

# Écoulement dans une turbine Kaplan : comparaison entre calcul théorique, mesures de vitesse et observations de cavitation

## *Flow field analysis in a Kaplan turbine : comparison between theoretical calculations, velocity measurements and cavitation observations*

O. Ceravola, M. Ubaldi, P. Zunino

A. Satta

Hydroart, Milan

« Istituto di Macchine »  
de l'Université de Gênes

### 1. Introduction

Dans ce mémoire on analyse les résultats de l'étude théorique expérimentale de l'écoulement effectuée dans cinq points de fonctionnement d'un modèle Kaplan avec roue à cinq aubes et vitesse spécifique au rendement maximal  $n_{q\Lambda} \cong 140$ . Ce type de modèle a été adopté pour une installation au Brésil, où quatre turbines avec roue d'un diamètre de 8.5 m vont fournir une puissance unitaire nominale de 82 MW sous des chutes qui varient de 14,9 à 22,3 m et doivent être à même de fonctionner, au début, sous une chute minimale qui atteint 7,1 m. Les cinq points de fonctionnement dans lesquels on a analysé l'écoulement sont indiqués en figure 1 sur le diagramme des rendements en colline du modèle Kaplan. Les trois points A, B et C appartiennent à l'hélice avec l'ouverture de la roue pour laquelle on obtient approximativement le rendement maximal du modèle Kaplan et les points D et E à l'hélice qui correspond à peu près à la puissance maximale que le prototype doit fournir.

### 2. Analyse expérimentale de l'écoulement

Les répartitions de vitesse et de pression dans les zones sans aubage ont été obtenues au moyen de

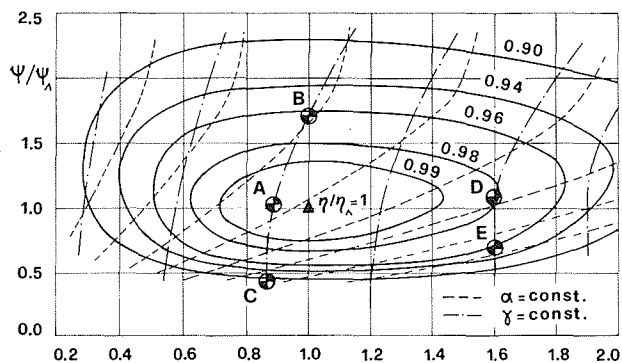


Figure 1 – Diagramme en colline des rendements du modèle Kaplan.

mesures effectuées avec des sondes bidirectionnelles dans les sections 1, 2, 3 en amont de la roue et dans la section 4 en aval, comme indiqué sur la figure 2 qui montre la section méridienne du modèle.

Quelques indications des répartitions de pression statique sur les aubes ont été obtenues par des observations de l'écoulement à l'intérieur de la roue, observations effectuées avec éclairage stroboscopique à différentes valeurs du coefficient de cavitation.

### 3. Analyse théorique

Dans chacun des cinq points de fonctionnement susnommés on a effectué un calcul de l'écoulement de l'entrée du distributeur jusqu'en aval de la roue. Les hypothèses de calcul admises sont : fluide non-visqueux, mouvement permanent axialsymétrique à l'extérieur de la roue et quasitridimensionnel dans les canaux tournants de la roue.

Le champ de mouvement a été obtenu, suivant la méthodologie classique de Wu [1], en superposant aux résultats d'un calcul méridien de l'écoulement ceux des calculs bidimensionnels effectués sur quatre surfaces

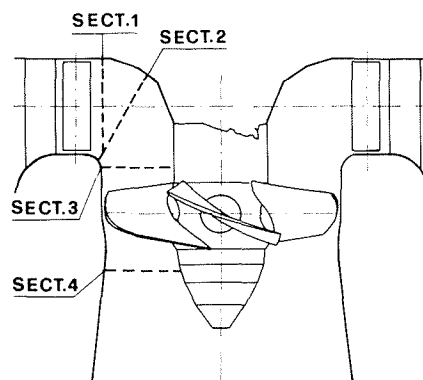


Figure 2 – Section méridienne du modèle Kaplan et position des sections de mesure

d'écoulement axialsymétriques entre les aubes à l'intérieur de la roue.

La surface  $S_2$  sur laquelle on a effectué le calcul méridien coïncide, à l'intérieur du distributeur, avec la surface moyenne de l'aube directrice ayant un angle de sortie modifié par rapport à l'angle géométrique au moyen d'une corrélation obtenue sur la base de résultats expérimentaux. Au contraire, à l'intérieur de la roue, la surface  $S_2$  coïncide avec la surface moyenne de l'écoulement obtenue par des calculs préliminaires aube-à-aube effectués sur des surfaces cylindriques.

Le calcul méridien a été effectué par un programme basé sur la technique des lignes de projection fixes [2].

Ces lignes, qui peuvent avoir une forme arbitraire, ont été supposées coïncidentes avec les lignes  $\theta = \text{const.}$  dans les zones avec aubage : cela permet de simplifier l'équation du gradient de vitesse et facilite la préparation des données concernant la description géométrique de la surface  $S_2$  [3].

Les calculs aube-à-aube ont été effectués par un programme basé sur la théorie des équations intégrales [4], extension au cas d'écoulement rotationnel axial-radial de la méthode de Martensen [5]. Comme condition à la sortie de l'aubage, on a utilisé la condition de Wilkinson [6], qui impose des vitesses égales sur le bord de sortie de l'aube.

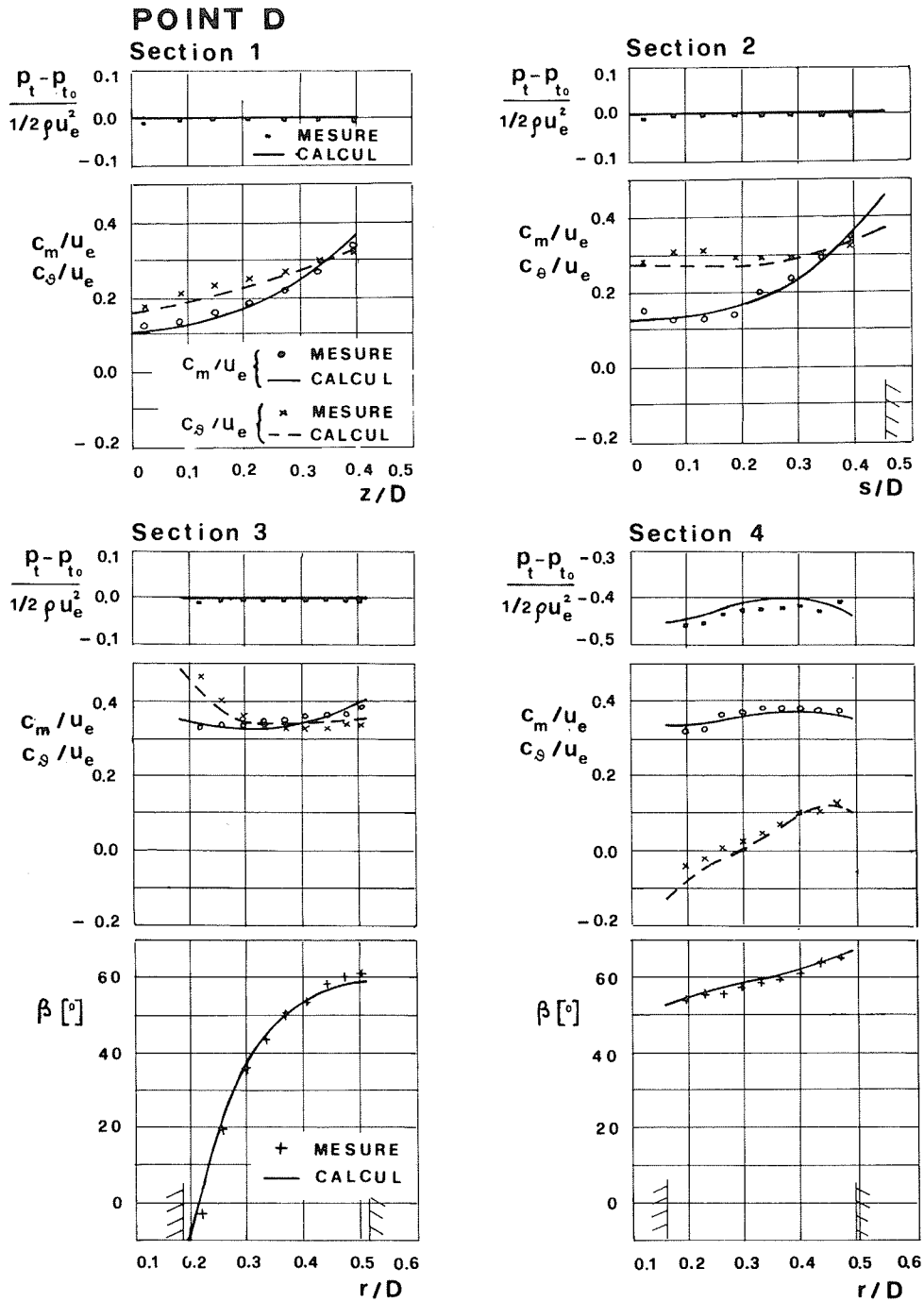


Figure 3 – Point de fonctionnement D : comparaison entre résultats expérimentaux et théoriques dans les sections de mesure

#### 4. Distribution de vitesse et pression dans les zones sans aubage

##### Comparaison entre mesures de vitesse et résultats des calculs

Les évolutions des vitesses méridiennes et tangentiels et celles des pressions totales dans le canal méridien mesurées et calculées théoriquement dans les cinq points de fonctionnement examinés ont été comparées en détail.

En amont de la roue (sections 1, 2, 3) les différences entre les mesures et les calculs ne sont pas supérieures à 10 % en ce qui concerne les valeurs des vitesses méridiennes et tangentiels. Pour le calcul des distributions de pression et de vitesse à l'intérieur de la roue, les différences sont aussi significatives entre les angles  $\beta$ , formés par la vitesse relative avec le plan méridien, dans la section de mesure 3 plus proche des aubes : ces différences ne sont jamais supérieures à  $6^\circ$  au moyeu et à  $2^\circ$  à la périphérie.

En aval de la roue, les différences entre les vitesses méridiennes calculées et celles mesurées ne sont pas supérieures à 6 %, au contraire les différences en pour-cent entre les vitesses tangentiels sont peu significatives, puisque celles-ci sont près de zéro. Les déviations entre les angles théoriques et les angles expérimentaux de l'écoulement atteignent tout au plus  $2^\circ$  en confirmant la validité de la condition de Wilkinson appliquée dans les calculs aube-à-aube pour la détermination de l'angle de sortie de l'écoulement relatif de la roue. Les résultats des calculs et des mesures dans les cinq points de fonctionnement examinés ont été présentés dans la version originale de ce mémoire.

En figure 3 on a indiqué, en tant qu'exemple, les résultats concernant le point de fonctionnement D. A ce point, dans la section 3, en amont de la roue, la

différence maximale des vitesses méridiennes est de 5 %, celle des vitesses tangentiels de 7 % et la différence maximale des angles  $\beta$  est de  $6^\circ$  au moyeu et de  $1.5^\circ$  au manteau. Pour mieux comprendre ce que signifient ces différences, on a effectué sur une ligne de courant théorique près du moyeu et sur une ligne près du manteau, outre les calculs aube-à-aube avec les vitesses en amont calculées théoriquement, des calculs avec les vitesses mesurées. Les résultats de ces calculs sont indiqués sur la figure 4.

Dans le calcul effectué sur la ligne de courant près du moyeu ( $f_c = 0.15$ ), avec la vitesse expérimentale, le point de stagnation, situé sur l'intrados, se déplace vers la sortie de l'aube et la charge de pression au bord d'entrée augmente en accord avec l'incidence positive plus élevée de l'écoulement sur l'aube (à peu près  $4^\circ$ ) ; il y a en outre une diminution de la valeur du coefficient de pression statique due à l'augmentation de la vitesse absolue mesurée en amont de la roue.

Sur la ligne de courant près du manteau ( $f_c = 0.85$ ), avec la vitesse expérimentale, la charge de pression au bord d'entrée décroît en accord avec l'incidence positive inférieure de l'écoulement sur l'aube (à peu près  $1.5^\circ$ ) et les valeurs du coefficient de pression statique augmentent en accord avec la valeur inférieure de la vitesse absolue mesurée en amont de la roue.

Au point D, on a comparé, en outre, les puissances effectives calculées en utilisant les vitesses mesurées et celles obtenues du calcul théorique dans les sections 3 et 4, suivant la relation :

$$P_{\text{eff}} = 2 \pi \rho \left[ \int_{r_{i3}}^{r_{e3}} c_{a3} c_{\theta 3} u_3 r_3 dr_3 - \int_{r_{i4}}^{r_{e4}} c_{a4} c_{\theta 4} u_4 r_4 dr_4 \right]$$

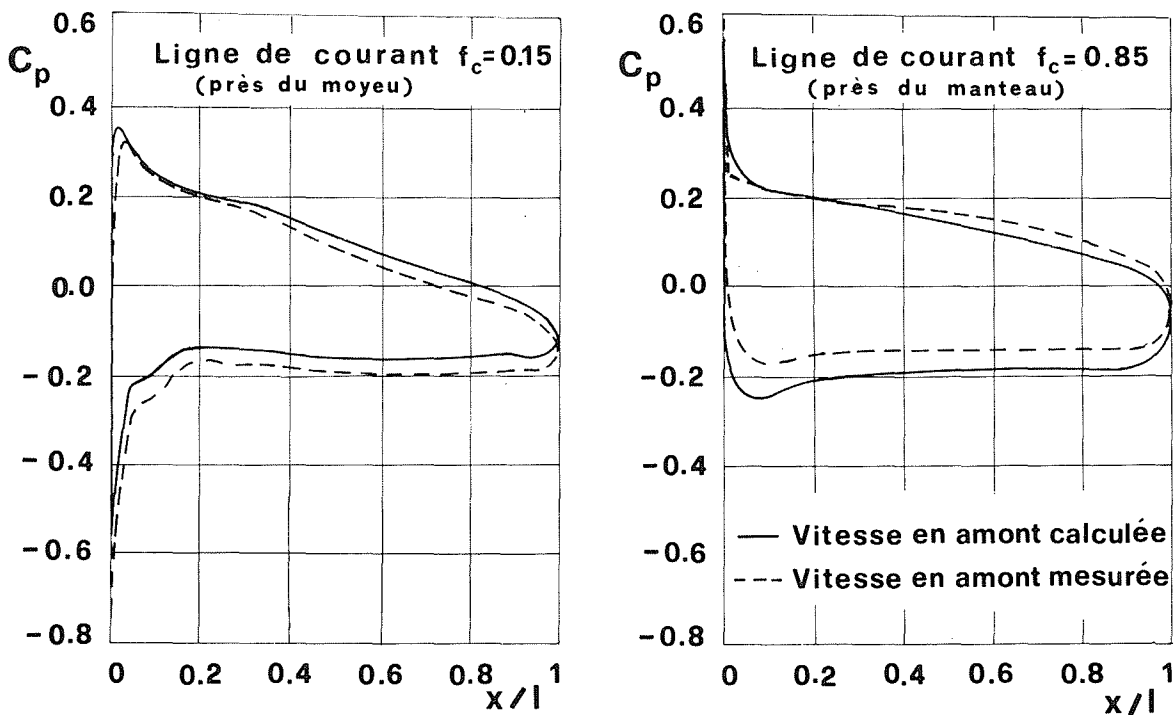


Figure 4 – Comparisons des résultats des calculs aube-à-aube effectués avec vitesses théoriques et expérimentales en amont.

La différence entre les deux puissances est de :

$$(P_{\text{eff CALCUL}} - P_{\text{eff MESURE}}) / P_{\text{eff MESURE}} = 3,3 \%$$

*Considérations sur les répartitions des vitesses tangentielles et celles des pressions totales en aval de la roue*

En optimisant les profils des aubes, on a pu minimiser la somme des pertes par chocs et des pertes à la décharge avec une bonne distribution des vitesses tangentielles en aval sur une large zone du diagramme en colline à des valeurs moyennes-basses du coefficient de chute  $\psi$ . En effet, comme on le voit sur la figure 5, aux points de fonctionnement A, C, D, E, l'absence presque totale de composantes tangentielles de vitesse près du moyeu empêche l'amorçage du phénomène de torche et les composantes tangentielles positives de vitesse près du manteau favorisent l'évolution de l'écoulement dans le coude d'aspiration. Au contraire, au point B, à des

valeurs élevées de  $\psi$ , la distribution de la vitesse en aval donne lieu, avec des composantes négatives élevées de la vitesse tangentielle près du moyeu, à un début de torche dans le coude d'aspiration, phénomène visualisé aux basses valeurs du coefficient de cavitation.

Il faut remarquer que les composantes tangentielles en aval, calculées près du moyeu, ne se vérifient pas car, dans le calcul, l'aube est prolongée artificiellement jusqu'au moyeu, tandis qu'en réalité il y a toujours quelques millimètres de jeu entre aube et moyeu.

En ce qui concerne les pressions totales en aval de la roue, les mesures et les calculs indiquent des répartitions régulières. Les chutes de pression totale, comme indiqué sur la figure 6, sont pratiquement constantes le long du rayon aux points A, B et C et croissent vers le moyeu aux points D et E : ces écarts dans la répartition peuvent être imputés au gradient radial du moment angulaire aval, en raison des différentes ouvertures de la roue. La valeur absolue de la chute de pression totale calculée

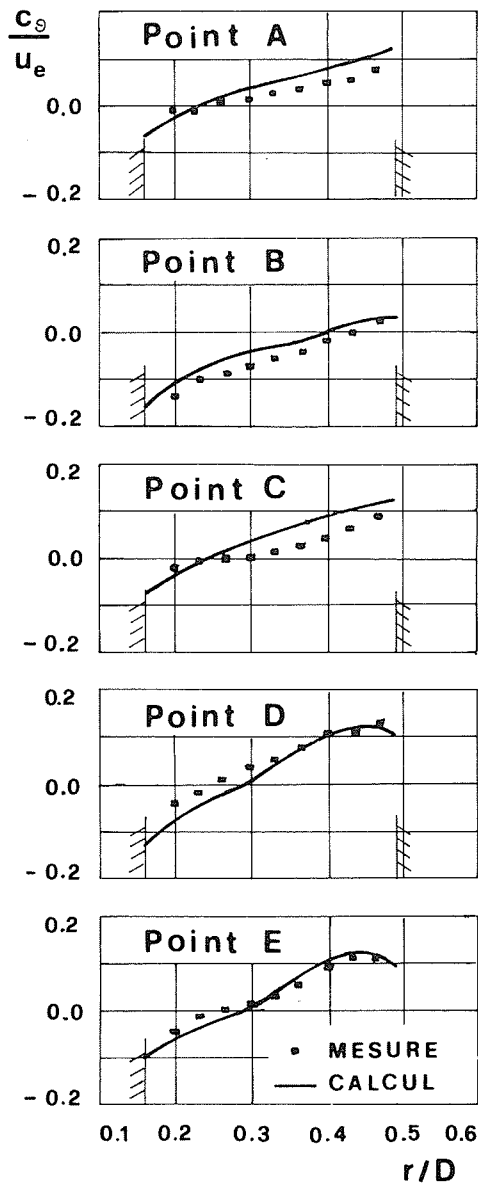


Figure 5 – Répartitions des vitesses tangentielles dans la section 4 en aval de la roue

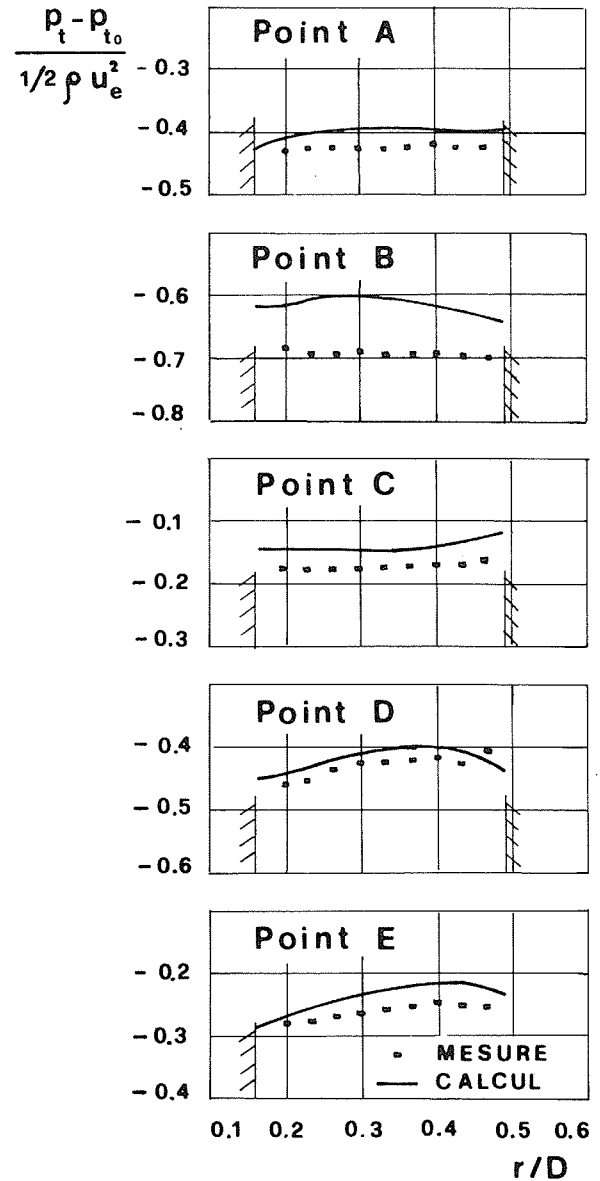


Figure 6 – Répartitions des pressions totales dans la section 4 en aval de la roue

théoriquement est toujours inférieure à celle mesurée, car pour celle-ci, à la puissance spécifique transmise aux différents profils des aubes, on somme les pertes dans l'adduction, la distribution et la roue.

## 5. Distributions de pression sur les aubes de la roue

Les pressions statiques sur les aubes ont été exprimées au moyen du coefficient de pression statique  $C_p$ , défini comme suit :

$$C_p = \frac{p - (p_a - h_s \rho g)}{(\rho u_e^2 / 2)}$$

Quand la pression  $p$  sur les aubes atteint la tension de vapeur  $p_v$ , on a :

$$C_p = \frac{p_v - (p_a - h_s \rho g)}{\rho u_e^2 / 2} = - \frac{\text{NPSH}}{u_e^2 / 2g} = - \sigma_u$$

Pour une valeur déterminée de  $\sigma_u$ , la zone des aubes où  $C_p \leq -\sigma_u$  a des pressions  $p \leq p_v$ . Ainsi, si nous indiquons sur la vue frontale de l'aube la distribution du coefficient de pression statique  $C_p$  (voir fig. 7, 8, 9, 10 et 11), on peut visualiser immédiatement, pour une valeur déterminée de  $\sigma_u$ , la zone théoriquement prévue où la pression est inférieure à la tension de vapeur et donc le lieu possible de cavitation. Il faut toutefois remarquer qu'on ne peut pas déduire l'extension de la zone cavitée de la distribution de pression théorique puisqu'en présence de cavitation on a une redistribution des pressions

sur l'aube qu'on peut analyser théoriquement seulement par des méthodes de calcul pour écoulements cavitants.

On va maintenant comparer brièvement les distributions de pression calculées théoriquement avec les observations de cavitation effectuées sur modèle.

### Point de fonctionnement A

La distribution pratiquement uniforme des pressions sur l'extrados de l'aube est confirmée par l'absence de cavitation jusqu'à des valeurs de  $\sigma_u$  inférieures à 0.15 (voir photo en fig. 7). Au contraire une zone de cavitation située sur le bord d'entrée à la périphérie de l'aube a été visualisée pendant les essais de cavitation avec  $\sigma_u = 0.1$  : cela confirme la diminution de pression calculée théoriquement à la périphérie de la roue. Il faut remarquer en outre que la distribution presque uniforme des pressions en l'absence de forts gradients positifs sur l'extrados de l'aube, outre à être favorable au bon comportement de la roue à la cavitation, engendre un développement limité de la couche limite et le gradient négatif de pression sur l'intrados de l'aube donne lieu à de basses pertes de profil en favorisant un développement laminaire de la couche limite.

### Point de fonctionnement B

Au point de fonctionnement B, à des valeurs élevées de  $\psi$ , les fortes crêtes de dépression à l'entrée de l'aube sur l'extrados, dues à l'incidence positive de l'écoulement sur l'aube, sont la cause de la cavitation à l'entrée observée à  $\sigma_u = 0.37$  (voir fig. 8). On a observé deux types différents de cavitation au bord d'entrée de l'aube : une cavitation attachée à l'aube, localisée à la périphérie extérieure et une cavitation qui, amorcée sur le bord d'entrée près du moyeu, se détache ensuite de l'aube en donnant lieu à un sillage tourbillonneux. Ces deux types de cavitation semblent liés à la valeur du gradient positif de pression qui, lorsqu'elle est très élevée (voir fig. 12  $f_c = 0.15$ , près du moyeu), cause le détachement tourbillonneux des bulles de cavitation de l'aube et, lorsqu'elle est moins élevée (voir fig. 12  $f_c = 0.85$ , près du manteau), crée une bulle de séparation cavitante attachée à l'aube.

En effet le gradient de pression de l'écoulement extérieur influence fortement l'évolution de la couche limite, de laquelle semble dépendre l'origine de l'un ou de l'autre des deux types de cavitation appelés "fixed type" et "burst type" [7].

### Point de fonctionnement C

Le calcul prévoit au point de fonctionnement C, pour de basses valeurs du coefficient de chute  $\psi$ , une inversion de la charge de pression sur le bord d'entrée de l'aube, avec coefficient de pression positive sur l'extrados et négative sur l'intrados (voir fig. 9), en accord avec l'incidence négative de l'écoulement sur l'aube. Cette inversion est confirmée par les fuites d'eau de l'extrados vers l'intrados entre aubes et manteau que l'on voit à  $\sigma_u = 0.14$  et la présence de tourbillons qui proviennent du bord d'entrée de l'aube sur l'intrados, peu visibles en photo, mais visibles à l'observation directe, est l'indice de la cavitation sur l'intrados de l'aube.

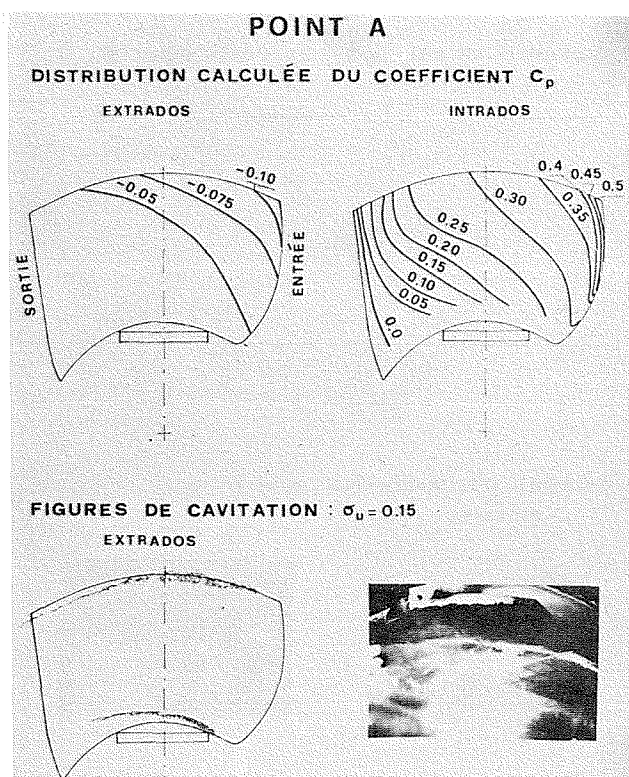


Figure 7 - Point A : comparaison entre la distribution de pression calculée théoriquement et les observations de cavitation.

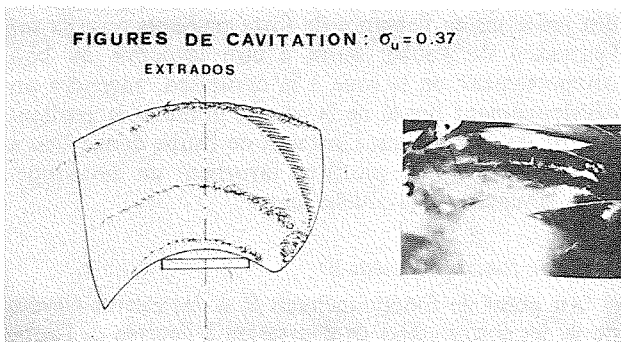
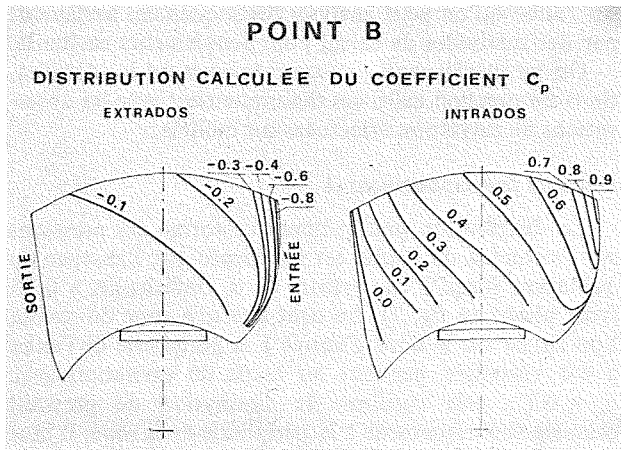


Figure 8 – Point B : comparaison entre la distribution de pression calculée théoriquement et les observations de cavitation

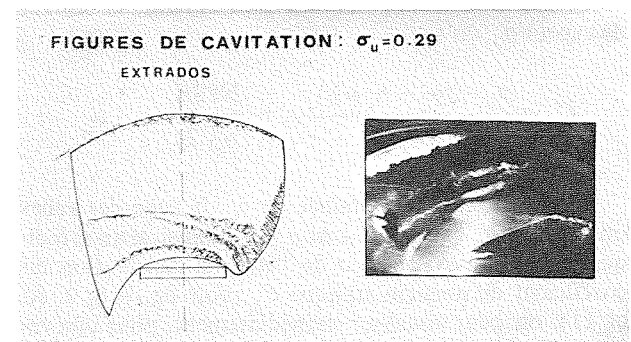
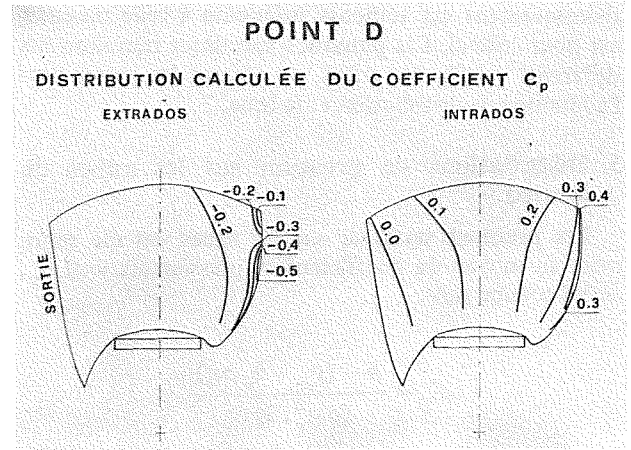


Figure 10 – Point D : comparaison entre la distribution de pression calculée théoriquement et les observations de cavitation

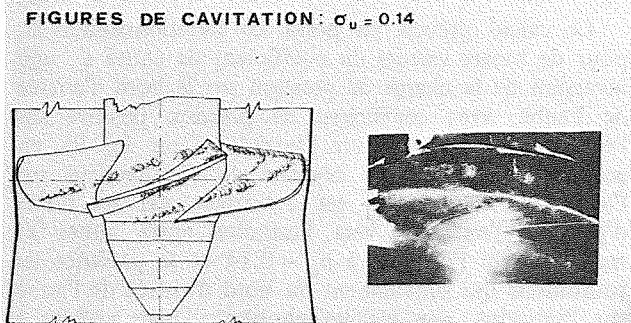
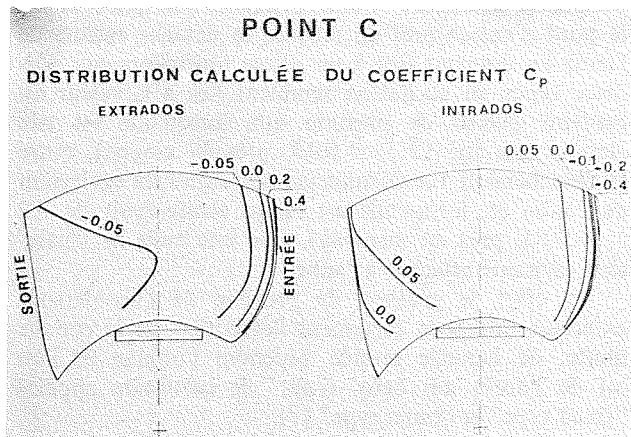


Figure 9 – Point C : comparaison entre la distribution de pression calculée théoriquement et les observations de cavitation.

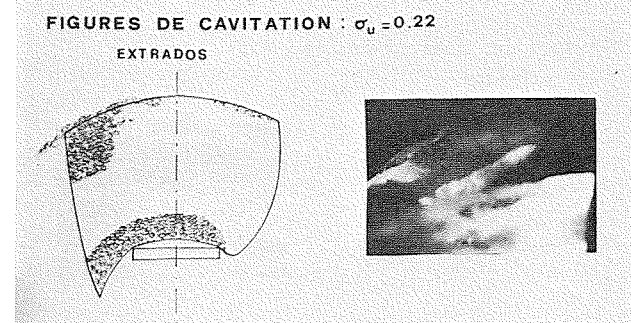
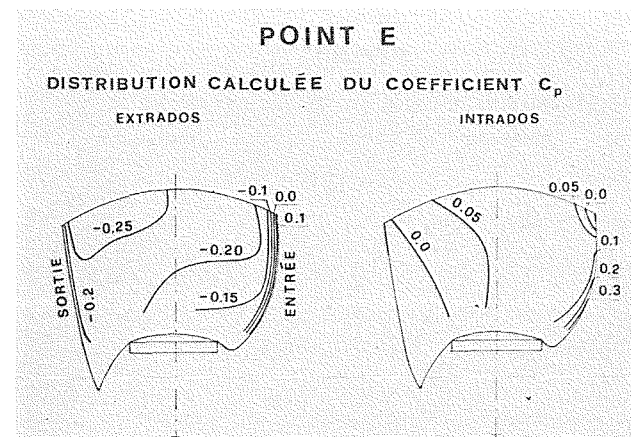


Figure 11 – Point E : comparaison entre la distribution de pression calculée théoriquement et les observations de cavitation.

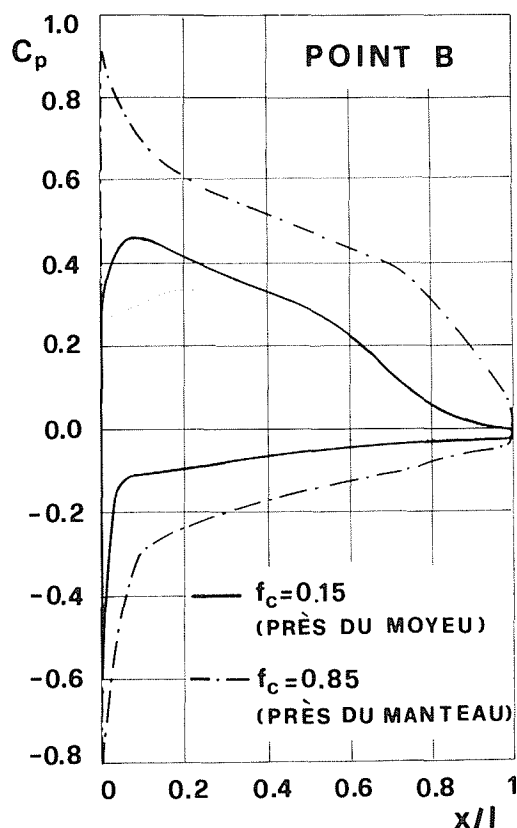


Figure 12 – Répartitions des pressions sur les profils des aubes pour deux surfaces axialsymétriques.

#### Point de fonctionnement D

Au point de fonctionnement D, pour de basses valeurs de  $\sigma_u$ , on a de la cavitation sur un long trait du bord d'entrée, mais pas à la périphérie (voir photo et croquis de cavitation à  $\sigma_u = 0.29$  en fig. 10), en accord avec l'atténuation des crêtes de dépression enregistrée théoriquement.

#### Point de fonctionnement E

Au point de fonctionnement E, d'après le calcul la distribution de pression, qui décroît légèrement vers la sortie à la périphérie extérieure de la roue permet de prévoir pour  $\sigma_u = 0.25$  la naissance du phénomène de cavitation illustré sur la photo de la figure 11 ( $\sigma_u = 0.22$ ). Il faut remarquer qu'à ce point de fonctionnement, le calcul théorique ne prévoit pas de cavitation localisée près du moyeu, attachée à l'aube, et couvrant une large surface de l'aube à  $\sigma_u = 0.22$  (voir photo). Cette cavitation semble être amorcée près du raccord entre aube et moyeu, raccord qui n'a pas été introduit dans le calcul théorique.

#### 6. Conclusions

On a présenté quelques résultats d'une analyse expérimentale et théorique détaillée de l'écoulement, analyse effectuée sur un modèle de turbine Kaplan dans un ample champ de conditions de fonctionnement.

La comparaison entre résultats expérimentaux et théoriques dans le canal méridien et entre résultats aube-à-aube et observations de cavitation a mis en évidence les limites du modèle théorique adopté qui, tout en permettant une description qualitative valable de l'écoulement, n'est pas à mesure de calculer exactement. De toute façon, le modèle théorique présenté peut déjà fournir des éléments utiles pour le projet et l'optimisation d'une turbine Kaplan, ainsi que pour l'interprétation de ses performances.

Des calculs de couche limite près des parois et des calculs de pression en présence de cavitation pourraient compléter les calculs qu'on vient de présenter dans le but de fournir des éléments plus précis pour l'évaluation respectivement des pertes et de l'extension de la surface cavitée.

#### Nomenclature

$c$	vitesse absolue	$u$	vitesse d'entraînement
$C_p$	coefficient de pression statique défini dans le texte	$u_e$	vitesse d'entraînement à la périphérie de l'aube
$D$	diamètre de la roue	$w$	vitesse relative
$f_c$	fonction de courant	$x$	abscisse curviligne le long du squelette du profil
$g$	accélération de gravité	$z$	distance axiale mesurée à partir du couvercle supérieur du distributeur
$h_s$	hauteur d'aspiration	$\alpha$	angle d'ouverture des aubes du distributeur
$\dot{H}$	chute nette	$\beta$	angle formé par la vitesse relative et le plan méridien
$l$	longueur totale du squelette du profil	$\gamma$	angle d'ouverture des aubes de la roue
$n$	nombre de tours de rotation	$\theta$	angle entre un plan méridien et le plan méridien de référence
$n_q = nQ^{1/2} H^{-3/4}$	nombre de tours caractéristique	$\rho$	densité
$P$	puissance	$\sigma_u$	coefficient de cavitation défini dans le texte
$p$	pression statique	$\varphi = Q/(u_e \pi D^2/4)$	coefficient de débit
$p_a$	pression atmosphérique	$\psi = H/(u_e^2/2g)$	coefficient de chute
$p_t$	pression totale	$\omega$	vitesse angulaire
$Q$	débit volumétrique		
$r$	distance de l'axe de rotation de la machine		
$s$	distance du point de mesure le long de l'axe de la sonde à partir du moyeu dans la section de mesure 2		

## Indices

- a* en direction axiale  
*e* à la périphérie  
*i* au moyeu  
*m* en direction méridienne  
 $\theta$  en direction tangentielle  
 $\Lambda$  au rendement maximal  
*o* dans la section de mesure en amont de la turbine

## Bibliographie

[1] WU. C.H. – *A general theory of three-dimensional flow in subsonic turbomachines of axial, radial and mixed flow types.* NACA TN 2604, 1952.

- [2] KATSANIS T. – *Use of arbitrary quasi-orthogonals for calculating flow distribution in the meridional plane of turbomachines.* NASA TN 2546, 1964.  
 [3] SATTÀ A. – *Calcolo del flusso nelle turbine Francis.* ISMAGE, R. 230, 1979.  
 [4] SATTÀ A., UBALDI M., ZUNINO P. – *Applicazione del metodo delle equazioni integrali al calcolo del flusso su superfici assialsimmetriche,* ISMAGE, R. 259, 1980.  
 [5] MARTENSEN E. – *Berechnung der Druckverteilung an Gitterprofilen in ebener Potentialströmung mit einer Fredholm-schen Integralgleichung.* Archive for Rational Mechanics and Analysis Vol. 3 No. 3, 1959.  
 [6] WILKINSON D.H. – *Calculation of blade to blade flow in a turbomachine by streamline curvature.* ARC R.M. 3704, 1972.  
 [7] IZUMIDA Y., TAKIYA S., KATO H., YAMAGUCHI H. – *The relationship between characteristics of partial cavitation and flow separation,* 10<sup>e</sup> Symposium AIRH, Tokyo, 1980.

## Discussion

Président : R. BALLAY

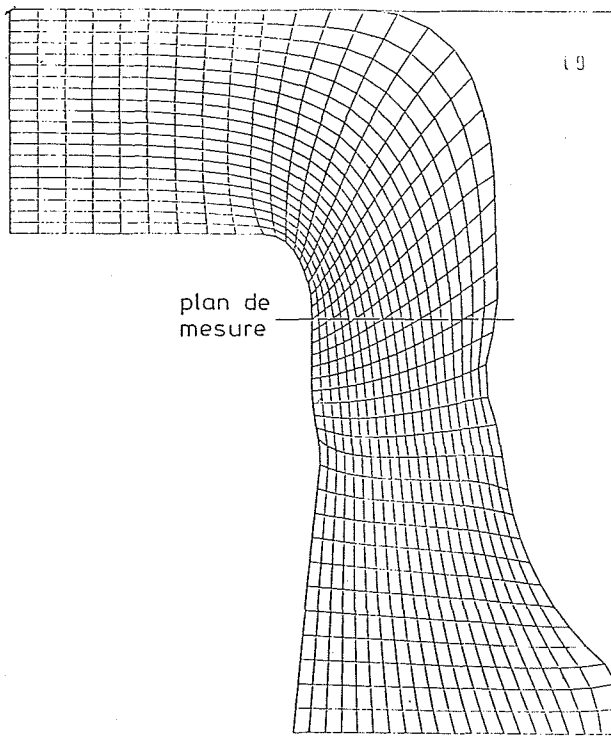


Fig.1

Après avoir remercié nos collègues et amis italiens pour leurs contributions de qualité, M. le Président souligne l'intérêt d'avoir mis en correspondance les champs de pression déterminés par le calcul et les figures de cavitation observées sur le modèle.

A la suite d'une intervention de M. EREMEF, à propos de l'angle du fluide à la sortie des directrices, M. CERAVOLA précise que des corrections de l'ordre de 3 à 4° ont été introduites pour se rapprocher des valeurs mesurées par sondage.

M. LIESS présente les résultats de calculs d'écoulement dans une turbine KAPLAN obtenus chez VOITH à l'aide d'une mé-

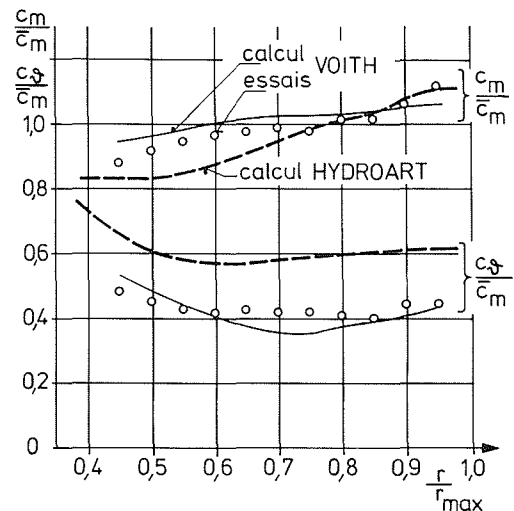


Fig.2

thode qui a les mêmes bases mathématiques que celle qui a été développée chez NEYRPI (EREMEF - PHILIBERT) mais qui utilise des différences finies associées à une transformation du domaine de calcul. La concordance calcul-expérience est très bonne et M. LIESS fait remarquer que l'allure des courbes obtenues est très proche de celle obtenue par M. CERAVOLA bien que les machines soient différentes. (Cf. Figures ci-après présentées par M. LIESS).

A la demande du Président, M. CERAVOLA explique que la condition de Wilkinson consiste dans l'imposition d'égalité des vitesses à l'extrados et à l'intrados de l'aube au voisinage du bord de fuite, tandis que la condition de Kutta-Joukowski impose la position du point de stagnation sur le bord de fuite du profil. Les deux conditions coïncident pour les profils à pointe. Dans le cas présent la condition de Wilkinson a conduit à des écarts flux profil de 2 à 4°.

M. CERAVOLA précise à la demande de MM. GRISON et BALLAY que la différence de 3,3 % observée entre les puissances calculées et mesurées ne peut être considérée comme l'expression des pertes en raison des incertitudes sur les mesures et des imprécisions du calcul dues aux hypothèses.

### Abstract

#### Flow field analysis in a Kaplan turbine: comparison between theoretical calculations, velocity measurements and cavitation observations

Experimental and theoretical results of the flow field analysis in a medium specific speed Kaplan turbine model are presented. The five analysed operating points which have been obtained with the two runner blade openings of maximum efficiency and maximum prototype power are shown in figure 1.

The experimental analysis consists of velocity and total pressure measurements by means of bidirectional probes in three sections upstream and one downstream of the runner (fig. 2), and of observations and photos of the cavitated zones on the blade surfaces and in the blade channels for different values of the  $\sigma_u$  cavitation coefficient. The quasi-three-dimensional analysis of the flow field included between the guide vane inlet and section 4 has been carried out utilizing for the meridional calculation a computer program based on the method of fixed projection lines [3] and for the blade-to-blade calculation a program based on the method of integral equations [4].

The results of the meridional calculation have been compared with the experimental results of the four measuring sections for the five operating points. As an example, the comparison relevant to point *D* is reported in figure 3.

In the upstream stations, for all operating points, the velocity percentile differences do not reach 10 % and the differences of the  $\beta$  angle are not larger than  $6^\circ$  near the hub and  $2^\circ$  at the tip. In the downstream station the maximum difference of the  $\beta$  angles is less than  $2^\circ$ .

At point *D* blade-to-blade calculations have been performed assigning both the theoretical and experimental upstream

velocity distributions in order to evidence the effects of the errors of the upstream velocity on the blade pressure distribution (Fig. 4).

The downstream tangential absolute velocity (Fig. 5) and total pressure distributions (Fig. 6) indicate that a regular distribution of work extraction along the blade height has been obtained with a downstream tangential velocity distribution which is favourable from the point of view of the outlet kinetic energy losses and of the losses in the draft tube.

The computed distribution of the  $C_p$  coefficient drawn on the front view of the blade for all the operating points (Fig. 7 to 11), allows to visualize immediately the theoretical cavitation zone for each value of  $\sigma_u$ . In fact, the static pressure coefficient  $C_p$  has been defined in such a way (see the definition in the text) that  $C_p$  is equal to  $-\sigma_u$  when the local static pressure reaches the vapour pressure.

An exact prediction of the extension of the cavitating regions cannot be obtained because the method does not take into account the effect of the vapour bubbles on the pressure distribution, but a general nearly good agreement of the calculations with the cavitation configurations has been found.

Two different types of leading edge cavitation have been observed: a burst type near the hub, characterized by a very strong pressure gradient (Fig. 12,  $f_c = 0.15$ ), and a fixed type connected with a weaker pressure gradient at the tip (Fig. 12,  $f_c = 0.85$ ).