Les pompes alimentaires de Super-Phénix

Edouard Muller et Michel Thiriet

Ingénieurs Département Pompes - CCM SULZER

Les puissances d'entraînement des pompes alimentaires modernes atteignent aujourd'hui des valeurs telles que ces machines, en considérant leur concentration de puissance, comptent parmi les plus puissantes et impliquent les plus hautes exigences techniques.

La grande fiabilité demandée à ces pompes et l'imposition de conditions de fonctionnement avec alimentation perturbée ou marche en phase vapeur, prennent une place prépondérante dans toutes les considérations. Cette évolution a entraîné les constructeurs vers l'exécution de pompes à grande hauteur par étage et avec rotor rigide.

L'augmentation de la puissance unitaire, réalisée d'ailleurs en parallèle avec l'accroissement des puissances des groupes turbo-alternateurs, n'a été possible que sous condition de maîtriser parfaitement les problèmes de cavitation, dynamiques et de comportement mécanique en général, posés par ces grandes hauteurs par étage.

La figure 1 montre l'augmentation de la hauteur par étage et de la concentration de puissance réalisée depuis 1930, ainsi que les valeurs correspondantes de la pompe alimentaire de Super-Phénix.

Choix de la pompe

Pour les caractéristiques nominales imposées :

$$Q = 2706 \text{ m}^3/\text{h} \quad (751,7 \text{ l/s})$$

$$H = 2477 \text{ m}$$

$$n = 4000 \text{ tr/mn}$$

une pompe à 4 étages avec une vitesse spécifique $nq = 28$ ($ns = 102$) et $H_{\text{étage}} = 619,25 \text{ m}$, a été choisie.

La coupe schématique de cette machine est représentée en figure 2.

Les principales caractéristiques de construction sont :

- Solution "Barrel".
- Cartouche intégrale.
- Equilibrage de la poussée axiale hydraulique par piston.

Figure 1 — Evolution de la hauteur par étage et de la densité de puissance.

Figure 2

- Butée axiale à double effet type Glacier largement dimensionnée.
- Etanchéités d'arbre par garnitures mécaniques type Burgmann.
- Rotor rigide avec roues frettées.
- Roue d'aspiration spéciale.

Les études approfondies et étendues et l'expérience considérable du groupe Sulzer accumulée dans le domaine des pompes alimentaires ont permis la réalisation de ces machines à grande hauteur par étage.

Parmi les nombreux problèmes étudiés, nous avons pensé intéressant de décrire les sujets ci-après :

- Comportement en cavitation de la roue d'aspiration.
- Comportement dynamique des roues et diffuseurs.
- Stabilité axiale et radiale du rotor.

Comportement en cavitation de la roue d'aspiration

Un point important, lié à la réalisation de pompes à grande hauteur par étage, est le comportement en cavitation de la roue d'aspiration.

Tandis qu'il est possible pour des faibles vitesses périphériques — donc faibles hauteurs par étage — de fonctionner dans certains cas en cavitation (par exemple, pompes d'extraction avec réglage par cavitation), un tel fonctionnement même très court conduit pour les grandes hauteurs d'étages à des usures importantes.

Il importe d'étudier et de maîtriser les problèmes de cavitation et d'érosion et de porter une attention accrue en ce qui concerne le coefficient de sécurité sur le *NPSH*.

La conception de la roue d'aspiration est donc conditionnée par :

Les problèmes de cavitation :

- Variation du débit de la pompe, c'est-à-dire, il faut connaître le fonctionnement possible de part et d'autre du rendement maxi.

- Température de l'eau véhiculée :

Le risque d'usure par cavitation est moindre avec de l'eau chaude qu'avec de l'eau froide ;

La raison est la diminution de la pression d'implosion à mesure que la température de l'eau augmente.

- L'aspect de formation de bulles à l'aspiration :

Aux hauteurs par étages élevées, il ne suffit plus de connaître seulement le *NPSH* critique.

Des bulles commencent déjà à se former pour des

valeurs de cavitation $\left(\sigma_{ul} = \frac{NPSH}{u_1^2/2g}\right)$ nettement plus

élevées, sans engendrer une chute de hauteur ou de rendement. Ce phénomène est encore accentué aux charges partielles, à cause de l'écoulement perturbé qui en résulte.

- La géométrie de la roue :

Il est très important de respecter la géométrie correcte à l'entrée de la roue. Les moindres changements suffisent dans l'angle d'attaque pour modifier notablement l'étendue du champ de bulles.

Risques d'érosion :

- dûs à des vitesses élevées et inévitables.

Choix du matériau :

- Les hauteurs par étage élevées engendrent des vitesses périphériques et d'écoulement importantes, nécessitant des matériaux d'une grande résistance mécanique et à la cavitation — érosion.

Des essais sur machine modèle et les résultats d'exploitation des pompes en service (dans une installation en Angleterre avec 1 000 m par étage) ont permis de progresser dans la recherche de la géométrie à l'entrée et dans le choix des matériaux.

La roue d'aspiration de la pompe alimentaire de Super-Phenix, ayant bénéficié de ces recherches et essais sur machine modèle, a été dimensionnée en conséquence.

Comportement dynamique des diffuseurs et roues

Diffuseurs

Les différentes parties de l'entrée du diffuseur sont fortement sollicitées par des forces d'excitation dynamiques. Ces forces sont engendrées par les fluctuations de pression à la sortie de la roue provoquées par l'effet de sillage, dues à l'épaisseur des ailettes et à la couche limite d'écoulement. Dans certains cas de dimensionnement, l'effet de résonance peut conduire jusqu'à la rupture de ces ailettes.

La figure 3 montre, de façon simplifiée, le profil des vitesses à la sortie de la roue, avec les diagrammes des triangles de vitesses et les courbes hauteur — débit correspondantes.

Due aux différences de la vitesse relative à la sortie de la roue, résultant du sillage de l'eau et engendrant une perte d'énergie, une fluctuation de pression apparaît, qui est la cause des efforts alternatifs sur les entrées du diffuseur et les sorties de la roue.

La largeur des zones affectées par la diminution de la vitesse dans le sillage varie fortement et augmente pour les faibles débits de fonctionnement. Ceci est dû à l'augmentation de la pression spécifique sur les ailettes de la roue, le ralentissement de la vitesse relative W , avec en conséquence l'augmentation de l'épaisseur de la couche limite d'écoulement dans la roue.

La turbulence à la sortie de la roue et les mouvements d'échange du fluide qui en résultent, entraînent un échange d'énergie, qui diminue fortement le creux dans le profil de vitesse du sillage.

La force dynamique F , provoquée par cette interaction entre la roue et le diffuseur, diminue considérablement avec l'augmentation de la distance entre roue et diffuseur δD .

La tendance des relations entre la force dynamique, la largeur des creux dans le profil de vitesse et la distance δD entre roue et diffuseur est donnée dans la figure 4.

Figure 3 — Répartition de la vitesse à la sortie de la roue ; triangle des vitesses et fluctuations de hauteur correspondantes.

$$\text{Forces dynamiques} \sim U_2^2 \sim H_{st}$$

$$\text{Contraintes dans la roue} \sim U_2^2 \sim H_{st}$$

$$\text{Forces dynamiques} \sim f\left(\frac{\epsilon}{D_3 - D_2}\right) \sim f\left(\frac{\epsilon}{\Delta D}\right)$$

Figure 4 — Efforts dynamiques en fonction de la distance entre roue/diffuseur et la largeur ϵ du sillage.

Il en résulte clairement qu'une augmentation de l'espace δD réduit les forces dynamiques, et ceci pour tous les points de fonctionnement sur la courbe $Q-H$.

Les efforts statiques et dynamiques dûs aux forces d'interaction ont été mesurés sur le diffuseur d'une ma-

Figure 5

chine modèle. Les résultats sont portés en figure 5. La forte dépendance de la force dynamique en fonction de la distance δD ressort nettement de cette figure et confirme l'allure de cette force telle que représentée en figure 4.

Pour faire face aux contraintes mécaniques régnant à l'entrée du diffuseur, le modèle du type fermé, c'est-à-dire avec ailettes encastrées de part et d'autre, a été choisi.

Cette exigence de forme du diffuseur est surtout nécessaire pour des hydrauliques avec des vitesses spécifiques $nq \geq 33$ et des hauteurs par étage ≥ 400 m.

Roues

Les grandes hauteurs par étage et l'espace relativement faible entre la sortie de la roue et l'entrée du diffuseur engendrent des forces d'excitation avec une fréquence de $z3n/60$

- ($z3$ = nombre d'ailettes du diffuseur)
- (n = vitesse de rotation en tr/mn).

L'effet d'amortissement dû à la matière de la roue et à la présence de l'eau étant très faible, une cassure des joues de la roue peut se produire en cas de résonance.

Les différents modes de vibrations et leurs fréquences propres correspondantes pour une roue de pompe alimentaire dans l'air et dans l'eau, sont représentés en figure 6.

Pour ces grandes hauteurs par étage (uniquement), le mode à deux diamètres nodaux est important, parce qu'il représente la fréquence la plus basse et l'énergie la plus grande.

Figure 6 — Fréquences propres d'une roue dans l'air mesurées pour différents modes de vibrations.

— Première phase de développement :

La mesure des fréquences propres pour toutes ces hydrauliques a été effectuée dans le but d'éviter une résonance possible en fonctionnement.

Malgré une marge de sécurité importante entre la fréquence propre et la fréquence d'excitation, nous avons dû constater la rupture d'une joue de roue dans une installation avec une hauteur par étage d'environ 500 m.

— Deuxième phase de développement :

Les influences ci-après, non considérées dans notre première étude sur la fréquence propre, ont été examinées ensuite

- a) Influence de frottement entre roue et arbre,
- b) Influence de la forme de la joue arrière de la roue dans la coupe méridienne,
- c) Influence de la distance entre joue de la roue et paroi fixe.

En conclusion :

a) Influence de frottement entre roue et arbre

Comme il fallait s'y attendre, le frottement de la roue sur l'arbre a augmenté sensiblement la "rigidité". Une augmentation de la fréquence propre d'environ 20% par rapport à une roue non frottée, a été constatée.

b) Influence de la forme de la joue arrière de la roue dans la coupe méridienne

Le frottement de la roue ayant fait ressortir une influence positive sur l'augmentation de la fréquence propre, un renforcement de l'épaisseur de la joue arrière

Figure 7 – Influence de la forme de la roue sur la fréquence propre.

devrait également apporter un accroissement supplémentaire de la fréquence propre, sans augmenter sensiblement le poids de la roue.

Les résultats des recherches dans l'air et dans l'eau avec une roue ϕ 350 et différentes épaisseurs de joues arrière sont représentés en figure 7.

Une augmentation d'environ 30 % sur la fréquence propre a été obtenue entre les formes 1 et 3.

c) Influence de la distance entre joue de la roue et paroi fixe

Les essais ont d'abord été réalisés sur un modèle simplifié, disque d'une épaisseur uniforme, et étendus ensuite sur un ensemble réel d'une roue frettée sur un arbre.

Les résultats sont montrés en figure 8.

Une très forte influence de la distance entre partie mobile et fixe sur la fréquence est à constater.

Pour la roue examinée avec ϕ 350 :

$f_{\text{propre}} = 900 \text{ Hz}$ (dans l'eau et $\delta = \infty$)

$f_{\text{propre}} = 650 \text{ Hz}$ (dans l'eau et $\delta = 5,5 \text{ mm}$)

Ces essais ont permis d'expliquer l'avarie mentionnée plus haut (rupture de la joue d'une roue) car l'augmentation de la fréquence propre due à l'effet de fretage est partiellement annulée par l'influence négative décrite ci-dessus.

La fréquence propre d'une roue dépend donc des paramètres ci-après : (Voir figure 9)

$$f_{\text{propre}}(\text{eau}) = f\left(D_1; \frac{S}{D_2}; \frac{L}{D_2}; \frac{B_2}{D_2}; \frac{D_w}{D_2}; \text{fretage}; E\right)$$

Figure 8 – Influence du fluide et de la distance entre joue de la roue et paroi du corps sur la fréquence propre de la roue.

$$f_{\text{Nat eau}} = f\left(\frac{D_1}{D_2}; \frac{S}{D_2}; \frac{L}{D_2}; \frac{B_2}{D_2}; \frac{D_w}{D_2}; \frac{\delta}{D_2}; E\right)$$

Figure 9 – Paramètres définissant la fréquence propre de la roue.

Stabilité radiale et axiale du rotor

En dehors des instabilités hydrauliques qui dépendent de la géométrie de la partie hydraulique, le choix correct de la géométrie des paliers est un autre point important pour éviter des instabilités du rotor.

– Palier radial :

L'analyse du comportement dynamique du rotor (Vitesse critique – Flexion de l'arbre – Rigidité des

paliers) est absolument nécessaire pour éviter toute surprise ultérieure.

En effet, le choix des coussinets (classique — citron — à lobes — à patins) et également la fréquence propre des corps de palier peuvent influencer non seulement la vitesse critique, mais également l'amplitude des vibrations relatives de l'arbre dans la zone de fonctionnement à considérer.

Nos constatations et essais actuellement en cours semblent démontrer que, pour un rotor dit rigide, le coussinet à 3 ou 4 lobes est la meilleure solution.

— *Palier axial :*

La capacité de la butée axiale est choisie en considérant la différence entre la poussée hydraulique et la poussée prise par le piston d'équilibrage.

Etant donné qu'il s'agit d'une différence entre deux poussées très élevées en valeur absolue et compte tenu

des influences dues au positionnement du rotor par rapport aux diffuseurs, une butée surdimensionnée a été retenue.

Afin d'éviter tout battement axial du rotor, le dimensionnement du piston est tel que la poussée pour tous les fonctionnements reste dirigée vers l'aspiration.

Références techniques

Les études développées dans cet article ont été dirigées par M. Dr Florjancic, Directeur Technique de notre Division Pompes Sulzer Winterthur.

Discussion

Président : M. M. BANAL

M. le Président remercie M. THIRIET de son exposé fort documenté et ouvre la discussion :

S'adressant au Conférencier, M. le Président BERGERON demande :

A votre avis, quelle est l'influence du rapport entre la largeur de sortie de la roue et la largeur d'entrée dans le diffuseur ?

M. THIRIET répond :

Cette influence a été étudiée pour un certain nombre de pompes, en particulier pour des nombres de tours spécifiques n_s de l'ordre de 100.

On a constaté que l'augmentation de la distance entre la roue et le diffuseur provoque une perte de rendement et, éventuellement une instabilité de la courbe $Q(H)$ dans la zone des faibles débits. La stabilité peut être retrouvée par l'augmentation du rapport B_3/B_2 qui, en fait, conduit à l'augmentation de la largeur d'entrée du diffuseur. Toutefois, il faut être très prudent dans l'interprétation de ces résultats ; ils sont valables en tous cas pour des n_s compris entre 90 et 100 ; ils le sont moins pour un n_s de 70.

Mais cette augmentation de largeur qui a été nécessaire pour diminuer les contraintes sur les diffuseurs a été compensée par une augmentation du rapport B_3/B_2 . Dans le même but, nous avons choisi de faire un diffuseur fermé, de manière que l'ailette du diffuseur soit supportée des deux côtés. Ces dispositions qui augmentent la fiabilité entraînent une diminution du rendement de l'ordre de 1 % pour les grosses pompes.

M. GILMER voudrait obtenir quelques précisions sur l'élargissement du diffuseur par rapport à la largeur de la roue.

En ce qui nous concerne, dit-il, nous n'avons pas remarqué de perte de rendement du fait de cet élargissement. Mais comparez-vous deux machines avec une roue identique et deux diffuseurs différents ? ou le diffuseur est-il le même et simplement élargi ?

D'un échange de vue sur ce point auquel participent aussi M. BERGERON et M. CANAVELIS, il ressort que les résultats présentés par M. THIRIET sont valables pour des "hydrauliques" correspondant à des nombres de tours spécifiques n_s , compris entre 95 et 100 ; leur généralisation en dehors de ce domaine est très hasardeuse.

Quelle est l'importance du $NPSH$ en fonction du débit pour la pompe décrite ? Existe-t-il une "surpompe" à l'entrée ? demande M. MARTINEAU.

Il y a une "surpompe" répond M. THIRIET puisqu'il y a une bache alimentaire ; je ne connais pas la valeur exacte du $NPSH$ de cette pompe ; elle est de l'ordre de 60 m au point critique. Je souligne que, pour des différences de l'angle d'entrée très faibles, on peut avoir au niveau du " $NPSH$ sans bulle" des différences très sensibles d'une hydraulique à l'autre. C'est là l'enseignement tiré de la pompe de Tilbury, où nous avons été amenés à tester des "hydrauliques" qui, avec des $NPSH$ critiques pratiquement identiques, pouvaient avoir au niveau de l'apparition et des formes de développement des bulles à l'entrée, des caractéristiques très différentes.