Aspects techniques propres aux turbines-pompes : influence sur les caractéristiques générales de l'installation et sur la conception des machines. Exemples de réalisation

par S. Casacci, P. Boussuges, H. Amblard

Ingénieurs à la Société Alsthom, Division Neyrpic, Grenoble

et P. Guiton

Ingénieur à la Société Bergeron, Paris

1 EXPOSÉ SUCCINCT DE LA MÉTHODE DE DIMENSIONNEMENT DES TURBINES-POMPES.

2 PARTICULARITÉS HYDRAULIQUES ET MÉCANIQUES.

2.1 Modes de fonctionnement.

- 2.1.1 Généralités.
- 2.1.2 Représentation utilisée : les quadrants.
- 2.1.3 Grandeurs caractéristiques utilisées pour l'étude des transitoires.
- 2.1.4 Evolution des grandeurs caractéristiques lors d'un déclenchement.
- 2.1.5 Influence sur les caractéristiques de l'installation.
 - 2.1.5.1 *Diamètre des conduits.*
 - 2.1.5.2 *Position de la centrale.*
 - 2.1.5.3 *Marnage de l'installation.*
- 2.1.6 Influence sur la conception des groupes.
 - 2.1.6.1 *PD^2 des masses tournantes.*
 - 2.1.6.2 *Influence de la vitesse de manœuvre du distributeur.*
 - 2.1.6.3 *Tracé hydraulique.*
- 2.1.7 Problèmes liés à la réversibilité des machines.

2.2 Les vibrations.

- 2.2.1 Généralités.
- 2.2.2 Examen des vibrations aux différents régimes.
 - 2.2.2.1 *Fonctionnement en pompe.*
 - 2.2.2.2 *Fonctionnement en pompe-frein.*
 - 2.2.2.3 *Fonctionnement à l'emballement turbine.*
 - 2.2.2.4 *Fonctionnement au suremballement.*
 - 2.2.2.5 *Fonctionnement à l'hyperemballement.*
 - 2.2.2.6 *Vibrations de torsion du rotor du groupe.*

- 2.2.3 Influence sur la conception mécanique des groupes.

2.3 Démarrages. — Arrêts.

- 2.3.1 Les types de démarrages du point de vue hydraulique.
- 2.3.2 Démarrage roue noyée.
- 2.3.3 Démarrage roue dénoyée.
- 2.3.4 Passage du turbinage au pompage.

2.4 La question de l'enfoncement des turbines-pompes liée à leurs caractéristiques de cavitation en pompe, aux données de l'aménagement et au mode d'exploitation.

- 2.4.1 Aspect général du problème.
- 2.4.2 Rappels concernant la cavitation des roues en pompe.
- 2.4.3 Influence du type d'aménagement et de son mode d'exploitation.

3 PROBLÈMES SOULEVÉS PAR LA RÉALISATION INDUSTRIELLE DES MACHINES DE GRANDES DIMENSIONS.

- 3.1 Roue.
- 3.2 Distributeur.

4 EXEMPLES DE RÉALISATION.

- Revin.
- Sainte-croix.

5 CONCLUSIONS. — PERSPECTIVES D'ÉVOLUTION DES TURBINES-POMPES.

- 5.1 Réalisation des grandes hauteurs de refoulement.
- 5.2 Recherche de vitesses spécifiques élevées pour les basses et moyennes chutes.
- 5.3 Augmentation des puissances unitaires.

1. — Exposé succinct de la méthode de dimensionnement des turbines-pompes

Les installations de turbines-pompes se caractérisent principalement par :

- les capacités des biefs supérieur et inférieur;
- les hauteurs de chute en turbine et en pompe et leurs variations;
- les puissances installées en turbine qui conditionnent le plus souvent le débit en pompe.

La hauteur de refoulement en pompe et les conditions de calage du groupe par rapport au bief inférieur imposent pratiquement le choix de la vitesse spécifique (nq). Les courbes $H(Q)$ à vitesse n cte en turbine et en pompe, permettent le dimensionnement de la machine (fig. 1).

La caractéristique de la pompe peut comporter des zones à pente positive. Ce phénomène provient principalement du changement de régime de l'écoulement méridien de la roue. Il est quelquefois difficile de le mettre en évidence; pour le déceler, les mesures doivent être faites avec grande précision pour des valeurs de débit très rapprochées. De plus, la courbe $H(Q)$ peut présenter une certaine hystérésis.

Le dimensionnement de la machine industrielle doit tenir compte de l'existence des zones à pentes positives qui a souvent une influence déterminante. En effet, les ordonnées des points représentatifs doivent rester inférieures à celles des points de ces zones pour des raisons de stabilité de fonctionnement.

1/ Dimensionnement de la machine. Courbe d'égale puissance en turbine.

Sur la figure 1 ont été portés le point de fonctionnement en pompe A pour la hauteur de refoulement maximale et le point B de marche en turbine correspondant à la chute minimale et à l'ouverture maximale du distributeur. A partir du point de fonctionnement A, on calcule le grand diamètre D_2 de la roue et on en déduit, compte tenu du rendement, la puissance délivrée en turbine au point B.

Les précisions ci-dessus pourraient laisser croire que le tracé hydraulique et le dimensionnement d'une turbine-pompe dépendent uniquement de son fonctionnement en pompe et qu'il suffirait d'adopter les caractéristiques en turbine qu'elle donnerait naturellement. En fait, la puissance délivrée en turbine serait souvent insuffisante car l'utilisateur désire, pour une machine donnée, exploiter le plus longtemps l'alternateur à sa puissance maximale, quelle que soit la chute; la puissance en turbine se trouve alors relativement élevée pour les basses chutes. Cette condition constitue en fait l'une des difficultés majeures de la conception des turbines-pompes.

Il faut noter que deux pompes de mêmes caractéristiques mais qui délivrent des puissances en turbine différentes, ne sont pas en général des machines comparables.

Pour augmenter la puissance en turbine, le constructeur peut agir :

- sur l'œillard (mais il y a risque de modification de la courbe caractéristique en pompe);
- sur l'angle β_1 d'entrée en pompe (mais il y a risque de diminution des performances de cavitation);
- sur l'angle β_2 de sortie en pompe;
- sur le recouvrement des aubages (influence possible sur les rendements).

Un autre procédé consiste à utiliser une roue de puissance spécifique en turbine supérieure à celle qui correspondrait aux caractéristiques en pompe, de façon à obtenir le débit demandé en turbine. Cette roue est placée dans un cadre adapté qui permet d'avoir la caractéristique $H(Q)$ en pompe désirée par le maître d'œuvre, sans modifier sensiblement les rendements tout en donnant le débit recherché en turbine.

C'est le choix judicieux des combinaisons compatibles de ces moyens qui conditionne la réussite du tracé d'une turbine-pompe.

En plus de ces différences, nous verrons plus loin que, contrairement à ce qu'on pourrait penser en ce qui concerne les vibrations, ce ne sont pas les marches en pompe qui posent les problèmes les plus sévères, mais le fonctionnement à l'emballlement en turbine.

Nous allons ci-après exposer les différents aspects caractéristiques de ces turbo-machines et nous commencerons par les différents types de fonctionnement.

2. — Particularités hydrauliques et mécaniques

2.1 Modes de fonctionnement.

2.1.1 GÉNÉRALITÉS.

Pour un fonctionnement déterminé, par exemple en turbine, la hauteur H et le débit Q étant donnés, c'est-à-dire en fait la valeur de la puissance, le problème technique et économique qui se pose est de définir une machine ayant les dimensions les plus réduites et tournant à la vitesse de

rotation n la plus élevée. Cependant, les contraintes hydrauliques (de cavitation, de rendement η , de stabilité) et quelquefois les limites de faisabilité soit pour la turbine, soit pour l'alternateur imposent la vitesse. En général, utilisateurs et constructeurs se servent du paramètre vitesse spécifique, n_s ou n_q fonction de la chute, lequel caractérise la technique du moment.

La chute H , le débit Q , la vitesse n étant donnés aux constructeurs, ceux-ci peuvent résoudre le problème posé avec des dimensions et des profils particuliers... (D_2/D_1 , b_2/D_2 , angles d'entrée et de sortie, nombre d'aubes, nombre de directrices, etc.).

Il n'y a donc pas une seule machine capable de résoudre le problème.

Chacune de ces machines différentes est caractérisée par la relation de la forme générale :

$$f(Q, H, n, C) = 0$$

C étant le couple sur l'arbre et dans le cas où aucun organe n'est mobile.

Autrement la relation s'écrit :

$$f'(Q, H, n, C, Ouv) = 0$$

Pour une machine déterminée, connaissant Q et H , la vitesse de rotation s'en déduit, ainsi que le rendement ou le couple. Toutefois, n et C ne peuvent pas être calculés exactement et sont obtenus la plupart du temps expérimentalement.

Si on a l'ensemble de valeurs Q, H, C pour n déterminé, à l'aide des conditions de similitude d'écoulement, on peut trouver les valeurs qui correspondent à d'autres vitesses en utilisant les relations :

$$\frac{Q}{n} = Cte \quad \frac{n}{\sqrt{H}} = Cte$$

L'équation caractéristique se réduit à :

$$g_1\left(\frac{Q}{n}, \frac{H}{n^2}, Ouv\right) = 0$$

ou :

$$g_2\left(\frac{Q}{n}, \frac{H}{n^2}, \eta, Ouv\right) = 0$$

Pour une ouverture donnée, on peut utiliser aussi une équation du genre :

$$i_1(Q, n, C) = 0$$

ou :

$$i_2(Q, n, \eta) = 0$$

2.1.2 REPRÉSENTATION UTILISÉE : LES QUADRANTS.

a) Représentation à $0 = Cte$ et $n = Cte$ pris comme paramètre.

Les courbes caractéristiques se présentent comme celles de la figure 1. On a choisi η comme troisième variable.

b) Représentation à $0 = Cte$, H étant pris comme paramètre (fig. 2 a).

La courbe étant tracée pour une hauteur H_1 , les courbes pour des hauteurs H_2, H_3 , s'en déduisent par une homothétie de centre 0.

Ce type de représentation donne une vue synoptique des

2 a/ Représentation à ouverture constante. H est pris comme paramètre.

2 b/ Représentation à hauteur constante. L'ouverture est prise comme paramètre.

différents régimes de fonctionnement d'une turbine-pompe. C'est à cette représentation ou à la suivante (fig. 2 b) qu'on fait appel lorsqu'on se rapporte aux différents quadrants de fonctionnement :

- le premier quadrant Q et $n > 0$ à partir de la droite $H = 0$ jusqu'à l'axe des n correspond au fonctionnement en pompe normal;
- le second quadrant $Q < 0$ et $n > 0$ se rapporte au régime pompe-frein;
- le troisième quadrant $Q < 0$ et $n < 0$ caractérise le fonctionnement en turbine jusqu'à la droite d'emballage ($C = 0$);

- le reste du troisième quadrant correspond à un régime de dissipation d'énergie qu'on appelle souvent « suremballement »;
- le quatrième quadrant $Q > 0$ et $n < 0$ « hyperemballement » se rapporte à un fonctionnement en pompe à vitesse inversée jusqu'à la droite de hauteur nulle.

c) Représentation à $H = Cte$, l'ouverture du distributeur étant prise comme paramètre (fig. 2 b).

Il peut arriver que pour certaines ouvertures l'arc FGSI ait une forme de S (fig. 2 a).

Pour une vitesse donnée, à une ouverture donnée, il n'y a jamais indétermination en ce qui concerne le débit, bien qu'il puisse exister trois valeurs de débit correspondant à une valeur de la vitesse. Le point de fonctionnement est essentiellement fonction des conditions d'expérimentation de la machine.

D'autre part, par suite de la continuité physique des courbes lors d'un fonctionnement dans les régimes transitoires le point figuratif se déplace d'une façon continue le long des courbes d'égale ouverture (distributeur bloqué), selon la propagation des ondes dans les adductions d'eau.

d) La figure 3 est une représentation analogue à celle de la figure 2 a dans laquelle le débit Q a été remplacé par les puissances relatives et les couples (hydraulique ou mécanique).

La puissance dissipée dans la machine sous forme de chaleur par la turbulence, correspond à une valeur absolue de la différence algébrique entre la puissance mécanique sur l'arbre $P_m = C\omega$ et la puissance hydraulique délivrée par la machine $P_h = \rho g QH$; on voit que cette puissance dissipée croît de A à C (pompe à faible débit), passe par un maximum entre C et E (pompe-frein), par un minimum en F (turbine à l'optimum des rendements) et croît de nouveau vers l'emballement et l'hyperemballement.

2.1.3 GRANDEURS CARACTÉRISTIQUES UTILISÉES POUR L'ÉTUDE DES TRANSITOIRES.

Les grandeurs caractéristiques sont :

- la pression maximale transitoire côté haute pression;
- la pression minimale transitoire côté basse pression;
- la vitesse maximale transitoire.

Les paramètres qui interviennent sont :

- la longueur de l'adduction haute pression;
- la vitesse d'écoulement correspondante dans les conduits;
- la longueur de l'adduction basse pression;
- la vitesse d'écoulement correspondante;
- la loi de manœuvre du distributeur;
- l'inertie des parties tournantes du groupe.

2.1.4 ÉVOLUTIONS DES GRANDEURS CARACTÉRISTIQUES LORS D'UN DÉCLENCHEMENT.

- Déclenchement en turbine avec fermeture linéaire du distributeur : voir figure 4.
- Déclenchement en pompe avec fermeture à deux vitesses du distributeur : voir figure 5.

a) Pression maximale dans les conduits haute pression.

Elle est obtenue pour les déclenchements en turbine.

Elle est au minimum égale à celle produite par la roue partant à l'emballement, distributeur bloqué; cette « surpression naturelle » prend une valeur nettement plus forte que

celle engendrée par une roue Francis de même vitesse spécifique turbine, car les diamètres d'entrée (sens turbine) des turbines-pompes sont nettement plus grands que ceux des turbines Francis classiques similaires et les angles de l'aubage sont plus petits (fig. 6).

Le point initial de fonctionnement joue un rôle important pour la surpression; certaines charges partielles peuvent donner des pressions transitoires aussi fortes que pour les déclenchements à pleine charge (sans que l'on puisse incriminer pour cela un phénomène analogue à celui du pic de Michaud).

b) Pression minimale dans les conduits haute pression.

La dépression transitoire la plus basse a lieu lors d'un déclenchement en pompe sous la chute minimale.

c) Pression maximale dans les conduits basse pression.

Elle est obtenue lors des déclenchements en pompe.

d) Pression minimale dans les conduits basse pression.

Elle se produit lors du déclenchement en turbine sous haute chute (le démarrage en pompe n'est en général pas plus sévère).

e) Vitesse maximale transitoire.

Elle est obtenue au cours d'un déclenchement en turbine. Dans le cas où la centrale comporte plusieurs groupes, elle se produit pour le groupe dont le distributeur reste bloqué alors que les autres manœuvrent normalement.

2.1.5 INFLUENCE SUR LES CARACTÉRISTIQUES DE L'INSTALLATION.

2.1.5.1 Diamètre des conduits.

Pour une implantation donnée, et une inertie des parties tournantes donnée, les résultats numériques donnent la courbe de surpression naturelle en fonction des vitesses moyennes d'écoulement (fig. 7).

On voit que l'influence de la vitesse d'écoulement sur la surpression naturelle est importante; cependant, pour des raisons économiques (installation de haute chute, à grand débit), on est la plupart du temps amené à adopter de fortes valeurs (6 m/s).

2.1.5.2 Position de la centrale.

Pour une inertie donnée des masses tournantes des groupes :

- la pression maximale transitoire côté haute pression dépend essentiellement de la longueur des conduits haute pression et de la vitesse de l'eau (pour une vitesse de manœuvre donnée du distributeur);
- la pression minimale transitoire côté basse pression dépend surtout de la longueur des conduits basse pression et de la vitesse de l'eau, pour une vitesse de manœuvre donnée au distributeur. (Le facteur ΣLV des conduits haute pression étant plutôt un facteur correctif dans ce cas);
- la vitesse maximale transitoire dépend du ΣLV total.

On peut dire en première approximation que l'implantation de la centrale est liée aux deux paramètres : (ΣLV) conduits haute pression (ΣLV) conduits basse pression, le choix de la vitesse de manœuvre du distributeur n'étant pas du reste fixé par ces seuls paramètres.

2.1.5.3 Marnage de l'installation.

Toutes autres choses égales par ailleurs, un fort marnage global (marnage du bief inférieur et celui du bief supérieur,

3/

3/ Puissance dissipée.

4/

4/ Déclenchement en turbine avec fermeture linéaire du distributeur.

5/ Déclenchement en pompe avec fermeture du distributeur à deux vitesses de manœuvre.

6/ Courbes caractéristiques d'une turbine-pompe et d'une turbine classique.

5/

7/ Courbe de la surpression « naturelle » en fonction de la vitesse dans les conduits.

6/

7/

augmentés des écarts de perte de charge dans les conduits entre les régimes de marche en pompe et en turbine) correspondra pour la chute nominale à des points de fonctionnement initiaux en turbine plus rapprochés de la zone de changement de pente de courbes d'égale ouverture (zone M de la figure 6). La surpression peut être plus forte.

2.1.6 INFLUENCE SUR LA CONCEPTION DES GROUPES.

2.1.6.1 PD2 des masses tournantes.

Son influence est nettement plus grande pour une turbine-pompe que pour une turbine classique : d'où l'intérêt de donner au PD2 de l'alternateur une grande valeur compatible avec sa construction.

La courbe de la figure 8 donne les résultats d'une étude numérique permettant de tracer la courbe de surpression naturelle en fonction du PD2.

2.1.6.2 Influence de la vitesse de manœuvre du distributeur.

On a indiqué que la surpression naturelle due à une turbine-pompe atteint déjà une valeur notable. Le choix de la loi de manœuvre doit tenir compte de la vitesse de coupure de l'eau par la roue. La loi de fermeture du distributeur peut être à vitesse uniforme ou variable avec la course; en général, dans ce dernier cas, il y a plusieurs vitesses uniformes successives. La loi de manœuvre peut être différente suivant que la fermeture s'effectue lors de fonctionnement en pompe ou lors de fonctionnement en turbine.

Lors d'un déclenchement en turbine, si le temps de fermeture diminue, on a les tendances suivantes : la pression maximale côté haute pression augmente, la vitesse transitoire maximale diminue; d'autre part, il est préférable que le point figuratif de fonctionnement ne pénètre pas trop longtemps dans la zone d'emballement ou d'hyperemballement : parcours GSH de la figure 2 où les vibrations sont sévères pour les directrices du distributeur.

Dans le cas de déclenchement en pompe, la loi de fermeture est en général à première vitesse rapide, afin d'éviter une trajectoire à fort débit dans le quadrant pompe-frein, puis à 2^e vitesse lente.

2.1.6.3 Tracé hydraulique.

Pour un diamètre D_2 donné, on a vu que la surpression dans les conduits haute pression qui est un paramètre essentiel de l'installation est liée au fait que les turbines-pompes coupent fortement leur débit au voisinage de l'emballement. Cependant, on peut signaler que le tracé de la roue peut avoir une légère influence sur la valeur de la surpression naturelle.

2.1.7 PROBLÈMES LIÉS À LA RÉVERSIBILITÉ DES MACHINES.

Particularités d'ordre hydraulique :

L'écoulement doit s'effectuer dans les deux sens au travers de la machine, il en résulte les conséquences suivantes :

- Le fonctionnement en turbine a lieu avec des conduits de faible convergence, aussi bien pour la roue que pour le cadre.

Le niveau de rendement en turbine des turbines-pompes sera donc moins élevé que celui des turbines pures.

- Les points figuratifs de fonctionnement sur une colline de turbine sont éloignés du cœur.

Pour permettre aux aubes de fonctionner correctement en pompe, ces dernières sont convexes vers les grands diamètres et sur la face en pression contrairement à celles des turbines classiques qui sont concaves. Il en résulte

une plus grande sensibilité des turbines-pompes au décollement lors du fonctionnement près de l'emballement.

- En pompe, comme le distributeur est mobile, il est possible, dans une certaine mesure, d'ajuster l'ouverture du distributeur en fonction de la hauteur de refoulement afin d'optimiser le rendement.

Particularités d'ordre mécanique :

Elles concernent les paliers, le pivot et l'arbre.

- Les paliers doivent avoir deux systèmes de rampes de graissage avec des alimentations différentes. Dans certains cas, étant donné l'incertitude qui règne sur les forces qui agissent sur les coussinets et surtout sur leur direction, on peut être amené à abandonner les paliers autolubrifiés et à passer au palier avec alimentation par des pompes.
- Pour le pivot, il faut aussi prévoir deux rampes de graissage et deux butées pour chaque patin.
- Le PD2 du rotor de l'alternateur est important (voir conditions de régulation), le PD2 de la roue hydraulique est plus grand que celui d'une turbine classique. Dans ces conditions, pour de longues lignes d'arbre, le diamètre de ce dernier a une valeur nettement supérieure à celui d'un groupe classique pour éviter tout risque de résonance avec les vibrations de torsion.

2.2 Les vibrations.

2.2.1 GÉNÉRALITÉS.

Les phénomènes vibratoires peuvent se développer surtout durant les mouvements transitoires, mais ils peuvent aussi apparaître en régime normal.

a) *Les forces hydrodynamiques* non permanentes qui risquent d'influer le plus sur la tenue mécanique s'appliquent aux directrices mobiles. Ces forces se caractérisent par une valeur moyenne à laquelle se superposent des fluctuations dont la fréquence et l'amplitude changent avec le mode de fonctionnement.

Le couple moyen sur les tourillons des directrices varie pour une hauteur de fonctionnement H donnée, en fonction de l'angle de vannage. La figure 9 est donnée à titre d'illustration pour une machine déterminée fonctionnant en pompe à une hauteur d'élévation voisine de la hauteur optimale. Pour un fonctionnement normal en pompe, les couples et les efforts radiaux sur les tourillons des directrices resteront toujours faibles.

b) *Les fréquences* des fluctuations risquant d'influer sur la tenue mécanique peuvent être soit assez basses (inférieures à 20 Hz environ) comme pour un fonctionnement en pompe sous la hauteur maximale, soit assez élevées, comme pour l'emballement où les amplitudes des harmoniques de $nZr/60$ restent sensibles ($nZr/60$ correspond à la fréquence fondamentale résultant du passage des aubes de la roue devant un point fixe).

c) *Les amplitudes* les plus dangereuses en régime transitoire concernent les vibrations qui apparaissent à l'emballement en turbine. En ce cas, le couple moyen sur les directrices reste faible ainsi que l'amortissement naturel dû au frottement.

Sur la figure 2, sont portés les ordres de grandeur des fluctuations de couple C enregistrées à hauteur H constante, sur une directrice au cours d'un fonctionnement transitoire complet depuis la pompe à fort débit (point K) jusqu'à l'emballement (G) et au suremballement (S). Au

cours de cette manœuvre, l'angle de vannage du distributeur est maintenu constant. La référence des ordres de grandeur est donnée par la fluctuation en pompe à l'optimum : $C=1$ pour le point A.

Si on se reporte à la figure 3 qui montre la puissance totale hydraulique et mécanique dissipée dans la machine, on voit que ce sont dans les régimes de très faible débit en pompe, de pompe-frein, et de turbine à l'emballement que les risques de vibration sont les plus grands.

2.2.2 EXAMEN DES VIBRATIONS AUX DIFFÉRENTS RÉGIMES.

2.2.2.1 Fonctionnement en pompe.

Marche à faible débit et grande hauteur (fig. 10).

Les directrices sont attaquées sous une incidence fluctuante négative suffisante pour amorcer un décollement.

Pour des valeurs plus faibles du débit, il se produit des échanges désordonnés de quantité de mouvements entre la roue et le distributeur : phénomène de recyclage. La machine fonctionne de plus en plus comme un dissipateur d'énergie au fur et à mesure qu'on se rapproche du débit nul.

La stabilité de la directrice est en principe assurée lorsque le tourillon se situe en amont du centre hydrodynamique dans le sens de l'écoulement en pompe.

Signalons que cette disposition stable du tourillon en pompe est également valable à l'emballement turbine (voir 2.2.2.3).

Marche en pompe à fort débit — point K des figures 2 et 3.

Ce phénomène, symétrique du précédent, provient cette fois d'une incidence positive en moyenne. Cependant, les vitesses d'attaque sont moindres et les risques théoriquement plus faibles, mais les amortissements mécaniques sont également réduits.

Au-delà d'un certain débit, la pression à la sortie de la roue est supérieure à celle existant dans la bêche. Le distributeur fonctionne donc comme une perte de charge, et des cavitations dans le distributeur peuvent apparaître.

2.2.2.2 Fonctionnement en pompe-frein.

La figure 11 montre comment se produit à l'entrée de la roue un décollement franc de grande amplitude $\Delta\beta$ qui tend à obturer le canal.

Il peut de plus exister des cavitations ainsi que des décollements tournants se propageant d'une aube à l'autre. Le risque couru durant ce fonctionnement provient du fait de la variation de vitesse de rotation qui est très grande puisque la vitesse s'annule en partant de sa valeur à débit nul qui est encore du même ordre de grandeur que la vitesse du fonctionnement normal.

2.2.2.3 Fonctionnement à l'emballement turbine (fig. 12).

En moyenne, le couple du rotor est nul. Les pertes tourbillonnaires absorbent entièrement l'énergie $\rho g Q H$ de l'écoulement. Il se produit sur le côté pression des aubes un décollement faible; on peut penser qu'il suffira de petits

8/ Courbe de la surpression « naturelle » en fonction du PD^2 .

9/ Couple sur les directrices.

10/ Marche en pompe à faible débit.

11/ Fonctionnement dans le quadrant pompe-frein.

mouvements des directrices pour rendre instable ce décollement. Ce n'est pas le cas pour les turbines classiques, qui ont de grands angles d'entrée et une concavité sur la face en pression de l'aube.

Rappelons que les vibrations des directrices sont maximales à l'emballement turbine. La stabilité des directrices sera assurée, comme pour la pompe, par un tourillon situé entre la roue et le centre hydrodynamique des directrices.

2.2.2.4 Fonctionnement au suremballement (fig. 13).

La roue tourne dans le sens turbine et débite dans le sens turbine mais absorbe de la puissance mécanique et de la puissance hydraulique; la machine marche en turbine-frein. Le triangle de vitesses à l'entrée en turbine montre que l'aubage de la roue est très mal attaqué. Les côtés pression et dépression à l'entrée sont inversés par rapport au fonctionnement normal en turbine.

2.2.2.5 Fonctionnement à l'hyperemballement (pompe tournant à l'envers).

La roue tourne dans le sens turbine et débite dans le sens pompe. L'eau attaque très mal les aubes directrices.

2.2.2.6 Vibrations de torsion du rotor du groupe.

Dans les groupes réversibles, la longueur d'arbre est en général plus grande que celle des groupes classiques. La fréquence de torsion baisse et il pourrait y avoir risque de résonance entre les ondes de torsion sur l'arbre et la fluctuation du couple électrique au synchronisme.

2.2.3 INFLUENCE SUR LA CONCEPTION MÉCANIQUE DES GROUPES.

En ce qui concerne la turbine-pompe elle-même, la prise en compte des efforts pulsatoires est indispensable pour le dimensionnement des organes mobiles, en particulier le distributeur-diffuseur.

- La position du tourillon est déterminante pour la stabilité dans le fonctionnement en pompe et à l'emballement turbine.

On est conduit à rapprocher l'axe du bord d'attaque en pompe.

- Les écoulements sont très sensibles à la forme du bord d'attaque, c'est-à-dire à son rayon de courbures, et à son angle minimal (fig. 14).

Selon le choix de β_3 et du rapport : pas/longueur des directrices, les modes de décollement dans le distributeur peuvent être très différents (décollements francs, décollements tournants, décollements aléatoires).

- L'influence de l'entrefer roue-distributeur est notable. Si on augmente l'entrefer à partir de sa valeur minimale constructible, il y a amélioration du point de vue vibration.
- L'obliquité des arêtes de sortie en pompe par rapport à l'axe de la roue rend plus progressif le passage d'une aube de la roue devant une ailette du distributeur.
- Les directrices industrielles doivent avoir une fréquence propre élevée; le système de commande doit être rigide : les servomoteurs individuels présentent une solution particulièrement adaptée.

2.3 Démarrages. — Arrêts.

2.3.1 LES TYPES DE DÉMARRAGES DU POINT DE VUE HYDRAULIQUE.

L'opération de démarrage en pompe dans le cas d'une machine réversible est beaucoup moins simple que le démar-

rage d'un groupe ternaire. En effet, dans ce dernier cas, il suffit de lancer la machine au moyen de la turbine, et après couplage au réseau, de fermer la turbine et d'en vidanger la bache. Pour un groupe binaire, l'opération se complique car on est en effet obligé de recourir à des moyens faisant appel à une énergie extérieure.

On sait que le démarrage en pompe peut se faire selon deux modes opératoires :

- soit roue noyée, la bache de la machine étant remplie d'eau;
- soit roue dénoyée, la bache étant vidée pendant le lancement et remplie d'eau après l'accrochage de l'alternateur au réseau.

Le choix du mode de démarrage est dicté par les possibilités électriques du réseau. Mais il dépend aussi du type de machine utilisée : distributeur à directrices mobiles ou non, roues à pales fixes ou non.

La différence entre les deux processus vient surtout des puissances mises en jeu.

Dans le cas du démarrage roue noyée, la puissance de barbotage dissipée par les tourbillons et par les frottements de disques est très importante si bien que l'opération exige une puissance motrice de l'ordre de 30 à 40 % de celle de l'alternateur dans le cas du distributeur fermé, cette valeur pouvant atteindre 60 à 70 % si le distributeur est ouvert.

Dans le cas du démarrage roue dénoyée, distributeur fermé, la puissance nécessaire n'est que de 5 % environ de celle de l'alternateur, ce pourcentage variant avec le fonctionnement de l'anneau d'eau.

2.3.2 DÉMARRAGE ROUE NOYÉE.

Considérons le cas d'une machine mono-étagée dont le distributeur a des directrices mobiles. Le lancement de la pompe pleine d'eau ne peut être envisagé que sous pleine tension, c'est-à-dire au prix d'un appel de courant sur le réseau très important.

La pompe peut cependant, dans certains cas, être démarrée pleine d'eau sans appel de courant important, par la méthode dite « dos à dos ». Elle consiste à réaliser le lancement du groupe considéré à l'aide d'un autre groupe fonctionnant en turbine et situé, soit dans la centrale elle-même, soit dans une centrale voisine, les deux groupes étant découplés du réseau, et reliés électriquement l'un à l'autre. Le démarrage de la turbine permet de faire monter progressivement la fréquence et la tension sur l'alternateur-moteur du groupe de pompage.

On peut mentionner aussi le démarrage hydraulique et le démarrage au moyen du renversement des directrices. Le démarrage hydraulique demande une turbine complémentaire sur l'arbre du groupe pour le lancer. Cette solution présente un coût élevé.

La solution de démarrage par renversement des directrices (fig. 15) nécessite un distributeur spécialement conçu à cet effet, de façon que la position prise par les directrices pour le démarrage assure à l'écoulement un sens tel que la roue soit entraînée dans le sens pompe. L'expérience a montré que selon les vitesses spécifiques, la vitesse synchrone peut ne pas être obtenue et qu'un couple supplémentaire doit être demandé à l'alternateur-moteur.

2.3.3 DÉMARRAGE ROUE DÉNOYÉE.

Le processus le plus fréquent de démarrage en pompe est celui à roue dénoyée. Dans ce cas, la séquence des opérations est la suivante :

La machine étant à l'arrêt, on dénoie la roue de pompe

en insufflant de l'air comprimé, le distributeur étant fermé. On démarre le groupe. Quand il atteint la vitesse de synchronisme, il est couplé au réseau. On noie ensuite la roue en laissant le distributeur fermé, il ne se pose plus de problème de puissance car l'alternateur-moteur fonctionne alors en moteur synchrone. Puis on ouvre le robinet sphérique partiellement et seulement après, le distributeur. Cet enchaînement a pour effet de diminuer les sollicitations dynamiques des aubes directrices.

Le démarrage proprement dit, c'est-à-dire mener la roue dénoyée de l'arrêt au synchronisme peut se faire de plusieurs façons :

- une première méthode est le démarrage à pleine tension en asynchrone. Ce procédé est très simple et ne nécessite que le minimum d'appareillage et de manœuvre; cependant, il est limité par l'échauffement et par des perturbations possibles sur le réseau à cause d'un appel de courant fortement réactif;
- pour réduire l'à-coup de courant absorbé, on peut envisager de démarrer la pompe en moteur asynchrone alimenté sous tension réduite. Ce procédé de démarrage nécessite un appareillage plus important et augmente de manière sensible, la durée de l'opération;
- une troisième méthode consiste à utiliser un moteur de lancement, qui, en régime, sera utilisé en alternateur pour alimenter les auxiliaires du groupe.

Pour atteindre le synchronisme, mentionnons la méthode de contrôle de la vitesse par l'anneau d'eau. Le distributeur fermé, la roue est lancée. Les fuites du distributeur fermé sont centrifugées et viennent former un anneau d'eau qui crée une puissance de barbotage. En agissant sur l'importance de cet anneau d'eau par des ponctions, on joue sur la puissance absorbée qui au synchronisme, s'élève à quelques pourcents de la puissance nominale.

Une fois le synchronisme atteint et le groupe couplé au réseau, on renvoie la roue. Pendant cette opération, la montée en puissance est très rapide au moment où la circulation prend naissance autour des aubes. Plusieurs moyens assez différents les uns des autres, ont été proposés par divers constructeurs pour rendre cet accroissement de puissance plus progressif.

2.3.4 PASSAGE DU TURBINAGE AU POMPAGE.

Parallèlement au problème du démarrage en pompe, se pose le problème de la rapidité de la transition du turbinage au pompage. En France, pour l'instant, ce point n'apparaît pas fondamental.

Dans certains pays étrangers, le temps de transition est une contrainte imposée par les conditions d'exploitation du réseau.

Cette transition s'effectue d'après le mode opératoire suivant :

- fermeture des directrices;
- freinage électrique du groupe à partir d'une certaine vitesse et dénoyage (*);
- arrêt (*);
- accélération par le moteur de démarrage (*);
- synchronisation;
- remplissage de la pompe, ouverture de la vanne;
- ouverture des directrices.

(*) Opérations groupées dans le cas d'une turbine auxiliaire Pelton ou Francis.

12/ Fonctionnement à l'emballlement turbine.

13/ Fonctionnement au suremballement turbine.

14/ Tracé du bord d'attaque des directrices en pompe.

15/ Démarrage en pompe par renversement des directrices.

Pour fixer les idées, sur les durées relatives du temps de transition de turbinage en pompage suivant les solutions adoptées, citons un exemple particulier où avec un moteur électrique de démarrage, le temps était de 8 mn 15 s alors qu'avec une turbine auxiliaire ce temps a été ramené à 3 mn environ, ce dernier temps étant plus ou moins long suivant le type de turbine auxiliaire utilisé, Francis ou Pelton.

2.4 La question de l'enfoncement des turbines-pompes lié à leurs caractéristiques de cavitation en pompe, aux données de l'aménagement et en mode d'exploitation.

2.4.1 ASPECT GÉNÉRAL DU PROBLÈME.

Il est bien connu que, à l'exception des turbines Pelton, ce sont les problèmes de cavitation des roues qui conditionnent l'implantation en altitude des turbines, des pompes et des turbines-pompes en imposant leur calage, c'est-à-dire leur enfoncement par rapport au niveau minimal de la retenue inférieure.

Les cavitations principales se produisant en turbine, surtout à la sortie de la roue et au contraire à l'entrée de celle-ci en pompe, on conçoit qu'une cavitation souvent acceptable en turbine, quitte même éventuellement à insulfer de l'air, ne l'est plus en pompe.

A l'entrée de la roue, la cavitation perturbe vite tout l'écoulement et affecte le fonctionnement de la roue. En outre, les fermetures par recompression, des différentes espèces de cavités qui tendent à être entraînées dans le sens de l'écoulement, se font en pompe avec des gradients de pression plus grands qu'en turbine. Les risques d'érosion par cavitation sont plus grands.

Ceci fait que, à même débit et même vitesse de rotation, la roue de pompe doit être calée plus bas que la roue de turbine et que, pour les turbines-pompes réversibles, c'est la marche en pompe qui conditionne, sauf cas particulier, le calage.

Les enfoncements en valeur absolue deviennent de plus en plus grands, au fur et à mesure que ce type de machine se développe car les hauteurs de refoulement par roue augmentent, mais il y a d'autres paramètres que la hauteur par roue qui entrent en jeu, ce sont en particulier :

- la variation relative de débit, laquelle est liée au marnage;
- le type d'aménagement et le mode d'exploitation des retenues;
- les proportions et les angles imposés à l'entrée de la roue en pompe en fonction de l'écart recherché ou non entre le débit turbiné et le débit pompe.

Ce sont ces divers facteurs que nous allons essayer de préciser.

2.4.2 RAPPELS CONCERNANT LA CAVITATION DES ROUES EN POMPE.

On sait que la cavitation n'apparaît dans la roue qu'aux points où l'augmentation de vitesse est telle qu'elle fait tomber localement la pression de roue jusqu'à atteindre la pression de vapeur, d'où une vaporisation locale qui est la cavitation.

Cette dépression due à la mise en vitesse ne modifie pas l'énergie totale de l'unité de masse d'eau à l'amont de la roue, l'écoulement étant jusque-là très convergent. C'est donc l'importance de cette énergie totale qui donne la réserve de pression relative au phénomène de cavitation. Exprimée en mètres d'eau au-dessus de la pression de vapeur,

cette énergie totale est la charge nette absolue à l'aspiration (en anglais : Net Positive Suction Head) que l'on symbolise par H_{na} ou plus souvent (NPSH).

En pompe, on utilise cette grandeur, soit en elle-même, soit en se référant au débit et à la vitesse de rotation par le nombre sans dimension :

$$S = \frac{n \sqrt{Q}}{(NPSH)^{3/4}}$$

qui est la vitesse spécifique d'aspiration.

Lorsqu'on connaît le diamètre d'entrée D_1 de la roue, donc la vitesse périphérique : U_1 , S est la comparaison de deux paramètres : celui de débit Q/nD_1^3 et celui de charge $NPSH/n^2 D_1^2$.

On peut utiliser aussi les paramètres :

$$\varphi_A = \frac{Q}{\pi D_1^2 / 4 U_1}$$

$$\text{et } \psi_a = \frac{NPSH}{(U_1^2 / 2g)}$$

que l'on préfère en pompe au σ usuel $= (NPSH)/H$, la hauteur faite par la roue liée à la sortie de celle-ci n'étant pas en corrélation étroite avec ce qui se passe à son entrée.

On distingue pour chaque débit le (NPSH) disponible donné par l'installation et correspondant au σ installation des turbiniers, et un certain nombre de valeurs du (NPSH) caractérisées par des indices et correspondant à divers degrés de cavitation et qui se traduisent dans le plan (NPSH, Q) à U constant [ou si l'on préfère dans le plan (ψ_a, φ_a)] par des courbes caractéristiques qui, pour une entrée de roue bien tracée ont l'allure de la figure 16.

Dans ce plan les courbes $S = \text{constante}$ sont des paraboles cubiques.

En laissant de côté la courbe $(NPSH)_g$ correspondant à la chute à pic de la courbe $H(Q)$ qui n'a pas d'intérêt ici, et la courbe $(NPSH)_b$ ayant trait à l'apparition des premières bulles de cavitation qui n'a qu'un intérêt spéculatif en l'absence d'accord sur le diamètre des bulles à prendre en compte et sur les moyens de les observer, nous avons fait figurer les deux courbes suivantes :

- $(NPSH)_c$ correspondant à un certain critère d'altération des courbes caractéristiques $H(Q)$ ou ηQ à n constant;
- $(NPSH)_f$ correspondant à l'apparition des premières figures de cavitation dont l'allure (aspect + comportement) et la localisation peuvent poser un problème sur la bonne tenue de la machine. $(NPSH)_f$ serait l'apparition des premières figures de cavitation notable quelle que soit leur allure.

Le point 0 correspond sensiblement au débit pour lequel l'angle d'incidence sur l'entrée des aubes est nul (fig. 16). En ce point les courbes $(NPSH)_f$ et $(NPSH)_c$ sont très voisines.

La branche I correspond à une incidence négative (cavitation sur la face avant de l'aube normalement en pression).

La branche II correspond à une incidence positive (cavitation sur la face arrière de l'aube, normalement en dépression).

La branche III a trait à une modification de l'écoulement méridien engendrant un débit vers l'amont à la ceinture de

la roue (prérotation induite). Elle sort de la zone d'utilisation de la machine.

Sur la figure 16 nous avons fait figurer la parabole du (NPSH) disponible, compte tenu des pertes de charge à l'aspiration, pour un certain niveau supposé constant dans la retenue inférieure.

Le fonctionnement entre les points M et N est considéré, pour le bon fonctionnement de la machine, comme étant sans cavitation.

Ajoutons que pour une même pénétration NN' ou MM' dans la zone des figures f' le fonctionnement prolongé en N' est plus gênant que celui en M'. En effet, d'une part le gradient de recompression, générateur de risques d'érosion y est plus grand, puisque la cavitation se fait dans le canal déjà en pression, alors qu'elle se fait avant celui-ci en M'; d'autre part, la facilité de remédier à cette érosion par rechargement est plus grande en M' qu'en N'.

Rappelons enfin que le gradient de recompression en un point donné, s étant l'abscisse le long d'un filet :

$$\frac{dp}{dt} = \frac{dp}{ds} \times \frac{ds}{dt} \text{ est proportionnel à } W^3$$

donc à U_1^3 pour un point donné et un angle d'incidence donné. Or on sait que la vitesse d'érosion, fonction de ce gradient croît encore plus vite que W_1^3 .

Ces vitesses d'érosion à craindre seront donc d'autant plus grandes que U_1^3 est plus grand c'est-à-dire aussi que H est plus grand.

2.4.3 INFLUENCE DU TYPE D'AMÉNAGEMENT ET DE SON MODE D'EXPLOITATION.

Sur la figure 18 a nous avons fait figurer schématiquement un aménagement avec :

- sa retenue supérieure de volume V_s entre son niveau maximal $Z_s \text{ max}$ et minimal $Z_s \text{ min}$;
- sa retenue inférieure du volume V_i entre son niveau maximal $Z_i \text{ max}$ et minimal $Z_i \text{ min}$;

Les hauteurs géométriques extrêmes sont :

$$H_g \text{ max} = Z_s \text{ max} - Z_i \text{ min}$$

$$H_g \text{ min} = Z_s \text{ min} - Z_i \text{ max}$$

17/

18 a/

18 b/

et le marnage relatif est :

$$m = \frac{(H_g \text{ max} - H_g \text{ min})}{\frac{(H_g \text{ max} + H_g \text{ min})}{2}}$$

Sur la figure 18 b nous avons fait figurer la courbe $H(Q)$ de la pompe; les deux paraboles : (NPSH) disponible $= f(Q)$ correspondent respectivement aux niveaux $Z_i \text{ max}$ et $Z_i \text{ min}$ et sur ces deux paraboles les points A', B', C', D' correspondent aux points A, B, C, D de la courbe $H(Q)$ qui sont les intersections de cette courbe avec les paraboles d'utilisation correspondant aux hauteurs géométriques : $Z_s \text{ max} - Z_i \text{ min}$, $Z_s \text{ min} - Z_i \text{ min}$, $Z_s \text{ max} - Z_i \text{ max}$, $Z_g \text{ min} - Z_g \text{ max}$.

En cours de fonctionnement le point figuratif P du (NPSH) disponible en fonction du débit se déplace à l'intérieur du parallélogramme curviligne $A' B' C' D'$.

Deux cas extrêmes peuvent alors se présenter :

Premier cas :

V_s et V_i sont du même ordre de grandeur et il s'agit d'une accumulation journalière de sorte qu'à chaque niveau inférieur corresponde à peu de chose près un seul niveau supérieur.

Dans ce cas, le point figuratif décrit une ligne $A' C'$ (en général pointée vers le haut à cause de la cuvette inférieure).

Deuxième cas :

V_s est très grand devant V_i . Il s'agit de retenue saisonnière et pratiquement les différents niveaux de la retenue inférieure peuvent correspondre à n'importe quel niveau de la retenue supérieure. Le point F décrit alors presque tout le parallélogramme curviligne $A' B' C' D'$.

Il convient alors de diviser ce parallélogramme en un certain nombre de zones (de même que dans le cas précédent il faut diviser la ligne $A' C'$ en un certain nombre de segments) pour déterminer quelle est la durée annuelle de fonctionnement dans chacune d'elles. Suivant l'importance de ces durées et suivant la hauteur faite par la roue, on pourra admettre ou non une certaine pénétration dans les courbes (NPSH) $_f$, comme cela est représenté sur la figure (par exemple la zone $C' E' F'$ de la figure 18 correspond à une durée annuelle de marge jugée acceptable). Ceci peut être rendu nécessaire si le marnage relatif est important, mais, heureusement dans ce cas, le plus souvent si ce marnage relatif est important c'est parce que la hauteur moyenne ne l'est pas.

Ceci peut être également rendu nécessaire si l'on veut pousser le débit en turbine, ce qui peut conduire par ailleurs à ouvrir les angles d'entrée en pompe pour que la sortie de la roue en turbine ne limite pas ce débit à une valeur inférieure à celle cherchée.

Cette ouverture des angles à l'entrée de la roue en pompe déplace en effet le point O vers la droite par rapport au parallélogramme et par suite aussi la branche II de la courbe (NPSH) $_f$.

Il est vrai que pour augmenter le débit en turbine, on peut, au lieu de jouer sur l'angle de l'aubage à l'entrée en pompe, augmenter le diamètre d'entrée D_1 , mais on est très vite limité dans cette voie, car en pratique, la nécessité d'un compromis satisfaisant entre les marches en pompe et en turbine conduit à se mettre d'emblée au rapport D_2/D_1 le plus petit compatible avec la marche en pompe compte tenu des autres paramètres adoptés (voir chapitre 1).

3. — Problèmes soulevés par la réalisation industrielle des machines de grandes dimensions

3.1 Roue.

Pour les turbines classiques, l'ajustement de la puissance industrielle se fait en prévoyant une surouverture au distributeur.

Pour les turbines-pompes, il n'y a aucun organe de réglage permettant d'ajuster la hauteur réellement engendrée par la roue.

Pour les pompes industrielles de moyenne importance et compte tenu de l'incertitude sur la courbe $H(Q)$ à vitesse $n = \text{Cte}$ notamment par suite d'écarts de fonderie possible, les constructeurs de pompes prévoient en général des roues légèrement plus grandes en diamètre extérieur (D_2). Ils se réservent aussi la possibilité de retoucher celui-ci par usinage ou par affûtage de l'extrémité des aubes, suivant les résultats d'essais obtenus sur le site. De toute façon pour réduire cet aléa, ils prévoient une marge suffisante sur la puissance du moteur d'entraînement.

Pour les turbines-pompes, étant donné les dimensions, il ne peut être question d'utiliser ce procédé.

En outre, un excès de hauteur (H) ou de puissance (N) peut être beaucoup plus gênant; aussi les tolérances de fabrication doivent être beaucoup plus serrées.

Quelques difficultés peuvent se présenter si l'on admet que pour des petits diamètres, les roues doivent être en principe coulées.

Il faut éviter les déformations des noyaux qui ont des formes nettement différentes de celles des turbines Francis classiques et de dimensions plus grandes, à diamètre de roue égal.

Le contrôle des noyaux et du remoulage doit être soigné.

Une fois la roue coulée et ébauchée, des relevés systématiques doivent être faits afin de vérifier que les grandeurs géométriques (angles, dimensions, épaisseurs) sont bien dans les limites de tolérance acceptables. Il faut, bien entendu, prévoir les surépaisseurs de fonderie voulues pour remédier par usinage ou meulage aux écarts laissés par ces tolérances.

Les difficultés de fonderie croissent avec les dimensions des roues, et on arrive tout naturellement à la conception de roues dont les aubes sont en acier moulé ou en tôle matricée; ces aubes sont soudées sur la ceinture et le plafond qui sont en acier moulé.

Le diamètre des roues doit être suffisamment grand pour que les canaux de la roue soient accessibles et qu'il y ait possibilité de soudage. Les aubes sont éventuellement en plusieurs parties.

Notons que les roues avec aubes soudées ont un meilleur état de surface que les roues entièrement coulées, qu'elles nécessitent moins de meulage, et que la forme des aubes des roues ainsi réalisées respecte mieux le profil théorique.

3.2 Distributeur.

En général, pour des raisons constructives, les directrices équipant les groupes de grandes dimensions ont leur fréquence propre plus basse. Il est alors nécessaire d'avoir un système de commande très rigide : une solution peut être trouvée en disposant des servomoteurs individuels.

Pour les turbines-pompes, il faut réduire les jeux fonctionnels entre les tourillons des directrices et leurs coussinets en vue d'augmenter l'amortissement au cours du fonctionnement en pompe. Ce problème est d'autant plus compliqué que les dimensions sont grandes.

On peut prévoir des douilles déformables sous l'effet d'une pression d'huile.

4. — Exemples de réalisation

4.1 Installation de Revin (France).

- 4 turbines-pompes tournant à la vitesse de rotation de 300 tr/mn.
- *Puissance globale en turbine :*
 - sous la chute maximale. 800 MW;
 - sous la chute minimale. 664 MW.
- *Caractéristiques en pompe :*
 - sous la hauteur de refoulement maximal. 216 m³/s;
 - sous la hauteur de refoulement minimal. 280 m³/s.
- *Hauteur de chute brute :*
 - maximale. . . 246,6 m;
 - minimale. . . 219,30 m.
- *Diamètre extérieur des roues :* 4,33 m.

4.2 Installation de Sainte-Croix (France).

- 1 turbine-pompe tournant à la vitesse de rotation de 166,7 tr/mn.
- *Fonctionnement en turbine :*
 - sous 77 m de chute. 58,66 MW
- *Fonctionnement en pompe :*
 - sous 78,00 m de refoulement. 54,2 m³/s;
 - sous 70,60 m de refoulement. 63,90 m³/s.
- *Diamètre extérieur de la roue :* 4,62 m.

4.3 Installation de Tanes (Espagne).

- 2 turbines-pompes tournant à la vitesse de rotation de 250 tr/mn.
- *Fonctionnement en turbine :*
 - sous 123 m de chute. 66,5 MW
- *Fonctionnement en pompe :*
 - sous 119 m de refoulement. 37,30 m³/s
- *Diamètre extérieur de la roue :* 3 680 mm.

Revin

Sainte-Croix

5. — Conclusions

Perspectives d'évolution des turbines-pompes.

La recherche des meilleures conditions économiques pour l'ensemble de l'équipement oriente l'évolution des turbines-pompes vers :

- les hauteurs de refoulement de plus en plus élevées;
- la recherche de grandes vitesses spécifiques sous basses chutes;
- l'augmentation des puissances unitaires.

5.1 Réalisation des grandes hauteurs de refoulement.

La hauteur maximale de refoulement pour une roue peut atteindre 500 m. Nous avons étudié des groupes de 125 MW sous 450 m (Beskid en Pologne). Pour des hauteurs de refoulement plus élevées, il est nécessaire de fractionner la chute. Des installations qui comporteront des turbines-pompes à plusieurs étages fonctionnant sous des chutes dépassant 1 000 m sont envisagées. Les difficultés de réalisation des distributeurs mobiles conduisent à étudier en premier stade des machines à distributeurs fixes. Nous estimons toutefois que cette solution n'est qu'une étape vers la réalisation d'équipements futurs réalisés en deux étages à distributeurs mobiles.

Une telle disposition sera limitée aux chutes inférieures

rieures à 1 000 m, mais par contre permettra d'envisager l'équipement de puissance unitaire très important, peut-être 600 MW.

5.2 Recherche de vitesses spécifiques élevées pour les basses et moyennes chutes.

Les turbines-pompes de basses chutes tournent à des vitesses relativement faibles, l'accroissement de cette vitesse et par conséquent de la vitesse spécifique constitue un facteur d'économie très important.

L'augmentation des vitesses spécifiques est rendue difficile par des problèmes de cavitation d'une part et par l'ensemble de grandes variations de chutes de ces installations d'autre part. L'utilisation de roues à pales orientables permet en général de résoudre ces problèmes difficiles pour des gammes de chutes assez étendues.

Les groupes hélico-centrifuges qui peuvent équiper des chutes de 30 à 100 m sont alors appelés vraisemblablement à avoir un avenir très intéressant.

5.3 Augmentation des puissances unitaires.

La recherche de l'économie globale des installations hydroélectriques amène clients et constructeurs à envisager des puissances unitaires de plus en plus élevées.

Le problème le plus difficile à résoudre lorsque les dimensions s'accroissent fortement, concerne la fabrication de la roue; une conception saine de cette pièce essentielle cons-

titue une garantie de succès. Nous avons rappelé les solutions de ce problème au cours de notre exposé.

Actuellement, nous étudions pour la République fédérale allemande, un projet de deux groupes turbines-pompes à deux vitesses (136 et 150 tr/mn) : de 680 MW en turbine sous 242 m, et 684 MW en pompe. Une telle solution comporte des distributeurs à servomoteurs individuels, un arbre tubulaire de 2 300 mm environ, des paliers guidés à patins indépendants, une bêche à double coque; la roue dont le diamètre est de 8 400 mm est prévue soudée avec des pales en plusieurs éléments.

Ce projet semble être à la limite des réalisations actuellement possibles.

Notre exposé a essayé de présenter à grands traits les principaux problèmes spécifiques aux turbines-pompes.

Il est alors facile d'imaginer l'ampleur des moyens qui doivent être mis en œuvre par le constructeur pour la réalisation de ces machines, en particulier celles de grandes dimensions.

Grâce à ces études et à ces moyens expérimentaux, nous pourrions envisager la construction de turbines-pompes de très grandes puissances dont le facteur d'utilisation sera strictement comparable à celui des turbines classiques comme celles de Churchill Falls (500 MW sous 290 m) que nous venons de mettre en route au Canada et dont la mise au point a été réalisée en moins de quinze jours.

Discussion

Président : M. P. BERGERON

M. le Président remercie MM. CASACCI et GUITON pour leur exposé qui constitue un résumé de leur mémoire, lequel sera publié in-extenso dans *La Houille Blanche*.

Il ouvre ensuite la discussion.

M. MEIER pose à M. GUITON la question ci-après :

Vous avez montré, dans la figure 16, la variation du NPSH en fonction du débit; cette figure comporte deux courbes, l'une pour le NPSH critique et l'autre pour une certaine figure de cavitation et vous avez dit que ces deux courbes sont très voisines pour les débits élevés. Avez-vous considéré aussi les phénomènes de cavitation sur les aubes côté pression et pas seulement côté dépression ?

J'ai simplement dit, répond M. GUITON, que les courbes sus-visées étaient très voisines dans la zone où l'incidence sur le profil d'entrée de l'aube était optimale. Pour des débits plus grands que le débit optimal, l'écart entre les deux courbes augmente.

La branche 1 de la courbe est relative à la cavitation derrière la roue dans la partie en surpression de l'aube; mais ce n'est là qu'une image, une illustration et non pas la figure de cavitation réelle.

D'autre part, M. MEIER confirme les observations de M. CASACCI concernant les vibrations extrêmement grandes qui se développent à l'emballlement sur les pompes-turbines (vibrations hydro-élastiques). C'est là une information importante car il est généralement admis que les turbines Francis peuvent atteindre l'emballlement sans donner lieu à des vibrations dangereuses.

Sur ce point, M. CASACCI apporte les précisions ci-après :

Les vibrations dont les amplitudes mesurées sur machine ou sur modèle se révèlent les plus importantes se produisent à l'emballlement en turbine. Ces amplitudes dépassent, en général, celles des vibrations constatées lors des fonctionnements en pompe-frein, bien qu'en ce cas la puissance globale dissipée soit plus importante que pour les autres genres de marches. Comme l'a montré M. GUITON, la puissance dissipée en pompe-frein se compose de la somme des puissances mécanique et hydraulique; cette puissance dissipée se transforme en chaleur, en tourbillons, en énergie nécessaire à l'entretien des vibrations mécaniques, etc.

Il est bon de préciser (voir étude *Analyse des vibrations et des instabilités de fonctionnement dans les turbines-pompes*, par S.

CASACCI, M. WEGNER et P. GUITON), qu'à l'emballlement, les vibrations sont plutôt du ressort des phénomènes de flottement avec décrochage que des phénomènes de flottement hydro-élastique pur.

M. CHAPPUIS (Vevey S.A.) apporte les intéressantes informations ci-après :

Nous avons procédé à un certain nombre d'essais sur des pompes-turbines en régime perturbé. A la visualisation classique des phénomènes de cavitation à l'aspiration de la roue motrice des modèles, nous avons ajouté la visualisation des arêtes haute pression de l'aubage moteur, cela a été obtenu en aménageant des hublots transparents à la périphérie de la roue motrice et dans les parties fixes du modèle.

Dans les zones de fonctionnement correspondant aux régimes transitoires et notamment à l'emballlement, on constate alors la présence de phénomènes d'écoulement assez étonnants (il peut être intéressant d'ajouter que des photographies de tels phénomènes ont été publiées à la page 35 du *Bulletin technique Vevey 1970*, dans un article traitant également des caractéristiques générales des pompes-turbines); il est apparent que les vibrations qui y correspondent se rattachent à des perturbations d'écoulement dans la masse du fluide lui-même plus qu'à des phénomènes hydro-élastiques à la surface immédiate de l'aubage.

Personne ne demandant plus la parole, M. le Président clôt la discussion en remerciant les conférenciers pour leur remarquable exposé et MM. MEIER et CHAPPUIS pour leurs intéressantes interventions.

Avant de passer la parole à M. J. PERRIER qui va présenter la communication sur *L'Utilisation des pompes-turbines à plusieurs étages dans les usines de haute chute*, M. le Président rappelle que M. PERRIER a fait toute sa carrière à Chambéry et qu'en tant que Chef des Services techniques à Alpes-Nord, poste qu'il occupe depuis 1966, il a été appelé à suivre l'élaboration de Centrales équipées de pompes-turbines comme L'Emosson, ainsi que la dernière en date, La Coche, qui doit comporter des groupes multicellulaires réversibles. M. PERRIER est donc un spécialiste des plus avertis pour traiter de ce sujet.

M. le Président donne la parole à M. PERRIER.