

Méthodes de tracé des turbomachines hydrauliques

**Claude Moulin, Marc Wegner, Raphaël Eremeef
et Vinh-Phong**

Société NEYRPIIC

Présentation

Depuis bientôt un siècle, les méthodes de tracé des turbomachines ont connu plusieurs phases dans leur évolution. Il n'est pas inutile de les rappeler dans la mesure où elles permettent de considérer la période actuelle comme une étape sur la voie d'une progression sans doute loin d'être achevée.

Au début, la conception des machines se base sur des théorèmes simples qui conduisent par exemple à tracer les aubes directrices selon des spirales logarithmiques et les aubes des roues selon de très fortes cambrures. Ces tracés conviennent pour des machines lentes par rapport à leur chute de fonctionnement et pour lesquelles, d'une part le rendement reste relativement secondaire, d'autre part la cavitation ne constitue pas un danger majeur.

Dans la phase suivante, le développement de théories plus complexes, par exemple celle de la couche limite, aussi bien que le renforcement des moyens d'essais sur modèles réduits permettent d'augmenter la vitesse de rotation en maîtrisant la cavitation et d'arriver à des rendements optimum de niveau 90 %. Cependant, l'application des théories se heurte à l'obstacle constitué par le volume des calculs numériques si l'on excepte évidemment certaines formes hydrauliques conduisant à des solutions analytiques. Ainsi, la structure fine de l'écoulement dans les diverses parties de la machine reste mal connue, ce qui conduit à des déboires fréquents soit d'usure intempestive par cavitation, soit de pertes de rendement sensibles, entraînées par des modifications apparemment mineures du tracé.

La période contemporaine est au centre de plusieurs influences convergentes :

- La croissance rapide des consommations d'énergie provoque de nouveaux critères de rentabilité économique conduisant, d'une part, à exiger des rendements accrus, d'autre part, à augmenter les vitesses et les dimensions unitaires, enfin à réduire au mieux les dépenses de Génie Civil en calculant au plus juste les cotes d'altitude des groupes hydrauliques.
- La théorie et l'application des films visqueux à la construction des pivots permet d'effectuer un saut quantitatif dans la dimension des machines.
- L'utilisation des ordinateurs permet enfin l'application systématique des schémas théoriques, qu'il s'agisse des calculs d'écoulement en grille d'aubes quelconques, des développements de la couche limite, des phénomènes hydro-élastiques, etc.
- La progression de la technologie et de la précision des modèles réduits autorise une confrontation plus probante entre les tracés théoriques et leurs résultats expérimentaux. Le développement des sondages dans l'écoulement en particulier permet d'apporter à la théorie les correctifs nécessaires. Ces correctifs prennent une importance déterminante lorsqu'il s'agit de passer d'un rendement de niveau 92 % à niveau 94 % sur modèle réduit.

Ce bref rappel situe le contexte dans lequel nous développerons les méthodes de tracé actuelles. Afin d'éviter de fastidieuses redites, nous nous intéresserons essentiellement au tracé des machines de type hélicocentrifuge Francis, étant entendu que la plupart des développements peuvent s'appliquer au cas des machines axiales Kaplan et Bulbes.

Nous nous intéresserons successivement aux méthodes concernant :

- Le développement théorique et général des calculs en grilles d'aubes
- L'aménée de l'écoulement à travers volute, avant-distributeur et distributeur

- La transformation de l'énergie dans le rotor
- L'évacuation de l'écoulement dans le diffuseur.

Enfin, nous donnerons des informations sur les méthodes utilisées, d'une part, pour définir les formes géométriques et le contrôle de la machine prototype, d'autre part, pour améliorer la qualité des données nécessaires aux calculs mécaniques concernant les pièces soumises à des efforts hydrodynamiques.

Théorie générale des calculs de grille d'aubes en fluide parfait et incompressible

L'écoulement du fluide dans les turbomachines a une structure très complexe ; aussi, pour trouver des méthodes de calcul utilisables, la plupart des auteurs font l'hypothèse suivant laquelle le mouvement du liquide s'effectue sur des surfaces de révolution dont l'axe coïncide avec celui de la machine.

Le modèle proposé ne constitue qu'une approximation mais il présente le gros avantage de ramener l'écoulement tridimensionnel à la résolution de deux problèmes, l'un axisymétrique, l'autre quasitridimensionnel, à savoir :

- a) Détermination du réseau d'écoulement méridien moyen
- b) Analyse de l'écoulement à travers une grille d'aubes tracée sur une surface de révolution.

Ainsi, par exemple, pour les machines axiales, on introduit des coupes cylindriques qui représentent des surfaces d'écoulement lorsque la composante radiale des vitesses est nulle. Par développement de ces coupes cylindriques dans un plan, on obtient des grilles d'aubes droites dont la théorie est bien connue.

En général, les surfaces d'écoulement sont quelconques et ne sont pas développables. Toutefois, la transformation (TC) définie par

$$x = R_o \int_0^\sigma \frac{d\sigma}{r} \quad \text{avec} \quad \frac{l}{R_o} = \frac{l}{\sigma_L} \int_0^\sigma \frac{L d\sigma}{r}$$

$$y = R_o \varphi$$

nous permet de ramener le problème à l'étude de l'écoulement dans un plan (voir figure 1).

Les fonctions $x(\sigma, r)$ et $y(\varphi)$ transforment la grille d'aubes tracée sur la surface d'écoulement (r, σ, φ) en une grille plane rectiligne dont le pas t vaut :

$$t = \frac{2\pi}{Z_R} R_o$$

Z_R est le nombre d'aubes de la roue.

Notons que dans le cas particulier de l'écoulement radial pur, la transformation devient :

$$x = R_o \text{Log} \frac{R}{R_1} \quad \text{avec} \quad \int_0^\sigma \frac{d\sigma}{R} = \int_{R_1}^R \frac{dR}{R} = \text{Log} \frac{R}{R_1}$$

$$y = R_o \varphi$$

et nous retrouvons la transformation logarithmique bien connue.

Dans le cas particulier de l'écoulement axial pur $R = R_o$

$$x = \sigma \quad \int_0^\sigma \frac{d\sigma}{R} = \frac{\sigma}{R_o}$$

$$y = R_o \varphi$$

L'écoulement absolu sur la surface de courant est supposé irrotationnel et l'équation de continuité sur cette surface est écrite en prenant en compte la variation de l'épaisseur de la turbomachine élémentaire. Les conditions d'irrotationnalité et de continuité s'expriment par :

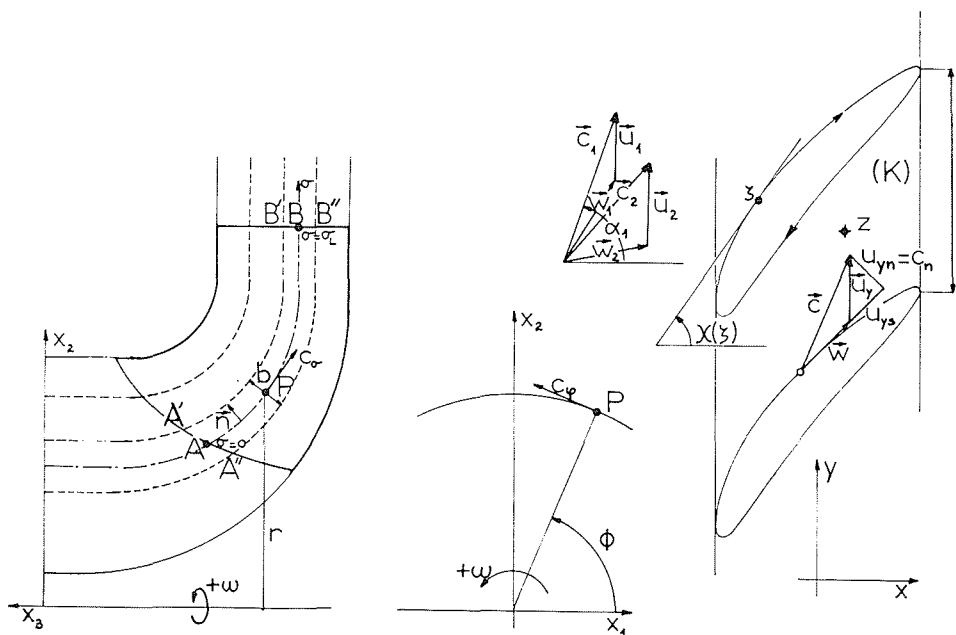


Figure 1 - Correspondance espace réel espace transformé.

$$\frac{\partial}{\partial \sigma} (rC_\varphi) - \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial \varphi} (rC_\sigma) = 0$$

$$\frac{\partial}{\partial \sigma} (rbC_\sigma) + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial \varphi} (rbC_\varphi) = 0$$

Dans le plan de la grille rectiligne, elles deviennent :

$$\frac{\partial C_x}{\partial x} + \frac{\partial C_y}{\partial y} = -\frac{1}{b} \frac{db}{dx} C_x \tag{1}$$

$$\frac{\partial C_y}{\partial x} - \frac{\partial C_x}{\partial y} = 0$$

A l'infini amont et à l'infini aval, les conditions aux limites sont données par :

$$x = -\infty \quad C_x(-\infty) = C_{1x} \quad C_y(-\infty) = C_{1y}$$

$$x = +\infty \quad C_x(+\infty) = C_{2x} \quad C_y(+\infty) = C_{2y}$$

Le champ des vitesses cherchées dérive d'un potentiel V :

$$C_x = \frac{\partial V}{\partial x} \quad C_y = \frac{\partial V}{\partial y}$$

Le potentiel des vitesses vérifie l'équation

$$\Delta V = \frac{\partial^2 V}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 V}{\partial y^2} = -\frac{1}{b} \frac{db}{dx} C_x \tag{2}$$

Les conditions aux limites deviennent :

$$\left. \frac{\partial V}{\partial x} \right|_{x=-\infty} = C_{1x} \quad \left. \frac{\partial V}{\partial y} \right|_{x=-\infty} = C_{1y}$$

$$\left. \frac{\partial V}{\partial x} \right|_{x=+\infty} = C_{2x} \quad \left. \frac{\partial V}{\partial y} \right|_{x=+\infty} = C_{2y}$$

Les relations intégrales de Green nous permettent de définir la solution de l'équation différentielle (2). On peut montrer que la solution du problème s'obtient par voie itérative à l'aide du système d'équations intégrales suivant :

$$\frac{W_s(\xi)}{2} - \frac{1}{t} \oint_{(K)} K_I(\xi, \xi') W_s(\xi') ds'$$

$$= -\frac{u_y(\xi) \sin \chi}{2} + [C_{\infty x} + C_{Bx}(\xi)] \cos \chi$$

$$+ [C_{\infty y} + C_{By}(\xi)] \sin \chi$$

$$+ \frac{1}{t} \oint_{(K)} u_y(\xi') [\psi(\xi, \xi') \cos(\chi + \chi') - \phi(\xi, \xi') \sin(\chi + \chi')] ds' \tag{3}$$

$$C_x(Z) = C_{\infty x} - \frac{1}{t} \oint_{(K)} W_s(\xi') \phi(Z, \xi') ds'$$

$$- \frac{1}{t} \iint_{(T)} \frac{1}{b} \frac{db}{dx'} C_x(Z') \psi(Z, Z') dx' dy'$$

$$+ \frac{1}{t} \oint_{(K)} u_y(\xi') [\psi(Z, \xi') \cos \chi' - \phi(Z, \xi') \sin \chi'] ds' \tag{4}$$

en utilisant les notations :

$$\frac{1}{2} \coth \frac{\pi}{t} (Z - Z') = \psi(Z, Z') + i \phi(Z, Z')$$

$$K_I(Z, Z') = -\psi(Z, Z') \sin \chi - \phi(Z, Z') \cos \chi$$

$$C_{Bx}(\xi) = \frac{1}{t} \iint_{(T)} B(x') C_x(Z') \psi(\xi, Z') dx' dy'$$

$$C_{By}(\xi) = -\frac{1}{t} \iint_{(T)} B(x') C_x(Z') \phi(\xi, Z') dx' dy'$$

$$B(x') = -\frac{1}{b} \frac{db}{dx'}$$

Si nous prenons pour valeur approchée de C_x la vitesse méridienne moyenne dans la turbine élémentaire, nous pouvons calculer une première approximation de C_{Bx} et C_{By} :

$$C_{Bx}^{(1)}(\xi) \approx C_{1x} \frac{t}{t(\xi)} \left[\frac{b_1}{b(\xi)} - \frac{1}{2} \left(1 + \frac{b_1}{b_2} \right) \right]$$

$$C_{By}^{(1)}(\xi) \approx 0$$

et résoudre l'équation (3).

Au deuxième stade du calcul, l'équation (4) détermine la composante C_x de deuxième approximation :

$$C_x^{(2)}(Z) = C_{\infty x} - \frac{1}{t} \oint_{(K)} W_s^{(1)}(\xi') \phi(Z, \xi') ds' + C_{Bx}^{(1)}(Z)$$

$$+ \frac{1}{t} \oint_{(K)} u_y(\xi') [\psi(Z, \xi') \cos \chi' - \phi(Z, \xi') \sin \chi'] ds'$$

Nous calculons ensuite les composantes :

$$C_{Bx}^{(2)}(\xi) = -\frac{1}{t} \iint_{(T)} \frac{1}{b} \frac{db}{dx'} C_x^{(2)}(Z') \psi(\xi, Z') dx' dy'$$

$$C_{By}^{(2)}(\xi) = \frac{1}{t} \iint_{(T)} \frac{1}{b} \frac{db}{dx'} C_x^{(2)}(Z') \phi(\xi, Z') dx' dy'$$

Enfin, nous déterminons les vitesses $W_s^{(2)}(\xi)$ de deuxième approximation à l'aide de l'équation (3) et ainsi de suite. Par suite de la convergence rapide du procédé, le deuxième pas d'itération fournit déjà une solution dont la précision répond parfaitement aux exigences de la pratique.

Nous donnons à titre d'exemple sur la figure 2 la distribution des pressions sur la roue de Sainte-Croix.

Nous trouvons en abscisse, l'abscisse curviligne mise sous forme adimensionnelle et en ordonnée le coefficient de pression

$$C_p(\xi) = \frac{p(\xi) - p_e}{\frac{1}{2} \rho W_e^2}$$

$$= 1 - \left[\frac{W(\xi)}{W_e} \right]^2 + \left[\left\{ \frac{r(\xi)}{r_e} \right\}^2 - 1 \right] \left[\frac{U_e}{W_e} \right]^2$$

$W(\xi)$ étant la vitesse relative au point ξ dans l'espace réel.

Le calcul de deuxième approximation (trait plein) peut être comparé au calcul de première approximation (trait interrompu).

Dans le cas particulier d'un écoulement axial pur ou radial pur pour lequel les lignes d'écoulement sont res-

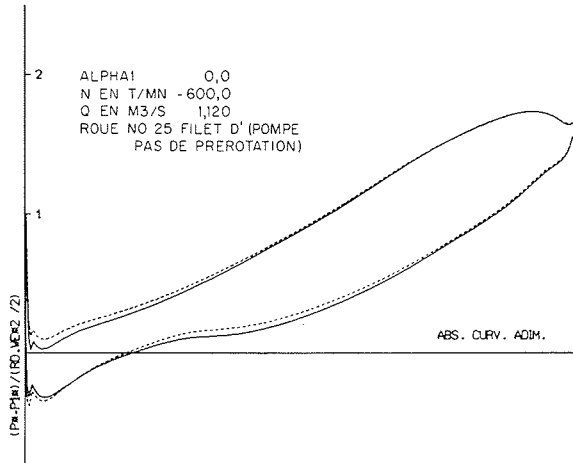


Figure 2 – Coefficient de pression.

pectivement sur des cylindres coaxiaux ou des plans parallèles, l'équation (3) se simplifie car $db/dx = 0$

Ecoulement radial pur (cas des grilles circulaires fixes)

En utilisant les relations :

$$u_y(\xi) = 0$$

$$\frac{db}{dx} = 0 \text{ (composantes } C_{Bx} = C_{By} = 0)$$

$$C_s(\xi) \equiv W_s(\xi)$$

nous avons immédiatement dans le plan transformé :

$$\frac{C_s(\xi)}{2} - \frac{1}{t} \int_{(K)} K_I(\xi, \xi') C_s(\xi') ds' = C_{\infty x} \cos \chi + C_{\infty y} \sin \chi$$

Ecoulement axial pur :

La vitesse d'entraînement $u_y(\xi)$ est une constante et $C_{Bx} = C_{By} = 0$

On montre alors que la distribution des vitesses est donnée par l'équation :

$$\frac{W_s(\xi)}{2} - \frac{1}{t} \int_{(K)} K_I(\xi, \xi') W_s(\xi') ds' = W_{\infty x} \cos \chi + W_{\infty y} \sin \chi$$

Ecoulement tridimensionnel

On peut aussi discretiser la pale en éléments porteurs de singularités élémentaires du type sources ou vortex. Le volume des calculs devient tout de suite plus important mais nous pensons que nous saisissons mieux l'influence des formes méridiennes sur la répartition des pressions et que nous pourrions encore améliorer dans les années futures les performances des turbomachines hydrauliques.

Nos recherches actuelles sur l'aspect tridimensionnel feront l'objet d'une communication ultérieure.

Ecoulement à travers volute, avant-distributeur et distributeur

D'un point de vue strictement hydraulique, seul le distributeur se présente comme indispensable, sa fonction étant d'une part de fournir au rotor un moment cinétique, d'autre part, de régler le débit de la machine. L'ensemble volute – avant-distributeur ne se justifie que par la nécessité d'assurer l'écoulement entre conduite et distributeur mais cette fonction relève plus de l'économie sur l'encombrement que d'un impératif hydrodynamique.

D'ailleurs, les essais de modèles réduits dits "en chambre ouverte" sans volute ni avant-distributeur ont montré que le rendement de la turbine pouvait être tout-à-fait satisfaisant.

Volute

Position du problème

Recevant l'écoulement à la sortie de la conduite, la volute doit transmettre l'écoulement le plus homogène possible sur toute la périphérie de l'avant-distributeur, et ceci avec le minimum de pertes internes. En ce qui concerne l'homogénéité, la difficulté vient de deux aspects :

- Les filets fluides alimentant l'extrémité aval de la volute ne subissent pas la même perte de charge que les filets alimentant les premières sections de cette volute ;
- L'écoulement à l'entrée de la volute est du type $Cu = cte$ mais il se transforme rapidement en un écoulement du type $RCu = cte$ du fait de la courbure générale de la volute. Les angles d'attaque sur l'avant-distributeur diffèrent évidemment selon qu'ils sont gouvernés par l'une ou l'autre de ces lois.

Méthodes

Notre programme de calculs de volute permet de déterminer les conditions d'attaque sur l'avant-distributeur à partir de la loi des sections adoptée, ces conditions cal-

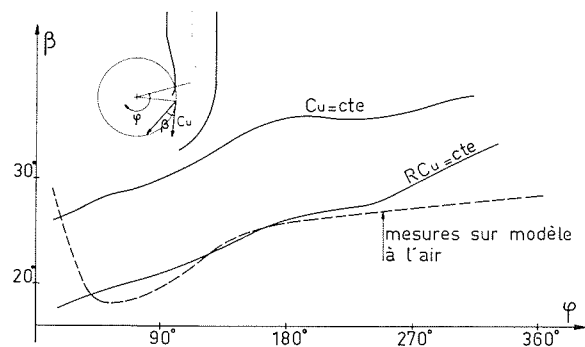


Figure 3 – Angles hydrauliques donnés par la volute.

culées correspondant, d'une part à la loi d'écoulement $Cu = cte$, d'autre part à la loi $RCu = cte$.

La transition d'une loi à l'autre doit se faire en fonction des expérimentations très détaillées sur modèle réduit à l'air que nous avons effectuées à l'Ecole Centrale Lyonnaise. La figure 3 donne une comparaison entre calculs et essais concernant les angles d'entrée sur l'avant-distributeur.

Orientation du tracé

- Le premier choix effectué consiste à accélérer la transition entre les écoulements $Cu = cte$ et $RCu = cte$ en adoptant à l'entrée de la bache un convergent unilatéral tel que schématisé sur la figure 3.
- Le deuxième choix tient à la loi de sections ou de vitesse en fonction de l'angle périphérique φ . Il n'y a pas en ce domaine de solution exactement satisfaisante puisque l'adoption d'une loi de vitesse moyenne décroissante en fonction de φ permet de maintenir la charge jusqu'à l'extrémité de la volute mais conduit à une augmentation rapide des angles d'attaque sur les avant-directrices.

Le choix fait par Neyrpic consiste à privilégier l'homogénéité de la charge sur la périphérie et à reporter sur le tracé de l'avant-distributeur les problèmes de variation d'angles d'attaque.

Avant-distributeur

Position du problème

A partir des angles d'écoulement délivrés par la volute, l'avant-distributeur doit restituer à l'amont du distributeur un écoulement homogène d'angle imposé selon la caractéristique de turbine à obtenir, cet angle de sortie de l'avant-distributeur influant rapidement sur les pertes du distributeur.

Les difficultés sont de deux types :

- a) Les avant-directrices ont une fonction mécanique essentielle pouvant conduire à des épaisseurs gênantes pour l'hydraulique. D'autre part, leur conception économique impose de maintenir leur forme et leur positionnement constants le long de la périphérie alors que les conditions hydrauliques amont varient.
- b) Pour tout ou partie de la course du distributeur, l'interaction entre les grilles d'aubes de l'avant-distributeur et du distributeur n'est pas négligeable et peut conduire à des écarts sensibles si l'on considère les grilles séparément.

Méthodes

Les avant-directrices se calculent d'une part comme une grille d'aubes unique dont il faut minimiser les pertes en fonction de l'écoulement amont, d'autre part comme une grille interagissant avec celle du distributeur. La première optimisation se fait par utilisation d'un programme incluant les calculs de couche limite et de décollement ; la deuxième optimisation s'obtient en corri-

geant les résultats précédents par l'influence des aubes directrices dans leurs positions prioritaires. On peut, par exemple, valoriser particulièrement les fortes charges ou bien la charge optimum.

Orientations du tracé

La figure 4 donne les caractéristiques essentielles du tracé d'un avant-distributeur moderne, à savoir :

- flasques parallèles permettant d'éliminer les efforts de flexion, donc de réduire les épaisseurs des profils
- profils taillés dans des tôles planes permettant de réduire les coûts. Sans entrer dans le détail, signalons que la forme du bord aval des avant-directrices doit être particulièrement étudiée si l'on veut éviter des vibrations induites par les sillages. Cet aspect est particulièrement important pour les machines de grande vitesse spécifique qui conduisent à des fréquences propres de profils relativement basses.

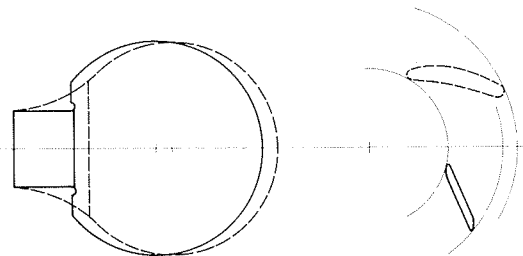


Figure 4 - Conceptions différentes pour l'avant-distributeur.

Distributeur

Position du problème

Les aubes directrices doivent fournir à la roue un moment cinétique donné, assurer le réglage de la charge, conduire à des efforts de manœuvre équilibrés, et résister aux efforts de flexion lors de la fermeture totale.

Difficultés

Il s'agit de trouver un compromis délicat entre les impératifs provenant d'une part de la résistance des matériaux, d'autre part du dimensionnement du servomoteur, enfin du rendement hydraulique interne et induit. Certains Cahiers des Charges imposent par ailleurs des signes déterminés pour les efforts de manœuvre, par exemple une tendance hydraulique à fermer sur toute ou partie de la course.

L'inertie nécessaire du profil est déterminée par le calcul en position fermée ; elle peut entraîner un handicap hydraulique certain lorsque l'on adopte une conception mécanique de la directrice sur deux paliers. Ce handicap tient, d'une part aux gradients de pressions importants régnant dans une grille à aubes épaisses, donc

à l'augmentation des pertes par couches limites et courants secondaires, d'autre part aux variations rapides d'efforts hydrauliques dans certaines zones de rotation des directrices.

Notre expérience permet de conclure que s'il est possible d'assurer de bons rendements avec des directrices de forte épaisseur, il est par contre très difficile de s'imposer en même temps une loi d'efforts de manœuvre. Selon les conséquences industrielles, il y aura donc un choix à faire.

Méthodes

Le calcul se fait en grille d'aubes, au moyen d'un programme qui inclut à la fois les répartitions de vitesses et de pressions, le développement des couches limites et leur décollement éventuel, les couples hydrauliques en fonction de l'angle de vannage. La figure 5 donne la comparaison des coefficients de pressions pour deux profils de forte épaisseur répondant aux mêmes impératifs mécaniques. Il apparaît bien que le profil 1 sera meilleur du point de vue du rendement ; en revanche, le profil 2 présentera une plus grande tendance à fermer qui peut constituer un atout.

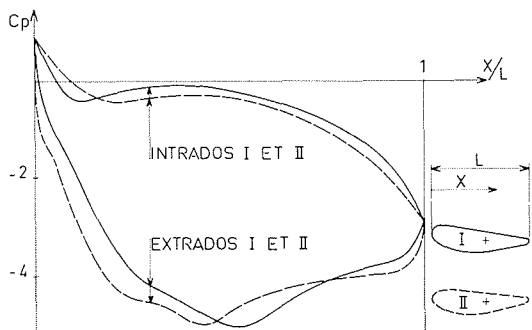


Figure 5 – Coefficients de pressions sur les directrices.

Orientations du tracé

Les orientations ne peuvent être systématisées car elles dépendent beaucoup des exigences du Cahier des Charges. Les formes de profils sont d'autant plus aisées à déterminer que la vitesse spécifique est faible car, dans ce cas, l'angle de vannage des directrices reste relativement faible.

Transformation de l'énergie dans le rotor

Le rôle du rotor consiste essentiellement à transformer l'énergie potentielle de l'eau en l'énergie mécanique transmise à l'arbre ou vice versa. La quantité d'énergie potentielle susceptible d'être transformée par unité de temps est déterminée au moyen de la formule d'Euler:

$$P = \eta_h \rho g Q H$$

$$= \eta_h \rho \omega Q (r_1 Cu_1 - r_2 Cu_2) \text{ (en turbine)}$$

où $r_1 Cu_1$ est le moment cinétique délivré par la grille distributeur

$r_2 Cu_2$ celui à la sortie roue

η_h le rendement hydraulique du rotor.

L'objectif de tout traceur de roue est d'obtenir un η_h le plus proche possible de l'unité, donc de trouver une évolution idéale du moment cinétique de la valeur $r_1 Cu_1$ à la valeur $r_2 Cu_2$. Ceci revient à rechercher, à travers la roue, un écoulement sans pertes singulières et sans frottements inutiles.

D'autres considérations doivent être greffées à ce problème de rendement : la cavitation à l'entrée et à la sortie, les fluctuations de pression à l'aval, la tenue en mécanique.

Le problème de résistance mécanique de l'aube rotor est traité par nos collègues dans l'article "Turbomachines hydrauliques—Essais industriels et méthodes de calcul": les résultats de ces calculs mécaniques peuvent nous conduire à un épaissement général ou local de l'aube.

À part les fluctuations de pression, l'étude des problèmes hydrauliques se fait au moyen de notre programme de calcul en quasitridimensionnel : le programme de calcul en grille à épaisseur variable qui nous fournit les valeurs de la vitesse de l'eau et par suite de la pression le long des profils situés dans les surfaces axisymétriques d'écoulement.

Pour nos tracés de roue, nous avons à analyser :

- l'allure des courbes de pression le long d'un profil de A à B (Fig. 6)

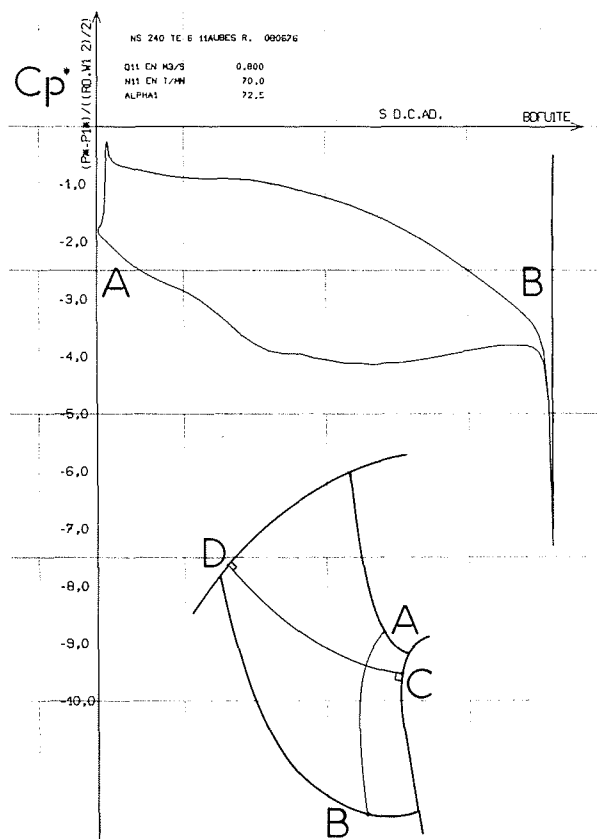


Figure 6 – Pression obtenue sur profil "AB".

— l'évolution de l'équilibre radial le long de quelques orthogonales aux lignes méridiennes d'écoulement, de C à D.

Cet examen se fait d'abord pour le point de fonctionnement optimum.

Pression le long d'un profil

L'allure générale d'une courbe de pression le long du profil est schématisée sur la figure 6.

En tenant compte des différences de comportement entre fluides parfait et réel, l'analyse des courbes de pression permet de concevoir un bon profil. Notre analyse est centrée sur 2 aspects principaux : l'évolution du couple hydraulique élémentaire et la cavitation.

Une courbe de pression du 1^{er} type (Fig. 7) avec un écart de pressions important à l'entrée de l'aube, montre que la charge hydraulique n'est pas judicieusement répartie sur le profil ; de plus, cette allure peut conduire à une déviation du débit vers d'autres turbines élémentaires.

Une courbe du 2^e type conduit évidemment à l'usage de cavitation à la sortie. Les résultats de calcul de pression peuvent être confrontés aux expériences industrielles de cavitation et fournir alors une base de prévision des usures.

Une courbe du 3^e type est relativement bonne sur le profil proprement dit, mais conduit à des discontinuités de vitesse à la sortie qui engendrent des vortex à l'aval de la roue. Hydrauliquement parlant, ces vortex dans le sillage de l'aube peuvent être complètement éliminés en réduisant l'épaisseur du bord de fuite. Cependant, cet amincissement est souvent limité par des impératifs mé-

caniques. Les mêmes critères sont valables pour les pompes. Toutefois, la forme du profil à l'entrée pompe doit aussi être particulièrement soignée à cause de la cavitation.

Equilibre radial le long des orthogonales aux lignes méridiennes de courant

L'analyse de l'équilibre radial du fluide est nécessaire en particulier lors du tracé des roues de grande vitesse spécifique. Il y aura équilibre radial pour un réseau donné de turbines élémentaires si la somme ϵ des projections sur une orthogonale de toutes les forces s'exerçant sur la particule fluide est nulle aussi bien côté intrados que côté extrados.

Un déséquilibre important et simultané sur les 2 faces conduit à un déport du débit vers la ceinture ou vers le plafond. Dans le cas où la tendance du déport s'exerce dans le sens ceinture-plafond, le couple moteur de l'eau se trouve donc réduit.

Un déséquilibre sur une seule face intrados ou extrados provoque des croisements de filets fluide intrados et extrados ; il peut générer des vortex et des courants secondaires entre les aubes, néfastes pour le rendement de la roue.

Les confrontations des résultats de calcul d'équilibre avec l'expérience sur plusieurs roues de même vitesse spécifique nous ont permis de prévoir et de prévenir l'influence de ces déséquilibres.

Écoulement dans le diffuseur

Position du problème

Le diffuseur ou aspirateur doit, d'une part assurer le meilleur rendement dans la transformation de l'énergie cinétique en énergie de pression, d'autre part conduire à un écoulement stable sur la plus grande plage possible de fonctionnement, que ce soit lorsque le débit varie ou lorsque la chute varie.

Rappelons que le rendement théorique de l'aspirateur se définit par :

$$\eta_{th} = \frac{h_2 - h_1}{\alpha_1 V_1^2 / 2g - \alpha_2 V_2^2 / 2g}$$

où h_1 et h_2 = pressions en hauteur d'eau à l'entrée et à la sortie de l'aspirateur

V_1 et V_2 = vitesses d'écoulement d'entrée et de sortie

α_1 et α_2 = coefficients d'énergie cinétique résultant de l'intégration des vitesses dans les sections d'entrée et de sortie.

Difficultés

Le rendement du diffuseur peut être amélioré en choisissant une loi de sections très progressivement crois-

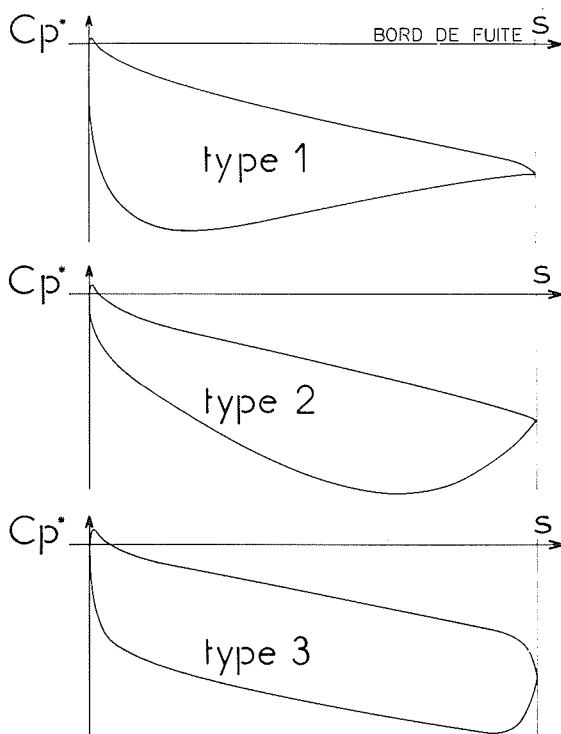


Figure 7 — Pressions sur les profils.

sante. Mais alors la longueur du diffuseur devient prohibitive, si l'on veut éviter d'autre part une perte cinétique importante à la sortie.

Par ailleurs, sur les turbines Francis, la présence du coude nécessite une attention particulière tant du point de vue du rendement que du point de vue de la stabilité.

Enfin, la largeur de la partie aval de l'aspirateur conditionne souvent l'entre-axe des groupes et restreint donc la liberté de choix du tracé.

Méthodes

L'écoulement dans l'aspirateur, à la fois divergent et tridimensionnel, se prête mal au calcul sauf à envisager des programmes de volume extrêmement importants. L'optimisation se fait donc très largement à partir des résultats expérimentaux sur modèles réduits. Notre société, depuis fort longtemps, a mis en place une procédure d'investigations des écoulements par sondages en différentes sections des diffuseurs qui permet aujourd'hui de prévoir l'influence des formes géométriques aussi bien que l'influence des caractéristiques de l'écoulement délivré par la roue. Pour l'essentiel, ces caractéristiques sont constituées par la répartition le long du rayon, de la vitesse axiale d'une part, de l'angle de rotation de cette vitesse d'autre part.

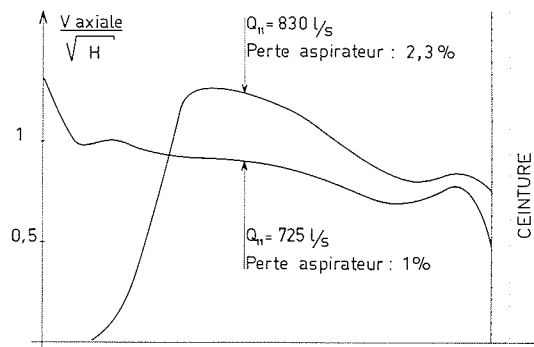


Figure 8 — Vitesses axiales en sortie de roue.

La figure 8 donne l'exemple de deux caractéristiques d'écoulement sous la roue correspondant au débit optimum et à un débit plus élevé et conduisant à des coefficients de pertes dans un même aspirateur très différents.

Orientations du tracé

Pour un encombrement déterminé en profondeur et longueur, les orientations du tracé se font sur les critères suivants :

- Optimisation du tracé de roue pour obtenir un écoulement d'entrée dans l'aspirateur présentant les meilleures caractéristiques. Schématiquement, la vitesse axiale doit être sensiblement constante le long du rayon et l'angle de rotation doit atteindre à la paroi du cône une valeur de l'ordre de 20° dépendant du type d'aspirateur considéré ;
- Angle du cône droit ne dépassant pas une valeur de l'ordre de 10° à 13° selon les vitesses spécifiques de la machine ;

- Loi de sections convergentes dans la partie aval du coude, qui permet, d'une part d'entrer dans la trompette avec un écoulement régularisé, d'autre part de diminuer les fluctuations de pressions liées aux instabilités de l'écoulement. Ces fluctuations peuvent être également réduites par une augmentation de la profondeur totale de l'aspirateur ;
- Recherche de surfaces simples et développables pour constituer les parois.

Tracé mathématique pour la définition géométrique des formes

Pour le tracé mathématique de la pale, plusieurs filières peuvent être suivies :

- Définition purement géométrique des 2 surfaces de la pale (type surface de Coons ou de Bézières).
- Méthode inverse donnant le profil correspondant à une loi de vitesse visée
- Génération mathématique des profils qui seront contrôlés par calcul grille.

Génération des profils

La 3^e filière a été adoptée car l'aube doit répondre simultanément aux contraintes hydrauliques (pression sur l'aube, ouverture roue...) et aux contraintes mécaniques (épaisseur, évolution de l'épaisseur au bord de fuite...).

Pour que les paramètres de définition du profil puissent être utilisés directement pour le tracé et pour le calcul grille, les profils sont générés dans le plan de la grille rectiligne que nous appelons aussi plan de la transformée conforme.

Chaque profil est généré par un polynôme donnant le squelette y_c sur lequel nous ajoutons de part et d'autre une épaisseur y_t donnée également par un polynôme. Les coefficients du polynôme donnant y_c sont déterminés à partir des conditions géométriques des angles au bord d'attaque et au bord de fuite, de la valeur et de la position de la cambrure maximale. De même, le polynôme y_t est obtenu à partir du rayon de courbure au bord d'attaque, de la valeur et de la position de l'épaisseur maximale, de l'épaisseur du bord de fuite, de la pente de la loi d'épaisseur au bord de fuite.

Le choix de toutes ces données, conduisant aux y_c et aux y_t , se fait en fonction des conditions de fonctionnement et est largement guidé par nos expériences dans la matière. Ces données peuvent être modifiées suite aux calculs de vérification (hydrodynamique et mécanique).

Arrangement des profils pour générer l'aube

Une des conditions d'obtention d'une bonne surface de l'aube est que chaque paramètre géométrique des profils soit continu en fonction de R_o .

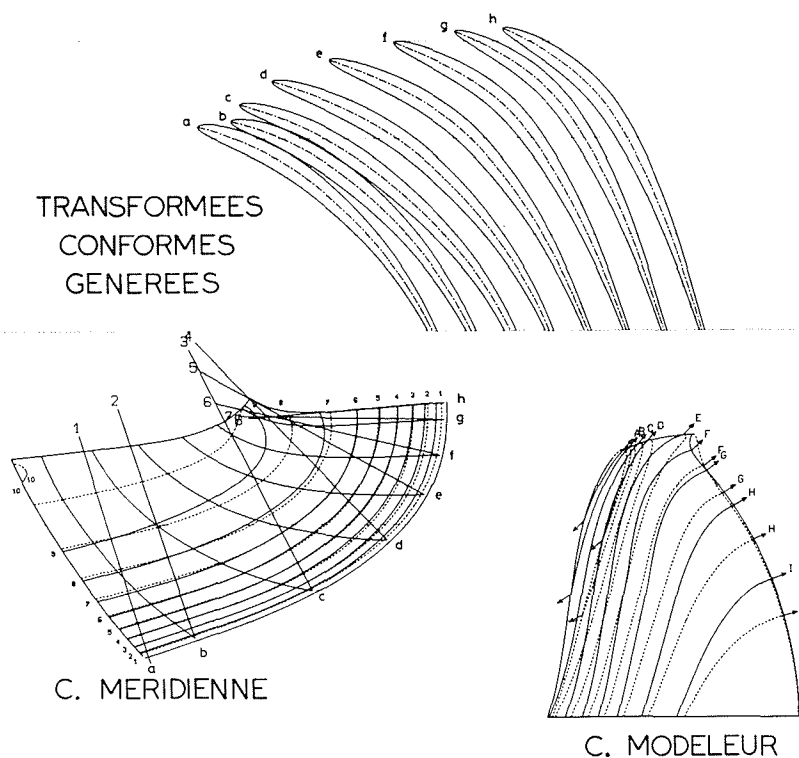


Figure 9 – Roue FN 25a (tracé automatique).

Chaque profil obtenu est calé dans la grille rectiligne pour satisfaire les conditions hydrauliques d'entrée et de sortie et d'ouverture roue. Le passage du plan de la transformée conforme à la surface axisymétrique de l'espace réel se fait point par point, au moyen de la transformation inverse $(TC)^{-1}$. Toutes ces opérations se font automatiquement dans notre programme de tracé et nous donnent les coordonnées R, ϕ, Z des différents points de l'aube.

Pour obtenir une roue répondant aux angles d'entrée et de sortie imposés et ayant une loi d'ouverture visée, il faut procéder par itérations successives.

Dessin des plans destinés au modelleur et à l'atelier

Le tracé de l'aube définitive est connu par les coordonnées R, θ, Z . Par le même programme, nous pouvons tracer les coupes en plan et les coupes méridiennes destinées au modelleur à l'échelle du modèle (Fig. 9).

Ces coordonnées R, θ, Z peuvent être sorties sous forme de cartes perforées. Un programme de tracé industriel nous sort tous les plans nécessaires à l'exécution et au contrôle de l'aube industrielle. En effet, en plus des coupes méridiennes, coniques et horizontales, nous pouvons avoir à l'échelle du prototype, les coupes particulières nécessaires pour la fabrication des aubes matricées, les gabarits pour le contrôle hydraulique de l'aube, le poids de l'aube, le centre de gravité, les inerties aux sections d'attache, etc.

Données hydrauliques destinées aux calculs mécaniques

Dans les conditions normales de fonctionnement, le calcul en grille d'aubes hélicocentrifuges est susceptible de restituer la carte des pressions sur une roue Francis ou une roue de turbine-pompe.

Ces pressions sont injectées à leur tour, comme conditions aux limites, dans un programme de résistance des matériaux utilisant la technique des éléments finis. Connaissant ainsi le champ des contraintes sur la roue, il est alors possible d'optimiser l'épaisseur des aubages. Notons au passage qu'il est également possible d'obtenir la distribution théorique des pressions à l'emballlement turbine pour lequel la vitesse relative de l'eau se trouve très tangentielle à la vitesse périphérique. Ce fait se traduit par un écart de pression considérable entre les deux faces de l'aubage dans la zone d'entrée. Toutefois, l'emballlement turbine est une région d'écoulement très perturbé et le modèle mathématique est en cours de perfectionnement.

Enfin, nous pouvons signaler que la systématisation des tracés sur ordinateur et le stockage sur bandes des coordonnées de la pale ont permis le développement de programmes annexes. C'est le cas, par exemple, du programme de calcul des efforts centrifuges, des efforts de pesanteur, et des moments d'inertie pour une roue à pales mobiles dont les axes font des angles quelconques avec l'axe du groupe.

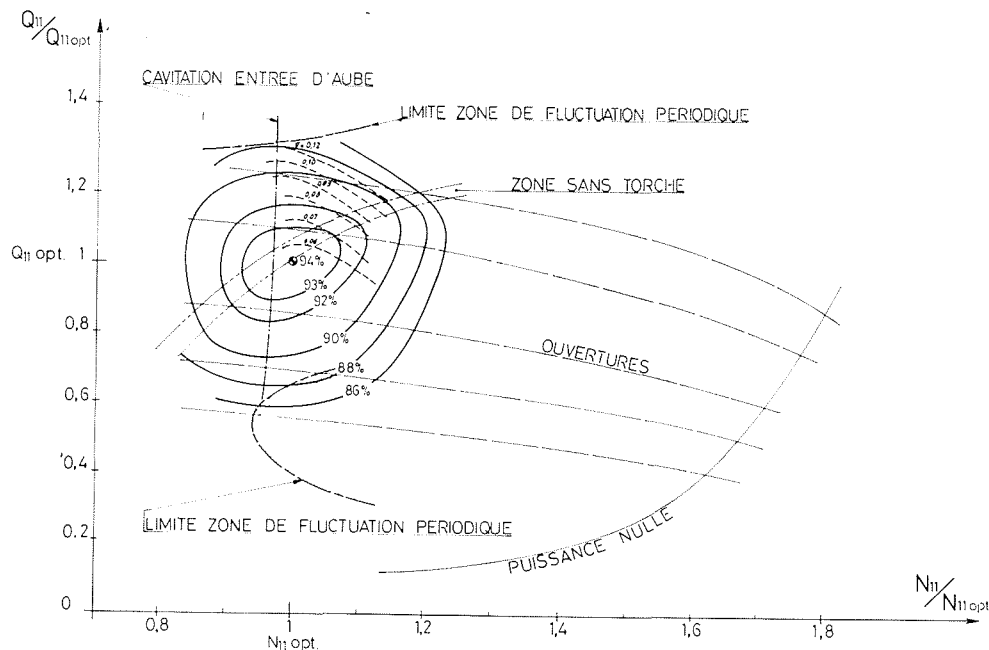


Figure 10 – Colline caractéristique ns 200.

Niveaux des performances actuelles sur modèle réduit

En utilisant systématiquement nos moyens de calcul, en apportant grâce à l'expérimentation les corrections de deuxième ordre, il est possible aujourd'hui de dépasser 93 % de rendement optimum sur une large bande de vitesses spécifiques. Pour les meilleures vitesses spécifiques de l'ordre de 200 à 240 tr/mn, on peut atteindre 94 %.

La figure 10 donne l'exemple d'une caractéristique de turbine atteignant 94 % sur modèle réduit.

Ce modèle, de vitesse spécifique 205, a été essayé aussi

bien sur les stands de Neyrpic que dans un laboratoire universitaire neutre dans le cadre des essais contractuels d'une commande de turbines canadiennes.

Ce niveau de rendement élevé peut s'interpréter de la manière suivante :

- 2,3 % de pertes dans l'ensemble volute-distributeur
- 0,7 % de pertes dans l'aspirateur
- 1,0 % de pertes dans les labyrinthes
- 2,0 % de pertes dans la roue.

Pour améliorer encore ce niveau de rendement, nous mettons au point un programme calculant l'écoulement dans la roue en incluant cette fois l'aspect tridimensionnel.

Discussion

Président : M. H. de MAUBLANC

M. le Président remercie M. EREMEEF pour sa communication de haute technicité ; il en a retenu les progrès considérables réalisés dans le domaine du tracé et des rendements des turbomachines grâce aux nombreuses recherches effectuées et aux possibilités de calcul offertes par les ordinateurs modernes. Il ouvre ensuite la discussion en posant la question suivante :

A la suite des efforts poursuivis par les divers Constructeurs, quel est l'ordre de grandeur des rendements maxima obtenus ? Ces maxima sont-ils du même ordre chez les constructeurs français et chez leurs collègues étrangers ?

Sur modèle réduit, répond M. EREMEEF, on obtient maintenant 90 % pour le rendement maximum tant en pompe qu'en turbine ; dans les prochaines années on peut penser atteindre 91 %. Au cœur de la "colline" si la machine est bien étudiée, les rendements sont à peu près les mêmes pour ces deux types de fonctionnement. Le chiffre de 90 % correspond aux vitesses spécifiques n_s les plus favorables ; pour des n_s de 30 ou de 100, on devra se contenter de 89 %.

A quelle valeur du rendement de la machine réelle correspond cette valeur mesurée sur modèle, compte tenu des effets

d'échelle (formules de transposition du genre de celle de M. HUTTON, par exemple), demande M. REMENIERAS ?

A la deuxième question de M. le Président, M. MISSON répond en ces termes :

Nos collègues scandinaves, suisses, allemands, canadiens, travaillent sur les mêmes problèmes que les nôtres. Chacun apporte quelque chose ; les uns trouvent pour un n_s déterminé un rendement meilleur que le voisin. A l'occasion des comparaisons faites par des laboratoires indépendants – anglais par exemple –

sur les turbines proposées pour l'aménagement hydroélectrique de la baie de James, nous avons constaté que nos rendements sont à 4/10 de point près les mêmes que ceux réalisés par nos collègues étrangers.

Il est très difficile de répondre à la question posée par M. REMENIERAS concernant la transposition à la machine réelle des valeurs de rendement mesurées sur modèle ; ces rendements sont devenus si élevés que leur vérification sur la machine réelle se heurte aux limites de possibilités de mesures précises (en particulier des débits).

Abstract

Design methods for hydraulic turbomachines

There are three basic conditions for modern hydraulic turbomachine design : 1) higher output, 2) more compact dimensions and lower cost, and 3) better performance.

To meet these requirements, designers must be thoroughly familiar with modern theory and the application of detail corrections established by experimental model research, and thus be able to optimise both hydraulic and economic features of turbomachine components.

Stay vane, guide vane and runner blading designs are optimised by consideration of quasi three-dimensional blading grid theory, starting out from irrotational flow conditions over an axisymmetric surface and flow continuity conditions in the elementary turbine (Fig. 1).

In applying these calculated results (for an ideal fluid) the designer must rely on experimental data. The final design must

meet all hydraulic, mechanical stress and (sometimes) economic requirements.

The same applies to the volute, design of which is based on both experimental and theoretical calculation data. Optimisation of the diffuser on the other hand is based exclusively on experimental model data (exploratory flow measurement).

Component geometry, especially of rotor bladings, is determined by mathematical design procedure, whereby both hydraulic and mechanical conditions can be taken into account in establishing an optimal design, and which ensures very much earlier availability of manufacturing drawings of the bladings.

A brief summary of present-day turbomachine performance data in this report adds substance to Authors' calculation and test data, which they are applying in their current design procedure.