Analyse expérimentale de la stabilité hydraulique de la turbine Francis à charge partielle

Experimental analysis of the hydraulic stability of the partial load Francis turbine

P. Henry, M. Wegner et J. E. Graeser

Introduction

Les turbines Francis cumulent deux handicaps en ce qui concerne la stabilité de leur comportement.

Le premier réside dans la fixité angulaire des aubes du rotor qui entraîne des vorticités variables à l'entrée de l'aspirateur dès que l'on s'éloigne du point de fonctionnement optimum, le deuxième est créé par le coude de l'aspirateur qui engendre d'importants effets non axisymétriques dans l'écoulement aval.

Il en résulte de nombreux problèmes à l'étude desquels une abondante littérature est consacrée (voir bibliographie). Une classification schématique permet de répartir les contributions dans trois domaines.

Le premier concerne principalement la description expérimentale des écoulements périodiques intervenant dans les modèles réduits et les prototypes de turbines Francis, ainsi que leurs répercussions sur le comportement de la machine, [1, 2, 3, 4, 5].

Le deuxième domaine s'intéresse plus précisément aux paramètres gouvernant les causes des écoulements périodiques, stables ou non (formes géométriques, conduits hydrauliques, degré de cavitation). Il englobe la recherche des lois de similitude des phénomènes instationnaires, [6, 7, 8, 9, 10, 11, 12, 13].

Le troisième domaine concerne la modélisation mathématique des phénomènes rencontrés. Elle ne consiste actuellement qu'en une série de modélisations partielles ouvrant la voie à une représentation globale de la réalité physique, [14, 8, 15, 12].

La présente communication prend place dans le deuxième domaine. Son objectif est de clarifier les relations entre stabilité hydraulique (au sens du couple moteur) et les fluctuations de pression, d'une part, et de séparer l'influence des diverses fréquences intervenant dans cette stabilité, d'autre part.

Description rapide du vortex diphasique

Le terme "torche" n'est utilisé ici qu'au sens visuel.

La torche est définie comme un vortex rendu visible par la phase vapeur engendrée par la basse pression. D'une machine à l'autre, son aspect varie beaucoup avec la charge et peu avec la chute :

- à très basse charge, se manifestent des tourbillons qui prennent naissance au plafond de la roue et se développent dans le canal entre aubes. La torche centrale, mal organisée, n'est que peu ou pas visible ;

- pour des débits plus élevés, mais toujours à charge partielle, apparaît une torche de forme hélicoïdale tournant environ au quart de la vitesse de la roue et dans le même sens. La figure 1 en donne un aspect typique ;

Figure 1 — Noyau en hélice à charge partielle.

- l'aspect visuel de la torche dépend, dans une large mesure, de la vitesse spécifique et du tracé hydraulique. Ainsi, on connaît certains tracés pour lesquels le noyau présente une forme de révolution symétrique au lieu de la forme hélicoïdale attendue ;
- l'expérience permet d'affirmer que la répartition moyenne dans le temps des vitesses méridiennes C_m et périphériques C_u à l'entrée de l'aspirateur est le facteur principal déterminant la forme du vortex et de son noyau, ainsi que son excentrement à charge partielle ;
- enfin, d'autres mouvements que le simple mouvement de rotation excentrée peuvent apparaître.

Expérimentation et analyses concernant la stabilité sur modèle réduit

Définitions

"Fluctuation" : ce terme désigne une variation de pression ou de vitesse périodique pour un observateur fixe, mais stationnaire pour un observateur se déplaçant selon la période en question. La figure 2 donne un exemple idéalisé de fluctuation dans le cône de l'aspirateur à charge partielle.

"Pulsation" : ce terme désigne une variation de pression ou de vitesse qui demeure périodique aussi bien pour un observateur fixe qu'un observateur mobile. La figure 2 montre ainsi le cas d'une pulsation avec vortex d'axe rectiligne provoquée, par exemple, par une surcharge de la roue ou une résonance avec un conduit.

Figure 2 — Définitions des phénomènes.

"Déformation" : il s'agit du cas limite de la fluctuation représentée figure 2 pour laquelle l'excentricité du mouvement du noyau du vortex devient nulle mais où subsistent des irrégularités provoquées par les singularités des aubes, du bec de bêche, etc.

"Stabilité" : une analyse expérimentale exige une définition pratique de la stabilité ; par exemple, selon des critères relatifs qui peuvent varier d'une turbine à l'autre :

- les fluctuations respectives de la puissance électrique, du couple hydraulique et de la pression, dans l'aspirateur ou la volute, ne doivent pas dépasser des limites fixées d'avance ;
- il ne doit pas y avoir d'implosions dans l'aspirateur, car elles provoqueraient des sauts de puissance ou des dégâts matériels inadmissibles.

La difficulté qu'on rencontre à fixer des valeurs limites de pulsation du couple moteur peut être partiellement écartée en complétant le critère sur l'amplitude par un critère sur le gradient du genre "on ne doit pas dépasser telle limite de fonctionnement au-delà de laquelle la pulsation du couple augmente rapidement". C'est ce qu'illustre la figure 3.

Figure 3 — Exemple de critères possibles de stabilité.

Pour mieux cerner les conditions de fonctionnement satisfaisant aux critères de stabilité du couple, la présente communication tente de répondre aux questions suivantes :

- comment évolue la pulsation de couple en fonction des autres mesures dynamiques ?
- peut-on se passer de la mesure du couple dynamique en considérant une ou plusieurs mesures simples de pressions instationnaires ?

Mesures sur modèle réduit

Les grandeurs suivantes font l'objet de mesures continues :

Pression dynamique

- dans le cône de l'aspirateur, côtés amont et aval

$$\Delta H_1, \text{ resp. } \Delta H_2$$

- dans la volute, partie basse de la section d'entrée

$$\Delta H_3$$

Couple dynamique sur l'arbre principal

$$\Delta T$$

Poussée axiale dynamique (pression d'huile dans la chambre de butée)

$$\Delta F$$

Des observations visuelles et acoustiques complètent les mesures.

La turbine utilisée pour les essais est du type Francis, $n_q \sim 75$, diamètre de sortie du rotor : 0,400 m.

Les essais sont exécutés en circuit fermé, partiellement dégazé (teneur en air $\sim 20\%$ de la saturation), avec un seul niveau libre à l'aval de la turbine.

L'appareillage est constitué par des capteurs piézoélectriques pour la mesure des pressions et un torsiomètre à jauges de contraintes pour la mesure du couple. L'enregistrement est effectué simultanément sur bandes magnétique et photographique (UV).

Analyse des informations

L'utilisation d'un analyseur analogique-digital pour traiter les signaux enregistrés sur la bande magnétique conduit à des analyses systématiques intéressantes. Dans le cadre de cette communication, seuls les résultats suivants ont été retenus :

— spectre amplitude/fréquence pour chacun des signaux enregistrés, c'est-à-dire la racine carrée de l'autospectre ;

— cohérence de chacun des signaux par rapport au signal ΔH_1 du capteur amont dans le cône de l'aspirateur ;
— transfert d'amplitude et de phase de chaque signal par rapport à ΔH_1 .

La figure 4 donne un exemple des divers spectres fournis par l'analyseur pour un régime hydraulique de charge partielle avec noyau de cavitation atteignant le fond du coude de l'aspirateur.

La figure 5 présente des résultats de cohérence et de transfert pour le même régime hydraulique. Il apparaît clairement que la cohérence n'est pas uniformément assurée et qu'on ne peut donc interpréter les relations de transfert sans choisir les bandes de fréquences appropriées.

Similitude dans l'expérimentation

Temps

L'utilisation d'un temps relatif rapporté à la fréquence de rotation de la turbine est justifiée dans la mesure où les vitesses d'écoulement considérées restent proportionnelles à la vitesse de rotation. Cela revient à admettre

$$t_m/t_{Nm} = t_p/t_{Np}$$

Figure 4 — Fréquences comparées des signaux
 $Q/Q_s = 0,715$ $H_{\text{essai}} = 12$ m
 $H/H_s = 1,04$ $\sigma = 0,19$

Figure 5 — Relations de transfert et de phase par rapport à la pression dans le cône aspirateur

$$Q/Q_s = 0,715 \quad H_{\text{essai}} = 12 \text{ m} \\ H/H_s = 1,04 \quad \sigma = 0,19$$

bien que la célérité d'onde acoustique, indépendante de la vitesse de rotation, ne satisfasse pas à cette condition.

Géométrie

Pour une transposition correcte des résultats relatifs aux fluctuations, l'homologie géométrique des formes et de l'écoulement doit être respectée, plus particulièrement pour les angles à la sortie de la roue, la forme de l'aspirateur et les conditions à l'entrée et à la sortie du modèle réduit.

Ainsi

$$L_m/D_m = L_p/D_p$$

et, par conséquent

$$\beta_m = \beta_p.$$

Régime hors cavitation

La similitude hydrodynamique du point de fonctionnement est assurée par les critères classiques qui peuvent s'écrire

$$\phi = c^{ste}, \psi = c^{ste}$$

ou

$$n_{11} = c^{ste}, Q_{11} = c^{ste}$$

Régime en cavitation

La forme et les dimensions de la torche dépendent non seulement du régime hydrodynamique mais également du niveau absolu de pression qui règne dans le diffuseur. Par conséquent, lorsqu'on s'intéresse à des figures de cavitation qui ont dépassé leur "début théorique", la reproduction des phénomènes n'est théoriquement obtenue qu'en maintenant constant le sigma et en respectant la similitude de Froude $H_m/D_m = H_p/D_p$, simultanément.

Cette dernière condition entraînant des chutes d'essais relativement basses, il est néanmoins possible d'adopter des chutes plus grandes, à condition de choisir un sigma (σ) de référence approprié.

Enfin, la teneur en air de l'eau devrait être considérée puisqu'elle conditionne la phase gazeuse. Malheureusement, le respect d'une condition de similitude est difficile du fait que cette teneur en air est mal connue ou fortement variable pour le prototype.

Fluctuations de pression

La transposition des amplitudes et des fréquences correspondantes de fluctuations de pression découle des critères de similitude précédents :

$$\Delta H_m/H_m = \Delta H_p/H_p ;$$

$$f_m/f_{N_m} = f_p/f_{N_p}.$$

Couple

Comme il n'est pas possible de réaliser un modèle réduit de l'ensemble du groupe hydroélectrique, aux bornes duquel on mesurerait la puissance électrique,

on se limite à mesurer le couple dynamique sur l'arbre de la turbine. La transposition des fluctuations de couple ainsi mesurées est licite, pour autant que les fréquences propres de la ligne d'arbres soient largement supérieures aux fréquences mesurées, aussi bien sur modèle que sur prototype. Par bandes de fréquence, on a $\Delta T_m/T_m = \Delta T_p/T_p$.

Comme l'écart sur prototype, entre fréquences d'excitation hydraulique du couple et fréquences propres, est en général plus faible que sur modèle, on ne peut exclure, à priori, une certaine amplification des fluctuations relatives de couple, telles que $\Delta T_m/T_m \gtrsim \Delta T_p/T_p$.

Si l'on tient compte, en outre, du fait que les fluctuations de vitesse de rotation ΔN , accompagnant les fluctuations de couple ΔT , n'ont très probablement pas la même importance relative sur modèle et sur prototype, il vaut mieux adopter des critères de stabilité relatifs à la dérivée $\Delta T/T$ plutôt que des critères de stabilité basés sur la valeur absolue de $\Delta T/T$ (cf. Fig. 3).

Circuit

Des mesures effectuées sur le circuit en l'absence de turbine ont confirmé l'existence de fréquences "parasites". Elles ont pu être "éliminées" grâce à l'analyse analogique digitale.

Types de similitude réalisés pour les essais

Quand la cavitation n'en est qu'au stade de début, la seule similitude, entre modèle et prototype, permettant de conserver simultanément les gradients de pression et les pressions minimums est réalisée pour $\sigma = c^{ste}$ et $H/D = c^{ste}$.

Pour les conditions d'implantation habituelles, la cavitation est développée et la conservation des constantes σ et H/D ne garantit plus la conservation de l'intensité de cavitation.

Pour déterminer dans quelle mesure il en résulte des écarts sur la transposition des amplitudes, voire des fréquences, deux similitudes ont été testées sur modèle réduit en faisant varier la chute d'essai :

— la similitude *A* avec $\sigma = c^{ste}$ pour trois chutes d'essai. Les mesures sont effectuées pour trois valeurs de σ correspondant à trois développements caractéristiques de la torche sous la chute médiane de 12 m (longueur torche : 0, mi-coude, fond du coude aspirateur :

$\sigma = 0.30$ (Fig. 6)	0.34	0.45
$H = 6 \text{ m}, 12 \text{ m}, 18 \text{ m}$	6 m, 12 m, 18 m	6 m, 12 m, 18 m

— la similitude *B* avec une longueur et un diamètre de torche visuelle constants pour trois chutes d'essais, donc sans condition sur sigma :

Longueur torche/profondeur coude aspirateur		
100 % (Fig. 7)	50 %	0 %
Hauteur de chute nette : H		
6 m, 12 m, 18 m	6 m, 12 m, 18 m	6 m, 12 m, 18 m

Figure 6 – Fréquences comparées en fonction de H (similitude A, pression ΔH_2).

Figure 7 – Fréquences comparées en fonction de H (similitude B, pression ΔH_2).

Conclusions et synthèse

Les conclusions portent sur :

- l'influence de la cavitation à chute constante ;
- l'influence de la chute avec les deux similitudes A et B.

Evolution des paramètres en fonction du degré de cavitation

Les figures 8 et 9 présentent l'évolution des amplitudes et des phases de quatre signaux, dans leurs principales bandes de fréquences, pour un régime typique de charge partielle avec une chute d'essai constante égale à 12 m.

Les fréquences rencontrées varient peu avec σ et s'établissent comme suit :

	Fréquence 1	Fréquence 2	Fréquence 3
f/f_N	0.20	0.41	0.61

Ces différentes fréquences augmentent pour des régimes de cavitation très développés. Ainsi, pour $\sigma = 0.0638$, on a $f/f_N = 0.27, 0.42$ et 0.68 et une nouvelle fréquence $f/f_N = 0.54$ devient perceptible.

Les amplitudes correspondantes varient sensiblement avec σ , comme en témoignent les observations suivantes :

- pour les σ élevés, l'atténuation entre ΔH_2 (cône) et ΔH_3 (volute), très forte sur la fréquence 1, subit une réduction sensible sur les fréquences 2 et 3 ;
- pour le σ le plus bas, l'amplification très marquée sur ΔH_2 à toutes fréquences devient au contraire une atténuation sur ΔH_3 dans la volute ;
- l'évolution de ΔT est beaucoup plus voisine de

Figure 8 – Influence de la cavitation sur les amplitudes
 $Q/Q_c = 0,715$ $H/H_c = 1,04$

celle de ΔH_3 (volute) que de ΔH_2 (aspirateur). Pour les σ les plus bas, voisins des σ d'implantation, le maximum de ΔT se manifeste sur la fréquence 2 ; $-\Delta F$ présente la plus forte variation en fonction du σ avec un fort gradient d'amplitude pour la fréquence 2.

Les phases (par rapport au signal ΔH_1) présentent des évolutions plus ou moins simples.

Ainsi, ΔH_2 se tient globalement en opposition de phase avec ΔH_1 sur la fréquence 1 et en parfait accord de phase avec ΔH_1 sur la fréquence 2.

Les phases du couple ΔT et de la pression volute ΔH_3 présentent la même allure au signe près.

En revanche, d'autres évolutions de phases demandent plus d'analyse comme celles de ΔH_3 comparées à celles de ΔH_2 .

Trois conclusions simples peuvent être tirées de ces analyses :

- la fréquence 1 correspond bien à un mouvement de giration excentré du noyau du vortex et ce mouvement entraîne plus une fluctuation locale de débit qu'une pulsation globale ;
- la fréquence 2 correspond au passage complexe du noyau du vortex dans le coude de l'aspirateur et ce mouvement entraîne une pulsation globale du débit. C'est ce mouvement qui provoque la majeure partie de la fluctuation du couple aux σ les plus bas, voisins des σ d'implantation ;
- la forte augmentation des amplitudes de ΔH_2 à très bas σ n'est pas accompagnée d'une augmentation de la pulsation de débit. Il s'agit probablement d'une augmentation des fluctuations locales du débit qui s'organisent entre phase vapeur et phase liquide.

Influence de la chute

Similitude A

La similitude A assure la constance des valeurs de σ pour les trois chutes d'essais. Les σ de référence sont ceux qui, sous 12 m, correspondent à des torches

Figure 9 – Influence de la cavitation sur les phases
 $Q/Q_c = 0,715$ $H/H_c = 1,04$

allant jusqu'au fond du coude, à mi-coude et à la torche apparaissant.

Les figures 10a et 10b résument les principales amplitudes pour les deux premières fréquences caractéristiques des spectres. L'influence de la chute est faible pour $\sigma = 0,30$ et $0,45$ et pour $f/f_N \sim 0,2$. En revanche, le σ intermédiaire de $0,34$ conduit, sous 18 m, à une quasi-disparition des amplitudes.

Dans la gamme $f/f_N \sim 0,4$, on retrouve l'absence d'influence significative de la chute pour les σ extrêmes $0,3$ et $0,45$. Avec $\sigma = 0,34$ et $H = 18$ m, apparaît une baisse très nette des amplitudes $\Delta H_1/H$ et $\Delta H_2/H$ mais qui ne se répercute, ni sur ΔH_3 , ni sur ΔT , ni sur ΔF .

Similitude B

La similitude B assure mieux la constance visuelle des dimensions du noyau gazeux lorsque la chute varie. La valeur de σ est ajustée pour retrouver sous chaque chute les trois figures de torche décrites plus haut.

Les figures 11a et 11b résument les résultats d'amplitudes pour $f/f_N \sim 0,2$ et $f/f_N \sim 0,4$.

Pour $f/f_N \sim 0,2$, l'influence de la chute est peu marquée, sauf pour la torche à mi-coude sous 12 m qui entraîne un maximum très net sur ΔH_1 et ΔH_2 mais fortement atténué sur ΔH_3 et ΔT .

Pour $f/f_N \sim 0,4$, on retrouve le maximum sous 12 m pour la torche à mi-coude, mais ce maximum disparaît sur ΔT . A noter également une certaine amplification pour $H = 6$ m et pour la torche la plus longue, cette amplification étant bien marquée sur ΔH_3 , ΔT et ΔF .

Synthèse et perspective

L'influence de la cavitation à chute constante est particulièrement nette sur trois points :

- la stabilité rapportée au couple diminue aux basses valeurs de σ mais sur la deuxième fréquence du spectre et non sur la première fréquence correspondant au

Figure 10 — Amplitudes comparées en fonction de H (similitude A).

Figure 11 — Amplitudes comparées en fonction de H (similitude B).

mouvement de giration excentrée du noyau de vapeur.
— la baisse de σ n'entraîne pas sur le couple les mêmes gradients d'amplitudes que sur les pressions, ni en valeur, ni en sens. L'évolution du couple dynamique se rapproche plus de l'évolution de la pression dynamique dans la volute que de celle de la pression dans l'aspirateur.

— les deux premières fréquences des spectres varient peu avec σ et correspondent d'une part, au mouvement de rotation excentrée dans le cône, et d'autre part, au mouvement complexe du noyau à la sortie du coude. Le premier mouvement se caractérise par le déphasage de 180° entre deux mesures de pressions diamétralement opposées dans le cône, le deuxième mouvement entraîne une mise en phase de ces mesures.

Les essais de variation de la chute posent autant de questions qu'ils en résolvent... Les trois connaissances acquises ici peuvent s'énoncer ainsi :

— pour des valeurs de σ relativement élevées, l'influence de la chute à σ constant est faible et indéterminée. En particulier la chute la plus basse n'entraîne pas une minimisation des fluctuations ;
— pour des valeurs de σ relativement élevées, les similitudes A et B ne donnent pas de résultats fort différents, mais il faut souligner que les noyaux de vapeur considérés ici restent de dimensions modestes ;
— le noyau de vapeur "à mi-coude" représente une figure de cavitation particulièrement sensible puisqu'il entraîne une singularité dans les résultats pour la chute 18 m avec la similitude A et pour la chute 12 m avec la similitude B .

En perspective, il apparaît assez clairement que l'influence de la chute doit être testée à des stades de cavitation plus développés lorsque le noyau de vapeur atteint et dépasse la sortie du coude. Si l'on veut continuer à comparer les similitudes A et B , il conviendra de mettre en place des instruments de visualisation plus performants. D'autre part, la cinétique du noyau à la sortie du coude sera précisée par des moyens optiques ainsi que par des mesures denses de pressions en paroi. Enfin, on devra vérifier les incertitudes extrêmes que peut entraîner la variation de la teneur en air.

Notations

Symbole	Unité	Grandeur
H	m	Hauteur de chute nette
H_x	m	Hauteur de colonne d'eau représentative de la pression au point x ($x = 1, 2, 3$)
ΔH_x	m	Hauteur de colonne d'eau représentative de la variation dynamique de la pression au point x ($x = 1, 2, 3$), valeur crête à crête
$\Delta H_x/H$	—	Variation dynamique relative de la pression, valeur crête à crête
Q	m ³ /s	Débit
N	t/min	Vitesse de rotation
f	Hz	Fréquence

f_N	Hz	Fréquence correspondant à la vitesse de rotation $N : f_N = N/60$
f/f_N	—	Fréquence relative
t	s	Temps
T	mN	Couple
ΔT	mN	Variation dynamique du couple valeur crête à crête
$\Delta T/T$	—	Variation dynamique relative du couple valeur crête à crête.
P	W ; kW	Puissance
F	N	Poussée axiale
F_r	N	Poussée axiale de référence : $F_r = 424$ H
ΔF	N	Variation dynamique de la poussée axiale, valeur crête à crête
$\Delta F/F_r$	—	Variation dynamique relative de la poussée axiale, valeur crête à crête
L	m	Longueur
D	m	Diamètre
σ	—	Chiffre de cavitation de Thoma
a/a_0	—	Ouverture relative du distributeur.

Indices

$\sim$	Régime de rendement optimum
m	Modèle
p	Prototype

Régimes instationnaires — bibliographie

- [1] CAMPMAS P. — Stabilité du régime de fonctionnement des turbines Francis. *AIRH*, Symposium Nice, 1960. Communication B4.
- [2] CAMPMAS P. et GIRAUD H. — Analyse du fonctionnement d'une turbine Francis. Comparaison des investigations sur modèle réduit et sur turbine industrielle. *AIRH*, Symposium Nice, 1960. Communication B6.
- [3] DZIALLAS R. — Francis Turbinen bei Teil- und Überlast. *VDI-Berichte*, Nr. 75, 1964, p. 53-64.
- [4] GREIN H. et JAQUET M. — Measurements of pressure fluctuations in storage pumps and pump turbines. *AIRH*, Symposium Rome, 1972. Communication H1, p. 1-12.
- [5] SCHLEMMER G., GERICH R., RAABE J. — Measurement of unsteady flow field in Francis turbines of high specific speed. *AIRH*, Symposium Rome, 1972. Communication H3.
- [6] DERIAZ P. — A contribution to the understanding of flow in draft tube of Francis turbines. *AIRH*, Symposium Nice, 1960. Communication B1.
- [7] GREIN H. — Partial pressure and gaz content inside a cavitating vortex core and influence on pressure fluctuations in a draft tube of a Francis type pump-turbine. *Proceedings of the conference on cavitation*, C182, 1974. Tiré-à-part Escher Wyss, Zurich.
- [8] CASSIDY J.J. and FALVEY H.T. — Observations of unsteady flow arising after vortex breakdown. *J. Fluid mech.*, 1970, vol. 41, part 4, p. 727-736.
- [9] GREIN H. — Vibration phenomena in Francis Turbines : their causes and prevention. *AIRH*, Symposium Tokyo, 1980, p. 527-539.
- [10] FISCHER R.K., PALDE U. and ULITH P. — Comparison of draft tube surging of homologous scale models and prototype Francis turbines. *AIRH*, Symposium Tokyo, 1980, p. 541-556.

- [11] ULITH P., JAEGER E.-U. and STRSCHELETZKY M. — Contribution to clarifying the inception of nonstationary flow phenomena in the draft tube of high specific speed Francis turbines operating at part load. *AIRH*, Symposium Vienne, 1974. Communication III4, p. 1-18.
- [12] PALDE U.J. — Influence of draft tube shape on surging characteristics of reaction turbines. *REC-ERC*, 72-24, U.S. Bureau of Reclamation, Denver, 1972.
- [13] HOSOI Y. — Contribution to model tests of draft tube surges of Francis turbines. *AIRH*, Symposium Tokyo, 1980, p. 141-150.
- [14] DÖRFLER P. — Modèle mathématique des oscillations excitées à charge partielle par la torche de cavitation dans les turbines Francis. *Bulletin Escher Wyss*, 1980, n° 1/2, p. 101-106.
- [15] BRENNEN C. and ACOSTA A.J. — Theoretical, Quasi-static analysis of cavitation compliance in turbopumps. *Journal of Spacecraft*, 1973, vol. 10, no. 3, mars, p. 175-180.
- [16] HASHIMOTO H. — Swirling flow accompanied by cavity in circular tube. *Rep. Ints. High sp. mech. Japan*, vol. 19, 1967/1968, no. 241-257.
- [17] NISHI M., KUBOTA T., MATSUNAGA S. and SENOO Y. — Study of swirl flow and surge in an elbow draft tube. *AIRH*, Symposium Tokyo, 1980, p. 557-568.
- [18] CASACCI S., WEGNER M. GUITON P. — Analyse des vibrations et des instabilités de fonctionnement dans les turbines-pompes. *La Houille Blanche*, 1971, n° 6, p. 519-530.
- [19] ZIELKE W. — Periodische Schwingungen und Resonanzerscheinungen in Druckrohrleitungen. *Elektronische Berechnung von Roh- und Gerinneströmungen*, 1974, p. 233-275.
- [20] LECHER W. and BAUMANN K. — Francis turbines at part-load with high back pressure. *AIRH*, Symposium Lausanne, 1968. Communication B4, p. 1-12.
- [21] FANELLI M. — Further considerations of the dynamic behaviour of hydraulic turbo-machinery. *Water Power*, 1972, juin.

Discussion

Président : J. CHEVALIER

M. ROTH a observé lors d'une étude récente, en collaboration avec un constructeur, des figures de vortex un peu différentes de celles présentées par M. WEGNER, la torche commençant à l'intérieur de la roue. Ces résultats ont été corroborés par un calcul tridimensionnel par éléments finis.

M. ROSSI projette une diapositive qui compare quelques valeurs de pulsation mesurées par les auteurs avec d'autres mesurées dans les laboratoires Hydroart en des conditions presque équivalentes. Il remarque en particulier, comme dans ce cas, que la pulsation à la fréquence de la fondamentale est nettement prédominante sur les autres, de sorte que celle-ci seulement peut en pratique être assumée pour représenter le phénomène.

M. WEGNER fait observer que les divergences ne sont pas aussi importantes qu'on pourrait le croire, qu'il faudrait étendre un peu la plage de variation de σ et étudier précisément les conditions expérimentales pour pouvoir faire une comparaison fructueuse, et que le premier harmonique des fluctuations de pression est effectivement renforcé dans les fluctuations de couple.

M. ZANETTI fait quelques considérations sur la possibilité d'interpréter le phénomène global d'instabilité aux charges partielles dans une turbine Francis en recourant à deux hypothèses simples : la première, que l'effet de la torche puisse être schématisé en une perte de charge périodique ayant lieu dans le coude de décharge, la seconde, que l'inertie de la conduite intervienne dans le phénomène. On montre un diagramme d'où l'on peut déduire les corrélations en amplitude et phase de quelques grandeurs intéressées au phénomène : pulsation de chute, de débit, de couple, etc.

M. CASACCI estime qu'il faut étudier séparément chaque partie de l'installation et en particulier approfondir notre connaissance de la fonction de transfert de la roue. De plus, il faut distinguer les pulsations globales et les pulsations locales car elles seront transmises tout à fait différemment par la roue.

Intervention de M. GRAESER

En régime permanent, la mesure du couple, à vitesse et ouverture du distributeur constantes, ne pose aucun problème et la transposition au prototype des valeurs moyennes mesu-

rées sur modèle est régie par des lois de similitudes bien connues.

Quand il s'agit d'évaluer l'instabilité de la puissance qui se manifeste en régime permanent pour certains domaines de fonctionnement, seule la fluctuation du couple est mesurée. La fluctuation de vitesse qui lui est liée n'est pas connue. Il n'est donc pas encore possible de déceler dans quelle mesure la réaction dynamique du modèle aux sollicitations hydrauliques a une influence sur les fluctuations mesurées du couple.

A l'intérieur de la machine, les ondes de pression se propagent avec une célérité qui n'obéit pas à la loi de similitude des vitesses admises communément pour la transposition des résultats de mesure du modèle au prototype. L'erreur qui en résulte devrait être évaluée.

Enfin, les masses tournantes des gros prototypes constituent des systèmes élastiques (vibrations à la torsion, voir Fig. 12) susceptibles d'entrer en résonance à certaines fréquences de la fluctuation de couple. La prévision de tels phénomènes est indispensable au constructeur.

L'étude de ces problèmes, qui fera appel aussi bien à la mesure qu'au calcul, s'inscrit dans le développement de la recherche poursuivie par les auteurs de la communication.

Figure 12 — Comportement des masses tournantes α , α' décalage angulaire par rapport à la référence du champ tournant.

Abstract

Experimental analysis of hydraulic stability of the partial load Francis turbine

The paper begins by recalling briefly the general trends observed in the literature and the meaning of stability. Taking that the torque fluctuation on the main shaft is the most synthetic index of turbine stability into account, the paper deals, on the one hand, with the relationship between the pressure fluctuation in the draft tube cone and spiral casing, and on the other, the torque fluctuation. Fluctuations are measured on a Francis turbine model.

After recording the a.m. signals on tape, automatic analysis is carried out by use of a digital-analogic analyser which delivers the following information:

- frequency spectrum of each signal;
- consistency of each signal in relation to the other;
- amplitude transfer between two signals;
- phase transfer between two signals.

Two main parameters govern these model tests:

- the first one is the degree of cavitation with a constant operating head;
- the second one is the operating head keeping as a constant either the cavitation number or the dimension of the cavitating dead water core.

Main results and conclusions are described below:

- When cavitating dead water core increases, pressure fluctuations in the draft tube cone are amplified for all frequencies. Pressure fluctuations in the spiral casing are largely reduced for the dominant frequency, but much less for the first harmonic. As a result, the highest torque fluctuations are found for the first harmonic and not for the dominant frequency.

- It therefore appears that the dominant frequency is produced by a local flow phenomenon (eccentric rotation of cavitating dead water core) and that the first harmonic is produced by a complete flow pulse due to the complex movement of the core in the draft tube elbow. The analysis of phases confirms that statement.

- When the operating head changes, keeping as a constant either the cavitation value or the size of the vapor value, the relative values of measured fluctuations do not have any significant trend. It can be observed that the lowest operating head does not lead to the lowest relative amplitudes of fluctuations. Nevertheless, observed dimensions of cavitating dead water core are not sufficiently developed to be able to draw a firm conclusion as to the effect of the operating head. The authors are therefore preparing an extension of the measurements to visual observations in the draft tube elbow and analysis.