SOCIÉTÉ HYDROTECHNIQUE DE FRANCE

Comité technique — Session n° 128 — Paris — 12 et 13 juin 1985

CERTAINS ASPECTS DE L'HYDROÉLECTRICITÉ DE FAIBLE PUISSANCE
QUELQUES ÉTUDES DE CAS DE TRANSITOIRES HYDRAULIQUES

Retard des turbines à réaction et des pompes dans leur comportement en régime transitoire

*Delay of reaction turbines and pumps
to transient states*

D. Simonnot

Electricité de France — S.P.H. — Département Technique
14-16, rue de Miromesnil, 75384 Paris Cedex 08

Dans les modélisations numériques des régimes transitoires des machines, les caractéristiques de ces dernières sont supposées celles du fonctionnement en régime permanent dans les conditions de vitesse et de hauteur nette du moment.

La confrontation des mesures et des calculs infirme systématiquement cette pratique : un retard s'observe entre comportement théorique et comportement réel.

Dans le présent papier, on expose trois exemples typiques de ce phénomène, qui, pour des besoins industriels concrets, ont donné lieu à une analyse relativement approfondie.

On indique ensuite comment on a corrigé le modèle numérique pour améliorer la qualité de la simulation.

In numerical models of transient states of machines, the characteristics of the machines are assumed those of steady state operation under prevailing speed and net head conditions.

This practice is systematically refuted by confronting measurements with computations : a delay is observed between the theoretical behavior and the real behavior.

This paper describes three typical examples of this phenomenon which, for concrete industrial needs, were subjected to a relatively thorough analysis.

It is then described how the numerical model was corrected to improve the quality of simulation.

Retard des turbines à réaction et des pompes dans leur comportement en régime transitoire

- I - Introduction et résumé
- II - Caractéristiques d'une pompe centrifuge en régime dynamique
- III - Grandes et rapides variations de la puissance d'une KAPLAN
- IV - Fonction de transfert puissance/ouvertures d'une KAPLAN
- V - Notes concernant les modèles numériques
- VI - Notations

Dans les modélisations numériques des régimes transitoires des machines, les caractéristiques de ces dernières sont supposées celles du fonctionnement en régime permanent dans les conditions de vitesse et de hauteur nette du moment.

La confrontation des mesures et des calculs infirme systématiquement cette pratique : un retard s'observe entre comportement théorique et comportement réel.

Dans le présent papier, on expose trois exemples typiques de ce phénomène, qui, pour des besoins industriels concrets, ont donné lieu à une analyse relativement approfondie.

On indique ensuite comment on a corrigé le modèle numérique pour améliorer la qualité de la simulation.

I - INTRODUCTION ET RESUME

I.1 -

La confrontation des calculs et des mesures relatifs aux régimes transitoires des machines hydrauliques apporte rarement une totale satisfaction.

Le calcul des grandes perturbations, comme celles qui résultent de la perte du réseau électrique, fournit, il est vrai, un ordre de grandeur des surpressions et des survitesses, généralement suffisant pour le dimensionnement des organes. Les erreurs de prévision sont souvent absorbées par les marges de sécurité.

Elles sont rarement analysées dans le détail : on les attribue trop facilement aux distorsions de caractéristiques entre modèle et prototype, à

la mauvaise similitude géométrique, à la cavitation, etc...

La même comparaison relative aux fonctions de transfert des turbines (par exemple, réponse en amplitude et en phase de la puissance lorsqu'on imprime à l'organe d'admission un petit mouvement sinusoïdal) dévoile une distorsion encore plus sensible, qui altère cette fois sérieusement les études de régulation de vitesse.

Il est remarquable que les distorsions entre calculs et mesures traduisent toujours, dans les exemples qu'on a étudiés, un retard de la machine au regard du comportement prévu par voie théorique.

I.2 -

Trois exemples concrets, extraits de trois études à caractère industriel, illustrent ci-après ces anomalies :

1) Caractéristiques d'une pompe centrifuge en régime dynamique

Pour les besoins d'une étude de suréquipement, on a voulu reconstituer la caractéristique complète d'une pompe centrifuge à distributeur fixe, à partir de résultats de mesures. Ces derniers portaient sur la vitesse, la hauteur nette, la pression en base de conduite et, par voie indirecte, le débit pendant le régime transitoire consécutif à la perte du réseau d'alimentation, tous les organes de coupure du débit étant immobilisés. La caractéristique de débit parcourue par la machine diffère complètement de celle qu'on observe en régime permanent.

Ce premier exemple pose à lui seul le problème de la représentativité des modèles numériques

classiques, qui attribuent à chaque instant à la machine la caractéristique mesurée en régime permanent dans les conditions de vitesse et de chute nette du moment.

2) Grandes et rapides variations de la puissance d'une KAPLAN

Le problème industriel était le suivant. La machine alimente un réseau isolé de très grande inertie. En cas d'incident sur la liaison électrique, la perte de la charge active peut durer plusieurs secondes. Pendant ce temps de désordre, un automate ferme d'abord les organes d'admission pour limiter la survitesse. La remontée en puissance suit la réouverture avec un retard que l'automate doit connaître, et qui fait précisément l'objet de l'étude.

L'expérience montre que le retard de la machine est substantiellement plus grand que le retard calculé.

3) Fonction de transfert puissance/ouverture de la même KAPLAN

Pour l'étude des conditions limites de stabilité et pour le choix des paramètres de réglage, les techniciens de la régulation sont parfois amenés à rechercher la réponse de la machine à de petites sollicitations sinusoïdales des organes d'admission autour d'une valeur moyenne spécifiée. Le relevé expérimental le plus simple concerne évidemment les fluctuations de la puissance de la machine, couplée au réseau général (vitesse constante).

On constate que les turbines FRANCIS et KAPLAN, systématiquement, manifestent sur cette réponse des distorsions importantes au regard des valeurs calculées (amplitude et phase des oscillations de la puissance), et spécialement sur le retard de phase, très sous-estimé par les modèles théoriques. On en verra la démonstration pour la KAPLAN de l'exemple précédent.

I.3 -

Les manifestations de ce retard dans le comportement dynamique des machines ont été décelées depuis deux décennies au moins par les techniciens de la régulation de vitesse.

Le phénomène, d'origine mal connue, trouve une part d'explication dans le fait que, à cause des temps de parcours de l'eau et des inerties mises en jeu, une variation du régime de la machine ne peut pas s'établir instantanément.

Il a été analysé par M. CAMPMAS (1), dont les travaux n'ont pas été publiés.

On peut améliorer sensiblement la représentativité des modèles théoriques classiques, qui s'alimentent des données de machine mesurées en régime permanent, par la double règle suivante :

- (1) Conseiller Scientifique à la DIVISION TECHNIQUE GENERALE de 1967 à 1980

1) Le débit lu sur la caractéristique de régime permanent n'est pas le débit réel Q , mais un débit fictif,

$$Q^* = Q + T \frac{dQ}{dt} \quad [1]$$

T étant une constante de temps, à déterminer par l'expérience, et qui doit couvrir au mieux l'ensemble des phénomènes transitoires à simuler.

2) Le coefficient de transfert

$$E = \frac{W}{gHQ}$$

de la puissance hydraulique vers la puissance mécanique est à rechercher, sur les caractéristiques de régime permanent, en fonction du débit réel Q .

Un modèle numérique qui exploite ces deux règles est incontestablement plus représentatif des phénomènes réels.

II - CARACTERISTIQUE D'UNE POMPE CENTRIFUGE EN REGIME DYNAMIQUE

II.1 -

Le LABORATOIRE D'HYDRAULIQUE DE TOULOUSE a procédé en 1962, sous la direction de M. ESCANDE à des essais détaillés de réception des installations d'HOSPITALET. (fig.1)

FIG.1

Dans l'un des essais, une pompe (750 tr/min ; 250 m ; 4,1 m³/s) est déclenchée du réseau sans manoeuvre aucune des organes de coupure. Le débit s'inverse donc rapidement, suivi en cela par la vitesse, et le régime final est celui de l'emballement en turbinage. La pompe, qui refoule son débit dans un collecteur de l'usine, travaille sous forte pression à l'aspiration.

On s'intéressera essentiellement, dans ce qui suit, aux tout premiers instants de la manoeuvre, avant l'inversion du débit.

Les données propres à l'installation (pertes de charge, temps de parcours des ondes, pentes a/gS des droites de l'épure BERGERON, etc...) ont été dégagées avec une bonne précision de l'ensemble des essais.

II.1 - a -

Ont été mesurées pendant la manoeuvre en question

- fig.2, les pressions encadrant la machine à l'aspiration et au refoulement (collecteur de l'usine), et donc, par différence, la hauteur nette de refoulement.

- la vitesse de la machine, fig.2,

FIG.2

- le débit, fig.3, déduit de la rotation des moulinets mis en batterie pour la réception des pompes.

FIG.3

Ce moyen de mesure en régime dynamique pouvant être sujet à caution, on a doublé l'information par le débit $Q(t)$ déduit de la pression mesurée à l'aspiration de la pompe. (Un programme numérique, travaillant à l'inverse du cheminement habituel, a été rédigé spécialement). La courbe de la fig.3 représente la valeur calculée, mais quelques points de mesure aux moulinets sont également indiqués. Il est important de remarquer que l'instant d'inversion du débit est bien confirmé par les deux méthodes. (On retient pour la suite la valeur $Q(t)$ calculée).

II.1 - b -

Que connaît-on de la caractéristique en pompe ?

Les essais de réception, portant bien entendu sur le régime permanent, fournissent avec une bonne précision, fig.4, un segment de la "caractéristique réduite" du quadrant pompe. La courbe a été tracée en supposant que la hauteur à débit nul est $1,4 H_0$ (H_0 = hauteur nette au régime optimum). Pour $1,3 H_0$, l'abscisse correspondante eût été 41,6. Cette incertitude ne modifie pas les conclusions qui vont suivre.

FIG.4

II.2 -

La caractéristique réduite en régime dynamique peut être tracée à son tour, fig.5, puisqu'à chaque instant on dispose de la vitesse, de la hauteur nette et du débit. On constate qu'elle prend un trajet tout différent de la caractéristique de régime permanent, et aucune spéculation ne permet de contourner cette réalité.

Bien entendu, ceci n'est guère de nature à satisfaire les praticiens des modèles numériques !

FIG.5

Il y a, de toute évidence, une lacune fondamentale dans tout processus de calcul qui prend les caractéristiques de débit de la machine dans des relevés effectués en régime permanent.

II.3 -

En effet, l'allure de la caractéristique réduite traduit, au moins pour l'essentiel, le retard de la machine à faire varier son débit.

On peut vérifier cette hypothèse en comparant, fig.6, la loi d'évolution du débit calculé par la méthode habituelle ($T = 0$ dans la formule [1]) avec celle du débit mesuré : l'évolution est beaucoup plus lente dans la réalité, et le temps de l'inversion s'attarde de 2 secondes.

FIG. 6

La prise en compte de ce retard dans la méthode de calcul, conformément à (I.3), corrige notablement cette distorsion : voir fig.7.

FIG. 7

La pente de $Q(t)$, qui conditionne entièrement le coup de bélier est bien mieux simulée si, dans la formule [1], on adopte une constante de temps de 4 s.

II.4 -

Il faut donc retenir de ce premier exemple, pour résumer :

- que la caractéristique de débit de la machine n'est plus, en régime variable, celle qu'on mesure en régime permanent,
- qu'il y a du retard dans la variation du débit, au regard de la variation qu'on calcule par la méthode classique,
- qu'une correction par une simple équation différentielle du 1er ordre semble déjà intéressante.

III - GRANDES ET RAPIDES VARIATIONS DE LA PUISSANCE D'UNE KAPLAN

La manoeuvre qu'on se propose maintenant de simuler par le calcul concerne la reprise de puissance d'une KAPLAN, lors d'une fermeture et d'une réouverture de ses organes d'admission.

III.1 -

Le graphique de la fig.8 montre la loi de manoeuvre mesurée pour le vannage (il se ferme quasi complètement, puis se réouvre), et pour les pales, dont la vitesse limite est beaucoup plus réduite.

La puissance, enregistrée à la sortie de l'alternateur, est - pendant la descente principalement - fortement modulée par les oscillations pendulaires du rotor de l'alternateur : on fera par la suite abstraction de ce phénomène, que le modèle numérique ne simulait pas.

La vitesse restait constante (réseau européen).

On constate que la remontée en puissance s'exécute avec un retard d'environ 2,5 secondes sur la réouverture du vannage.

Il était souhaitable, pour les besoins d'une étude particulière et complexe, que le modèle numérique représentât bien, entre autres, ce retard à la reprise de la puissance.

FIG. 8

III.2 -

Ce modèle numérique exploitait des mesures détaillées de débit et de rendement, effectuées en régime permanent sous plusieurs hauteurs de chute brute, et pour des déconjugaisons importantes entre pales et vannage.

On peut estimer que le modèle numérique reconstituait le débit de régime permanent de façon excellente aux fortes ouvertures, et de façon convenable aux faibles ouvertures : l'extrapolation à zéro pour les ouvertures nulles est à cet égard très précieuse.

En revanche, le coefficient $\frac{W}{gQH}$ calculé,

excellent pour les fortes ouvertures, devient sujet à caution à faible charge, et très incertain pour les puissances négatives (régime de barbotage).

On peut donc espérer que le modèle dispose de données sûres pour le calcul du débit et de la hauteur nette interne, mais il est inutile de prendre en considération les puissances négatives qu'il délivre.

III.3 -

La fig.9 représente l'évolution de la puissance calculée selon le processus indiqué en (I.3), et pour trois valeurs de la constante de temps T de la formule [1].

FIG.9

Il apparaît clairement que le calcul classique ($T = 0$) anticipe le régime de la machine au regard de la réalité, et qu'une constante $T = 0,6$ seconde améliore sensiblement la représentativité du modèle.

IV - FONCTION DE TRANSFERT PUISSANCE/OUVERTURES D'UNE KAPLAN

Ce troisième exemple, qui illustre le retard dans le comportement dynamique des machines, intéressera plus particulièrement les techniciens de la régulation.

L'adaptation des paramètres du régulateur à la machine et au réseau peut être étudiée sur modèle numérique.

Pour qu'un modèle numérique soit fiable, il faut au moins qu'il simule convenablement les manoeuvres simples qu'on peut exécuter sur la machine. La réponse en puissance aux sollicitations périodiques des organes d'admission en est un exemple.

IV.1 -

L'étude est conduite de la façon suivante :

- le groupe est couplé au réseau général, et réglé à une puissance "centrale".

- un ordre électrique sinusoïdal, de fréquence F , est adressé au régulateur en vue de moduler la puissance à la même fréquence, de part et d'autre de la puissance centrale.

- on enregistre les mouvements du vannage et des pales, ainsi que la puissance.

- par analyse harmonique, on obtient le terme fondamental de la série de Fourier pour chacune de ces grandeurs, et on trace la fonction de transfert puissance/ouverture vannage, en amplitude et en phase.

- on entre ensuite dans le modèle numérique les mouvements de vannage et de pales relevés aux essais et on trace à nouveau la même fonction de transfert que ci-dessus, pour la puissance calculée.

On compare ainsi directement la réponse de la machine à celle qui est calculée.

IV.2 -

Les résultats de cette comparaison sont portés sur la fig.10 dans la représentation de BODE :

abscisse $\rightarrow \log F$

gain $\rightarrow 20 \log \frac{\Delta W}{\Delta X}$ (décibels)

phase $\rightarrow \text{angle} \frac{\vec{\Delta X}}{\vec{\Delta W}}$

des vecteurs de FRESNEL
(degrés)

FIG.10

On constate que le modèle classique ($T = 0$) simule mal le comportement réel au-delà de $F = 0,1$ Hz. Le gain calculé est trop important, et le déphasage sous-estimé.

Il est manifeste que les études de régulation par voie théorique sont très altérées par le retard de la machine, et que les conclusions qu'on tire de ces études doivent être considérées avec réserves.

En introduisant la constante de temps $T = 0,6$ s déduite du paragraphe III, le modèle numérique restitue un gain en puissance nettement plus réaliste, et repousse d'environ une octave la bonne représentation du déphasage. Pour la régulation, ce progrès est très appréciable.

Aux fréquences supérieures à $F = 0,2$ Hz :

- la distorsion entre calcul et mesure est de moins en moins grave, car le filtrage de la vitesse par les masses tournantes atténue très vite les risques d'instabilité du réglage.

- il serait sans doute possible de repousser la fréquence limite de bonne représentativité du modèle en adjoignant un correcteur qui procure seulement un déphasage ; par exemple $(1 - pT') / (1 + pT')$.
(p : variable de Laplace ; T' : seconde constante de temps)

V - NOTES CONCERNANT LES MODELES NUMERIQUES

Les modèles numériques diffèrent quant à leur usage, ou au cadre dans lequel ils opèrent :

- simulation des délestages de réseau, du réglage de vitesse en réseau isolé, de la participation au réglage primaire, de la

soumission au télé-régulation, etc... (Ce sont la loi ouverture/temps et la nature du couple résistant qui font alors la différence).

- groupe seul ou groupes multiples sur une même adduction, adduction avec ou sans cheminée d'équilibre, présence de déchargeurs, etc...

La variété des modèles, à laquelle il faut ajouter celle des machines (un ou plusieurs organes d'admission, turbine-orifice ou débit sensible à la vitesse...) est telle qu'un programme universel, adaptable à toutes les situations, n'est sans doute pas la solution la meilleure.

On ne considère donc ci-après que le segment de programme qui concerne la machine elle-même.

V.1 -

Le modèle numérique global est agencé, bien entendu, pour calculer pas à pas toutes les grandeurs variables du système au temps t_{i+1} , connaissant ces mêmes variables aux temps t_i , t_{i-1} , t_{i-2} , etc...

(i est la suite 1, 2, 3... et $t_i = i\Delta t$, Δt étant le pas de temps de calcul)

Le calcul traite les lois physiques qui s'appliquent à deux ensembles :

- 1) Les ouvrages d'adduction, dont l'image numérique est constituée par $(n-1)$ relations entre les n grandeurs variables les concernant : débits, pressions, niveaux. Ces relations peuvent toujours être linéarisées, après différenciation, des équations physiques représentatives, et (ou) par application des règles concernant les épures de BERGERON. On ne s'intéressera pas ici à ce problème.

- 2) La machine, dont les lois de fonctionnement concernent d'autres variables (vitesse, puissance ou couple ou rendement...), mais fournissent aussi les relations complémentaires, linéarisées elles-aussi, nécessaires à la résolution du système global.

Ce sont les relations propres à la machine qui sont évoquées ci-après.

V.2 -

Pour la caractéristique de la machine, on utilise le diagramme $Q(N)$, le plus commode pour la clarté de l'exposé. La fig.11 représente par exemple, pour une géométrie - donc une ouverture de vannage - donnée, la caractéristique propre à une FRANCIS réversible.

Il s'agit de la courbe $Q(N, H_r)$ pour une hauteur nette de référence H_r constante : par exemple la hauteur nette nominale de la machine. (On a tracé à titre indicatif la branche de caractéristique pour la même hauteur nette négative : charge à l'oeillard supérieure à celle de la volute. Cette inversion peut survenir dans des circonstances très exceptionnelles de régimes transitoires)

W_n : puissance absorbée à la fréquence nominale

R : coefficient d'autorégulation en puissance =

$$\frac{dW}{dN} \frac{N_n}{W_n}$$

T_r : temps de lancer

les relations linéaires concernant la machine, établies conformément à V.3 ci-dessus, sont les suivantes :

1 - Similitude débit-vitesse :

$$m_1 Q_{i+1}^* + m_2 N_{i+1} + m_3 Y_{i+1}^* = m_4$$

2 - Similitude concernant la hauteur nette :

$$m_5 H_{i+1} + m_6 Y_{i+1}^* + m_7 N_{i+1} = m_8$$

3 - Relation traduisant le retard interne :

$$Q_{i+1}^* - m_9 Q_{i+1} = m_{10}$$

4 - Equation dynamique des masses tournantes :

$$m_{11} N_{i+1} + m_{12} Q_{i+1} + m_{13} H_{i+1} = m_{14}$$

Les opérateurs numériques m_1 à m_{14} ont les valeurs suivantes :

$$m_1 = N_A + (Y_i^* - Y_A) (N_B - N_A)$$

$$m_2 = - [Q_A + (Y_i^* - Y_A) (Q_B - Q_A)]$$

$$m_3 = Q_i^* (N_B - N_A) - N_i (Q_B - Q_A)$$

$$m_4 = N_i [Q_A - Y_A (Q_B - Q_A)] - Q_i^* [N_A - Y_A (N_B - N_A)]$$

$$m_5 = [N_A - Y_A (N_B - N_A)]^2 / 2 + [N_B - N_A]^2 Y_i^* / 2 + [N_A - Y_A (N_B - N_A)] [N_B - N_A] Y_i^*$$

$$m_6 = [N_A - Y_A (N_B - N_A)] [N_B - N_A] H_i + [N_B - N_A]^2 H_i Y_i^*$$

$$m_7 = - H_r N_i$$

$$m_8 = H_i \{ (N_B - N_A)^2 Y_i^{*2} - [N_A - Y_A (N_B - N_A)]^2 \} / 2$$

$$m_9 = 1 + 2 T / \Delta t$$

$$m_{10} = Q_i (1 - 2T / \Delta t) - Q_i^*$$

$$m_{11} = - \frac{RW_n}{2N_n} - \left[\frac{MD^2}{4} + T_r \frac{W_n}{N_n^2} \left(\frac{60}{2\pi} \right)^2 \right] \left(\frac{2\pi}{60} \right)^2 \frac{N_i}{\Delta t}$$

$$m_{12} = \frac{1}{2} g E_i H_i$$

$$m_{13} = \frac{1}{2} g E_i Q_i$$

$$m_{14} = (1 - R) W_n + \frac{RN_i W_n}{2N_n} - \left[\frac{MD^2}{4} + T_r \frac{W_n}{N_n^2} \left(\frac{60}{2\pi} \right)^2 \right] \left(\frac{2\pi}{60} \right)^2 \frac{N_i^2}{\Delta t}$$

Après résolution du système et calcul de toutes les variables au temps t_{i+1} , il reste à interpoler le coefficient de transfert de puissance E_{i+1} dans le tableau des données (il sera utilisé au temps t_{i+2}). L'indice Y_{i+1} correspondant (voir fig.12) est associé au débit réel Q_{i+1} . Par exemple, selon la relation [4] si Y a été choisi comme tel.

V.5 -

Les formules ci-dessus, établies pour la simulation du comportement en réseau isolé, s'appliquent aussi aisément à d'autres scénarios :

- pour les pertes de réseau (calcul des survitesses et suppressions), il suffit de prendre $W_n = 0$

- pour les marches à vitesse constante (fonctions de transfert, télé-régulation,...) : $\overline{MD}^2 = \infty$

VI - NOTATIONS

A	: célérité des ondes
E	: coefficient de transfert de puissance $W/(gQH)$
F	: fréquence de la sollicitation périodique de la machine
g	: accélération de la pesanteur
H	: hauteur nette
$\overline{MD}^2$	: quadruple du moment d'inertie de la machine
m	: opérateurs numériques
N	: vitesse de la machine (tr/min)
N_n	: vitesse nominale
p	: variable de LAPLACE
Q	: débit de la turbine
Q^*	: débit fictif de la turbine
R	: coefficient d'autorégulation en puissance du réseau
S	: section conduite (pente a/gS de BERGERON)
T, T'	: constante de temps de la machine
T_r	: temps de lancer du réseau
t	: temps (Δt : pas de temps du calcul)
W	: puissance délivrée par la turbine
W_n	: puissance du réseau à la fréquence nominale
ΔW	: variation crête de W lors des sollicitations périodiques
ΔX	: variation crête de l'ouverture du vannage
Y	: indice de positionnement

INDICES :	i	→	temps i Δt
	i + 1	→	temps (i + 1) Δt
	r	→	valeur de référence
	A	→	point A du diagramme
	B	→	point B du diagramme

Discussion

Président : M. M. PACCARD

Monsieur le Président signale un article de M. Brekke « Analysis of governing stability for hydropower plants verified by measurements », publié pour le symposium de Boston, sur l'énergie de pointe, en 1984, consacré aux essais de réponse en fréquence de deux aménagements norvégiens. M. Brekke y montre la correspondance entre le calcul et la réalité.

Monsieur SIMONNOT rappelle les travaux de Monsieur CAMP-MAS, à l'origine de la plus grande partie de ses études actuelles.

Monsieur GRISON fait quelques observations concernant le rôle joué par la caractéristique interne de la machine.

Pour les Francis, des constantes de temps de 4 secondes, comme résultant de l'étude de M. SIMONNOT sur Hospitalet, ne peuvent s'expliquer par le fonctionnement interne de la machine.

La caractéristique transitoire d'une machine est différente de la caractéristique permanente pour plusieurs raisons : tout d'abord, l'inertie de l'eau doit être prise en considération. Dans la communication de M. SIMONNOT, la caractéristique a été déduite en prenant le Δp aux bornes de la machine et un débit supposé. Cette inertie peut corriger la caractéristique fictive introduite.

Ensuite, l'établissement du régime permanent joue également un rôle. Les temps d'établissement d'une circulation autour des pales et de la roue sont pour des machines de ce type de l'ordre de 0.1 à 0.5 s.

Dans les études de caractéristiques transitoires pour les pompes et les turbines, on sépare les différents effets. Les temps de réponse sont généralement courts.

Les écarts observés ici sont tels qu'ils ne peuvent être dus uniquement à la machine.

M. SIMONNOT précise que plusieurs phénomènes existent :

Pour les Kaplan, la méthode proposée ne corrige pas un phénomène à courte constante de temps (quelques dixièmes de seconde) qui procure un écart entre calculs et essais. Ce phénomène concerne peut-être l'effet de la « masse ajoutée » de l'eau mise en accélération dans l'environnement des pales.

Pour le cas d'Hospitalet, une constante de temps de 4 secondes environ paraît certaine dans la première phase du régime tran-

sitoire (parcours du quadrant pompe), quand le problème est traité selon une loi différentielle du premier ordre comme indiqué dans la communication. Mais peut-être est-ce ce mode de traitement qu'on peut contester ?

Il existe bien des programmes de calcul pour prévoir et optimiser les paramètres de réglage des machines. Les retards sont introduits dans ces programmes et la fonction de transfert est mieux représentée.

M. SIMONNOT précise que le problème du retard des machines — qui est posé depuis plus de 20 ans ! — a surtout de l'importance pour les études de la régulation de vitesse, qui se sont fort développées depuis la grande panne de 1978 : on compte désormais beaucoup plus qu'avant sur l'aptitude des machines à maintenir ou relancer des réseaux isolés. E.D.F. dispose de programmes, spéciaux pour ces études, et prenant en compte, au moins grossièrement, ce retard des turbines.

M. HUVET remarque que la constante de temps de 0.6 sec. a une influence très nette sur la remontée de la puissance et non sur la chute de puissance.

M. SIMONNOT précise que la puissance calculée est la puissance sur l'arbre et la puissance mesurée, la puissance électrique.

Il constate qu'une constante de temps *unique* a permis d'améliorer trois études à caractère industriel :

- 1) réponse de la machine aux grands mouvements du distributeur, la vitesse étant fixe ou peu variable;
- 2) fonction de transfert puissance/ouverture;
- 3) survitesses consécutives à un délestage d'une partie plus ou moins importante du réseau îloté avec la machine.

Il faut regretter que cette notion de constante de temps ne se rattache pas clairement à un phénomène identifiable au sein de la turbine.

Il est donc clair que la communication proposée n'a pour ambition première que de susciter l'étude de ces phénomènes de retard.