SOCIÉTÉ HYDROTECHNIQUE DE FRANCE

Comité technique — Session n° 127 — Paris — 20 et 21 mars 1985

FONCTIONNEMENT DES TURBOMACHINES A DÉBIT PARTIEL

Investigations expérimentales sur le canal de retour d'une turbine-pompe pour différents points de fonctionnement

*Experimental investigations on the return
channel of a pump-turbine
for various operating points*

A. El Marjani
EMI, Rabat, Maroc
détaché à l'ECL, Ecully

G. Bois
METRAFLU

Une étude expérimentale des caractéristiques de l'écoulement à l'entrée et à la sortie d'un canal de retour d'une turbine-pompe à deux étages centrifuges identiques est présentée, pour le cas du fonctionnement en pompe et pour 3 points de fonctionnement ($0,8 Q_{mn}$, Q_{mn} et $1,13 Q_{mn}$).

L'accent est mis sur les moyens mis en œuvre ainsi que sur les difficultés expérimentales rencontrées pour caractériser l'écoulement délivré par le rouet et le canal de retour. Une première phase d'analyse est également présentée sur la base des caractéristiques globales et locales par rapport à celles du point de fonctionnement nominal en pompe.

An experimental study of the flow characteristics on the inlet and outlet of the return line of a pump turbine with two identical centrifugal stages is described for pumping mode and for three operating points ($0.8 Q_{mn}$, Q_{mn} and $1.13 Q_{mn}$).

The means implemented and the experimental difficulties encountered in characterizing the impeller discharge flow and the return line are discussed. An initial analysis phase is also described on the basis of the general and local characteristics with respect to those of the nominal operating point in pumping mode.

Investigations expérimentales sur le canal de retour d'une turbine-pompe pour différents points de fonctionnement

LISTE DES SYMBOLES

A	Section de sondage (m ²)
b	Largeur du canal (m)
C _p	Coefficient de variation de pression statique : $C_p = \Delta P_s / \frac{1}{2} \rho V_2^2$
C.R.	Canal de retour
D	Diamètre
D _{max}	Diamètre extérieur maximum (m)
ℓ	Voir figure 1.
ℓ	Distance méridienne (m)
n	Numéro du plan de sondage : ① à ⑥
P	Pression (Pa)
Q _m	Débit masse (kg/s)
R	Rayon (m)
Re	Nombre de Reynolds : $U_2 D_2 / \nu$
R.M.	Roue mobile
S	Section équivalente d'écoulement dans le plan interaube, $(2\pi R \sin \alpha) / Z$
T	Température (°K)
U	Vitesse linéaire de rotation (m/s) : $U = \omega R$
V	Vitesse absolue (m/s)
W	Vitesse relative (m/s)
x	Position linéaire du point de mesure (m)
Z	Nombres d'aubes
α	Angle absolu de l'écoulement par rapport à la direction tangentielle (°)
α'	Angle absolu de la tangente au squelette de l'aube par rapport à la direction tangentielle (°)
β	Angle relatif de l'écoulement par rapport à la direction tangentielle (°)
β'	Angle relatif de la tangente au squelette de l'aube par rapport à la direction tangentielle (°)
θ	Position azimutale de sondage : (1) à (8)
φ	Coefficient de débit : $\varphi = V_{m2} / U_2$
ψ'	Coefficient d'énergie : $\psi' = V_{u2} / U_2$

ψ_t	Coefficient de pression d'arrêt : $\psi_t = (P_t - P_0) / \rho_0 U_2^2$
ψ_s	Coefficient de pression statique : $\psi_s = (P_s - P_0) / \rho_0 U_2^2$
μ	Coefficient de glissement : $\mu = \psi' / \psi'_\infty$
ν	Viscosité cinématique (m ² .s ⁻¹)
η	Rendement : $\eta = \psi_t / \psi'$
ρ	Masse volumique (kg/m ³)
Σ	Coefficient de perte : $\Sigma = \Delta P_t / \frac{1}{2} \rho V_2^2$
ω	Vitesse angulaire de rotation (rd.s ⁻¹)

INDICES

0	Conditions de références
1	Entrée rouet
2	Sortie rouet
id	Idéal
m	Méridien
moy	Moyenne arithmétique
n	Nominal
Réf.	Référence
s	Conditions statiques
t	Conditions d'arrêt
u	Tangentiel
$\bar{y}$	Valeur moyenne de y suivant l'azimut θ
$\hat{y}$	Valeur moyenne de y suivant la largeur b
$\bar{y}$	Valeur moyenne globale de y
z	Débitant
∞	Conditions pour un nombre infini d'aubes

I. INTRODUCTION

La configuration classique des turbines-pompes multiétagées peut être représentée par le schéma figure 1.

Chaque étage est constitué par des éléments fixes et mobiles dont les caractéristiques géométriques découlent d'une optimisation qui tend à prendre en compte, le mieux possible, les performances de chacun d'entre eux. Parmi ceux-ci, le rôle particulier du canal de retour (CR) consiste, pour un fonctionnement en pompe, à transformer l'énergie cinétique du fluide et à éliminer la composante tangentielle de la vitesse à l'entrée de l'étage suivant.

Dans ce type de canal, l'écoulement est fortement tridimensionnel. Il est difficile, à l'heure actuelle, de prédire ses caractéristiques par des approches numériques. Ceci limite, en particulier, les tentatives d'améliorations qui s'appuieraient uniquement sur des aspects théoriques, références /1/ et /2/.

C'est donc sur cet élément que nous avons décidé de porter notre effort, car il est le siège de phénomènes dissipatifs importants que le concepteur doit tenter d'analyser surtout pour le cas du fonctionnement en pompe.

II. OBJECTIFS

En dehors des travaux publiés sur les canaux de retour de compresseurs de "process", références /3/, /4/, /5/, dont le coude en "U" est généralement lisse, les machines réversibles n'ont fait l'objet, jusqu'à présent, que de très peu d'études expérimentales détaillées. On y souligne l'importance des effets tridimensionnels de l'écoulement qui peuvent pénaliser les performances globales de la machine. A titre d'exemple, les résultats que présentent les références /6/, /7/, /8/, mettent en évidence la nécessité d'effectuer des mesures locales détaillées et précises à différentes positions dans le canal de retour.

Certaines analyses expérimentales ont été effectuées sur certaines parties comme le coude en "U", référence /9/ ; mais les résultats obtenus ne donnent que des indications restreintes car les conditions d'essais ne sont pas réalistes.

Il s'agit donc de mettre en place un moyen d'essai permettant d'atteindre les objectifs suivants :

- a) Conditions d'essais les plus proches possibles de la réalité.
- b) Accessibilité des zones de mesures et rapidité d'acquisition des informations.
- c) Obtention de mesures locales les plus complètes possibles afin de caractériser chaque élément de l'étage en assurant la cohérence de celles-ci.
- d) Mettre en évidence les critères importants qui régissent le comportement de l'écoulement, en particulier dans le canal de retour.
- e) Disposer d'informations sur l'écoulement pour des analyses ultérieures à l'aide de méthodes de calcul.

Pour le présent article, nous allons mettre l'accent sur les techniques d'expérimentations utilisées et sur les difficultés rencontrées au cours des essais. On présente également les résultats issus d'une première phase d'analyse des caractéristiques locales et globales pour trois points du fonctionnement en pompe en se limitant à deux plans d'explorations.

III. PRESENTATION DU MODELE

Le modèle d'essai utilisé est une version modifiée d'un modèle de turbine-pompe de la société NEYRPI. Une coupe méridienne de celui-ci est présentée schématiquement sur la figure 1. Les deux rouets, identiques, sont séparés par un canal de retour à aubage continu. Ce canal de retour est réalisé en deux parties indépendantes. La partie extérieure est solidaire du bâti de l'ensemble. La partie intérieure, sur laquelle sont fixées les aubes du canal de retour, est montée libre en rotation. Ceci permet d'effectuer les explorations azimutales sans déplacer les sondes d'exploration qui peuvent être placées dans les différents plans de sondage ① à ⑥.

FIG 1 : Schéma méridien du canal de retour de Turbine-Pompe avec les plans de sondage.

- 1 Entrée R.M.1 - Sondage suivant R.
- 2 Sortie R.M.1 et entrée C.R. - Sondage suivant x et θ .
- 3 Début du coude en "U" - Sondage suivant x et θ .
- 4 Sommet du coude en "U" - Sondage suivant x et θ .
- 5 Sortie C.R. et entrée R.M.2 - Sondage suivant x et θ .
- 6 Sortie R.M.2. - Sondage suivant x .

La conception de l'ensemble ne permet qu'un fonctionnement avec l'air ; les raisons de ce choix sont les suivantes :

- a) Adaptation plus aisée pour effectuer d'éventuelles mesures complémentaires ou envisager d'autres configurations géométriques.
- b) Equipement de faible puissance (de l'ordre de 3,5 kw).
- c) Sollicitations mécaniques réduites pour les sondes dont les dimensions peuvent être réduites.
- d) Problèmes de fuite moins critiques.

Les essais sont effectués pour trois points de fonctionnement (0,80 - 1,00 - 1,13 Qmn). Le rapport de vitesse de rotation $U_2 / \sqrt{T_0}$ étant maintenu constant au cours des essais. Les caractéristiques géométriques et aérodynamiques sont brièvement énumérées ci-dessous :

$$D_{\max}/D_2 = 1,54$$

$$b_2/D_2 = 0,1025$$

$$\beta'_2 = 25^\circ$$

$$\alpha'_2 = 20^\circ$$

$$U_2 / \sqrt{T_0} = 4,46$$

$$Q_{mn} = 0,485 \text{ kg.s}^{-1}$$

$$\eta_1 = 1,04$$

$$Re = 3.10^6$$

FIG 2 : Banc d'essais du modèle Turbine-Pompe

- a : chariot porte sonde
- b : moteur d'entraînement
- c : tube VENTURI
- d : vanne de réglage de débit

Le montage complet du modèle est présenté figure 2.

IV. CHOIX ET ADAPTATION DE L'INSTRUMENTATION

Afin d'atteindre les objectifs fixés, l'instrumentation suivante a été retenue.

IV.1. PRESSIONS STATIQUES PARIETALES

- a) En sortie du rouet n° 1, une série de 8 prises de pression statique pariétale, placées sur le couvercle, permet de vérifier la périodicité de l'écoulement dans le diffuseur lisse. Pour le rouet n° 2, les prises de pression statique sont placées sur le moyeu.
- b) Le canal de retour comporte un secteur démontable (figure 3) équipé de 312 prises de pression statique. Elles sont réparties sur 13 stations notées de a à m englobant 24 lignes de courant fictives. Cinq lignes sont aménagées sur les 2 faces de l'aube du canal de retour (figure 4a) et sur 7 lignes dans la direction tangentielle sur le couvercle et le moyeu du canal (figure 4b). Cette technique permet de connaître les gradients de pression dans une section, et d'obtenir l'évolution moyenne de la pression statique le long du canal de retour.

FIG 3 : Logement du secteur équipé

- a : enveloppe extérieure du C.R (fixe)
- b : aube du C.R (libre en rotation)
- c : R.M.1

FIG 4 : 4a - Répartition des prises par iétales de pression statique sur les aubes du C.R.

4b - Positions azimutales et répartition des prises par iétales à l'entrée du diffuseur du C.R.

IV.2. SONDES D'EXPLORATION

Différentes sondes directionnelles sont utilisées pour obtenir les caractéristiques locales dans les plans ① à ⑥. En général, l'utilisation des sondes est rendue délicate dans les machines centrifuges de par les dimensions réduites des largeurs d'exploration, références /10/, /11/, /12/ ; la littérature dans ce domaine passe sous silence les difficultés expérimentales rencontrées dans ce genre de pompe en particulier. On a ainsi tendance à rejeter les informations recueillies par ce type de sondes, car les recoupements et la cohérence des résultats sont, a priori, non satisfaisants. On préfère, alors, obtenir le travail échangé entre la machine et le fluide par l'intermédiaire d'une mesure globale du couple, mais il est alors difficile de dissocier le travail de chacun des rouets.

Nous avons donc tenté de détecter en sortie du rouet n° 1 l'influence respective de 4 sondes de dimensions différentes, deux de type "crochet", et les deux autres de type "cylindrique". Chaque type de sonde est introduit dans le même bossage pour comparer leurs résultats dans les zones de recouvrement de sondage et s'approcher au mieux des zones pariétales. La notation adoptée pour les sondes est la suivante :

Sonde C8 : type "crochet" ; diamètre de la hampe 8 mm ; 5 tubes.

Sonde C2 : type "crochet" ; diamètre de la hampe 2 mm ; 5 tubes.

Sonde D3 : type "cylindrique" ; diamètre de la hampe 3 mm ; 3 tubes.

Sonde D1 : type "cylindrique" ; diamètre de la hampe 1 mm ; 3 tubes.

IV.2.1. Comparaisons des résultats obtenus par les différentes sondes

A titre d'exemple, le plan de sondage ② a été choisi pour cette comparaison. Les courbes présentées figures 5a et 5b montrent, respectivement, l'influence de la dimension des sondes sur le coefficient de pression d'arrêt ψ_t et l'angle absolu α .

FIG 5 : 5a - Comparaison des pressions d'arrêt des 4 sondes.

5b - Comparaison des angles absolus des 4 sondes.

Les écarts sont assez notables en ce qui concerne l'évolution des angles. En particulier, celui donné par la sonde C8 est important et ne correspond pas à une erreur de calage initial. Il est donc nécessaire d'utiliser des sondes de dimension très réduites malgré les inconvénients d'utilisation qu'elles occasionnent ; le choix d'un modèle d'essai à l'air rendant ainsi plus acceptables les contraintes que l'on s'impose.

IV.2.2. Influence du point de fonctionnement

Ce choix étant fait, nous avons analysé les résultats obtenus par l'une d'entre elles pour différents points de fonctionnement dans une zone, a priori, non influencée par la présence des aubes du diffuseur. On présente, figure 6, l'évolution des vitesses méridiennes le long de la largeur du canal pour 4 débits différents. Le niveau moyen des vitesses méridiennes obtenues

FIG 6 : Vitesses méridiennes obtenues par la sonde C2 à $\theta = 5$.

+ $\hat{\varphi} = 0,086$ - $\times \hat{\varphi} = 0,104$
 $\diamond \hat{\varphi} = 0,118$ - $\square \hat{\varphi} = 0,135$

aux faibles débits est plus élevé qu'aux forts débits. Ce qui est, bien entendu, un résultat tout à fait incohérent. On peut mettre en cause l'information de la pression statique de cette sonde. En règle générale, on préfère utiliser une évolution linéaire entre les pressions statiques pariétales dans ce genre de géométries. Cependant, les différences ainsi obtenues ne permettent pas de retrouver le débit mesuré par le tube de Venturi monté sur le modèle ou obtenu par une exploration dans le plan 1. Il restait donc à contrôler le niveau d'éventuelles distorsions en sortie du rouet.

V. PRESENTATION ET ANALYSE DES RESULTATS

Compte tenu des remarques précédentes, le choix des sondes s'est porté sur les configurations C2 et D1. Les mesures ont été effectuées pour 3 débits différents en fonction de la position (x) le long de la largeur (b) du canal et pour 7 positions azimutales (θ), (figure 4b), dans les plans de sondage n° (2) et (5). La position azimutale (8) est identique à la position notée (1). On peut ainsi obtenir localement la pression d'arrêt, le module et la direction de la vitesse.

Ces informations sont moyennées suivant les deux directions de sondage avec une pondération suivant la composante débitante de la vitesse. Trois types de valeurs moyennes sont ainsi obtenus :

- a) Moyennes suivant la largeur.
- b) Moyennes suivant l'azimut.

c) Moyennes globales :
- du coefficient de débit

$$\hat{\varphi} = \frac{1}{S} \int_S \varphi ds$$

- du coefficient de pression d'arrêt

$$\hat{\varphi}_t = \frac{\int_S \rho \varphi_t V_z ds}{\int_S \rho V_z ds}$$

- du coefficient d'énergie

$$\hat{\varphi}' = \frac{\int_S \rho \varphi' V_z ds}{\int_S \rho V_z ds}$$

- de l'angle absolu.

$$\hat{\alpha} = \text{Arctg}(\hat{\varphi} / \hat{\varphi}')$$

Pour des raisons de commodités, nous présentons les résultats dans l'ordre suivant :

- 1-Dans le plan (2)
 - a) Caractéristiques globales
 - b) Caractéristiques moyennées suivant la largeur
 - c) Caractéristiques moyennées suivant l'azimut
 - d) Caractéristiques locales sous forme d'isovaleurs.

Remarque : C'est en réalité, par une analyse des sondages en azimut que l'on a pu obtenir correctement les valeurs globales. On reviendra sur ces aspects lors de l'interprétation des résultats du point b.

- 2 - Dans le canal de retour.
- 3 - Dans le plan (5)
 - a) Caractéristiques locales de pression d'arrêt
 - b) Caractéristiques locales en fonction de la largeur pour une position azimutale caractéristique.

V.1. RESULTATS EN SORTIE DU ROUET

a) Caractéristiques globales du rouet n° 1.

La pression totale et l'énergie théorique sont représentées en fonction du débit sur la figure 7. Les courbes sont étendues au-delà des 3 points de fonctionnement précités par une correction des résultats de mesures effectuées en milieu de veine. La courbe des rendements, figure 8, indique que le point nominal est très voisin du point de fonctionnement pour $\hat{\varphi} = 0,104$.

Les angles relatifs et absolus sont représentés sur la figure 9.

FIG 7 : Variation de $\hat{\psi}'$ ($\blacktriangle$) et $\hat{\psi}_t$ ($\blacksquare$) de R.M.1 en fonction de $\hat{\varphi}$.

FIG 9 : Angles absolu $\hat{\alpha}$ ($\square$) et relatif $\hat{\beta}$ ($\triangle$) à la sortie de R.M.1 en fonction de $\hat{\varphi}$. ($\blacksquare$: α et $\blacktriangle$: β obtenus sur le diagramme de STEPANOFF).

FIG 8 : Rendement de R.M.1 en fonction de $\hat{\varphi}$.

FIG 10 : Coefficient de glissement de R.M.1 en fonction de $\hat{\varphi}$. ($\blacksquare$ obtenu sur le diagramme de STEPANOFF)

Enfin, l'évolution du glissement en fonction du débit est indiquée par la courbe de la figure 10. Le glissement au point nominal est comparé avec les résultats de calcul à partir de différentes formules empiriques existant dans la littérature. Le plus faible écart, qui est de l'ordre de 3,5 %, est obtenu avec la formule de PFLEIDERER.

Au point nominal, on a procédé à une comparaison avec les résultats obtenus à l'aide du diagramme de STEPANOFF. Les résultats ainsi obtenus, figure 11, sont dans la gamme des pompes qui ont fait l'objet de cette analyse par des moyens plus globaux.

b) Caractéristiques moyennées suivant la largeur.

Les figures 12 à 15 présentent, pour les 3 débits, les évolutions moyennes des caractéristiques de l'écoulement en fonction de l'azimut. On y décèle une distorsion très importante qui s'accroît particulièrement pour le débit le plus faible. On comprend ainsi qu'un sondage local en position azimutale (5) par exemple (voir figure 4b) peut donner des résultats complètement inversés sur le débit si l'on considère un écoulement axisymétrique. Sur la figure 15b qui montre l'évolution de la vitesse méridienne pour le plus petit

débit (0,80 Q_{mn}), on remarque que le dépouillement doit prendre en compte les pentes locales pour calculer correctement le débit et donc nécessite un lissage approprié des courbes. L'écart

obtenu est représenté par les niveaux des valeurs moyennes sur la figure 15b suivant deux modes d'interpolation.

On retrouve, figure 16, la distorsion créée par des aubages du diffuseur du canal de retour sur l'évolution des pressions statiques pariétales au couvercle.

FIG 11 : Diagramme de STEPANOFF de R.M.1.
Pour $\hat{\varphi} = 0,104$: $\alpha_2 = 10^{\circ}30'$
 $\alpha'_2 = 7^{\circ}$
 $\beta_2 = 13^{\circ}30'$
 $\beta'_2 = 25^{\circ}$

FIG 13 : Variation de $\overline{\alpha}$ dans le plan (2) en fonction de θ (Voir légende FIG 12).

FIG 12 : Variation de $\overline{\psi}_t$ dans le plan (2) en fonction de θ .
($\diamond$: $\hat{\varphi} = 0,086$, $\square$: $0,104$, et Δ : $0,118$)

FIG 14 : Variation de $\overline{\psi}'$ dans le plan (2) en fonction de θ .
(Voir légende FIG 12).

c) Caractéristiques moyennées suivant l'azimut.

Ces dernières sont présentées figures 17 à 20. Celles-ci seront, a priori, plus utilisables pour une analyse détaillée des paramètres locaux. Pour l'instant, on remarquera la modification de la distribution de la pression d'arrêt pour 80 % du débit nominal notamment côté couvercle.

On présente figure 20 le niveau moyen des vitesses méridiennes, voir également figure 15a. Les débits ainsi calculés correspondent à ceux obtenus par le tube de Venturi avec une erreur relative inférieure à 2 %.

FIG 15 a : Variation de $\bar{\varphi}$ dans le plan (2) en fonction de θ avec les niveaux donnés par le tube de VENTURI.
(Voir légende FIG 12).
($\diamond$: $\bar{\varphi} = 0,086$, $\square$: $\bar{\varphi} = 0,104$,
 $\triangle$: $\bar{\varphi} = 0,118$)

FIG 15 b : Variation de $\bar{\varphi}$ dans le plan (2) en fonction de θ ($\bar{\varphi} = 0,086$).
-----: première interpolation
-----: deuxième interpolation

FIG 16 : Evolution des pressions statiques pariétales sur le couvercle en fonction de θ .
(même légende FIG 12).

d) Caractéristiques locales

Nous avons choisi de présenter, figures 21 (a-b-c), les isovaleurs de la pression statique locales pour les trois débits choisis. Les distorsions remarquées sur la figure 16 sont ici nettement plus visibles surtout aux faibles débits et dans la zone du couvercle. A grand débit, les pressions statiques ne dépendent que de l'azimut.

FIG 17 : Variation de ψ_t dans le plan (2) en fonction de x .
 $x = 0$: moyen - $x = 100$: Couvercle
($\diamond$: $\bar{\varphi} = 0,086$, $\square$: $\bar{\varphi} = 0,104$,
 $\triangle$: $\bar{\varphi} = 0,118$).

c) Caractéristiques moyennées suivant l'azimut.

Ces dernières sont présentées figures 17 à 20. Celles-ci seront, a priori, plus utilisables pour une analyse détaillée des paramètres locaux. Pour l'instant, on remarquera la modification de la distribution de la pression d'arrêt pour 80 % du débit nominal notamment côté couvercle.

On présente figure 20 le niveau moyen des vitesses méridiennes, voir également figure 15a. Les débits ainsi calculés correspondent à ceux obtenus par le tube de Venturi avec une erreur relative inférieure à 2 %.

FIG 15 a : Variation de $\bar{\varphi}$ dans le plan (2) en fonction de θ avec les niveaux donnés par le tube de VENTURI. (Voir légende FIG 12).
($\diamond$: $\hat{\varphi} = 0,086$, $\square$: $\hat{\varphi} = 0,104$, $\triangle$: $\hat{\varphi} = 0,118$)

FIG 15 b : Variation de $\bar{\varphi}$ dans le plan (2) en fonction de θ ($\hat{\varphi} = 0,086$).
-----: première interpolation
-.-.-: deuxième interpolation

FIG 16 : Evolution des pressions statiques pariétales sur le couvercle en fonction de θ .
(même légende FIG 12).

d) Caractéristiques locales

Nous avons choisi de présenter, figures 21 (a-b-c), les isovaleurs de la pression statique locales pour les trois débits choisis. Les distorsions remarquées sur la figure 16 sont ici nettement plus visibles surtout aux faibles débits et dans la zone du couvercle. A grand débit, les pressions statiques ne dépendent que de l'azimut.

FIG 17 : Variation de $\hat{\varphi}_t$ dans le plan (2) en fonction de x .
 $x = 0$: moyen - $x = 100$: Couvercle
($\diamond$: $\hat{\varphi} = 0,086$, $\square$: $\hat{\varphi} = 0,104$, $\triangle$: $\hat{\varphi} = 0,118$).

FIG 18 : Variation de $\hat{\alpha}$ dans le plan (2) en fonction de x .
(voir légende FIG 17)

FIG 20 : Variation de $\hat{\phi}$ dans le plan (2) en fonction de x avec les niveaux moyens donnés par le tube de VENTURI.
(Voir légende FIG 17)
(♦: $\hat{\phi} = 0,086$, ■: 0,104, ▲: 0,118)

FIG 19 : Variation de $\hat{\psi}$ dans le plan (2) en fonction de x .
(voir légende FIG 17)

V.2. RESULTATS OBTENUS DANS LA CANAL DE RETOUR

A partir des indications fournies par les pressions statiques pariétales qui équipent un secteur entier du canal de retour, nous présentons figures 22 (a-b-c) l'évolution du coefficient de pression statique le long de la ligne méridienne centrale. On peut déjà remarquer :

a) Il existe une différence importante de la pression statique entre la face concave et la face convexe près du bord d'attaque du canal de retour. Cette différence est maximale pour le débit $Q_m = 0,8 Q_{mn}$. Elle s'annule pour un débit $Q_m = 1,8 Q_{mn}$.

b) Pour les 3 débits, l'augmentation de pression statique maximale que réalise le canal de retour est accomplie sur environ 30 % de la longueur méridienne moyenne soit au niveau de la section (e) figure 4a.

c) Bien entendu, cette évolution dépend à la fois des évolutions des pertes de pression d'arrêt pour chacune des configurations d'écoulement en amont du canal de retour et de l'évolution géométrique du canal de retour lui-même dont nous présentons l'évolution de la loi de section, figure 23. Ainsi, nous avons comparé, figure 24, la différence entre les coefficients de variation de pressions statiques suivants :

$$\lambda = \frac{P_{sid} - P_{s\text{ moy}}}{\frac{1}{2} \rho V_2^2}$$

P_{sid} est la pression statique obtenue avec les hypothèses d'un fluide idéal et d'un angle d'écoulement (α_{id}) égal à celui de la ligne moyenne de cambrure dans le plan interaube.

FIG 21 : Isobares de pression statique données par les sondes C2 et D1 dans le plan (2).

21a - $\hat{\varphi} = 0,086$
 21b - " = 0,104
 21c - " = 0,118

FIG 22 : Evolutions des pressions statiques pariétales le long du canal de retour.

□ couvercle 22a - $\hat{\varphi} = 0,086$
 △ moyen 22b - " = 0,104
 + concave 22c - " = 0,118
 ◇ convexe

FIG 23 : Evolution de la surface équivalente d'écoulement le long du C.R. (SREF : Surface de référence à l'entrée du canal).

FIG 24 : Evolutions du coefficient λ le long du C.R.
(◇: $\hat{\varphi} = 0,086$; □: $0,104$; △: $0,118$)

La comparaison des courbes conduit à deux résultats importants. Le premier met en évidence l'effet d'incidence à l'entrée du canal par apparition de pics d'autant plus accentués que le débit est faible. Le deuxième concerne les zones après le diffuseur, et correspond à un effet d'équilibre entre les pertes caractérisées par le terme ζ et les distorsions sur les vitesses tangentielles.

En effet, on peut décomposer le coefficient λ selon la relation suivante :

$$\lambda = \zeta + \left(\frac{V_u}{V_2}\right)^2 - \left(\frac{S_2}{S}\right)^2 \cos^2 \alpha_{id}$$

La dissociation de ces effets et la compréhension du comportement local de l'écoulement dans le canal ne peuvent être réalisées que par les sondages locaux comme ceux dans les plans (3) et (4), qui ne sont pas encore disponibles. Seules, les informations sur le comportement global sont à présent obtenus par les sondages effectués dans le plan (5).

V.3. RESULTATS EN SORTIE DU CANAL DE RETOUR

a) Caractéristiques locales de pression d'arrêt.

A titre d'exemple, nous présentons figure 25 les isovalues de ψ_t au débit nominal. Les zones de sillage derrière les aubes sont déformées dans le sens de rotation et affectent une grande partie de la surface de sondage. Il apparaît que l'azimut (4) est le moins perturbé. Celui-ci a été choisi pour illustrer les autres caractéristiques locales de l'écoulement pour les 3 débits.

b) Caractéristiques locales en fonction de la hauteur.

Pour la position azimutale (4), les figures 26 à 30 représentant respectivement les évolutions des coefficients de pression d'arrêt, de pression statique, de vitesse méridienne, de vitesse tangentielle, et de l'angle absolu. La répartition des vitesses méridiennes montre figure 28 que la part du débit au niveau du couvercle est plus importante lorsque celui-ci augmente. Cela s'accompagne dans la même zone d'une diminution de la vitesse tangentielle. Ceci découle de la variation des angles présentée sur la figure 30. L'écoulement présente sur 40 % de la hauteur une prérotation de l'écoulement au moyeu et une contrerotation sur l'autre partie de la hauteur. On peut constater également que le plus grand niveau de distorsions correspond au débit nominal, ce qui confirme les répartitions du coefficient λ (figure 24) analysées dans le paragraphe précédent.

FIG 25 : Isovalues de ψ_t dans le plan (5) pour $\hat{\varphi} = 0,104$

FIG 26 : Evolutions de ψ_t dans le plan (5) à $\theta = 4$.
($\diamond$: $\hat{\varphi} = 0,086$, $\square$: $0,104$, $\triangle$: $0,118$)

FIG 28 : Evolutions de la vitesse méridienne dans le plan (5) à $\theta = 4$.
(Voir légende FIG 26).

FIG 27 : Evolutions de ψ_s dans le plan (5) à $\theta = 4$.
(Voir légende FIG 26)

FIG 29 : Evolutions de la vitesse tangentielle dans le plan (5) à $\theta = 4$.
(Voir légende FIG 26).

Enfin, la figure 31 montre les caractéristiques globales du canal de retour pour les 3 débits considérés. La courbe du coefficient de perte du C.R. admet un minimum pour $\hat{\varphi} = 0,100$, ce qui correspond également au rendement optimum du rouet. On peut donc considérer que l'adaptation rouet et canal de retour est correcte du point de vue rendement. Cependant, compte-tenu du grand niveau de distorsions, le fonctionnement du rouet n° 2 peut être affecté.

FIG 30 : Evolutions de l'angle de l'écoulement dans (5) à $\theta = 4$.
(Voir légende FIG 26).

FIG 31 : Caractéristiques globales du canal de retour.

(■ : C_{pid} - ● : C_p - ▲ : ϵ).

VI. CONCLUSIONS

Un certain nombre de résultats partiels a été obtenu concernant les caractéristiques locales d'un étage de turbine-pompe essayé à l'air.

Des attentions particulières ont été prises relativement à la cohérence et à la précision des mesures obtenues par des sondes dont les dimensions ont été réduites le plus possible.

Nous avons constaté que pour ce type de machine, il était nécessaire de prendre en compte dès la sortie du rouet n° 1 les distorsions périodiques liées à la présence des aubes du canal de retour.

Les résultats actuels doivent être complétés pour les 3 débits par les sondages prévus dans les sections intermédiaires du canal de retour.

Les résultats expérimentaux devront faire ultérieurement l'objet d'une analyse théorique complète.

En effet, il nous semble indispensable de coupler les deux approches pour améliorer au stade de conception les critères géométriques et aérodynamiques.

VII. REMERCIEMENTS

Les auteurs remercient la Société NEYRPI pour sa participation technique à la réalisation du modèle, et le Ministère de la Recherche et de la Technologie pour son aide financière.

BIBLIOGRAPHIE

/1/ - GUIDO BORCIANI, ORESTE CERAVOLA, BRUNO LAZZARO

" Diffuser-Conveyors of reversible multi-stage Pump Turbine "

IAHR Symp. on Design and Operation of fluid machinery Fort Collins, June 1978.

/2/ - P. HUVET, R. PHILIBERT

" Problèmes posés par les canaux de retour aubés des Turbines-Pompes multi-étages "

A.I.M., 1981.

/3/ - W. FISTER, G. ZAHN, J. TASCHÉ

" Theoretical and Experimental investigations about vaneless Return channels of multi-stage flow Turbomachines "

A.S.M.E. 82.GT.209.

/4/ - E. BENVENUTI

" Aerodynamic development of stages for industrial centrifugal compressors "

A.S.M.E. 78.GT.5.

/5/ - GAYLORD O. ELLIS

" Grossover Systems between the stages of centrifugal compressors "

A.S.M.E., Ser. D, 82-1 (1960), p. 155.

/6/ - A.T. SULAIMAN, S. GAHIN

" Flow through the return channel of a multi-stage centrifugal pump "

Proc. of 5th conf. on fluid machinery. Budapest (1975), p. 1121.

/7/ - G. VENTRONE, A. MIRANDOLA

" Flow configurations in diffuser-conveyor passages of a reversible multi-stage Pump Turbine "

Applied Mechanics, Bioengineering and Fluids Engineering conference, HOUSTON, TEXAS, June 20-22, 1983.

/8/ - H. SIMON, E. ROTHSTEIN

" On the development of return passages of multi-stage centrifugal compressors "

Applied Mechanics, Bioengineering and Fluids Engineering conference, HOUSTON, TEXAS, June 20-22, 1983.

/9/ - S. AKAIKE, T. TOYOKURA

"Flow interstage return bend of centrifugal Turbomachinery "

Proceedings of the 5th conference on fluid machinery, Budapest, Vol. 1, 1979, PP. 11-20.

/10/ - G. BOIS, K.D. PAPAILLOU, J.M. DUCHEMIN, A. VOUEILLARMET

" Analyse expérimentale de l'écoulement dans un étage de machine centrifuge "

AGARD Conference Proceedings N° 282.

/11/ - S.H. CHUE

" Pressure Probes for Fluid Measurement "

Progress in Aeronautical science, Vol. 17, 1975, pp. 147-223.

/12/ - A.L. TREASTER, A.M. YOCUM

" The calibration and application of Five-Hole Probes "

Proceeding of the 24th International Instrumentation Symposium, Inst. Soc. of America (ISA), Albuquerque, May 1978.

Discussion

Président : M. S. BOUDIGUES

Monsieur le Président remercie Messieurs BOIS et MARJANI qui ont réalisé un travail absolument remarquable. Néanmoins, il pose une question de représentativité de ces essais vis-à-vis d'un fluide qui est assez différent.

Sur la demande de Monsieur BOIS, Monsieur PHILIBERT précise que les performances globales de sortie de canal de retour sont très comparables avec des essais à l'eau.

M. LEFEVRE. — Les prises de pressions pariétales ne semblaient pas perpendiculaires à l'écoulement. Les pressions statiques l'étaient-elles bien ?

M. BOIS. — Il est certain que les pressions pariétales étaient normales aux parois. Ensuite, la comparaison des pressions statiques obtenues par les sondes a montré que :

- 1) elles recourent les pressions statiques pariétales, à la condition qu'elles ne soient pas de très petite dimension;
- 2) elle donne un gradient de pression statique qui est pratiquement nul entre les deux. Ce fait est confirmé par la sonde

crochet qui donne la possibilité d'avoir un autre angle. L'important est de savoir comment le champ de pression est perturbé.

M. CAIGNAERT. — En ce qui concerne les sondages à l'arrière de la roue, la non-permanence de l'écoulement est-elle importante ? A-t-on des renseignements sur les moyennes qu'effectue la sonde ?

M. BLOIS. — J'ai pris ce que donnait la sonde.

La combinaison de l'emploi d'un laser et d'un capteur de pression instationnaire pourrait donner d'autres renseignements intéressants.

Pour l'instant, le seul moyen de recoupement possible est de ne pas avoir de rendements supérieurs à 1.

M. DESCLAUX. — L'entrefer roue/diffuseur étant très réduit, considérez-vous que l'écoulement sortie roue est comparable à l'écoulement entrée diffuseur ?

M. BOIS. — Oui hors des couches limites.