L'influence, sur l'angle β_1 , d'un déplacement de l'arête d'entrée est double, ainsi qu'il ressort de l'équation (42) :

$$\cotg \beta_1 = \frac{u_1 - c_{u1}}{c_{m1}} \quad (42')$$

En effet, afin de conserver, pour la nouvelle position de l'arête d'entrée, le régime optimum, il faut, d'après l'équation d'EULER, maintenir constant le produit $u_1 \cdot c_{u1}$. La composante méridienne c_{m1} est supposée ne pas changer de grandeur pour de petits déplacements de l'arête, qui seuls sont à considérer.

Si donc l'on envisage, par exemple, pour un filet quelconque, une diminution de l'angle β_1 , il faut augmenter le rayon R_1 en déplaçant l'arête d'entrée vers l'extérieur. Ceci conduit à une augmentation de la vitesse périphérique u_1 , donc à une diminution de la vitesse c_{u1} et par conséquent à une double diminution de l'angle β_1 .

De petits déplacements de l'arête d'entrée entraînent donc de sensibles modifications de l'angle β_1 , partant de la forme de l'aube, ainsi que le montre la figure 20.

Si la nécessité de la correction de l'angle β_1 se limite à une partie restreinte de l'arête d'entrée et si cette correction est de peu d'importance, on peut sans autre l'admettre en maintenant inchangée l'arête d'entrée. Ceci se traduira alors, à cet endroit, par un faible choc qui cependant n'influencera pratiquement pas le rendement, vu la forme favorable du profil de l'aube à l'entrée de la roue.

b) en déplaçant l'arête d'entrée de l'aube, on modifie aussi la longueur de celle-ci, ce qui a une répercussion sur les conditions dans lesquelles la cavitation peut apparaître. Par exemple, si l'on diminue par trop la longueur de l'aube, cela a pour effet d'augmenter les dépressions sur son extrados comme les surpressions sur l'intrados. Dans ce cas, la **cavitation** peut apparaître pour un débit-volume plus faible que si l'aube était plus allongée.

c) la **vitesse d'emballement** de la turbine dépend essentiellement de la position de l'arête d'entrée, donc du rayon R_{1i} . On ne peut donc guère influencer cette vitesse à moins qu'on ne tolère un déplacement du sommet de la courbe du rendement par rapport à l'énergie H_o prescrite. L'expérience montre que cette vitesse diminue si l'on éloigne l'arête d'entrée de l'axe de rotation.

3) Considérations sur l'arête de sortie de l'aube

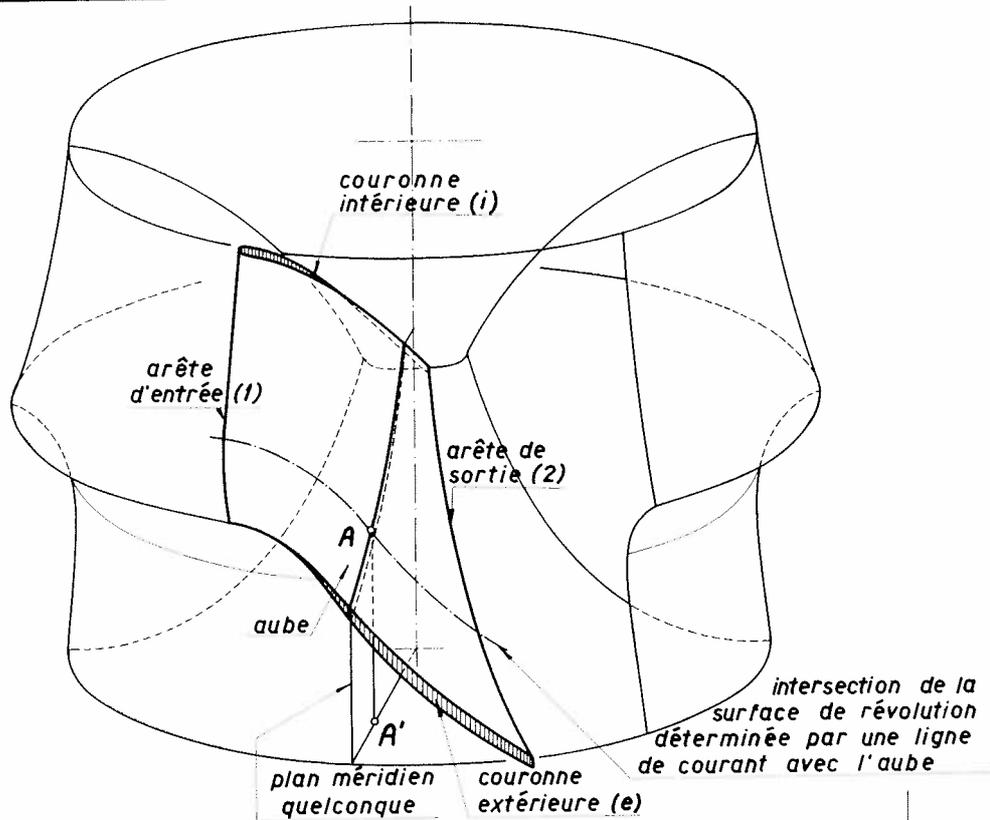
Comme pour l'arête d'entrée, l'arête de sortie est fixée par un seul point, le point (2e). Le point (2i) peut donc se déplacer le long de la couronne intérieure, et ce déplacement influence le tracé d'aubage.

Le choix de l'arête de sortie de l'aube doit tenir compte des facteurs suivants :

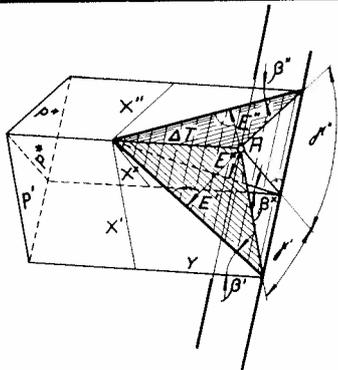
- a) forme de l'aube
- b) cavitation
- c) résistance de l'aube

⁷ Voir par exemple: DUBBEL, Taschenbuch für Maschinenbau, Ed. Springer, 11^e éd. 1953, tome 2, page 289.

TURBINE FRANCIS-AUBAGE- RELATIONS D'ANGLES ET D'ÉPAISSEURS



Détail des plans de coupe



$$\cotg \beta' = \frac{Y}{X'} \quad \cotg \beta^* = \frac{Y}{X''} \quad \cotg \beta'' = \frac{Y}{X''}$$

$$X^* = X' \cos \beta' \quad X^* = X'' \cos \beta''$$

$$\cotg \beta' = \cotg \beta^* \cos \beta'' \quad \cotg \beta'' = \cotg \beta^* \cos \beta'$$

Détail du plan méridien

p' : plan tangent à la surface de révolution déterminée par une ligne de courant

p^* : plan perpendiculaire à la surface de l'aube et au plan méridien

p'' : plan quelconque mais perpendiculaire au plan méridien

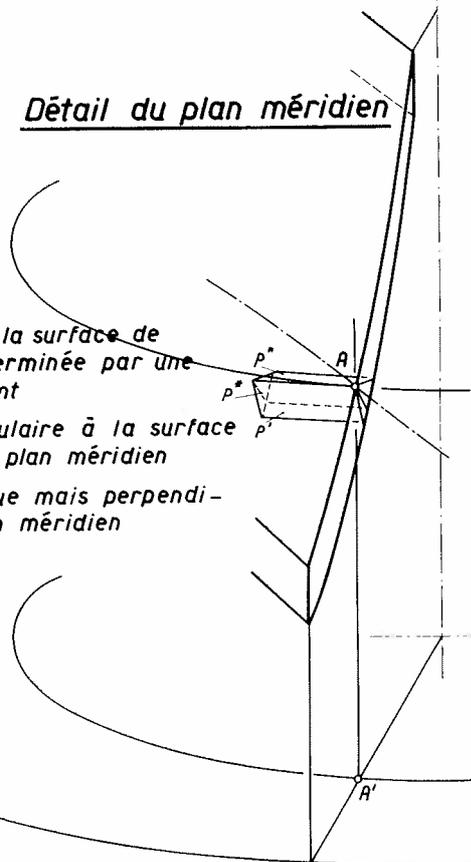
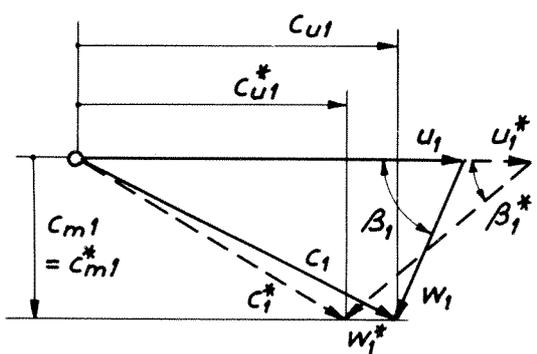


Fig. 18. — Dessin donnant les relations d'angles et d'épaisseurs pour le tracé d'aube

TURBINE FRANCIS - AUBAGE - RELATIONS D'ANGLES ET D'ÉPAISSEURS					
INDICES	A l'extérieur de l'aubage		Coupe tangente à la ligne de courant (filet)	Coupe perpendiculaire à l'aubage	Coupe auxiliaire quelconque (cône, etc.)
		(sans)	(')	(*)	(")
A l'entrée de l'aubage	β_1	$\operatorname{ctg} \beta_1 = \frac{u_1 - c_{u1}}{c_{m1}}$	$\beta'_1 = \beta_1$	$\operatorname{ctg} \beta_1^* = \frac{\operatorname{ctg} \beta'_1}{\cos \gamma'_1}$	$\operatorname{ctg} \beta_1'' = \operatorname{ctg} \beta'_1 \frac{\cos \gamma'_1''}{\cos \gamma'_1}$
A l'intérieur de l'aubage, à l'endroit de l'épaisseur maxima	β	—	β'	$\operatorname{ctg} \beta^* = \begin{cases} \frac{\operatorname{ctg} \beta'}{\cos \gamma'} \\ \frac{\operatorname{ctg} \beta''}{\cos \gamma''} \end{cases}$	β''
	E_{\max}	—	$E'_{\max} = E_{\max} \sqrt{\frac{1 + \operatorname{ctg}^2 \beta^*}{1 + \operatorname{ctg}^2 \beta'}}$	Épaisseur maxima réelle : donnée E_{\max}^*	$E''_{\max} = E_{\max} \sqrt{\frac{1 + \operatorname{ctg}^2 \beta^*}{1 + \operatorname{ctg}^2 \beta''}}$
A la sortie de l'aubage	β_2	$\operatorname{ctg} \beta_2 = \frac{u_2 - c_{u2}}{c_{m2}}$	$\operatorname{ctg} \beta'_2 = \operatorname{ctg} \beta_2 \frac{1 - \frac{E_2^*}{T_2} \sqrt{\left(\frac{\operatorname{ctg} \beta_2}{\cos \gamma_2}\right)^2} + \left[1 - \left(\frac{E_2^*}{T_2}\right)^2 \left(\frac{\operatorname{ctg} \beta_2}{\cos \gamma_2}\right)^2\right]}{\left[1 - \left(\frac{E_2^*}{T_2}\right)^2 \left(\frac{\operatorname{ctg} \beta_2}{\cos \gamma_2}\right)^2\right]}$	$\operatorname{ctg} \beta_2^* = \frac{\operatorname{ctg} \beta'_2}{\cos \gamma_2^*}$	$\operatorname{ctg} \beta_2'' = \operatorname{ctg} \beta'_2 \frac{\cos \gamma_2''}{\cos \gamma_2^*}$
	E_2	—	$E'_2 = E_2^* \sqrt{\frac{1 + \operatorname{ctg}^2 \beta_2^*}{1 + \operatorname{ctg}^2 \beta_2'}}$	Épaisseur minima réelle : donnée E_2^*	$E_2'' = E_2^* \sqrt{\frac{1 + \operatorname{ctg}^2 \beta_2^*}{1 + \operatorname{ctg}^2 \beta_2''}}$

Fig. 19. — Tableau donnant les relations d'angles et d'épaisseurs pour le tracé d'aubage



206-18

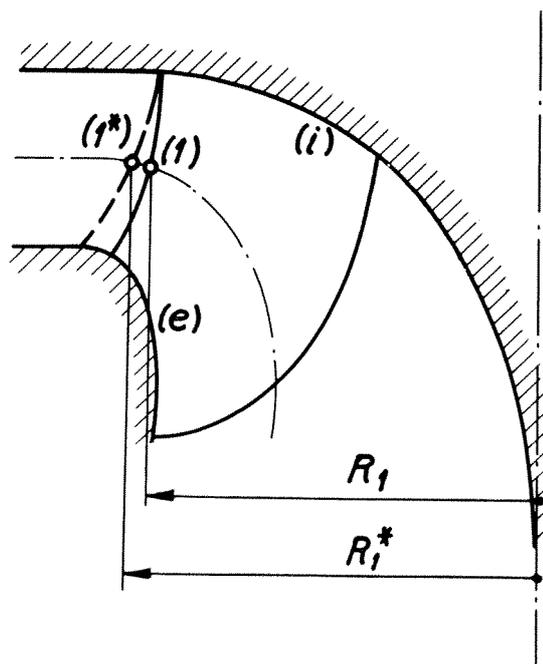


Fig. 20. — Influence d'un déplacement de l'arête d'entrée sur le triangle de vitesses à l'entrée de la roue

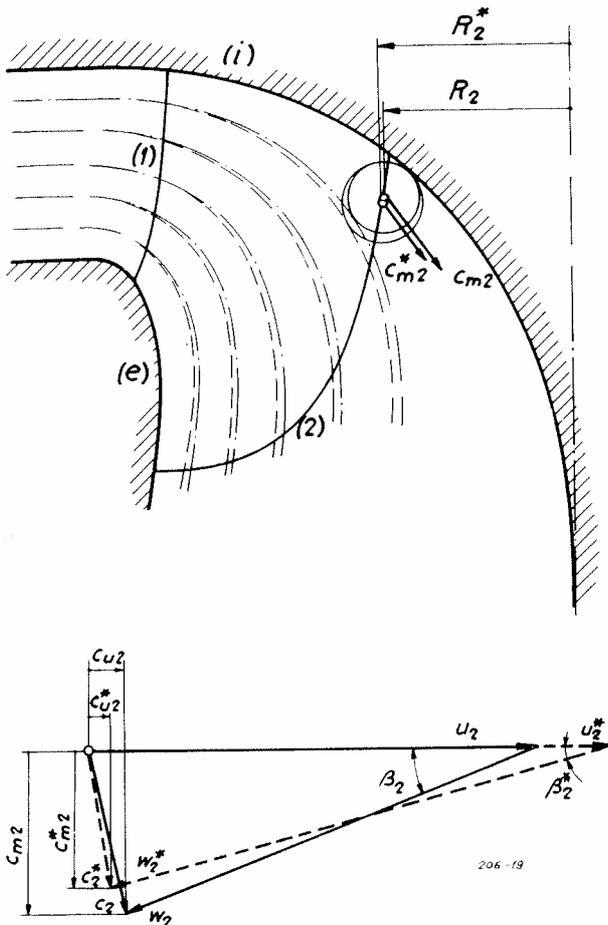


Fig. 21. — Influence d'un déplacement du réseau sur le triangle de vitesses à la sortie de la roue

Le premier est le plus important et sera, en général, déterminant.

a) si, malgré le déplacement de l'arête d'entrée de l'aube, le **tracé d'aubage** présente encore quelques difficultés, on peut également agir sur l'arête de sortie en la déplaçant, soit vers l'amont, soit vers l'aval, en maintenant bien entendu constant le produit $u_2 c_{u2}$, ceci d'après l'équation d'EULER.

Une autre mesure consiste à maintenir telle quelle l'arête de sortie, par contre à changer le réseau d'écoulement le long de celle-ci. Ce faisant, on agit simultanément sur les trois vitesses u_2 , c_{u2} et c_{m2} , et, partant, sur l'angle β_2 d'après l'équation

$$\cotg \beta_2 = \frac{u_2 - c_{u2}}{c_{m2}} \quad (51)$$

Ce procédé est particulièrement efficace s'il s'agit des angles des filets liquides les plus rapprochés de l'axe de rotation.

En effet, si l'on déplace, par exemple, la première ligne de courant intérieure du réseau vers l'extérieur, le canal partiel s'agrandit, ce qui a pour effet de diminuer la vitesse méridienne c_{m2} et d'augmenter la vitesse périphérique u_2 , d'où diminution de c_{u2} .

D'après l'équation (51), ces trois effets agissent dans le même sens sur la variation de l'angle β_2 . C'est donc une mesure très efficace pour la correction des angles β_2 des canaux intérieurs, ainsi que le montre la figure 21

Il en va différemment des angles β_2 des canaux extérieurs où une diminution de la largeur du canal entraîne une augmentation de c_{m2} et de u_2 .

En ce qui concerne la correction de l'angle β_2 , sans modification du réseau ni de l'arête de sortie, cette mesure est à déconseiller puisque les conditions d'écoulement à la sortie de la roue seraient alors faussées et pourraient conduire à des pertes non négligeables.

b) comme nous l'avons dit déjà pour l'arête d'entrée, en déplaçant l'arête de sortie, la longueur de l'aube se trouve simultanément modifiée, ce qui peut avoir une répercussion sur le régime pour lequel la **cavitation** peut apparaître.

c) en déplaçant l'arête de sortie vers le centre, ce qui revient à déplacer le point (2i) le long de la couronne intérieure (i), on modifie simultanément la longueur de l'aube au droit de cette couronne, et par conséquent la section d'attache l'est aussi et il en résulte des **contraintes** plus élevées dans cette section. Si ces contraintes, à la suite de telles modifications, dépassaient les limites admissibles, on pourrait avoir recours à un épaissement de l'aube ou même choisir, pour la réalisation de la roue, un matériau de qualité supérieure.

VI. RÉSULTATS D'ESSAIS SUR MODÈLES RÉDUITS

La théorie que nous venons d'exposer a été appliquée par « CHARMILLES » à deux tracés de roues d'essai dont les chiffres de vitesse sont les suivants :

tracé I : $n_o = 0,172$

tracé II : $n_o = 0,400$

Dans le cas du premier tracé, la forme du canal de la roue était imposée a priori, afin de réutiliser intégralement tous les éléments d'une turbine d'essai déjà existants d'un chiffre de vitesse de $n_o = 0,152$, et qui avait fait l'objet de mesures antérieures.

En revanche, le deuxième tracé a été réalisé entièrement selon nos nouvelles indications et c'est celui que nous retenons ici à titre d'exemple; nous le retrouverons au dernier chapitre de cette étude.

La roue selon tracé I, (fig. 22), a été essayée sur modèle réduit et les résultats généraux peuvent être tirés de la figure 23. Le rendement est représenté sous forme de courbes en colline en fonction de h_{2e} et \dot{v}_{2e} , à vitesse de rotation N_o constante.

La première valeur se calcule au moyen de la relation :

$$h_{2e} = \frac{2gH}{(R_{2e}N)^2} = \left(\frac{R_{1i}}{R_{2e}}\right)^2 \cdot h_{1i} \quad (52)$$

alors que la valeur de \dot{v}_{2e} est donnée par la relation (2).



Fig. 22. — Vue de la roue d'essai exécutée suivant le tracé I

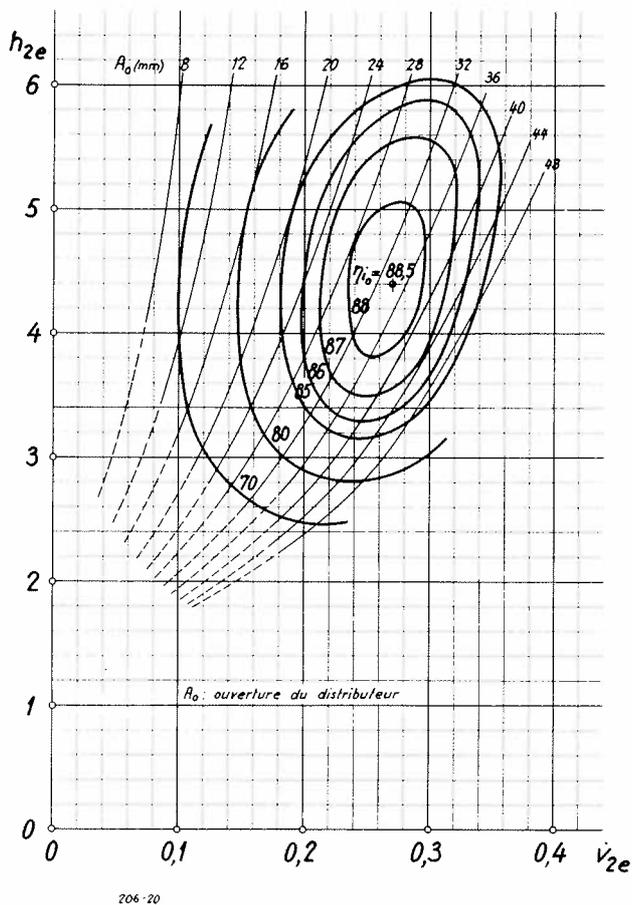


Fig. 23. — Courbes en colline du rendement de la roue d'essai suivant le tracé I

VII. EXEMPLE DE CALCUL ET DE RÉALISATION D'UN TRACÉ D'AUBAGE.

Il était intéressant d'examiner plus en détail le comportement d'une roue motrice tracée d'après cette méthode.

C'est pourquoi les « CHARMILLES » ont décidé de confectionner un modèle tracé selon les nouvelles directives, de l'essayer en laboratoire et de comparer les résultats obtenus avec ceux d'une roue « CHARMILLES » traditionnelle, de même vitesse spécifique n_o . A ce moment-là, les « CHARMILLES » avaient à l'essai une roue modèle FRANCIS, tracée selon leur propre concept, d'un chiffre de vitesse de

$$n_o = 0,400$$

Ce chiffre fut aussi adopté pour la nouvelle roue d'essai en question.

1. Eléments de base du calcul de l'aubage et étude de l'espace réservé à celui-ci

Dans le cas présent, il s'agissait d'insérer, entre le distributeur et le diffuseur de la turbine d'essai « CHARMILLES » existante, de $n_o = 0,400$, le nouveau canal, en changeant le moins possible les dimensions des pièces existantes. Une modification éventuelle ne devait porter, si possible, que sur le diffuseur, soit l'élément de la turbine qu'il est le plus facile d'adapter à la roue.

Voici les dimensions principales de la turbine d'essai selon « CHARMILLES » (CH) et celles adoptées pour la nouvelle roue « BOVET » (BO):

Roue: $n_o = 0,400$	CH	BO
B_0 (mm)	99,0	98,8
R_{1i} (mm)	176,5	175,3
R_{2e} (mm)	200,0	193,0

En ce qui concerne les écarts admis entre les deux roues, les dimensions B_0 et R_{1i} relatifs à l'entrée de la roue sont insignifiants (resp. 2,0‰ et 6,8‰); en revanche, à la sortie de la roue « BO », le rayon R_{2e} est 3,5% plus petit que celui de la roue « CH », ce qui nous amène à allonger le diffuseur.

Le chiffre de vitesse $n_o = 0,400$ détermine entièrement la forme du canal de la roue au moyen des dimensions spécifiques, définies par les relations (6) à (16), qui sont ici les suivantes:

$$b_0 = 0,8(2 - n_o)n_o = 0,51200$$

$$r_{0i} \left. \begin{matrix} \\ \\ \end{matrix} \right\} = 0,7 + \frac{0,16}{n_o + 0,08} = 1,03333$$

$$r_{1i} = \frac{0,493}{n_o^{2/3}} = 0,90812$$

$$r_{0e} = 1,255 - 0,3n_o = 1,13500$$

$$l_i = 3,2 + 3,2(2 - n_o)n_o = 5,24800$$

$$l_e = 2,4 - 1,9(2 - n_o)n_o = 1,18400$$

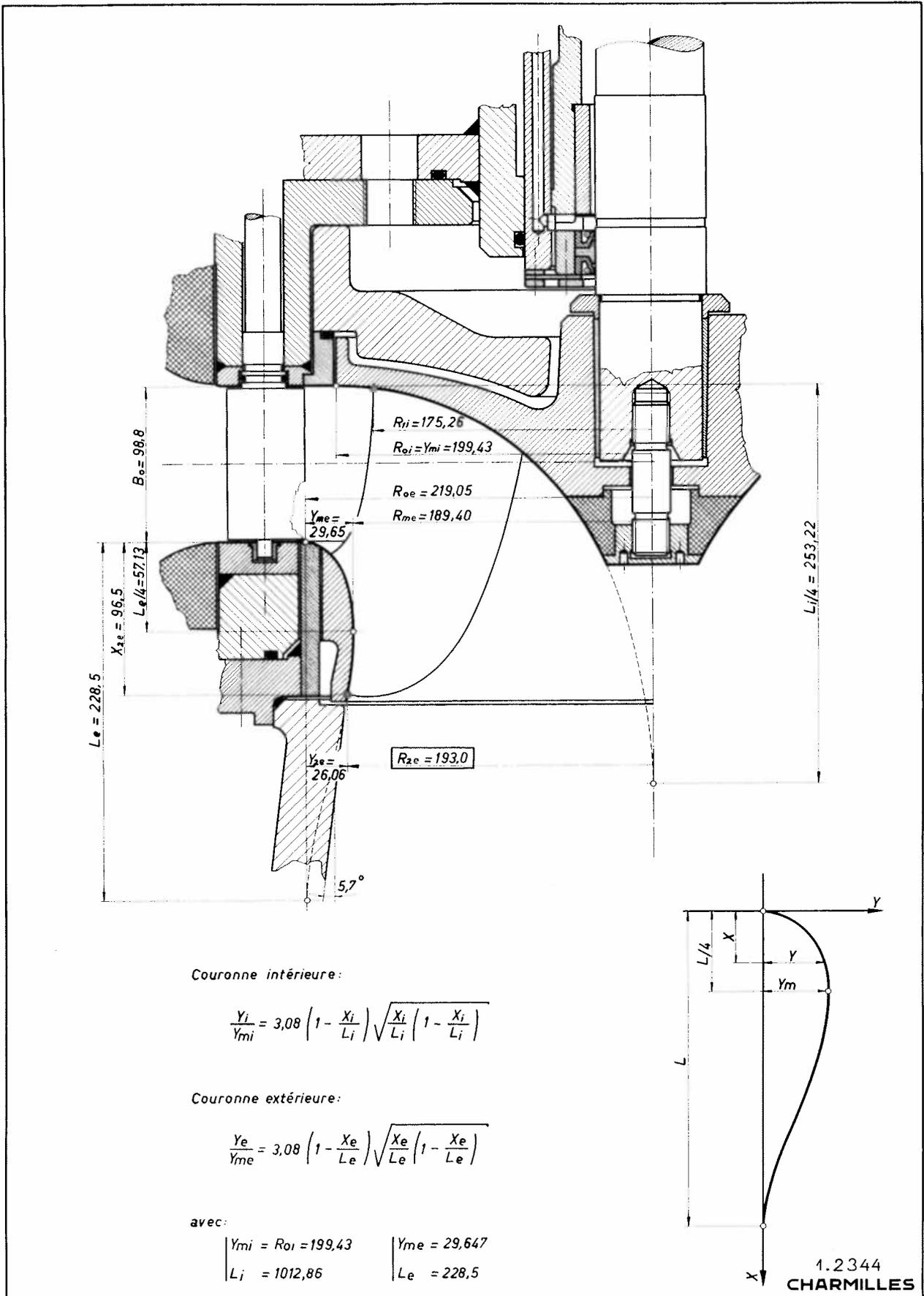


Fig. 24. — Dimensions principales de la roue motrice de chiffre de vitesse $n_0 = 0,400$.

$$x_{2e} = 0,50000$$

$$y_{2e} = r_{0e} - 1 = 0,13500$$

$$\frac{y_{2e}}{y_{me}} = 3,08 \left(1 - \frac{x_{2e}}{l_e}\right) \sqrt{\frac{x_{2e}}{l_e} \left(1 - \frac{x_{2e}}{l_e}\right)} = 0,87885$$

$$y_{me} = \frac{y_{2e}}{y_{2e}/y_{me}} = 0,15361$$

$$r_{me} = r_{0e} - y_{me} = 0,98139$$

Le rayon nominal étant:

$$R_{2e} = 193,0 \text{ mm}$$

les dimensions réelles du canal de la roue deviennent ainsi:

$$B_0 = 98,8 \text{ mm}$$

$$\left. \begin{matrix} R_{0i} \\ Y_{mi} \end{matrix} \right\} = 199,4 \text{ mm}$$

$$R_{1i} = 175,3 \text{ mm}$$

$$R_{0e} = 219,0 \text{ mm}$$

$$L_i = 1012,8 \text{ mm}$$

$$L_e = 228,5 \text{ mm}$$

$$X_{2e} = 96,5 \text{ mm}$$

$$Y_{2e} = 26,0 \text{ mm}$$

$$Y_{me} = 29,6 \text{ mm}$$

$$R_{me} = 189,4 \text{ mm}$$

Ces valeurs étant admises, les couronnes intérieure (*i*) et extérieure (*e*) du canal de la roue se déterminent suivant l'équation (5')

$$\left[\frac{Y}{Y_m} \right]_{(i,e)} = \left[3,08 \left(1 - \frac{X}{L}\right) \sqrt{\frac{X}{L} \left(1 - \frac{X}{L}\right)} \right]_{(i,e)}$$

La figure 24 reproduit la forme réelle de ce canal et indique ses cotes principales.

Le rayon $R_{2e} = 193,0 \text{ mm}$ fixe le point d'intersection de l'arête de sortie (2) avec la couronne extérieure (*e*), alors que le rayon $R_{1i} = 175,3 \text{ mm}$ fournit le point d'intersection de l'arête d'entrée (1) avec la couronne intérieure (*i*).

Le canal de la roue est suivi d'un diffuseur conique dont l'angle total d'ouverture est de $11^\circ 25'$, correspondant à une augmentation relative du rayon par rapport à la longueur de 10%. Cette partie du diffuseur est suivie d'un coude du type SH 1576, puis d'un tronçon diffuseur légèrement incliné vers le haut aboutissant à une section de sortie du diffuseur $S_4 = 0,504 \text{ m}^2$.

2. Etude théorique de l'aubage

Tel qu'il est conçu, le canal de la roue conduit, pour le chiffre de vitesse n_0 considéré, en moyenne, à une vitesse méridienne légèrement accélérée dans le sens de l'écoulement, depuis l'entrée de la roue où $\bar{c}_{m1} = 0,2132$ jusqu'à la sortie de celle-ci où $\bar{c}_{m2} = 0,2300$. Cette dernière valeur peut être considérée comme définitivement acquise pour le tracé du réseau, alors que le long de l'arête d'entrée de la roue, la répartition de la vitesse méridienne pour les 7 filets admis, a été choisie suivant la loi donnée par la figure 25 et reportée sur le tableau 1.

filet	c_{m1}	$100 \times c_{m1} / \bar{c}_{m1}$
<i>i</i>	0,1919	90,0
<i>i'</i>	0,1940	91,0
<i>i''</i>	0,2004	94,0
<i>m</i>	0,2111	99,0
<i>e''</i>	0,2245	105,3
<i>e'</i>	0,2398	112,5
<i>e</i>	0,2558	120,0

arête d'entrée développée

Tableau 1

Cette répartition de la vitesse méridienne répond mieux à la réalité et s'impose d'autant plus — comme nous l'avons déjà dit au paragraphe IV/1 — que dans l'entrefer, séparant le distributeur de la roue, l'écoulement n'est que très faiblement influencé par l'aubage moteur. Il en va différemment quant aux conditions d'écoulement à la sortie de la roue, qui dépendent directement de la forme donnée à l'aubage à cet endroit.

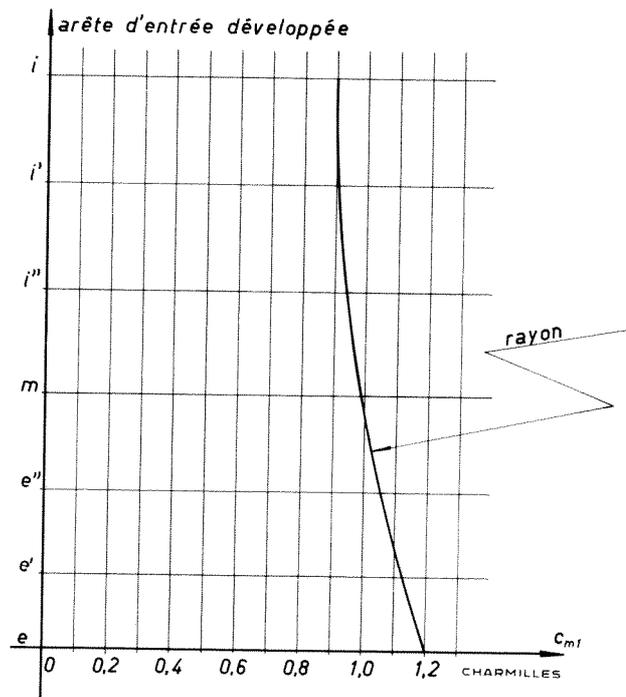


Fig. 25. — Répartition de la vitesse méridienne c_{m1} le long de l'arête d'entrée de la roue motrice.

Le réseau découlant de cette répartition de la vitesse méridienne à l'entrée de la roue implique aussi, le long de l'arête de sortie du distributeur, une variation de la vitesse méridienne c_{m0} qu'on relève dans le tableau 2.

Filet	c_{m0}
i	0,1845
i'	0,1850
i''	0,1869
m	0,1891
e''	0,1930
e'	0,1990
e	0,2085

Tableau 2

Le réseau ainsi constitué nous fournit l'angle β_2 en appliquant les équations (38) et (40). Le tableau 3 nous donne le résultat des opérations.

Filet	R_2 m	w_2	$\sin \beta_2$	β_2	$c_{2,0}^2$
i	0,0811	0,3791	0,6067	37° 21'	0,05555/2
i'	0,0920	0,4212	0,5460	33° 06'	0,05516
i''	0,1104	0,4889	0,4704	28° 04'	0,05532
m	0,1351	0,5880	0,3911	23° 01'	0,05510
e''	0,1574	0,6705	0,3430	20° 04'	0,05597
e'	0,1763	0,7334	0,3136	18° 17'	0,05795
e	0,1930	0,7742	0,2971	17° 17'	0,06306/2

Tableau 3

Bien entendu, ces angles ne sont pas les angles β' de l'aubage, ils sont encore à corriger selon l'épaisseur E_2^* choisie.

Pour déterminer les angles β_1 à l'entrée, il faut connaître, en plus, la valeur de h_{i0} , supposée constante pour tous les filets. Elle se détermine d'après l'équation

$$h_{i0} = 1 - h_{r1+20} + h_{id0} (c_{m20}^2 - c_{m40}^2)$$

où l'on peut admettre:

$h_{r1+20} = 0,06$ (énergie hydraulique spécifique perdue depuis l'entrée de la turbine jusqu'à la sortie de la roue)

$h_{id0} = 0,90$ (rendement du diffuseur coudé)

$$c_{m20}^2 = 0,230^2 = 0,0529$$

$$c_{m40}^2 = c_{m20}^2 \left(\frac{S_2}{S_4} \right)^2 = 0,230^2 \left(\frac{0,117}{0,504} \right)^2 = 0,00285$$

S_2 et S_4 étant les sections à l'entrée et à la sortie du diffuseur.

On obtient par la suite:

$$h_{i0} = 1 - 0,06 + 0,90 (0,0529 - 0,00285) = 0,9850$$

Cette valeur reflète bien la réalité, car un contrôle suivant un autre chemin, conduit au même résultat. En effet, en admettant, pour la turbine en question, un rendement total de $\eta_{e0} = 0,91$, un rendement volumique de $\dot{v}_{t0} = 0,99$ et un rendement mécanique total de $\eta_{e_{t0}} = 0,99$, le rendement énergétique devient pour tout le canal de la roue

$$h_{t0} = \frac{\eta_{e0}}{\dot{v}_{t0} \cdot \eta_{e_{t0}}} = \frac{0,91}{0,99 \cdot 0,99} = 0,92847$$

Cette grandeur est liée à h_{i0} par l'équation

$$h_{i0} = h_{t0} - \bar{c}_{2,0}^2$$

où $\bar{c}_{2,0}^2$ est également à prendre comme valeur moyenne le long de l'arête de sortie de la roue.

On trouve dans le tableau 3, pour chacun des 7 filets, les valeurs de $c_{2(x),0}^2$, calculées d'après l'équation

$$c_{2(x),0}^2 = c_{m2,0}^2 + (u_{2(x),0} - \sqrt{w_{2(x),0}^2 - c_{m2,0}^2})^2$$

de sorte que la valeur moyenne de l'énergie cinétique $\bar{c}_{2,0}^2$ à la sortie de la roue pour les 6 canaux partiels est la moyenne arithmétique des 7 valeurs trouvées, mais en donnant aux deux valeurs extrêmes $c_{2(i),0}^2$ et $c_{2(e),0}^2$ le demi-poids, puisque ces deux filets n'intéressent qu'un demi-canal partiel.

On trouve:

$$\bar{c}_{2,0}^2 = 0,0564$$

valeur qui confirme bien que

$$h_{i0} = h_{t0} + \bar{c}_{2,0}^2 = 0,9285 + 0,0564 = 0,9849 \cong 0,985$$

En admettant cette valeur pour le calcul de l'angle on trouve, d'après l'équation (44) les valeurs données au tableau 4.

Ces valeurs donnent les angles réels de l'aubage à l'entrée. La valeur de h_{i0} permet de calculer aussi l'angle $\alpha_{0,0}$ qui fixe, pour le régime optimum imposé, la direction de l'extrémité aval des aubes directrices.

Dans le cas particulier, les lignes de courant à la sortie du distributeur sont toutes encore sensiblement perpendiculaires à l'arête de sortie des aubes directrices. On peut dès lors, sans commettre une erreur appréciable, appliquer l'équation (47) du paragraphe IV/5.

Filet	R_1 (m)	u_1	$u_1 - \frac{h_{i_o}}{2u_1} \frac{c_{m o(x)} \cos \gamma'_{o(x)}}{c_{m o(m)} \cos \gamma'_{o(m)}}$	c_{m1_o}	$\cotg \beta_1$	β_1
<i>i</i>	0,1752	0,7627	0,1303	0,1919	0,6790	55° 49'
<i>i'</i>	0,1765	0,7683	0,1391	0,1940	0,7170	54° 22'
<i>i''</i>	0,1781	0,7753	0,1460	0,2004	0,7285	53° 56'
<i>m</i>	0,1809	0,7873	0,1624	0,2111	0,7693	52° 26'
<i>e''</i>	0,1855	0,8074	0,1857	0,2245	0,8272	50° 24'
<i>e'</i>	0,1930	0,8400	0,2239	0,2398	0,9337	46° 58'
<i>e</i>	0,2030	0,8837	0,2669	0,2558	1,0434	43° 48'

Tableau 4

Cette équation fait cependant état des grandeurs H_o , V_o , et N_o , dites caractéristiques optima de la turbine. Dans notre cas, puisqu'il s'agit d'une turbine d'essai, ces grandeurs ne figurent pas d'une manière explicite dans les données du problème, de sorte qu'une transformation de cette équation s'impose.

En recourant aux équations (3), (6), (8) et (20) on trouve l'expression:

$$\operatorname{tg} \alpha_{0_o} = \frac{1}{h_{i_o}} \frac{(\dot{v}_{2e} \cdot n_o)^{1/3}}{0,8(2 - n_o)}$$

En introduisant les valeurs connues il devient:

$$\operatorname{tg} \alpha_{0_o} = \frac{1}{0,985} \frac{(0,270 \cdot 0,4)^{1/3}}{0,8(2 - 0,4)} = 0,3777$$

d'où:

$$\alpha_{0_o} = 20^\circ 41'$$

Cet angle est déterminant pour le tracé du plan du distributeur dont l'étude, cependant, dépasse le cadre de ce travail.

3. Etude pratique du tracé d'aubage

Avant de tracer l'aubage suivant la méthode de la représentation conforme, il faut encore corriger les angles β_2 en tenant compte de l'épaisseur de l'aube à la sortie.

En fixant à 13 le nombre d'aubes de la roue coulée en ARALDITE, et en tenant compte des dimensions de l'aube et des efforts qui la sollicitent, on peut admettre pour celle-ci une épaisseur maximum de

$$E_{\max}^* = 8 \text{ mm}$$

épaisseur placée au premier tiers de sa longueur et supposée constante sur toute sa largeur.

A l'extrémité aval de l'aube, le long de l'arête de sortie, l'épaisseur, supposée également constante, est fixée à:

$$2E_2^* = \frac{E_{\max}^*}{3} = 2,67 \text{ mm}$$

Cette épaisseur est une épaisseur minimum de coulée, qui sera cependant, encore diminuée de moitié par usinage suivant gabarits. Elle sera ramenée ainsi à l'épaisseur définitive de:

$$E_2^* = \frac{E_{\max}^*}{6} = 1,33 \text{ mm}$$

Ceci admis, on peut calculer maintenant l'angle β_2 pour tous les filets d'après les indications du tableau de la figure 19, Les tableaux 5 et 6 donnent en détail le résultat des calculs.

Ces angles β_2 ainsi que les angles β_1 sont reportés sur les plans auxiliaires de la représentation conforme, plans qui contiennent les squelettes de l'intersection de l'aube avec les surfaces de révolution dont les 7 filets sont les méridiennes.

Pour habiller ces squelettes, il faut connaître les épaisseurs maxima E'_{\max} et minima E'_2 de l'aube, telles qu'elles se présentent dans ces plans. En se référant à nouveau au tableau de la figure 19, on obtient l'épaisseur maximum E'_{\max} (voir tableau 7).

Filet	R_2 (mm)	T_2 (mm)	$\frac{E_2^*}{T_2}$	$\left(\frac{E_2^*}{T_2}\right)^2$	γ'_2	$\cos \gamma'_2$
<i>i</i>	81,1	39,17	0,03396	0,001153	26° 30'	0,8949
<i>i'</i>	92,0	44,46	0,02992	0,000895	50° 00'	0,6428
<i>i''</i>	110,4	53,37	0,02493	0,000621	60° 50'	0,4874
<i>m</i>	135,1	65,29	0,02037	0,000415	46° 30'	0,6884
<i>e''</i>	157,4	76,10	0,01748	0,000305	28° 40'	0,8774
<i>e'</i>	176,3	85,23	0,01561	0,000243	9° 00'	0,9877
<i>e</i>	193,0	93,28	0,01426	0,000203	0°	1

Tableau 5

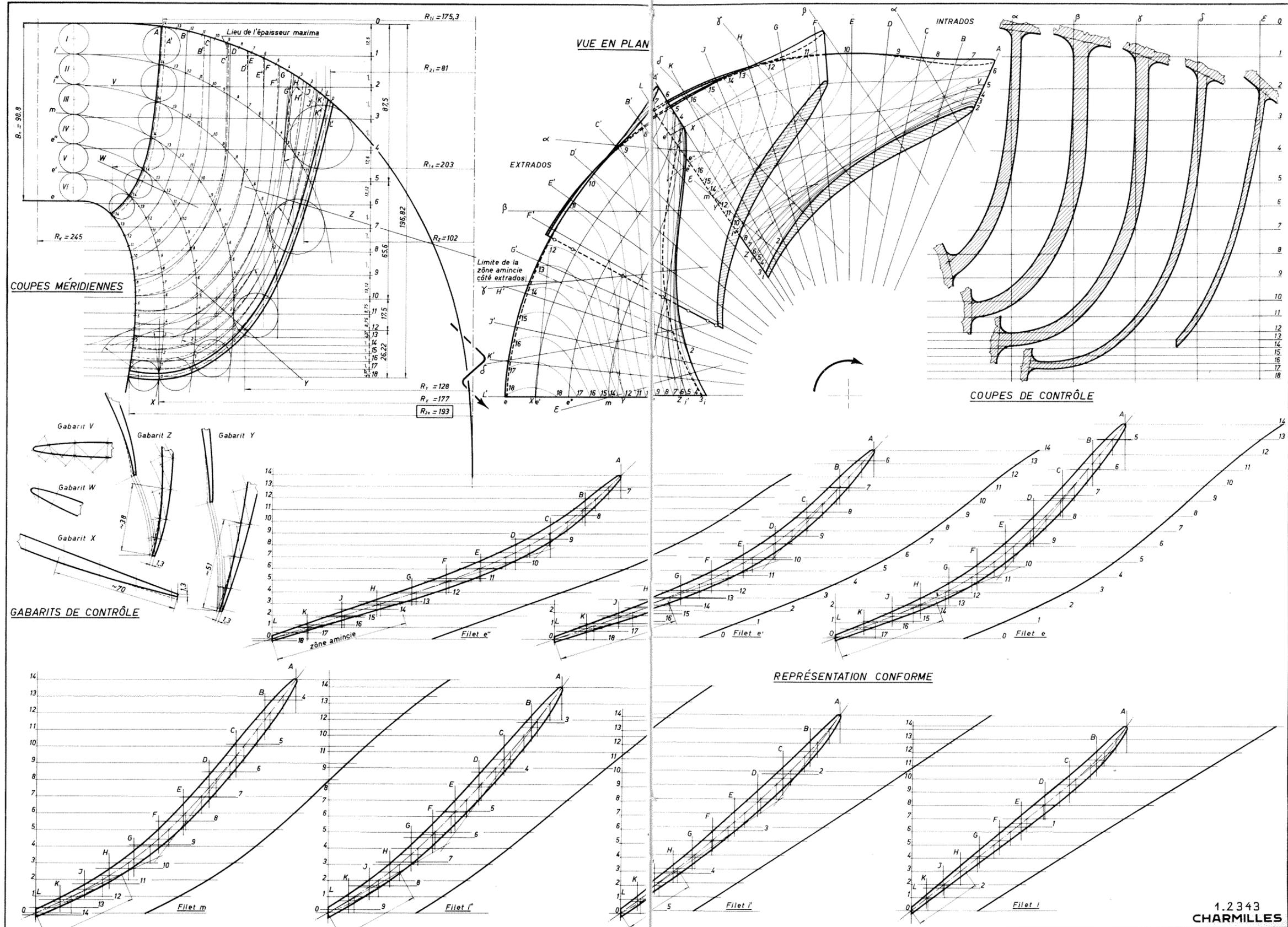


Fig. 26. — Tracé d'aubage de la roue

motrice de chiffre de vitesse $n_v = 0,400$.

Filet	$\left(\frac{\cotg \beta_2}{\cos \gamma'_2}\right)^2$	$\left(\frac{E_2^*}{T_2}\right)^2 \left(\frac{\cotg \beta_2}{\cos \gamma'_2}\right)^2$	$\frac{\cotg \beta'_2}{\cotg \beta_2}$	$\cotg \beta'_2$	β'_2
<i>i</i>	2,1427	0,002470	0,9422	1,2343	39° 01'
<i>i'</i>	5,6949	0,005097	0,9273	1,4225	35° 07'
<i>i''</i>	14,814	0,009184	0,9092	1,7057	30° 23'
<i>m</i>	11,6929	0,004852	0,9319	2,1938	24° 30'
<i>e''</i>	9,7306	0,002968	0,9455	2,5879	21° 08'
<i>e'</i>	9,3905	0,002282	0,9518	2,8809	19° 08'
<i>e</i>	10,3298	0,002097	0,9540	3,0662	18° 04'

Tableau 6

Filet	β'	$\cotg \beta'$	γ'	$\cos \gamma'$	$\cotg \beta^*$	$\frac{E'_{\max}}{E^*_{\max}}$	E'_{\max}
<i>i</i>	39° 01'	1,2343	18° 10'	0,9502	1,2989	1,032	8,256
<i>i'</i>	43° 00'	1,0724	29° 40'	0,8689	1,2337	1,083	8,664
<i>i''</i>	48° 50'	0,8744	45° 10'	0,7050	1,2403	1,199	9,592
<i>m</i>	50° 00'	0,8391	44° 00'	0,7193	1,1665	1,177	9,416
<i>e''</i>	45° 30'	0,9827	38° 00'	0,7880	1,2471	1,140	9,120
<i>e'</i>	36° 50'	1,3351	26° 10'	0,8975	1,4874	1,0745	8,596
<i>e</i>	26° 10'	2,0353	5° 40'	0,9951	2,0450	1,004	8,032

Tableau 7

et l'épaisseur minimum E'_2 (voir tableau 8)

Filet	β'_2	$\cotg \beta'_2$	γ'_2	$\cos \gamma'_2$	$\cotg \beta_2^*$	$\frac{E'_2}{E_2^*}$	E'_2 (mm)	$\sin \beta'_2$	$\Delta T_2 = \frac{E'_2}{\sin \beta'_2}$ (mm)
<i>i</i>	39° 01'	1,2343	26° 30'	0,8949	1,3792	1,0728	1,427	0,6295	2,2668
<i>i'</i>	35° 07'	1,4225	50° 00'	0,6428	2,2129	1,3965	1,857	0,5753	3,2279
<i>i''</i>	30° 23'	1,7057	60° 50'	0,4874	3,4995	1,841	2,448	0,5057	4,8408
<i>m</i>	24° 30'	2,1938	46° 30'	0,6884	3,1868	1,3853	1,842	0,4147	4,4417
<i>e''</i>	21° 08'	2,5879	28° 40'	0,8774	2,9495	1,1225	1,493	0,3606	4,1403
<i>e'</i>	19° 08'	2,8809	9° 00'	0,9877	2,9167	1,0105	1,344	0,3278	4,1000
<i>e</i>	18° 04'	3,0662	0°	1	3,0662	1	1,330	0,3101	4,2889

Tableau 8

Ainsi on peut passer au tracé de l'aubage, selon la figure 26, en commençant par dessiner les profils de l'aube sur les 7 plans auxiliaires de la représentation conforme, puis dans la vue en plan (plan orthogonal à l'axe de rotation). On se sert de plans méridiens pour rendre le tracé des lignes de niveau plus précis. Celles-ci représentent l'intersection de l'aube avec des plans choisis parallèles au plan de base, échelonnées à des distances telles que ces lignes soient régulièrement espacées sur toute la surface de l'aube; là où la pente de l'aube est forte, les plans seront plus espacés que là où elle est faible. Cinq coupes de contrôle permettent de juger de la régularité des deux surfaces de l'aube.

Le tracé d'aubage permet également de déterminer les ouvertures réelles de l'aubage le long de son arête de

sortie. La connaissance de ces ouvertures est indispensable lors du contrôle de la roue coulée.

Enfin, on indiquera, sur les plans auxiliaires de la représentation conforme, la partie de l'extrados, à l'extrémité aval de l'aube, qui sera supprimée par usinage. Cet usinage sera contrôlé au moyen de gabarits exécutés en tôle mince placés perpendiculairement à l'arête de sortie en des points bien définis. La forme de ces gabarits sera déterminée sur la base du tracé. La figure 26 montre trois de ces gabarits (X, Y, Z). Il est aussi important de prévoir un jeu de gabarits (V, W) pour le contrôle de la forme du profil de l'arête d'entrée, dont l'exécution mérite aussi les plus grands soins. Ainsi, dans sa partie aval, l'aube sera plus effilée et les pertes par augmentation brusque de section moins importantes.

NOMENCLATURE DES SYMBOLES UTILISÉS

1) Grandeurs nominales

a) Energie

g	accélération terrestre	(m/s ²)
H	énergie hydraulique nominale mise à la disposition de la turbine (chute nette)	(m)
h	chiffre d'énergie	(—)
H_t	énergie hydraulique transformée en énergie mécanique	(m)
$h_t = H_t/H$	rendement énergétique	(—)
$h_d = c^2_2 - c^2_4$	énergie cinétique spécifique à transformer par le diffuseur	(—)
$h_{td} = c^2_2 - c^2_4 - h_{pd}$	énergie cinétique spécifique transformée par le diffuseur	(—)
$h_{td_d} = h_{td}/h_d$	rendement du diffuseur	(—)
$h_{r_{1+2}}$	énergie hydraulique spécifique perdue depuis l'entrée de la turbine jusqu'à la sortie de la roue	(—)
h_{pd}	énergie hydraulique spécifique perdue dans le diffuseur	(—)
$h_i = 1 - h_{r_{1+2}} + h_{td}$		(—)

b) Débit

μ	masse volumique	(kg/m ³)
\dot{V}	débit-volume nominal mis à la disposition de la turbine	(m ³ /s)
\dot{v}	chiffre de débit	(—)
\dot{V}_t	débit-volume participant à la transformation d'énergie	(m ³ /s)
$\dot{v}_t = \dot{V}_t/\dot{V}$	rendement volumique	(—)

c) Vitesse

N	vitesse de rotation angulaire nominale	(rad/s)
\dot{N}	vitesse de rotation nominale	(t/min)
n	chiffre de vitesse	(—)

d) Puissance

\dot{E}	puissance nominale mise à la disposition de la turbine	(kW)
\dot{E}_t	puissance mécanique de l'aubage (puissance hydraulique transformée en puissance mécanique)	(kW)
\dot{E}_i	puissance mécanique de la roue (puissance interne)	(kW)
E_e	puissance mécanique de la turbine (puissance externe)	(kW)

e) Rendement

$\eta_i = \dot{E}_i/\dot{E}$	rendement interne de la turbine	(—)
$\eta_e = \dot{E}_e/\dot{E}$	rendement effectif ou total de la turbine	(—)

2) Grandeurs géométriques

Ψ	lignes de courant	(—)
Φ	lignes d'équipotentiel	(—)
z	lignes d'équivitesse	(—)
B, b	largeur	(m, —)
L, l	longueur	(m, —)
E	épaisseur	(m)
R, r	rayon	(m, —)
S	section	(m ²)

X, x	coordonnée suivant L, l	(m, —)
Y, y	coordonnée suivant R, r	(m, —)
T	pas	(m)
AT	épaisseur de l'aube projetée sur le pas	(m)
$At = AT/T$		(—)
Re	nombre de REYNOLDS	(—)

3) Grandeurs relatives aux diagrammes de vitesses

C	vitesse absolue	(m/s)
$c = C/\sqrt{2gH}$	vitesse absolue spécifique	(—)
U	vitesse périphérique	(m/s)
$u = U/\sqrt{2gH}$	vitesse périphérique spécifique	(—)
W	vitesse relative	(m/s)
$w = W/\sqrt{2gH}$	vitesse relative spécifique	(—)
α	angle formé par les directions U et C	(—)
β	angle formé par les directions $-U$ et W	(—)
γ	angle formé par la tangente à la ligne de courant et la perpendiculaire à une ligne d'équirapport des longueurs des squelettes des filets; exemples de lignes d'équirapport: arête d'entrée (rapport 0), lieu de l'épaisseur maximum (rapport 1/3), arête de sortie (rapport 1)	(—)

4) Indices

o	régime optimum correspondant au rendement maximum
I	entrée turbine
0	sortie distributeur
1	entrée roue
2	sortie roue
3	entrée diffuseur
4	sortie diffuseur
sans ()	à l'extérieur de l'aubage moteur
avec ()	à l'intérieur de l'aubage moteur, dans un plan tangent à la ligne de courant (représentation conforme)
avec (°)	à l'intérieur de l'aubage moteur, sur des surfaces développables auxiliaires (cône, cylindre)
avec (*)	à l'intérieur de l'aubage moteur, dans un plan perpendiculaire à une ligne d'équirapport
(X)	canal partiel quelconque
(i), (i'), (i''), i	filets intérieurs, relatif au filet intérieur
(m), m	filet moyen, » » » moyen
(e), (e'), (e''), e	filets extérieurs, » » » extérieur
(x), x	filet quelconque, » » » quelconque
m	relatif à la section de passage minimum de la roue
m	composante méridienne
u	composante périphérique
c	choc à l'entrée de la roue
a	aubage
d	diffuseur
mo	modèle