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

Influence de la variation d'inclinaison des pales sur les régimes transitoires des turbines Kaplan

*Influence of the runner blade angle variation
on the Kaplan turbines transients*

P. Huvet

Electricité de France
Région d'Équipement Alpes-Lyon
BP 1030, 73610 Chambéry Cedex

A l'occasion des mises en service des turbines Kaplan de Villarest et Oz-en-Oisans, l'influence de la variation d'inclinaison des pales sur les régimes transitoires est analysée en comparant calculs et essais industriels.

Pour prendre en compte les mouvements du vannage et de l'hélice, les caractéristiques réduites sont déterminées par double interpolation suivant les ouvertures du distributeur et les inclinaisons des pales.

Les résultats numériques ainsi obtenus, notamment l'évolution de la vitesse de rotation, s'accordent bien avec les enregistrements d'essais : pour des fermetures lentes et des ouvertures rapides des pales, pour des puissances et hauteurs de chute nominales et partielles, et pour des manœuvres plus ou moins rapides du distributeur. L'influence de la variation d'inclinaison des pales n'est donc pas négligeable.

On the occasion of commissioning of the Kaplan turbines of Villarest and Oz-en-Oisans, the influence of the variation of the blade angle on the transient states is analyzed by comparing computations and industrial tests.

To take into account the movements of the sluice gates and propeller, the reduced characteristics are determined by double interpolation according to the distributor openings and blade angles.

The numerical results obtained, in particular the variation in rotation speed, agree well with the test records : for slow blade closing and rapid blade opening, for nominal and partial powers and heads and for different speeds of operation of the distributor. The influence of the blade angle variation is therefore not negligible.

Influence de la variation d'inclinaison des pales sur les régimes transitoires des turbines Kaplan

1 - ORIGINE ET OBJET DE L'ETUDE

A l'occasion des mises en service pour Electricité de France des turbines Kaplan de Villarest et Oz-en-Oisans (Aménagement de Grand'Maison), quelques problèmes particuliers à ce type de turbine ont dû être réglés. Notamment pour la machine d'Oz-en-Oisans, des soulèvements du rotor, sans conséquences graves, se sont produits lors d'arrêt du groupe à partir d'un fonctionnement en marche à vide, les pales de l'hélice restant fermées ou faiblement ouvertes. Un ensemble de mesures ont été prises pour éviter de tels soulèvements :

- quelques modifications de la loi de manoeuvre du distributeur,
- une réduction de la pression d'ouverture des soupapes d'aération,
- la mise en place d'une contre-butée, par sécurité,
- et l'envoi systématique des pales à l'ouverture pour tout déclenchement.

Ces mesures ont eu pour but de réduire la dépression entre le vannage et la roue et surtout la vitesse de rotation en fin de fermeture du distributeur.

Par ailleurs, à Villarest où, toutes proportions gardées, le poids des parties tournantes est plus important qu'à Oz-en-Oisans, les pales se ferment lors des déclenchements. Cela permet de modérer quelque peu les perturbations hydrodynamiques au cours de l'emballlement.

Ces deux mises en service récentes ont montré la prédominance des raisonnements qualitatifs basés sur l'expérience pour régler les problèmes liés aux turbines Kaplan. Si le sens physique et l'expérience resteront toujours essentiels et indispensables, il est toutefois souhaitable d'évaluer par des calculs de transitoires certains paramètres dont l'influence s'est avérée importante. Il s'agit notamment de la vitesse de rotation en fin de fermeture du distributeur. La valeur de cette

vitesse, inférieure à la vitesse maximale transitoire, est cependant essentielle pour déterminer la poussée hydraulique sur l'hélice. Dans la mesure où l'on prend effectivement en compte le mouvement des pales, on dispose d'un moyen de calcul plus précis pour appréhender les phénomènes transitoires spécifiques aux turbines Kaplan.

C'est pourquoi nous avons développé une méthode simple pour prendre en compte les lois de manoeuvre du distributeur et des pales, et effectuer des calculs de régimes transitoires "à pales mobiles". La présente confrontation des deux types de calculs (à pales fixes et mobiles) avec les enregistrements disponibles des essais industriels permet d'apprécier l'influence de la variation d'inclinaison des pales d'une turbine Kaplan.

Les calculs effectués au cours de cette étude sont issus du programme "Bélier", développé à la Direction des Etudes et Recherches d'EDF et utilisant la méthode des caractéristiques pour résoudre les équations d'Alliévi.

2 - INTERPOLATION des CARACTERISTIQUES

Le programme "Bélier" nécessite la définition des caractéristiques de la machine hydraulique dans le système de coordonnées réduites (n_{11}, Q_{11}, C_{11}). Au cours du calcul, la caractéristique instantanée est déterminée par simple interpolation en fonction de l'ouverture du distributeur.

Dans le cas d'une turbine Kaplan, pour tenir compte des mouvements du vannage et de l'hélice, il est nécessaire de déterminer la caractéristique en fonction de l'ouverture du distributeur et de l'inclinaison des pales. Un pré-processeur a été élaboré pour effectuer une double interpolation et constituer une "colline artificielle" de caractéristiques, permettant ainsi au programme "Bélier" d'être exécuté sans modification.

2.1 - Description de la méthode

La " colline artificielle " est constituée, en tenant compte des lois de manoeuvre, à partir de plusieurs collines correspondant chacune à une inclinaison fixée des pales. Le processus est scindé en deux parties :

- déterminer la correspondance ouverture-inclinaison,
- et interpoler suivant chacun de ces deux paramètres.

La première partie est schématisée par la figure 1. Des deux lois de manoeuvre : ouverture et inclinaison en fonction du temps, on élimine la variable temps pour obtenir la correspondance souhaitée. La caractéristique d'ouverture a_k doit être déterminée à l'inclinaison i_k .

Figure 1 : Correspondance entre l'ouverture du distributeur et l'inclinaison des pales

La seconde partie est schématisée par la figure 2. Pour l'ouverture a_k , on détermine les deux collines dont les inclinaisons i_1 et i_2 sont les plus proches de i_k . Dans chacune de ces deux collines, on interpole suivant l'ouverture, soit : $a_k(i_1)$ et $a_k(i_2)$. Puis entre ces deux caractéristiques provisoires, on interpole suivant l'inclinaison pour obtenir la caractéristique à l'ouverture souhaitée $a_k(i_k)$.

Figure 2 : Double interpolation suivant l'ouverture du distributeur et l'inclinaison des pales

Chaque caractéristique est ainsi déterminée pour un couple ouverture-inclinaison issu des lois de manoeuvre considérées. Le réseau complet est une " colline artificielle " en ce sens que les caractéristiques sont définies pour des ouvertures et des inclinaisons différentes (figure 3). Lorsque le programme " Béliér " interpole suivant les ouvertures de cette colline, il s'agit implicitement d'interpolation suivant les ouvertures et les inclinaisons.

Figure 3 : Schématisation d'une colline artificielle

Cette méthode simple permet de mieux représenter le comportement physique d'une turbine Kaplan, pour une augmentation réduite du coût des calculs. Elle comporte néanmoins deux inconvénients provisoires. D'une part, l'exécution du pré-processeur est nécessaire lors de chaque modification d'une loi de manoeuvre. C'est un inconvénient mineur. D'autre part, une caractéristique pour une ouverture donnée ne pouvant être définie pour deux inclinaisons de pales différentes, la loi d'ouverture du distributeur en fonction du temps doit être strictement monotone. Ce qui ne permet pas de traiter les manoeuvres enchaînées.

La présente étude ayant confirmé que la prise en compte du mouvement des pales est nécessaire à une plus juste appréciation des transitoires de turbines Kaplan, il est envisagé de modifier le code " Béliér " proprement-dit. Les deux inconvénients mentionnés seront alors supprimés.

2.2 - Caractéristiques disponibles

Les turbines Kaplan de Villerest et Oz-en-Oisans sont issues du même modèle réduit. Les limites de variation d'inclinaison des pales sont de 27° au maximum et 6° au minimum. Neyrpic a eu l'amabilité de nous fournir les caractéristiques réduites du modèle pour les inclinaisons de 25°, 20° et 15°. Pour l'inclinaison nominale (25°), les collines étaient complètes. Pour les deux autres inclinaisons, nous disposons de fragments et notamment de quelques points d'emballlement.

Avec le concours d'autres essais sur un modèle réduit similaire (inclinaison minimale des pales, graphique d'emballlement), quatre collines ont été élaborées à 25°, 20°, 15° et 6°. C'est à partir de celles-ci et des lois de manoeuvre que les collines artificielles ont pu être constituées.

La précision de ces caractéristiques reconstituées ne peut équivaloir à celle d'essais sur modèle complets à différentes inclinaisons. Mais l'incertitude liée aux calculs effectués ne remet pas en cause la réduction sensible des écarts entre calculs et essais. Il est donc souhaitable, à l'avenir, de disposer de données plus précises et plus complètes. La valeur des calculs en sera accrue.

3 - COMPARAISON CALCULS-ESSAIS

Les essais disponibles, pour effectuer cette comparaison calculs-essais, étaient ceux effectués par Neyrpic lors des mises en service des turbines Kaplan de Villerest et Oz-en-Oisans. Ces essais avaient pour but de contrôler le bon fonctionnement de la machine industrielle. Leur précision n'est donc pas celle d'essais de laboratoire, ou d'essais sur plate-forme. Cependant, leur intérêt est de refléter le comportement physique de la machine industrielle.

Afin d'apprécier au mieux l'influence de la variation d'inclinaison des pales, certaines simplifications ont été évitées. Ainsi, ont notamment été pris en compte dans les calculs de transitoires :

- les frottements mécaniques (pivot, paliers, ventilation), en supposant que le couple correspondant varie linéairement avec la vitesse,
- la faible non-linéarité de la loi d'ouverture du distributeur par rapport à la course du servo-moteur,
- et un circuit hydraulique incluant une demi-longueur de bêche à l'amont et le cône d'aspiration à l'aval.

De plus, pour que les puissances mesurées et calculées soient identiques en régime permanent, on a introduit :

- un premier coefficient multiplicateur sur le couple pour tenir compte de l'effet d'échelle sur le rendement,
- et un second coefficient multiplicateur sur le débit et sur le couple pour adapter la puissance calculée sans modifier le rendement.

Ce procédé n'avait pas pour but de favoriser la comparaison des régimes transitoires. D'ailleurs, dans le cas de Villerest, ces coefficients conduisent à des surpressions calculées plus importantes que celles mesurées. Par contre, ils ont relativement peu d'influence sur les vitesses de rotation.

Au cours de cette étude, l'attention a été portée sur les surpressions, survitesses et évolutions de vitesse. Les phénomènes physiques à l'aspiration d'une turbine Kaplan ne peuvent être appréhendés par des calculs de transitoires. Les dépressions dues aux coups de bélier sont en général négligeables devant les perturbations hydrodynamiques au voisinage de l'emballlement.

Pour les figures 4 à 13 (évolutions de vitesses et de pressions), la légende commune est celle-ci :

- pression ou vitesse
  - essai —————
  - calcul pales fixes - - - - -
  - calcul pales mobiles _ . _ . _ .
- ouverture du distributeur =====
- inclinaison des pales .....

3.1 - Villerest

Caractéristiques de la turbine :

- vitesse de rotation 230 tr/min
- hauteur de chute 44,3 m
- débit 75 m³/s
- puissance 30,1 MW

Les lois de manoeuvre du distributeur et des pales sont reportées sur les figures pour chaque cas de fonctionnement étudié. Elles sont schématisées par des droites, mais les courbes réelles sont prises en compte dans les calculs.

3.1.1 - Puissance nominale

Dès ce premier point de fonctionnement, l'influence des pales est mise en évidence. La figure 4 montre en effet que la prise en compte du mouvement des pales dans le calcul de transitoires permet d'obtenir des résultats de calcul sensiblement plus proches de ceux de l'essai. Cependant, l'influence sur la vitesse maximale est faible à cause de l'écart sensible entre les mouvements rapide du distributeur et lent des pales. L'écart sur la vitesse maximale calculée et l'incertitude de la mesure sont du même ordre de grandeur.

Figure 4 : Vitesse de rotation
Villerest - P_n

Figure 5 : Pression dans la bache
Villerest - P_n

Quant à l'influence sur la pression maximale dans la bache, elle est nulle pour ce point de fonctionnement (voir § 3.3) ; ce qui ne veut pas dire qu'elle est toujours nulle ou négligeable. La figure 5 montre tout de même le bon accord des évolutions de pressions calculées et mesurées, compte-tenu de la sensibilité de la suppression à l'incertitude des caractéristiques de débit. La concordance entre calcul et essai, pour les vitesses et les pressions, montre la bonne représentativité des calculs de transitoires vis-à-vis des principaux phénomènes physiques.

3.1.2 - Puissance partielle

Deux autres points de fonctionnement ont été étudiés à 3/4 et 1/2 puissance nominale, toujours à chute nominale. Les calculs n'ont pas été effectués à "pales fixes" mais directement en tenant compte du mouvement des pales.

Les pressions maximales calculées dans la bache sont supérieures à celles enregistrées aux essais : 63,3 m par rapport à 59,8 m pour le premier des deux cas, et 59 m par rapport à 56,4 m pour le second. Ces écarts peuvent être dus à la précision des pressions mesurées. En effet, des différences parfois notables existent entre les enregistrements Neyrpic et ceux effectués par EDF. La précision des caractéristiques aux inclinaisons intermédiaires pourrait aussi être meilleure.

Par contre, les évolutions de vitesses calculées sont proches de celles mesurées (figures 6 et 7). Les enregistrements disponibles Neyrpic et EDF sont d'ailleurs très voisins en ce qui concerne les vitesses.

Figure 6 : Vitesse de rotation
Villerest - $3/4 P_n$

Pour la demi-puissance, un faible écart de vitesse apparaît sur la figure 7 en fin de fermeture. Il est probablement dû à une moins bonne précision des caractéristiques élaborées à l'inclinaison minimale de 6°. La prise en compte des frottements est peu sensible. Un calcul complémentaire, avec une évolution quadratique du couple de frottements en fonction de la vitesse, conduit à une variation des vitesses de l'ordre de 1 % seulement.

Figure 7 : Vitesse de rotation
Villerest - 1/2 P_n

3.1.3 - Conclusions

Pour la turbine Kaplan de Villerest, la fermeture des pales lors d'un déclenchement est plutôt lente par rapport à la fermeture du distributeur selon une loi à deux pentes. Néanmoins, la prise en compte de la variation d'inclinaison des pales dans les calculs de transitoires permet d'obtenir de meilleurs résultats à puissance nominale comme à charge partielle. L'évolution de la vitesse de rotation de la turbine est ainsi appréhendée de manière satisfaisante.

3.2 - Oz-en-Oisans

Caractéristiques de la turbine :

- vitesse de rotation	333 tr/min
- hauteur de chute	40,8 m
- débit	31,5 m ³ /s
- puissance	11,5 MW

Les lois de manoeuvre du distributeur et des pales sont aussi reportées sur chaque figure. On notera que les pales sont envoyées à l'ouverture (voir § 1) par une loi que l'on peut considérer comme rapide par rapport à celle du distributeur.

Comme nous disposions d'un plus grand nombre d'enregistrements pour cette turbine, il était intéressant d'étudier l'influence du mouvement des pales en fonction de plusieurs paramètres : la puissance, la loi de manoeuvre du distributeur et la hauteur de chute.

3.2.1 - Puissance

Pour le paramètre puissance, deux points de fonctionnement ont été étudiés à 3/4 et 1/4 de la puissance nominale, à chute nominale. Les figures 8 et 9 montrent le bon accord global des calculs avec l'essai à 3/4 de puissance. La surpression mesurée est un peu plus forte que celle calculée - pour tous les points de fonctionnement d'ailleurs -, et ce contrairement à la turbine de Villerest.

Figure 8 : Vitesse de rotation
Oz-en-Oisans - 3/4 P_n - H_n

Figure 9 : Pression dans la bache
Oz-en-Oisans - 3/4 P_n - H_n

La comparaison des figures 8 et 10 montre que l'influence des pales est bien supérieure dans le second cas (au 1/4 de la puissance), où sa prise en compte permet d'améliorer nettement les résultats numériques. Cette différence n'est pas due réellement à la puissance mais à l'amplitude de manoeuvre des pales. A Oz-en-Oisans, c'est à faible puissance que le mouvement donc l'influence des pales est la plus importante, car elles s'ouvrent. A Villerest, elles se ferment, c'est donc à forte puissance que leur influence est la plus sensible.

Figure 10 : Vitesse de rotation
Oz-en-Oisans - $1/4 P_n - H_n$

3.2.2 - Loi de manoeuvre du distributeur

A partir du même point de fonctionnement, l'influence des pales a été étudiée pour deux lois de manoeuvre du distributeur : une fermeture rapide à deux pentes et une fermeture lente à une seule pente.

On pouvait penser a priori que l'influence des pales serait négligeable dans le premier cas et plus sensible dans le second. Les figures 4 et 8, pour Villerest et Oz-en-Oisans, ont montré que l'influence était déjà sensible pour une fermeture rapide du distributeur. La comparaison des figures 11 et 12 montre en effet que l'influence sur la vitesse maximale est plus sensible pour une fermeture lente du distributeur ; par contre l'influence sur la vitesse en fin de fermeture est identique pour une fermeture rapide ou lente.

On peut noter à Oz-en-Oisans la particularité suivante : pour une hauteur de chute fixée (en l'occurrence la hauteur nominale, mais le phénomène est identique à demi-hauteur de chute), la vitesse de rotation en

Figure 11 : Vitesse de rotation
Oz-en-Oisans - $1/2 P_n - H_n$
Fermeture rapide du vannage

Figure 12 : Vitesse de rotation
Oz-en-Oisans - $1/2 P_n - H_n$
Fermeture lente du vannage

fin de fermeture du distributeur est pratiquement identique quelque soit la puissance ou la loi de fermeture du distributeur. Cela se vérifie aussi bien par les enregistrements d'essais que par les calculs tenant compte du mouvement des pales. Cette particularité est la conséquence de l'ouverture rapide des pales qui conduit tous les déclenchements à se dérouler en majeure partie à l'inclinaison maximale des pales.

3.2.3 - Hauteur de chute

Deux points de fonctionnement ont été étudiés à hauteur nominale et demi-hauteur. Le distributeur se ferme sur la loi lente à une pente, et la puissance est la moitié du maximum délivrable à la hauteur considérée.

La comparaison des figures 12 et 13 montre des comportements similaires. L'influence des pales est sensible dans les deux cas, donc pour une gamme de hauteurs de chute assez étendue. La vitesse maximale est mieux approchée par le calcul à demi-hauteur, tandis que la vitesse en fin de fermeture le serait peut-être à hauteur nominale. Ces différences sont peu significatives compte-tenu de la précision assez moyenne de certaines caractéristiques.

Figure 13 : Vitesse de rotation
Oz-en-Oisans - 1/2 P - 1/2 H_n
Fermeture lente du vannage

3.2.4 - Conclusions

Pour la turbine d'Oz-en-Oisans, les nombreux essais disponibles ont permis de montrer que la prise en compte du mouvement des pales dans les calculs est sensible et bénéfique pour des conditions de déclenchement diverses.

La rapidité de l'ouverture des pales a bien-sûr tendance à augmenter l'influence de leur mouvement. Néanmoins, il est intéressant de remarquer que cette influence est sensible dans de nombreux cas. La prise en compte des pales n'est donc pas négligeable pour étudier les phénomènes particuliers aux turbines Kaplan qui ne se réduisent pas au seul déclenchement à puissance nominale.

3.3 - Relation entre surpression et survitesse

La présente étude a mis en évidence des résultats opposés au raisonnement applicable aux turbines Francis. En effet, pour ces turbines, si l'on veut réduire la survitesse en fermant plus rapidement le distributeur, on doit consentir une augmentation de la surpression, ou vice versa. Or, les figures 8 et 9 montrent que la prise en compte de l'ouverture des pales conduit à une diminution aussi bien de la survitesse que de la surpression. En fait, pour une turbine Kaplan, il est nécessaire de distinguer le mouvement des pales de celui du distributeur.

En supposant les pales bloquées, et pour la plupart des inclinaisons et des ouvertures, les mouvements du distributeur seul conduisent à des variations opposées de la vitesse et de la pression. La figure 14 schématise ce phénomène. Une fermeture plus rapide du distributeur conduit :

- d'une part, à couper un débit plus important pendant un temps plus court, donc à augmenter sensiblement la surpression,
- d'autre part, à diminuer la vitesse réduite et la vitesse réelle d'emballage en déplaçant la trajectoire figurative du point de fonctionnement vers la gauche.

Figure 14 : Influence du distributeur sur la surpression et la survitesse

Il en va tout autrement lorsque l'on considère l'influence du mouvement des pales pour une loi de fermeture du distributeur déterminée. La figure 15 schématise cet autre phénomène. On peut observer qualitativement que la fermeture des pales, par rapport à des pales qui resteraient fixes, conduit :

- à couper pendant une même durée plus de débit car les caractéristiques s'abaissent, donc à augmenter la surpression,

- et à augmenter la vitesse maximale car le point d'emballlement se déplace vers de plus grandes vitesses réduites (excepté pour les plus grandes ouvertures qui ne sont généralement pas concernées au moment de l'emballlement).

Figure 15 : Influence des pales sur la surpression et la survitesse

Ainsi, le mouvement des pales d'une turbine Kaplan modifie la vitesse maximale et la surpression dans le même sens, et non à l'opposé l'une de l'autre.

Cependant, si l'influence des pales peut être sensible sur la vitesse maximale, elle l'est beaucoup moins sur la surpression. La figure 16 schématise les deux phénomènes qui

Figure 16 : Détail de l'influence des pales sur la surpression

agissent sur la surpression, mais qui se compensent plus ou moins. Lorsque les pales se ferment au cours d'un déclenchement :

- les caractéristiques de débit s'abaissent et créent un supplément de débit à couper dQ_1 , qui entraîne une surpression plus importante ;
- mais le déplacement de la trajectoire figurative du point de fonctionnement vers de plus grandes vitesses réduites a pour effet secondaire, à cause de la pente positive des caractéristiques, de réduire le débit à couper d'une valeur dQ_2 et donc de réduire légèrement la surpression.

L'équilibre de ces deux phénomènes dépend de plusieurs paramètres dont l'ouverture initiale du distributeur (c'est-à-dire la pente des caractéristiques de débit) et les lois de manoeuvre du distributeur et des pales (l'une par rapport à l'autre). Ainsi à Villereest, la surpression n'est pas modifiée car dQ_2 doit équilibrer dQ_1 (fig. 5). Tandis qu'à Oz-en-Oisans, la surpression est réduite par l'ouverture des pales car, en valeur absolue, dQ_1 doit l'emporter sur dQ_2 (fig. 9).

4 - CONCLUSIONS

Avant de tirer les conclusions de cette étude, il faut rappeler que les essais ont été effectués sur des machines industrielles et que les calculs sont soumis aux hypothèses et approximations suivantes :

- les pressions et débits sont moyennés dans les sections de calcul du circuit,
- la machine est considérée ponctuellement dans le circuit,
- les caractéristiques sont établies en régime permanent et pour une forte hauteur à l'aspiration,
- plusieurs extrapolations ont été effectuées à partir des caractéristiques disponibles.

Les valeurs numériques des essais et des calculs sont entachées d'incertitudes. Cependant, la comparaison calculs-essais a montré l'influence non négligeable de la variation d'inclinaison des pales et donc l'intérêt de prendre en compte leur mouvement dans les calculs de transitoires.

Si les suppressions sont effectivement peu marquées par le mouvement des pales, la vitesse de rotation de la turbine, par contre, est plus nettement influencée. Nous pouvons essayer de chiffrer le gain obtenu par la prise en compte du mouvement des pales.

Deux paramètres ont été considérés : la vitesse maximale, significative pour la tenue mécanique du rotor ; et la vitesse en fin de fermeture du distributeur, importante pour éviter des soulèvements éventuels. Pour les six cas de déclenchement présentés (fig. 4, 8, 10, 11, 12 et 13), nous avons rapporté l'écart moyen entre vitesse calculée et mesurée à la vitesse nominale de la turbine. Notons que l'écart moyen est la moyenne des valeurs absolues des écarts.

Ecart moyen calcul-essai	Calcul pales fixes	Calcul pales mobiles
Vitesse maximale	11,5 %	3,7 %
Vitesse fin fermeture	24,5 %	5,1 %

Ce tableau récapitulatif permet de montrer que, par des calculs où l'on tient compte de la variation d'inclinaison des pales, la vitesse maximale est appréciée avec une précision trois fois meilleure et la vitesse en fin de fermeture du distributeur est estimée avec une incertitude cinq fois moindre.

Ces pourcentages sont issus d'une étude portant sur des conditions de déclenchement assez différentes les unes des autres. Ce qui montre que l'influence des pales ne se réduit pas à un ou deux cas particuliers.

En tenant compte du mouvement des pales, les calculs de transitoires déterminent l'évolution de la vitesse de rotation à 4 ou 5 %

près, malgré la précision assez moyenne des caractéristiques pour certaines inclinaisons. Il est donc nécessaire de disposer à l'avenir d'essais sur modèle complets pour suffisamment d'ouvertures du distributeur et d'inclinaisons des pales. Les caractéristiques devront s'étendre au suremballement puisque la courbe de ralentissement est essentielle. Les calculs de transitoires de turbines Kaplan acquerront alors une meilleure précision.

Plusieurs phénomènes physiques propres aux turbines Kaplan sont encore insuffisamment maîtrisés. Parmi eux, citons le soulèvement des parties tournantes, et les coups de bélier inverses occasionnant de violents chocs sous la roue. De nombreux paramètres interviennent lors des déclenchements : notamment, le débit, l'inclinaison des pales et la vitesse de rotation en fin de fermeture. Le rôle des lois de manoeuvre du distributeur et des pales sur l'évolution de la vitesse de rotation semble prépondérant dans l'étude de ces phénomènes. C'est pourquoi une meilleure précision des calculs de transitoires devrait permettre de contribuer à la compréhension et à la maîtrise des particularités hydrauliques des turbines Kaplan.

NOMENCLATURE

- a : ouverture du distributeur
 C : couple sur l'arbre
 D : diamètre de roue
 H : hauteur de chute
 i : inclinaison des pales
 N : vitesse de rotation
 N* : N/N_n vitesse normée
 p : pression statique bêche
 P : puissance électrique
 Q : débit
 t_f : temps de fermeture totale du distributeur
 t_t : temps de fermeture sur la loi rapide
 n₁₁ : $ND/H^{1/2}$ vitesse réduite
 Q₁₁ : $Q/D^2H^{1/2}$ débit réduit
 C₁₁ : C/D^3H couple réduit

Indice

- n : pour une grandeur nominale

REFERENCES

- L. VIVIER
 "Turbines hydrauliques et leur régulation"
 Edition Albin Michel - Paris 1966.
- A.P. BOLDY, N. WALMSLEY
 "Representation of the characteristics of reversible pump-turbines for use in waterhammer simulations"
 B.H.R.A. 4th conference on Pressure Surges 1983.

D. SIMONNOT

"Bollène - Problème des chocs consécutifs à des déclenchements - Bilan des essais effectués sur le G.6 rénové"
 EDF-DTG DS/TM 1983.

D. LEFEVRE

"Contribution à l'étude du comportement des turbines Kaplan en régimes transitoires"
 EDF-DTG DL/MD 1984.

S. PEJOVIC, L. KRSMANOVIC, A. GATIC, D. ORADOVIC

"Kaplan turbine incidents and reverse waterhammer"
 Water Power & Dam Construction 08/1980.

J. CHEVALIER, J. L'HERMITTE

"Etude du comportement mécanique d'une pale de turbine Kaplan en régime transitoire"
 La Houille Blanche 2-3/1968.

P. CAMPMAS

"Analyse du fonctionnement d'un groupe bulbe grâce à des prospections de l'écoulement en amont et en aval de la roue"
 La Houille Blanche 3/1961.

D. ILHAT

"Note d'utilisation du programme de calcul des régimes transitoires dans les usines hydrauliques"
 EDF-DER HI/3503-02 1980.

P. HUVET

"Interpolation des caractéristiques réduites d'une machine hydraulique à distributeur mobile"
 EDF-REAL PH/CP 1984.

Discussion

Président : M. M. PACCARD

Monsieur le Président remercie M. HUVET pour avoir traité de façon intéressante des facteurs qui conditionnent le comportement de la turbine lors de son arrêt et démontré l'importance qu'il y avait à tenir compte de l'inclinaison des pales dans les lois de fonctionnement.

Monsieur TAULAN demande si le programme Béliar sera modifié rapidement, ou si l'on continuera à entrer une colline artificielle adaptée à chaque loi de manœuvre.

M. HUVET précise que pour ne pas alourdir la présentation, deux inconvénients ont été passés sous silence :

1) A chaque manœuvre, la loi du distributeur ou des pales change. La correspondance entre ces lois change également et la colline artificielle doit aussi être modifiée. C'est un problème d'interface qui se règle rapidement.

2) Avec une loi de manœuvre du distributeur monotone, on peut associer une inclinaison à chaque ouverture. Lorsque ce n'est pas le cas, à une ouverture correspondent deux inclinaisons et on ne peut définir une colline artificielle.

L'adaptation du programme Béliar aux turbines Kaplan permettra de lever ces inconvénients.

Monsieur GRISON observe que, sur la figure 1 présentée dans le rapport, l'auteur considère les valeurs de l'ouverture du distributeur et de l'inclinaison des pales au même instant. En cas de transitoire rapide, est-il possible de coupler ces valeurs en tenant compte du temps de parcours entre le distributeur et la pale, temps qui n'est pas toujours négligeable pour les Kaplan en particulier.

Madame JOLAS pense que ce temps est faible par rapport à la durée du transitoire.

Monsieur TAULAN précise qu'il est de l'ordre de 0,5 s.

Monsieur HUVET confirme qu'il s'agit là d'une source d'incertitude supplémentaire. La machine est considérée dans le modèle comme ponctuelle. On pourrait évidemment établir un décalage numérique entre les lois de manœuvre du distributeur et des pales pour simuler le temps de parcours de l'eau dans une turbine. La remarque de Monsieur GRISON rejoint la communication de Monsieur SIMONNOT. Monsieur TAULAN signale que dans la bêche spirale, il y a des cheminements d'eau très différents les uns des autres.

Monsieur HUVET ajoute que, par ailleurs, considérer les caractéristiques en régime permanent est une cause d'imprécision. Toutefois, l'un des buts de cette étude était de montrer que tenir compte du mouvement des pales, même de façon imparfaite, permet déjà de se rapprocher sensiblement des résultats expérimentaux.

M. HUVET s'est particulièrement intéressé à la valeur de la vitesse de rotation en fin de fermeture du distributeur. Le mouvement des pales revêt alors une importance non négligeable, mais l'écart entre les caractéristiques statique et dynamique est probablement peu significatif.

Monsieur ROVARO considère que le transitoire comprend deux parties :

- on cherche à déconjuguier le distributeur et la roue de façon à arriver au rendement nul sans avoir de variation de débit importante. Le distributeur ferme rapidement, la roue lentement ou pas du tout;
- on ferme lentement le distributeur — on peut différencier la fermeture du distributeur de celle de la roue. On peut ainsi créer une décélération plus ou moins rapide de la turbine.

Il indique sur des diagrammes l'influence de différents paramètres sur la variation de vitesse : le point de changement de pente de la loi du distributeur, la durée de la fermeture après ce point.

M. HUVET remarque que les temps de fermeture des pales sont semblables à ceux de fermeture du distributeur.

M. MEGNIN signale que Neyrpac a équipé les bulbes du dispositif suivant : le changement de pente de la loi de manœuvre des servo-moteurs de vannage intervient après une course constante à vitesse rapide de ces servo-moteurs.

Monsieur le Président observe qu'il s'agit de machines sans vanne aval, et pense que chez Neyrpac, on préfère fermer la vanne aval, mais c'est une solution plus coûteuse.

Monsieur ROVARO rappelle que Sogreah a fait des études poussées sur la vanne aval mais in situ des vibrations importantes ont été observées.

Monsieur le Président remercie Monsieur HUVET.

Diagramme typique des déclenchements de la charge
Influence du point de changement de pente

Diagramme typique
Influence de la déconjugaison instantanée dans la zone de manœuvre ralentie

Diagramme de manœuvre en fermeture rapide