Contribution à l'étude des vibrations des organes de vannage des turbines-pompes

**Séverin Casacci, Pierre Boussuges, Paul Jarriand,
Robert Philibert**

Société NEYRPIC

Paul Guiton

Maison BERGERON

Introduction

Le développement des turbines-pompes et la recherche de solutions de plus en plus compétitives exigent la connaissance détaillée des phénomènes qui se produisent dans ces machines afin de dimensionner le plus exactement possible chaque composant.

La tenue mécanique de l'ensemble nécessite la connaissance des contraintes maximales dues aux efforts pulsatoires. Le distributeur mobile est une des parties de la machine la plus sollicitée.

Nous allons donc dans ce qui suit étudier d'abord le comportement du système de vannage sous l'effet des forces pulsatoires ; une tentative d'explication de ces phénomènes sera ensuite envisagée. Puis nous établirons une schématisation du système vibrant permettant le calcul des fréquences propres des directrices et de leur système de commande. Nous comparerons enfin les résultats obtenus sur prototype aux résultats d'essais sur modèle réduit.

Etude des sources d'excitation

Rappel des zones de fonctionnement

Rappelons succinctement les diverses zones de fonctionnement des turbines-pompes (Fig. 1) ; les valeurs du débit (Q) et de la vitesse de rotation (n) seront ramenées dans la représentation envisagée à leurs valeurs obtenues sous 1 m de chute avec un diamètre de référence de 1 m, en utilisant les paramètres habituels :

$$Q_{||} = \frac{Q}{D^2 \sqrt{h}} \quad n_{||} = \frac{nD}{\sqrt{h}}$$

a) 1^{er} quadrant

Il correspond au fonctionnement en pompe.

Par convention, $Q_{||}$ est positif, $n_{||}$ est positif et la puissance est négative.

b) 2^e quadrant ($Q_{||}$ négatif, $n_{||}$ positif, puissance négative)

Il représente le régime pompe-frein.

L'écoulement est dans le sens de la haute pression vers la basse pression, c'est-à-dire dans le sens turbine, mais il est freiné par la roue qui tourne encore en pompe.

c) 3^e quadrant ($Q_{||}$ négatif, $n_{||}$ négatif)

Il comprend deux domaines :

- le premier est compris entre l'axe de vitesse nulle et la courbe d'emballement ; c'est la zone de fonctionnement normal en turbine. La puissance y est positive ;
- le deuxième va de la courbe d'emballement à l'axe des débits nuls. La puissance y est négative. Il correspond au régime de pompe-frein à rotation inverse.

d) 4^e quadrant ($Q_{||}$ positif, $n_{||}$ négatif, puissance négative)

C'est le fonctionnement en pompe à rotation inverse.

Dans cette énumération, nous nous limitons évidemment aux cas où la chute aux bornes de la machine reste constamment positive.

Dans les régimes autres que les régimes de fonctionnement normaux, l'aubage de la roue n'est pas adapté à l'écoulement qui se produit alors avec d'importantes perturbations. Celles-ci se traduisent par des fluctuations de pression et des fluctuations de couple sur le distributeur que nous allons examiner.

Dispositif expérimental

L'étude expérimentale des sources d'excitation peut se réaliser sur une maquette sous réserve de certaines conditions à vérifier :

- le circuit d'essais ne doit pas être le siège de pulsations propres qui se superposeraient aux pulsations induites par la machine,
- le circuit d'essais doit avoir des fréquences de résonance éloignées des fréquences de la machine,
- le système vibrant (directrices, système de commande) doit avoir une fréquence propre élevée par rapport aux fréquences d'excitation.

Mesures des couples et des pressions (Fig. 1bis, 1ter)

Les couples moyens et pulsatoires sont mesurés au moyen de ponts de torsion disposés sur les tourillons supérieurs des directrices.

Pour la mesure des pressions, nous utilisons des capteurs à membrane disposés :

- sur les flasques,
- dans le flanc de la directrice,
- dans la bache,
- à l'amont et à l'aval de la machine.

Dans l'exposé qui suit, seules les pressions sur les flasques sont considérées.

Analyse des mesures

Grâce à l'enregistrement magnétique des signaux et à leur restitution sur papier, on peut obtenir soit directement, soit indirectement, les renseignements suivants :

- la valeur moyenne du signal,
- la valeur de la fluctuation crête-à-crête,
- les fréquences présentes dans le signal,
- la répartition d'énergie suivant les fréquences.

Pour obtenir la répartition d'énergie et des fréquences, nous traitons le signal au corrélateur qui donne la densité spectrale d'énergie. La méthode peut s'étendre à l'analyse de l'influence mutuelle de deux grandeurs par l'interspectre.

Présentation des résultats

La présentation des résultats consiste à ramener les couples et les fluctuations de couple à une chute de 1 m et à un diamètre de référence de 1 m. On obtient ainsi les grandeurs $C_{||}$ et $\Delta C_{||}$.

Notons que les valeurs maximales de $C_{||}$ et $\Delta C_{||}$ ne sont pas forcément les valeurs maximales réelles car, au cours des transitoires, la chute varie de façon notable et le couple (ou les pulsations de couple) réel est le produit $C_{||} \times h \times D^3$ (ou $\Delta C_{||} \times h \times D^3$).

Les pulsations de pression sont ramenées à la chute.

Mesures sur modèle réduit

Les résultats vont être étudiés quadrant par quadrant. Pour la commodité de l'exposé, nous présentons les résultats d'un seul modèle, mais les conclusions sont généralisables à des turbines-pompes de vitesse spécifique assez différente.

Figure 1 bis.

Figure 1 ter.

Figure 2.

Figure 3.

Quadrant pompe

Les pulsations de couple crête-à-crête sur le modèle considéré sont importantes pour les basses chutes où elles atteignent la valeur de 0,8 mkg et pour les faibles débits où elles atteignent 0,7 mkg.

L'analyse spectrale (Fig. 2) met en évidence les fréquences suivantes :

un "bruit" important à basse fréquence,

$\frac{nz}{60}$ c'est la fréquence de défilement des aubes,

$\frac{2nz}{60}$ d'assez faible importance.

Notons que la répartition d'énergie entre les fréquences varie avec l'ouverture du vannage.

Les fluctuations de pression entre roue et distributeur sont importantes aux faibles débits. Elles atteignent 70 % de la chute (crête-à-crête).

L'analyse spectrale montre la présence des mêmes fréquences que celles des pulsations de couple.

Pour les points de fonctionnement normal de la machine, notons que les fluctuations de couple et de pression restent faibles.

Quadrant pompe-frein

Ce quadrant est parcouru par la machine lors d'un déclenchement en pompe. Il faut donc connaître le cheminement exact pour apprécier les sollicitations que va subir le vannage.

Cependant, on peut affirmer de façon générale que dans ce quadrant les fluctuations de couple sont très importantes ; elles peuvent atteindre 0,9 mkg.

L'analyse spectrale nous donne les fréquences suivantes (Fig. 3) :

basses fréquences peu importantes,

$\frac{nz}{60}$ (fréquence de défilement des aubes) très importante,

$\frac{2nz}{60}$ fréquence peu marquée.

Dans ce quadrant, les pulsations de pression sont grandes entre roue et distributeur. Elles peuvent être supérieures à la chute, on peut donc observer un niveau de pression inférieur à la pression aval.

Les fréquences observées sont :

basses fréquences peu importantes,

$\frac{nz}{60}$ très élevée.

Zone de fonctionnement turbine (emballement non compris)

Dans cette zone, les fluctuations de couple restent faibles. Ces fluctuations augmentent légèrement quand la valeur de $n_{||}$ se rapproche de zéro.

Les fréquences du signal sont essentiellement la fréquence de défilement des aubes et le premier harmonique.

Les pulsations de pression sont elles aussi faibles dans

Figure 4.

la zone d'utilisation normale. Entre roue et distributeur, elles atteignent 10 à 15 % de la chute.

Les fréquences présentes sont les mêmes que pour le couple.

Emballlement turbine (Fig. 4)

L'emballement est un des fonctionnements les plus dangereux pour le vannage d'une turbine-pompe.

Les fluctuations de couple atteignent crête-à-crête 0,8 mkg pour les grandes ouvertures. Les fréquences sont celles du passage des aubes de la roue et de son premier harmonique.

Figure 5.

Les fluctuations de pression entre roue et distributeur sont aussi très importantes (1,95 fois la chute crête-à-crête). La valeur minimum obtenue est inférieure à la pression aval. On note toujours les mêmes fréquences que pour les couples.

Pompe-frein à rotation inverse (Fig. 5)

Cette zone de fonctionnement, comme un quadrant pompe-frein, est une zone de grande dissipation d'énergie. On peut donc s'attendre à des fonctionnements très perturbés.

Figure 4 bis

Les fluctuations de couple restent très importantes (0,6 mkg) à des fréquences $nz/60$ et $2nz/60$.

Les fluctuations de pression sont voisines de celles de l'emballement avec les mêmes fréquences.

Pompe à rotation inverse (Fig. 6)

Ce quadrant est encore dangereux, mais en général les transitoires sont tels que le passage de la roue y est bref et le débit reste limité.

Les fluctuations de couple peuvent atteindre 0,9 mkg mais à un grand débit et à des fréquences $nz/60$ et $2nz/60$. On trouve même pour certaines ouvertures les fréquences $3nz/60$ et quelquefois $4nz/60$.

La fréquence la plus importante du point de vue énergie est la fréquence de défilement, mais le premier harmonique est plus marqué que dans les autres quadrants.

Les fluctuations de pression ont des amplitudes très importantes entre roue et distributeur, elles atteignent 1,8 fois la chute.

Le fondamental et le premier harmonique du défilement des aubes sont présents. Il y a en outre une basse fréquence.

Ces diverses valeurs des fluctuations de couple et de pression ont été ensuite portées sur le diagramme général $Q_{II}(n_{II})$ où sont notées les valeurs d'ouverture du distributeur.

Les lignes d'égale amplitude des grandeurs mesurées constituent des cartes topographiques du phénomène

Figure 6.

étudié. Cette représentation permet ainsi une analyse synthétique rapide de l'évolution des fluctuations et on décèle immédiatement les zones délicates de fonctionnement de la machine.

Sur ces deux cartes (Fig. 7 et 8), on observe cinq sommets de hauteur inégale situés dans les zones suivantes :

- l'emballement turbine,
- la pompe à rotation inverse,
- la pompe vers le débit nul,
- la pompe frein,
- la turbine vers le rotor bloqué.

Bien entendu, la hauteur relative de ces divers sommets les uns par rapport aux autres se modifie suivant la vitesse spécifique de la machine.

En ce qui concerne les fréquences des fluctuations, notons que l'on observe toujours essentiellement :

- la fréquence fondamentale du défilement des aubes $nz/60$
- le premier harmonique,
- et très souvent des basses fréquences.

Essais d'interprétation

On constate que les zones de fonctionnement qui sont les plus dangereuses sont celles où la dissipation d'énergie est la plus importante. Cette dissipation a son siège essentiellement dans la roue (sauf peut-être dans le cas de la pompe à rotation inverse), mais les perturbations dans l'écoulement sont suffisamment importantes pour se faire sentir en amont de la roue au niveau des directrices.

On peut voir sur les figures 9 à 13 les triangles de vitesse moyenne pour les fonctionnements suivants :

- pompe (Fig. 9)
- turbine (Fig. 10)
- emballement (Fig. 11)
- pompe-frein à rotation inverse (Fig. 12)
- pompe à rotation inverse (Fig. 13).

Les grandes fluctuations de couples et de pressions peuvent s'expliquer par l'importance des gradients de pression et de vitesse dans le champ tournant lié à la roue. Ces gradients élevés sont associés à une grande dissipation d'énergie. De plus, à l'emballement, l'écart entre l'angle d'attaque de l'eau et l'angle de l'aubage peut produire un décollement beaucoup plus instable que dans le cas d'une turbine Francis classique. Cette instabilité du décollement induit à l'amont des fluctuations de pression et de couples sur les directrices.

Les fluctuations de couple et de pression en pompe à rotation inverse ne sont pas surprenantes lorsqu'on voit l'angle d'attaque de l'eau par rapport à la position des directrices (Fig. 13bis).

Pour éviter un décollement instable à l'emballement, on serait tenté d'augmenter l'angle de l'aubage à la sortie en pompe. Malheureusement, ceci conduirait à trois conséquences gênantes :

- les fluctuations de pression dans l'entrefer lors du fonctionnement normal en pompe augmentent ainsi que les risques de fatigue sur les directrices,

- la divergence des canaux en pompe étant augmentée, les performances sont alors moins bonnes (à qualité de tracé égale),
- enfin, l'aptitude de la machine au marnage est diminuée.

Toutes ces raisons incitent à limiter l'angle pour privilégier le fonctionnement normal de la machine vis-à-vis d'un fonctionnement malgré tout exceptionnel comme l'emballement.

Étude du système vibrant

Description du système

Nous décrivons le cas particulier d'un distributeur relié à un cercle de vannage comme représenté sur la figure 14.

Figure 8.

Figure 9 – Pompe – Triangle des vitesses au point nominal.

Figure 10 – Turbine – Triangle des vitesses au point nominal.

Figure 11 - Emballlement turbine - Triangle des vitesses.

Figure 12 - Pompe frein à rotation inverse - Triangle des vitesses.

Figure 13 – Pompe à rotation inverse – Triangle des vitesses.

Figure 13 bis.

Figure 14 – Représentation du système vibrant.

En allant du cercle de vannage à la directrice, le système vibrant comprend :

- une bielle,
- un levier,
- un doigt de rupture,
- un moyeu de levier,
- le tourillon supérieur,
- le profil plongé dans le fluide,
- le tourillon inférieur,

dans certains cas, le tourillon inférieur peut être relié à un système jouant pour les vibrations le rôle d'encastrement.

Schématisation et équations

Tout d'abord, nous ferons deux hypothèses justifiées par les résultats numériques et l'expérience.

Figure 15 — Schématisation du système vibrant.

- Le système est linéaire (ni jeux, ni hystérésis etc.)
- La bielle est infiniment rigide par rapport au doigt de rupture, donc nous ferons le calcul comme si ce doigt de rupture était encastré.

Le système est alors schématisé sur la figure 15.

Dans le cas où le tourillon inférieur est libre, on a $K_1 = 0$

La signification des symboles est explicite d'après la figure.

Rappelons que les tolérances d'exécution de l'embiellage sont telles que les jeux résultants sont très faibles (par exemple jeu relatif 2.10^{-3}).

Lorsque le profil est soumis à un couple C , les deux équations du mouvement s'écrivent :

$$I\theta_1'' = C - K_1\theta_1 - K(\theta_1 - \theta_2) - q_1\theta_1' - q(\theta_1 - \theta_2)'$$

$$i\theta_2'' = -K_2\theta_2 - K(\theta_2 - \theta_1) - q_2\theta_2' - q(\theta_2 - \theta_1)'$$

Elles s'écrivent dans le cas d'une force d'excitation sinusoïdale de pulsation ω (forme en $e^{j\omega t}$)

$$I\omega^2\theta_1 = C - K_1\theta_1 - K(\theta_1 - \theta_2)$$

$$-jq_1\omega\theta_1 - jq\omega(\theta_1 - \theta_2)$$

$$i\omega^2\theta_2 = K_2\theta_2 - K(\theta_2 - \theta_1)$$

$$-jq_2\omega\theta_2 - jq\omega(\theta_2 - \theta_1)$$

Introduisons les pulsations propres des deux systèmes non couplés

$$\omega_0 = \sqrt{\frac{K_1 + K}{I}} = 2\pi f_0 = \text{pulsation propre de la directrice}$$

$$\Omega_0 = \sqrt{\frac{K_2}{i}} = 2\pi F_0 = \text{pulsation du système moyeu-doigt de rupture}$$

Il vient, tous calculs faits, en introduisant les amortissements réduits η, η_1, η_2 :

$$\frac{\theta_1}{C} = \frac{\frac{1}{K_1 + K} \left(1 - \frac{\omega_2^2}{\omega_0^2} + j(\eta_2 + \eta) + \frac{K}{K_2} \right)}{1 - \frac{\omega^2}{\omega_0^2} + j(\eta_1 + \eta) \left(1 - \frac{\omega^2}{\omega_0^2} + j(\eta_2 + \eta) + \frac{K}{K_2} \right) - \left(\frac{K}{K_2} + j\eta \right) \left(\frac{K}{K_1 + K} + j\eta \right)}$$

avec θ_1 : déplacement angulaire du profil

$$\text{et } \frac{\theta_2}{C} = \frac{\theta_1}{C} \frac{\left(\frac{K}{K_2} + j\eta \right)}{1 - \frac{\omega^2}{\Omega_0^2} + j(\eta_2 + \eta) + \frac{K}{K_2}}$$

avec θ_2 : déplacement angulaire du moyeu.

Les fréquences propres du système couplé pour ce qui concerne la directrice sont celles qui annulent θ_1/C en négligeant les termes d'amortissement.

Dans le cas de Revin, la directrice étant dans l'air, le calcul donne 247 Hz. Une expérimentation avec excitateur a été faite et a donné 252 Hz. La petite différence peut s'expliquer par la schématisation d'un système continu en un système à deux degrés de liberté.

Inertie ajoutée

En réalité dans la machine deux phénomènes viennent se superposer pour compliquer le calcul :

- la vibration de la directrice met en mouvement un volume d'eau non négligeable qui se traduit par une inertie apparente du profil plus élevée que dans l'air ;
- les directrices adjacentes vibrent aussi et ont une certaine action entre elles par l'intermédiaire du fluide ambiant.

Inertie ajoutée en milieu infini

Dans ce cas-là, on peut remplacer l'inertie I du profil par une inertie I' :

$$I' = I + I_{\text{ajoutée}}.$$

L'inertie ajoutée est de l'ordre de 20 % de l'inertie I . Elle peut se calculer en utilisant la formule classique des profils minces isolés affectée d'un coefficient expérimental.

Influence des directrices adjacentes

L'expérience nous a montré que l'inertie ajoutée variait avec l'ouverture du distributeur et dépendait alors du recouvrement des directrices. Cette inertie croît lorsque le recouvrement augmente et lorsque l'ouverture diminue.

Avec cette approche schématique du calcul, il est possible de déterminer avec une précision suffisante la valeur des fréquences propres des directrices dans l'eau.

Figure 16.

Comparaison modèle/prototype

Pour des raisons évidentes, il n'est pas possible d'avoir pour le prototype une carte des fluctuations de couple et de pression aussi complète que pour le modèle.

Par ailleurs, les fonctionnements normaux en pompe et en turbine qui sont bien connus sur le modèle et le prototype sont peu intéressants car les fluctuations qui y ont lieu restent limitées et ne mettent pas en cause le dimensionnement. Par contre, l'emballement et la pompe-frein ne sont atteints que lors des déclenchements pompe ou turbine, donc de façon fugitive et l'échantillonnage des résultats est très limité.

Les enregistrements que nous avons pu obtenir sont cependant suffisants pour une comparaison significative.

Figure 17 - Fluctuations de couple des directrices (Valeurs réduites). Déclenchements turbine et essais d'emballements. Comparaison modèle/prototype.

Figure 18 - Fluctuations de couple sur directrices. Valeurs efficaces (R.M.S.) ramenées à $H = 1$ m, $D = 1$ m (grand diamètre). Comparaison modèle/prototype.

Figure 19 - Fluctuations de pression canal directrices cote entrefer (Valeurs efficaces (R.M.S.) ramenées à $H = 1$ m). Comparaison modèle/prototype.

Emballements et déclenchements

La figure 16 illustre l'évolution de la pression dans l'entrefer et du couple sur une directrice lors d'un déclenchement.

La comparaison avec les mesures sur modèle est donnée sur les figures 17 à 19.

On constate sur la figure 17 une très bonne concordance des amplitudes de fluctuations de couple.

La figure 18 montre les comparaisons des valeurs efficaces (racine de la valeur quadratique moyenne). Là encore la concordance est bonne sauf pour la composante $2nZ/60$ mais on atteint là les limites de précision de l'analyse spectrale pour l'échantillon disponible.

La figure 19 montre la comparaison des fluctuations de pression dans l'entrefer. Une fois de plus, la similitude est satisfaisante.

Prise de débit en pompe

La figure 20 montre la comparaison entre les fluctuations de couple sur modèle et sur prototype.

Figure 20 - Fluctuations de couple des directrices à l'ouverture en pompe. Comparaison modèle/prototype.

Les fluctuations de couple sur modèle sont obtenues à partir du transitoire théorique. L'écart est faible en ce qui concerne l'amplitude des fluctuations crête-à-crête.

Pompe-frein

La figure 21 met en évidence au cours d'un déclenchement pompe une bonne concordance entre modèle et prototype.

*

Tous ces résultats confirment la possibilité de dimensionner les organes de vannage en partant d'essais sur modèle réduit sous réserve de conditions expérimentales satisfaisantes. Cette conclusion est importante, elle permet en effet d'affirmer que tous les phénomènes vibratoires sont bien simulés sur le modèle et non seulement ceux de type vibration forcée. Elle justifie l'intérêt des essais sous chute réduite en limitant la similitude à une similitude hydraulique à la seule condition que les fréquences propres du modèle soient suffisamment élevées.

Figure 21 – Fluctuations de couples sur directrices en pompe frein (Valeurs réduites). Comparaison modèle/prototype.

Discussion

Président : M. H. de MAUBLANC

M. le Président remercie M. BOUSSUGES de son intéressant exposé qui suscitera peut-être quelques questions sur la transposition à la réalité des résultats obtenus sur modèle dans ce genre d'investigation.

Dans ce domaine, poursuit-il, divers services d'Electricité de France ont suivi avec un intérêt passionné l'expérience en vraie grandeur qu'a constitué la mise en service des groupes de l'usine de Revin, lesquels ont exigé certaines mises au point maintenant terminées ; si leur coût a été un peu élevé, elles ont apporté des enseignements très utiles pour l'avenir. J'ouvre sans plus tarder la discussion.

S'adressant au Conférencier, M. BAETZ (Production hydraulique E.D.F.) intervient en ces termes :

Vous avez évoqué le problème des dispositifs de sécurité : goujons de cisaillement, biellettes de rupture, etc. Ces organes sont très sollicités et travaillent pratiquement toujours au-delà de la limite de fatigue. Ils sont d'ailleurs souvent sous-dimensionnés (Cf. l'augmentation des efforts de rupture des goujons de cisaillement à Revin dont parlait M. BOUSSUGES). Le problème du choix du dispositif de sécurité est important également ; les goujons de cisaillement ne sont pas toujours fiables en raison des jeux qu'ils entraînent. On peut se demander si ces dispositifs sont indispensables sur les pompes-turbines ; il semble que les Japonais ne les utilisent pas toujours. A Revin, l'incident aurait peut-être été évité s'il n'y avait pas eu de goujon de cisaillement.

Pour les turbines classiques, il y aurait lieu d'utiliser, si possible, un organe qui ne casse pas, du type de celui représenté par le croquis ci-après. Nous venons d'ailleurs d'avoir, il y a une quinzaine de jours, une avarie importante sur un groupe bulbe de 15 MW. Tous les goujons de cisaillement ont cassé en même temps et les directrices se sont fermées (en surouverture). Il s'est formé une poche de cavitation qui a donné naissance à un phénomène de marteau d'eau qui a cassé en deux une pale en acier à 13 % de Cr.

Successivement, M. BOUSSUGES et M. BOSC évoquent les diverses solutions envisagées pour pallier les difficultés signalées par M. BAETZ.

Ainsi que cela a été réalisé sur les groupes du Cheylas, on peut intercaler dans la liaison entre directrices et cercle de vannage un boulon de rupture précontraint – donc sans jeu – qui casse en traction. Une autre solution utilisée à l'usine de Montezic consiste à commander chaque directrice par un servomoteur indépendant relié à un cercle de synchronisation par un organe de rupture (doigt de sécurité). L'amortissement des mouvements – en cas de rupture de cet organe – de la directrice ainsi désolidarisée est assurée par l'huile du servo-moteur susvisé.

M. U. UCELLI (Hydroart, Milan) intervient ensuite pour une mise au point qu'il a résumée comme suit :

Le rapport de M. BOUSSUGES a attiré l'attention sur le problème des éléments de sûreté des distributeurs des pompes-turbines.

Etant donné que dans le rapport et dans les interventions, on a mentionné notamment les bielles à forte courbure, nous signalons que l'emploi de bielles de ce type a été adopté par Hydroart après une série d'études sur ce sujet ; ces études ont amené à des solutions différentes du problème ainsi qu'à des brevets.

Toutefois, les bielles à forte courbure (en matériau à fort allongement), dans notre cas, sont installées à côté de bielles de rupture conventionnelles en matériau à faible allongement. Lorsque ces dernières se cassent, l'aube ne peut pas tourner brusquement et, par conséquent, elle ne peut causer de dommages, ni à elle-même, ni aux éléments adjacents ; mais elle est guidée sur les fins de course par la bielle de déformation qui absorbe le travail du couple hydraulique.

Au cours du fonctionnement en turbine, observe M. GILMER (Alsthom-Atlantique-Rateau), les charges dynamiques sur les organes de vannage dépendent dans une large mesure de l'angle de sortie des aubes de la roue (angle imposé par le fonctionnement en pompe). A-t-on fait des essais systématiques sur "l'affûtage" des aubes à la sortie de la roue (longueur, angle, courbure, arrondi) ?

C'est M. BERGERON, répond M. BOUSSUGES, qui a attiré notre attention sur l'intérêt de "l'affûtage" des aubes et nous avons procédé à des études systématiques sur l'utilisation de cet artifice sur des roues de grande dimension où l'on peut craindre la fissuration des aubes lors de l'emballement de la machine ; nous en donnerons les résultats essentiels dans la troisième communication de cette séance.

Dans une intervention qu'il a résumée comme suit, M. G. VULLIOUD (Ateliers des Charmilles), présente une conception des groupes "turbine-pompe" assez différente de celles décrites précédemment : celle de "l'Isogyre".

L'analyse des charges dynamiques imposées aux structures mécaniques d'une turbine-pompe réversible pendant les régimes de fonctionnement normaux et surtout transitoires est une illustration au niveau du constructeur, des difficultés résultant du compromis hydraulique et du double sens de rotation ; elle complète le propos de M. PLICHON qui, ce matin, tout en rappelant les avantages économiques de la solution réversible par rapport au groupe ternaire, a clairement présenté les problèmes posés au Maître de l'Œuvre par cette technique.

En face de ceux-ci, certains constructeurs ont recherché des solutions différentes pour le turbinage-pompage ; ainsi les Ateliers des Charmilles ont-ils entrepris depuis une quinzaine d'années des études en vue de réunir en une seule machine les qualités hydrauliques et les facilités d'exploitation du groupe ternaire et l'encombrement réduit de la machine réversible. Ces études ont abouti à la construction d'un petit groupe Isogyre de 10 MW servant de groupe auxiliaire dans la centrale de Robiei (complexe hydro-électrique de la Maggia). Les résultats obtenus alors et le bon comportement de ce groupe en exploitation (mise en service en 1968) ont montré que l'Isogyre possédait de sérieux atouts pour occuper une place de choix dans l'équipement de centrales de transfert d'énergie.

C'est ainsi qu'une solution Isogyre a été retenue pour la centrale d'Handeck III (Kraftwerke Oberhasli AG). La présentation d'une coupe de ce groupe horizontal de 55 MW sur 3 paliers permet de rappeler que l'Isogyre est caractérisée par le groupement sur un même arbre d'une roue de pompe et d'une roue de turbine tracées pour un même sens de rotation et successivement isolées de la bache spirale unique par des vannes-fourreaux. A la sortie de la roue de pompe, l'écoulement est conduit à la bache au travers d'un diffuseur fixe alors que l'alimentation de la roue de turbine est assurée par un anneau de prédirectrices tracées pour inverser la composante périphérique de l'écoulement et par un distributeur à aubes mobiles classiques.

Par rapport à la première réalisation, l'augmentation de puissance a conduit à certaines modifications ; ainsi la vidange des roues n'est plus assurée par air comprimé mais, après leur isolation du conduit aval par la manœuvre d'une vanne-treillis, par gravitation et effet centrifuge de la roue de pompe fonctionnant en pompe ou de la roue de turbine en pompage inversé ; en outre, la solution de labyrinthes lisses rétractables a permis de supprimer les pertes consécutives à l'arrosage des labyrinthes de la roue tournant dans l'air.

MALTA OBERSTUFE - Coupe longitudinale du groupe «ISOGYRE»

Ce groupe est actuellement en exploitation à la satisfaction générale et ceci depuis bientôt un an. Le fonctionnement des labyrinthes rétractables ne pose aucun problème particulier et l'étanchéité des vannes-fourreaux permet de limiter les pertes par ventilation à quelque KW seulement. Certes, les essais réalisés à la mise en service avaient mis en évidence des poussées axiales supérieures aux prévisions lors de la manœuvre de la vanne-fourreau en dévirage pompe, mais une modification de la forme du pied de vanne et des dispositions particulières visant à réduire

HANDECK III - Coupe longitudinale du groupe «ISOGYRE»

la pression sur le flasque supérieur de la roue ont permis de résoudre le problème.

La possibilité de travailler en turbine comme en pompe dans le domaine des meilleurs rendements, de choisir sans aucune contrainte le rapport Q_p/Q_t le plus économique, de limiter par rapport à une solution réversible la surpression consécutive à un déclenchement en turbine par une roue de vitesse spécifique plus élevée coupant son débit plus progressivement qu'une roue de pompe en régime turbine, tous ces avantages hydrauliques auxquels s'ajoutent les simplifications électriques mises en évidence principalement lors des démarrages ont conquis les "Osterreichische Draukraftwerke" qui ont choisi deux groupes Isogyre pour équiper le site de Malta Oberstufe. Ces machines à axe vertical de 83 MW sont actuellement en montage (mise en service prévue en août 1977). Compte tenu de la grande variation de chute en pompage (200 à 50 m) comme en turbinage (220 à 60 m), deux vitesses de rotation ont dû être adoptées. En outre, la tenue à la cavitation dans un domaine de fonctionnement aussi étendu a conduit à dégager entièrement l'ouïe d'aspiration de la roue de pompe et, pour ne pas pénaliser par un arbre trop gros les performances de la turbine, à placer un palier entre les deux roues. L'importance accordée aux rendements en marche turbine a poussé le constructeur à réaliser l'inversion de la composante périphérique du côté pompe, le canal d'inversion étant conçu dans sa première partie comme un canal de pompe multicellulaire.

Les essais de réception effectués sur des modèles réduits séparés pour la pompe ($D_1 = 0,4$ m et $n = 800$ tr/min) et pour la

turbine ($D_2 = 0,4$ m et $n = 500$ tr/min) ont montré des valeurs de rendements optimum voisines respectivement de 88 % et de 92 %. Ces modèles ont, en outre, permis de relever les caractéristiques en régimes transitoires pour différentes positions des vannes fourreau. Ces dernières, autoclaves et commandées par 6 vérins font office de vannes de sécurité, si bien que le robinet sphérique à l'amont est remplacé par un batardeau sphérique manœuvrable uniquement en eau morte.

Ces deux réalisations Isogyre, de conception assez différente et de puissance déjà respectable, montrent les grandes possibilités d'adaptation de ce type de machine. Actuellement, des projets pour des puissances et des chutes supérieures sont à l'étude. La souplesse de l'Isogyre est alors à nouveau mise en évidence avec la possibilité de prévoir une pompe à deux étages et une turbine classique ; l'implantation plus favorable qui en résulte restant suffisante pour la roue de turbine et la vitesse spécifique des roues de pompe conduisant à des rendements plus élevés.

Je ne saurais terminer mon exposé sans remercier Monsieur le Président d'avoir accepté d'élargir quelque peu les frontières de la France en m'autorisant à présenter une solution originale dans le domaine du turbinage-pompage.

M. le Président remercie M. VULLIoud de son intéressant exposé sur les turbines-pompes isogyres et poursuit : Les dernières réalisations de ces machines correspondent à des puissances unitaires déjà notables mais encore très inférieures à celles des groupes qu'il est envisagé d'installer à l'Electricité de France dans un proche avenir.