SOCIÉTÉ HYDROTECHNIQUE DE FRANCE

Comité technique — Session n° 127 — Paris — 20 et 21 mars 1985

FONCTIONNEMENT DES TURBOMACHINES A DÉBIT PARTIEL

Influence de la géométrie des structures situées à l'aspiration d'une pompe sur les courbes caractéristiques à débit partiel.

Influence of the geometry of the structures located at the suction of a pump on the characteristic curves at partial flow rate

H. Guesnon
Framatome, Paris

J.F. Lapray
Société Bergeron, Paris

Lorsque le débit d'une turbomachine diminue en dessous de la valeur critique Q_{k1} , l'écoulement à l'entrée de la roue se modifie. Une zone centrale avec peu de prérotation alimente la roue. Dans la zone annulaire, l'écoulement de recirculation en provenance de la roue interfère avec l'écoulement plus ou moins sain induit par les structures situées à l'amont de celle-ci.

Une analyse à partir de résultats expérimentaux fournis par des constructeurs, complétée par une recherche bibliographique, montre, en fonction des géométries rencontrées à l'aspiration, l'influence des différentes formes d'écoulement sur la variation des courbes caractéristiques.

On s'attache dans un premier temps à rechercher, examiner et expliquer les modes d'influence des coudes d'aspiration, chambres d'aspiration et autres dispositifs annexes.

On essaie d'analyser ensuite quelques cas de transformations ou modifications de la géométrie de la roue.

When the flow rate of a turbomachine decreases below the critical value, Q_{k1} , the flow is modified on the impeller inlet. The impeller is supplied by a central area with low prerotation. In the annular space, the recirculation flow from the impeller interferes with the more or less sound flow induced by the structures located upstream of the impeller.

Analysis of the experimental data supplied by the manufacturers supplemented by bibliographical data shows the influence of various forms of flow on the variation of the characteristic curves as a function of the geometries encountered in the suction.

First, the modes of influence of the suction bends, suction chambers and other ancillary systems are identified, examined and explained.

Next, a few cases of transformation or modification of the impeller geometry are analyzed.

Influence de la géométrie des structures situées à l'aspiration d'une pompe sur les courbes caractéristiques à débit partiel

RÉSUMÉ

Lorsque le débit d'une turbomachine diminue en dessous de la valeur critique Q_{k1} , l'écoulement à l'entrée de la roue se modifie. Une zone centrale avec peu de prérotation alimente la roue. Dans la zone annulaire l'écoulement de recirculation en provenance de la roue interfère avec l'écoulement plus ou moins sain induit par les structures situées à l'amont de celle-ci.

Une analyse à partir de résultats expérimentaux fournis par des constructeurs, complétée par une recherche bibliographique montre, en fonction des géométries rencontrées à l'aspiration, l'influence des différentes formes d'écoulement sur la variation des courbes caractéristiques.

On s'attache, dans un premier temps à rechercher, examiner et expliquer les modes d'influence des coudes d'aspiration, chambres d'aspiration et autres dispositifs annexes.

On essaie d'analyser ensuite quelques cas de transformations ou modifications de la géométrie de la roue.

INTRODUCTION

Le fonctionnement d'une pompe centrifuge à un débit inférieur au débit critique de la recirculation Q_{k1} , engendre dans l'espace rotorique situé près de l'entrée de la roue un écoulement complexe.

1. DESCRIPTION ET STRUCTURE DE L'ÉCOULEMENT DANS L'ESPACE ROTORIQUE À DÉBIT PARTIEL

La figure 1 montre une image schématique de l'écoulement qui peut être divisé en deux zones [1] :

a) A la périphérie du conduit une zone annulaire est alimentée par un courant de recirculation venant de la roue. Dans cette zone le fluide possède une composante tangentielle très élevée qui s'accroît au fur et à mesure que le débit de la pompe diminue. En s'éloignant de la roue la composante tangentielle diminue et, à

une certaine distance, variable en fonction du débit pompe, l'écoulement de recirculation se retourne et réalimente la roue.

b) La zone centrale qui débite dans la roue possède un écoulement, sans prérotation autre que celle induite par les organes d'aspiration situés en amont.

Entre les deux zones, pour des débits légèrement inférieurs au débit de recirculation Q_{k1} on observe un écoulement dirigé vers la roue, mais dont la composante tangentielle est grande. Lorsque le débit se réduit, cette zone intermédiaire gagne sur la zone centrale saine et pour les très petits débits tout l'espace central débitant dans la roue est occupé par un écoulement avec une composante tangentielle dont le sens est celui de la rotation de la roue.

La figure 2 donne, à titre d'exemple, les cartes de vitesses relevées dans deux sections d'une tuyauterie à l'aspiration d'une pompe centrifuge de $N_s = 46$. [2]

Dans la section 1, au rayon R extérieur la vitesse tangentielle, à débit nul, prend une valeur voisine de $0,8 U_{10}$, U_{10} est la vitesse d'entraînement périphérique de l'oeillard de la roue. Cette vitesse tombe à $0,42 U_{10}$ dans la section 2 située plus en amont de l'entrée de la roue.

Les cartes de vitesse mettent en avant l'importance des gradients de vitesse radiale et tangentielle, générateurs de forces de frottement élevées qui dissipent une grande partie de l'énergie extraite de la roue par le débit de recirculation [3]. Cette énergie, à débit nul, atteint 30 % de la puissance nominale d'une pompe hélicocentrifuge de $N_s = 96$.

Un autre auteur [5] a mesuré, à débit nul, une perte totale d'énergie dans la tuyauterie d'aspiration de l'ordre $0,3 U_{10}^2/2g$ pour une pompe centrifuge $N_s = 50$ environ.

d'après Ferrini (réf.2)

De nombreux auteurs, cités en références, ont conduit des expérimentations du même type, le plus souvent sur des pompes alimentées par des tuyauteries droites. La structure de l'écoulement reste assez voisine de celle décrite ici, même pour des pompes de vitesses spécifiques élevées. Cependant, pour ces dernières les valeurs des paramètres caractéristiques à débit partiel représentent un fort pourcentage des caractéristiques au point nominal. La géométrie à l'aspiration de ce type de pompe est essentielle dans leur comportement à débit partiel.

Les mesures réalisées montrent également que les écoulements sont axisymétriques, des essais plus récents semblent également mettre en évidence le caractère fluctuant des vecteurs dans ces zones.

Des recherches, plus fondamentales, pour expliquer et comprendre les mécanismes de la recirculation ont été entreprises [7]. Le phénomène met en jeu un grand nombre de paramètres géométriques liés à la roue et à la géométrie de l'espace rotorique. Parmi quelques paramètres importants on peut citer entre autres :

- le rapport $\frac{D_{1c}}{D_{1p}}$
- les angles d'entrée des aubes β_{1c}, β_{1p}
- le profil et la portance des aubes
- la forme de l'arête d'entrée
- le nombre d'aubes,
- la rugosité des conduites, etc...

Mais, les conditions aux limites à l'amont de la roue jouent un très grand rôle et doivent être prises en considération.

2. INTERACTION POMPE-ESPACE STATORIQUE AMONT

Dans la pratique industrielle, il est très rare que les pompes puissent être alimentées par une longue tuyauterie droite. Certaines machines sont construites avec un coude qui fait parfois partie intégrante du corps de pompe (culotte d'aspiration, coude à prérotation, etc...). Dans d'autres cas les contingences d'encombrement, la recherche d'enfoncement minimum, les dispositifs anti-statoriques Vortex, les croisillons, etc... font que les espaces amont prennent des formes variées.

Dans ces conditions, l'écoulement de recirculation est fortement modifié et influencé par ces nouvelles formes amont, souvent axisymétriques, ainsi que par la structure de l'écoulement qu'elles délivrent (prérotation induite voulue ou non par exemple). La roue est alors alimentée par un nouvel écoulement dont les paramètres ont été changés (moment cinétique, gradient de vitesse, etc...).

L'écoulement dans la roue s'en trouve modifié et les caractéristiques à débit partiel prennent de nouvelles valeurs dont les variations sont importantes et que seuls des essais expérimentaux peuvent quantifier.

Nous verrons dans la suite de notre exposé, et à travers quelques exemples expérimentaux, comment les formes statoriques amont, peuvent influencer sur les caractéristiques hydrauliques.

3. INFLUENCE D'UN COUDE D'ASPIRATION

De manière générale, un coude situé à l'aspiration d'une pompe peut avoir un effet perturbateur ou régulateur sur l'écoulement en sortie de ce coude :

Effet perturbateur

Un coude simple à 90°, à section et à rayon de courbure constants, entraîne une distorsion de l'écoulement dans la section de sortie. Une dissymétrie des vitesses méridiennes, ainsi qu'un écoulement secondaire, formé d'une double torche, apparaissent en sortie du coude.

De plus, l'effet de perturbation de l'écoulement est accru dans le cas d'une succession de plusieurs coudes non coplanaires.

Effet régulateur

Du fait de son intérêt évident, l'effet régulateur d'un coude a été étudié depuis longtemps par un grand nombre d'expérimentateurs. Cette solution est utilisée aujourd'hui dans de nombreuses applications partout où un changement d'orientation de l'écoulement avant la roue, est nécessaire.

Le principe mis en oeuvre, réside pour l'essentiel dans une accélération importante de l'écoulement, entre l'entrée et la sortie du coude, entraînant un amortissement des perturbations existant à l'entrée du coude.

Etude des écoulements dans un coude

Si les études expérimentales s'accordent à constater une certaine distorsion du profil des vitesses à la sortie d'un coude, il apparaît cependant une hétérogénéité dans les résultats constatés. En effet, comme on peut le voir sur la figure 3, les essais [3], [27] mettent en évidence une accélération des filets externes, dans d'autres cas [25], [20] il est constaté une accélération plus importante des vitesses côté intérieur (fig.4). Il est clair que dans ce cas, des paramètres secondaires tels que : rayon de courbure, vitesse initiale, décollements, variation de section ou de rayon, viennent influencer sur l'écoulement.

FIGURE 4

Interaction entre écoulement principal et écoulement de recirculation

Le problème se complique dans le cas où le coude se situe à proximité de l'entrée de la roue : l'écoulement induit par la roue en recirculation, et celui induit par le coude, se superposent et se contrarient.

Par exemple, les essais de Murakami-Heya[3], soulignent les résultats suivants :

- à bas débit, dans la zone de recirculation, la forme de l'écoulement est pratiquement celle d'une tuyauterie droite, c'est-à-dire que l'écoulement de recirculation est prépondérant et impose sa loi de vitesse et de répartition de pression symétrique. Il faut pour cela que l'écoulement de recirculation soit suffisamment intense, et puisse remonter dans le coude.
- lorsque le débit augmente, l'écoulement de recirculation recule progressivement et laisse apparaître (voir fig.5) un écoulement secondaire provenant du coude, détruisant la symétrie initiale. Il apparaît alors une prérotation positive ou négative.

- de plus, quelle que soit son intensité, l'écoulement de recirculation ne peut remonter à l'amont d'un coude à 90°, mais influe sur l'écoulement amont d'un coude à 45° (fig.6).

Variation des caractéristiques hydrauliques après un coude

La distorsion plus ou moins importante de l'écoulement constatée à la sortie du coude modifie la charge aérodynamique sur l'aubage et par conséquent, modifie également la caractéristique hydraulique de la pompe. Cet effet aérodynamique étant prépondérant pour les pompes de grand N_s , la sensibilité à un écoulement incident perturbé, et la variation des courbes caractéristiques en seront plus importantes :

- BERGERON [27], à partir d'essais faits sur une pompe de N_s 85, met en évidence une augmentation de hauteur (+ 8 %) et surtout de puissance (+40 %), dans le cas d'utilisation d'un coude convergent. (voir figure 7).

- Les essais faits par LIU-DA-KAI [18] démontrent la sensibilité des caractéristiques hydrauliques d'une pompe axiale, en fonction de certains paramètres dimensionnels des coudes d'aspiration. (voir Figure 8).

Par exemple, l'augmentation de l'enfoncement du coude (passage de $H/D = 1,5$ à $H/D = 1,7$) permet d'augmenter la hauteur à $+ 7 \%$ à débit optimum.

- Enfin, les essais de Schöneberger [14] présentent l'influence de différentes géométries de coudes d'aspiration sur le comportement en cavitation, pour une pompe de type centrifuge : on note en particulier :
 . une augmentation très sensible ($+ 20 \%$) du NPSH critique ($0 \%\Delta H$) en fonction du type de coude utilisé
 . par contre, aucune variation du point, NPSH pleine cavitation, quel que soit le coude.

Exemple d'essais paramétriques

Des essais systématiques très complets (voir figure 9) ont été réalisés par un constructeur [27] sur des pompes de type centrifuge, hélico-centrifuge, et semi-axiale. Les essais portent sur la mesure des courbes caractéristiques complètes (Q-H- NPSH) pour les pompes de N_s 40 à 150, en association avec des aspirations de forme différente. En particulier les différences entre entrée droite et coudes à section constante, ou au contraire à section variable ont été examinées.

De ces essais, peuvent être dégagées les tendances suivantes :

- un coude d'aspiration à section constante n'entraîne que peu de variation sur la courbe Q-H, par rapport au cas d'aspiration droite, et ceci quel que soit le N_s (dans la gamme étudiée),
- par contre, avec ce même coude à section constante, le NPSHR se trouve considérablement augmenté ($\times 1,5$ à 2),
- l'utilisation d'un coude d'accélération (rapport des vitesses entrée-sortie 2,5) entraîne une augmentation de la hauteur à vanne fermée ($+ 8 \%$ pour N_s 100 et $+ 30 \%$ pour N_s 150), et confirme ainsi la tendance connue,
- dans certains cas, la mise en place d'un coude d'accélération entraîne l'apparition d'une zone d'instabilité ou son accentuation, dans la zone $0,7 Q_N$,
- enfin les essais d'une même hydraulique avec différents coudes montrent la difficulté de concilier l'augmentation de stabilité (requiert 1 coude avec accélération localisée avant la roue), avec la conservation d'un NPSH requis faible (entrée droite ou coude à section constante).

Conclusion sur l'influence générale d'un coude

Il apparaît difficile, à travers ces quelques exemples, de tirer des conclusions générales quant à l'influence d'un coude. Ceci est dû à la très grande variété de géométries possibles, pour la roue et pour le coude.

On peut avancer par exemple les points suivants :

1. Il n'existe pas une tendance unique de variation des courbes Q-H, sous l'effet d'un coude. Il faut en particulier distinguer entre les différents types de coude, à section constante et/ou à section variable pour lesquels le rapport d'accélération, le rayon de courbure et la zone d'accélération jouent un rôle prépondérant.
2. Quelque soit le type de coude, le NPSH est fortement influencé (en hausse) dans la zone des débits partiels.
3. Par contre, la courbe Q-H n'est pas toujours et systématiquement augmentée à débit partiel, dans le cas d'utilisation d'un coude.
4. Il existe une interaction certaine entre les écoulements induits par le coude, et le courant de recirculation. En particulier, si l'écoulement dans un coude régulier, à section constante a été clairement explicité par l'étude de Murakami [3], il serait nécessaire cependant d'en vérifier les conclusions dans le cas de coudes à section variable : champ des vitesses dans le coude, interaction des écoulements entre roue, et coude, influence du N_s (comment diffuse le courant de recirculation ?).
5. Afin d'explicitier la variation des caractéristiques observées, un programme d'étude d'une aspiration de pompe avec coude devrait comporter par exemple les étapes suivantes :
 - . étude des écoulements dans le coude seul (sans roue) (visualisation, champ de vitesses, pertes de charge, étude des décollements...)
 - . étude couplée, de l'ensemble coude + roue : avec visualisation du champ de vitesse, et mesure des caractéristiques complètes de pompe (Q-H, NPSH)
 - . comparaison avec performance pompe, à entrée droite

Toutes ces étapes étant nécessaires à l'étude et à la compréhension de la corrélation entre forme d'un coude, et caractéristique hydraulique.

4. CHAMBRES D'ASPIRATION

Il existe un très grand nombre de travaux et d'études se rapportant au vaste domaine des espaces d'aspiration pour pompes verticales (coudes d'aspiration, et chambres d'aspiration). Toutes ces études sont principalement orientées vers l'analyse des aberrations ou anomalies d'écoulement, telles que prérotation, vortex, tourbillons, torches. Elles ont pour objectif la recherche et l'établissement de règles de tracé et de recommandations générales, permettant une définition optimale des espaces d'aspiration, et garantissant l'obtention d'un écoulement sain à l'entrée de la roue.

Notre propos n'étant pas de repréciser ces règles de l'art, seuls quelques exemples seront donnés en annexe.

Influence sur les courbes caractéristiques

On peut constater que si l'on trouve à profusion des études de cas, et des règles de tracé de nature statistique, rares sont les essais paramétriques effectués dans le but d'obtenir des résultats fondamentaux.

Le problème est de définir au stade Projet, les caractéristiques prévisionnelles d'une pompe, installée dans une chambre d'aspiration d'une configuration donnée. L'extrapolation à partir de courbes de base, établies sur machines modèles, avec entrée droite et tuyauterie, ne peut être très rigoureuse dans le cas d'application à une pompe de taille importante située dans une chambre d'aspiration particulière, d'où des écarts parfois élevés entre courbe "usine", et courbe "site".

Deux cas sont à distinguer, qui peuvent conduire à une modification importante des caractéristiques :

Écoulement induit par la chambre d'aspiration

Sans tenir compte des aberrations d'écoulement locales, telles que torches ou vortex, un mouvement d'ensemble axisymétrique du fluide peut conduire à une prérotation positive ou négative, modifiant considérablement la caractéristique totale de la pompe y compris à grand débit (voir figure 10).

Ecoulement de recirculation

La difficulté est d'estimer l'effet de l'écoulement de recirculation à débit partiel, sur la caractéristique de hauteur et puissance. En effet, selon l'importance de la chambre dans laquelle est plongée la pompe, l'écoulement de recirculation diffuse plus ou moins localement: un écoulement de recirculation dans une chambre large n'a pas d'influence sur la courbe Q-H, au contraire un écoulement de recirculation dans une chambre étroite diminue considérablement les caractéristiques de hauteur et puissance.

Paterson a montré [11] quelle peut être l'importance extrême de ces deux conditions limites sur la variation d'une courbe caractéristique (+ 60 % à débit nul) ; des diagrammes établis par cet auteur, après une série d'essais systématiques, précisent la diminution de caractéristiques en fonction des dimensions de la chambre et l'influence du Ns sur l'augmentation de la caractéristique (voir figure 11).

FIGURE 11

5. ASPIRATION EN CUVE

En règle générale, les cuves d'aspiration sont utilisées dans le cas de volumes disponibles réduits, ou d'espaces confinés, de surfaces au sol limitées, ou bien dans le but d'augmentation du NPSH disponible par enfoncement de la pompe dans le sol.

Formes d'écoulement

Les conséquences de cette disposition sont

essentiellement l'existence de vitesses d'approche élevées (2 à 6 m/s), des changements brusques de direction (180°) et une distribution des vitesses, irrégulière et anarchique au voisinage de l'entrée de la roue ; tous ces phénomènes induisant des niveaux de bruit et de vibrations particulièrement élevés.

A débit partiel, la mauvaise qualité générale de l'écoulement et les perturbations hydrauliques (chocs, tourbillons) se trouvent amplifiées par suite de l'espace restreint, existant à l'amont de la roue. Il en résulte une augmentation très importante du niveau vibratoire de la machine, et dans certains cas un écoulement à caractère pulsatoire, avec formation de vortex et d'instabilités hydrauliques [26] .

Influence sur les caractéristiques

Bien que d'un emploi relativement fréquent dans l'industrie (pétrole par exemple), il est très difficile cependant par manque de résultats expérimentaux d'analyser l'incidence de cette disposition sur les caractéristiques, et même de fixer des tendances et des limites pratiques d'utilisation.

Dispositions technologiques

Dans certains cas, des dispositifs particuliers, mettant en oeuvre des principes différents (croisillons anti-vortex, cones ou pièces de guidage, utilisation du phénomène de couche limite à travers une grille) peuvent jouer un rôle important, et nécessaire pour les pompes à Ns élevé par exemple. (voir figure 12).

Cône sous trompette: Élimine la possibilité de formation de torche centrale.
Croisillon anti-vortex éloigné: - Croisillon de réaction indépendant de la pompe. - Évite la mise en rotation de l'eau.
Croisillon anti-vortex proche: - Croisillon de réaction solidaire de la pompe. - Évite la mise en rotation de l'eau.
Panier anti-vortex: - Solution patentée Peerless Pumps. - Panier avec effet stabilisateur, anti-vortex.
Pièce d'aspiration anti-vortex. - Évite la mise en rotation de l'eau.
DISPOSITIONS TECHNOLOGIQUES CUVES D'ASPIRATION.	

FIGURE 12

6. INFLUENCE D'UN CROISILLON SITUÉ À L'ASPIRATION D'UNE POMPE

La fonction d'un croisillon peut être double. En effet, ainsi que vu précédemment, il existe au moins deux types d'écoulements tourbillonnaires désordonnés, contre lesquels le croisillon peut agir.

. Action contre un mouvement tourbillonnaire d'ensemble de l'écoulement, généré par la forme d'aspiration (succession de coudes, chambre d'aspiration mal conçue..)

. Action contre le mouvement de prérotation induit par l'écoulement de recirculation à débit partiel.

Chacun de ces deux cas, dicte à la fois, la forme du croisillon et son emplacement dans l'installation. Par contre, le mode d'action peut être considéré comme identique puisqu'il s'agit dans tous les cas d'empêcher le mouvement giratoire ou tourbillonnaire de l'eau et de détruire le moment cinétique de l'écoulement.

Élimination du courant de recirculation

Le croisillon agit dans ce cas, essentiellement à débit partiel. Au nominal, son effet est nul. La géométrie du croisillon est essentiellement contrôlée par le développement du courant de recirculation ; il suffit en particulier de quatre ailettes disposées en périphérie à l'intérieur de la tuyauterie (largeur environ 0,20 D) pour obtenir une efficacité importante. Par contre ces ailettes doivent être situées aussi proches que possible de la roue.

Élimination d'un écoulement tourbillonnaire dans la tuyauterie

Le croisillon doit dans ce cas, intéresser toute la section de la tuyauterie y compris la zone centrale. Son action s'exercera essentiellement à débit nominal et surtout à grand débit. Ce croisillon peut être mis en place à la sortie d'un coude pour détruire le mouvement tourbillonnaire créé par ce coude, et sa longueur devra être de 3 à 5D environ pour atteindre à une efficacité importante.

Exemples d'utilisation de croisillons

- Un exemple classique (BERGERON [27] - figure 13) confirme l'influence générale d'un croisillon, sur une pompe de $N_s 60$: augmentation de la HMT (+ 20 %) et de la stabilité de la courbe.

COURSES CARACTÉRISTIQUES

- Un autre essai, sur une pompe de $N_s 30$ (SULZER [27], figure 14) confirme de façon très intéressante l'importance de la zone annulaire sur le diamètre extérieur de la tuyauterie et l'efficacité des dispositifs qui peuvent y être mis en place : deux mesures comparatives avec croisillon (HMT + 9 %) et avec quatre petites ailettes soudées en périphérie immédiatement avant la roue (HMT + 5 %) permettent de tester l'efficacité relative de ces ailettes sur le tourbillon de recirculation.

- Inversement LIU-DA-KAI [18], démontre que la mise en place d'un croisillon libre à l'aspiration d'une pompe, fait chuter la caractéristique Q-H à débit partiel de façon très importante (H-35 %, P-25 %), par création d'un mouvement de vortex forcé dans le noyau central de l'écoulement débitant. (voir fig. 15)

- Une importante étude comparative du CETIM [16], portant sur plusieurs croisillons de forme différente, analyse l'action de ces croisillons sur l'écoulement de recirculation, et confirme l'influence sur la courbe Q-H, le NPSH et la prérotation. Selon ces résultats, il n'y aurait pas de relation évidente entre l'arrêt de la prérotation et le gain de hauteur à débit nul.

Il aurait été intéressant cependant dans le cadre de cette étude de distinguer l'effet du croisillon sur les deux écoulements - principal débitant et de recirculation, et d'optimiser

dans les deux cas la forme et l'emplacement de ce croisillon.

FIGURE 14

Mise en place d'un croisillon libre à l'aspiration (REF.18)

FIGURE 15

7. EXISTENCE EVENTUELLE DE TROUS D'EQUILIBRAGE DANS LA ROUE.

Il est possible et même probable que la création de trous axiaux d'équilibrage hydrau-

lique dans le moyeu de la roue, puisse avoir une influence, à la fois sur la caractéristique Q-H et sur le NPSH requis, à cause de la perturbation ainsi engendrée sur l'écoulement par ces trous.

On peut penser que cette influence sera d'autant plus importante que le Ns et le débit recirculé sont grands.

Quelques exemples expérimentaux permettent de préciser cette influence.

Expérimentation J.S

Des essais paramétriques avec différents dimensionnements de trous d'équilibrage ont été entrepris par un constructeur Jeumont-Schneider sur une pompe monocellulaire, à diffuseur + volute, vitesse spécifique élevée (roue hélico centrifuge - Ns 110) et aspiration droite.

En dehors des résultats attendus sur la réduction de poussée axiale, ces essais ont montré un accroissement de la hauteur, dans la zone Q0-Q25 %, avec l'augmentation du diamètre de perçage des trous. La courbe la plus basse étant la courbe sans trous d'équilibrage.

Il faut noter cependant que si la tendance de cette variation est clairement établie, l'augmentation relative de hauteur est cependant faible (+ 3,4 %).

Corrélativement, la variation de puissance est de l'ordre de 8 %.

En dehors de cette zone des débits partiels, la variation sur les caractéristiques a été pratiquement nulle, y compris à grand débit.

Figure 16

Essais Sulzer

Deux essais comparatifs faits avec une hydraulique de type centrifuge (Ns 32) montrent une évolution inverse de celle relevée précédemment, et confirment la tendance généralement reconnue, à savoir :

- diminution de la hauteur à vanne fermée dans le cas d'exécution avec trous d'équilibrage
- de même que chez J.S., aucune variation sur le rendement (diminution) n'est observée.

	Essai n° 1	Essai n° 2
Essai de référence sans trous d'équilibrage	-	-
Avec trous d'équilibrage		
chute de hauteur à $Q=0$	- 12 %	- 16 %
chute de hauteur à Q_{PRM}	- 2,8 %	- 2,5 %
chute de rendement à Q_{PRM}	0	- 1 point
chute de puissance à $Q=0$	- 12 %	-

Essais Bergeron

Un dernier exemple, présenté pour une pompe de Ns 55 avec alimentation par tuyauterie droite montre, dans ce cas, une très faible incidence de ces trous sur la courbe Q-H (-1,4 % à $Q=25\%$ et 0 % à vanne fermée). La diminution de puissance par contre, est de l'ordre de 6 %.

Discussion

Il est clair à travers ces exemples, qu'il n'y a pas de règle générale concluant à la diminution de la courbe Q-H dans le cas où il y aurait des trous d'équilibrage.

Il semble à travers ces trois essais, que si cette tendance est vérifiée pour les faibles Ns, dans le cas de Ns supérieures la variation de la courbe semble être inversée et conduit à une augmentation de la hauteur de refoulement à débit partiel.

Ns	32	55	110
Variation de hauteur si trous équilibrage	- 12 %	- 1,4 %	+ 3,4 %
Variation de puissance	- 12 %	- 6 %	- 8 %

On note, par contre que dans tous les cas, la puissance diminue de façon importante.

Bien que nous n'ayons aucun résultat d'essai, il est probable qu'en conditions de NPSH limite (début de cavitation) l'écoulement de retour provenant des trous d'équilibrage puisse perturber le noyau sain de l'écoulement amont.

8. POSITION DE L'ARETE D'ENTREE D'UNE ROUE DE POMPE CENTRIFUGE

Influence de l'affutage

Des essais effectués par Murakami [3] montrent que la hauteur à vanne fermée, est plus élevée dans le cas d'utilisation d'aubes tri-dimensionnelles. Par ailleurs, la prolongation de l'aube à l'entrée, soit côté plafond ou côté ceinture tend également à augmenter la stabilité de la courbe Q-H dans la zone des débits partiels, mais entraîne dans certains cas une légère diminution de rendement Réf[16]. (voir figure 18).

Divers essais (Réf. 27-12) mettent en évidence également une très grande sensibilité des caractéristiques à débit partiel, dans le cas d'affutage de l'arête d'entrée. On obtient par cette méthode une amélioration des caractéristiques de NPSH, mais au détriment de la stabilité de la courbe Q-H et parfois du rendement. (voir figures 19 et 20).

9. DISPOSITIFS D'AMÉLIORATION DES CARACTÉRISTIQUES À DÉBIT PARTIEL

L'amélioration des caractéristiques d'une pompe, à débit partiel peut comporter plusieurs aspects :

- diminution de la zone de fonctionnement en recirculation par décalage du point Qk vers les petits débits
- augmentation de la hauteur à vanne fermée : ceci peut être rendu nécessaire si l'on veut obtenir des courbes stables, autorisant une marche en parallèle, par exemple.
- au contraire, diminution de la caractéristique de hauteur à vanne fermée (cas des pompes hélice par exemple) ou de puissance (démarrage de pompes hélicocentrifuges, et pompes hélices...).

9.1 Augmentation de la hauteur à vanne fermée

Il s'agit dans ce cas d'éviter la mise en rotation positive, du noyau central débitant, donc d'isoler le courant inverse de recirculation ou de le détruire.

Virole d'aspiration : cette virole placée dans la tuyauterie d'aspiration limite le courant inverse de recirculation dans un espace annulaire restreint et l'isole de la zone centrale débitante qui n'est plus entraînée en rotation par les forces de viscosité.

Plaques radiales ou redresseuses : le principe d'action de ces plaques est de s'opposer à la prérrotation du courant de recirculation qui est détruit par réaction, et d'empêcher ainsi le développement du tourbillon central.

Virole + plaques radiales : ce dispositif combine les deux solutions précédentes et son action est identique.

Il faut noter que l'efficacité de ces systèmes à plaques "anti-vortex" est très importante, et permet donc de corriger des défauts apparus par une mise en oeuvre relativement modeste et donc économique.

Par contre, le couple de réaction s'exerçant sur le stator, il y a risque dans certains cas, de vibrations et de bruits parfois importants.

Etranglement de la roue à l'aspiration

Des essais faits par Murakami, ont mis en évidence l'existence d'un rapport optimal de blocage pour lequel la réduction de puissance à débit partiel est maximale (jusqu'à 30 %). Les conditions optimales sont obtenues pour un écoulement correspondant à une entrée sans choc, sur la roue.

9.2 Diminution de la hauteur à vanne fermée

Pour cette action, il est nécessaire par exemple de créer une prérotation positive, dans la zone des débits partiels.

Rouet mobile : ainsi que démontré expérimentalement par LIU-DA-KAI, la diminution de la caractéristique peut être obtenue par mise en place d'un rouet mobile avant la roue, tournant librement sur son axe. A débit réduit, et sous l'effet de l'écoulement de recirculation, ce rouet mobile induit un mouvement du fluide, de type vortex forcé dans la zone d'écoulement central.

Trous d'équilibrage

Bien que la fonction essentielle soit de diminuer la poussée axiale, les trous d'équilibrage permettent au moins dans la gamme des petits N_s de diminuer dans une certaine mesure, la hauteur à vanne fermée.

9.3 Déplacement du point d'apparition de la recirculation

Méthode par jet

On envoie du fluide sous pression, sous forme d'un jet dirigé vers l'entrée de la roue, en retardant ainsi le décrochage en bout de pales et en diminuant la HMT et la puissance (application aux pompes hélices).

Une variante consiste au contraire, à prélever du fluide à l'entrée de la roue, ce qui augmente l'effet d'écoulement centrifuge.

10. CONCLUSION GENERALE

Il faut mentionner, en dehors de cette rapide étude, l'existence d'autres formes d'aspiration non abordées ici : par exemple flasques d'aspiration pour roues simples ou roues double oeilard, trompettes d'aspiration...

L'étude de différents résultats expérimentaux ci-avant montre qu'à travers des tendances ou des lois générales d'inter-action des écoulements ou d'influence sur les courbes caractéristiques il existe un certain nombre d'exceptions à ces règles qu'il serait intéressant de pouvoir expliciter.

Puisque la caractéristique réelle d'une pompe résulte de l'inter-action entre écoulement incident principal et écoulement de recirculation, il serait nécessaire de vérifier dans le cas de formes particulières d'aspiration autres que les coudes réguliers, comment se fait cette inter-action et quelle en est l'influence sur la caractéristique.

Enfin, comme Paterson l'a montré dans son étude sur les chambres d'aspiration [11], il est à penser que la proximité et le dimensionnement relatif de l'espace d'aspiration (espace libre ou espace restreint) ont une influence directe sur la diffusion de l'écoulement de recirculation, et ceci quelque soit le type d'aspiration rencontré (coude, flasque, tuyauterie) ; l'espace d'aspiration interfère avec l'écoulement de recirculation et transmet au fluide un moment cinétique de réaction plus ou moins important. Un important travail fondamental et expérimental reste à faire pour la compréhension de ces phénomènes.

REFERENCES BIBLIOGRAPHIQUES

1. Société Hydrotechnique de France - Division Applications Industrielles de la Mécanique des Fluides - Etude des Fonctionnements à débit partiel à faible variation volumique du fluide
Cahier n° 1 - Texte
Cahier n° 2 - Notation figure
Cahier n° 3 - Bibliographie
2. F. FERRINI - Pumps and Pumping Systems for Liquids in Single or Multiphase Flow - Vol. III. WORTHINGTON EUROPEAN TECHNICAL AWARD (Hoeppli MILAN)
3. MURAKAMI M. and HEYA N. - Swirling flow in suction pipe and centrifugal pumps - Bull JSME, Vol.9 N.34.1966.
4. JANIGRO A. and SCHIAVELLO B. - Prerotation in Centrifugal Pumps. Design Criteria. Von Karman Institut.
5. SEN M. - Prerotation in Centrifugal Pumps Von Karman Institut, LS 1978-3, March 1978.

6. TOYOKURA T., KUBOTA N. - Studies on back-flow mechanism of turbomachines. Bull. JSME, Vol. II. N.43.1968.
7. SCHIAVELLO B. - Débit critique d'apparition de la recirculation à l'entrée des roues de pompes centrifuges. La Houille Blanche N° 2/3.1382.
8. MURAKAMI M. and HEYA N. - Improvement of Pump Performance by Impeller Eye Throttling ASME, 69, FE.26.1969.
9. FERRINI - Some Aspects of self-induced prerotation in the suction pipe of centrifugal pumps
10. BONNINGTON - Some Measurements of swirl in pump suction pipes (BHRA rep. n° 526)
11. PATERSON ADAMS - Installation effects on wet well pump performance (Stirling 1977)
12. MYLES - Balancing Hydraulic and Manufacturing standards for Pump Progress (Durham 1976)
13. GHEROFF - BORSCHNAKOFF - Experimentelle Untersuchung der Strömung vor der Eintrittskante des Propellers, unterhalb des besten Maschinen Wirkungsgrad
14. SCHONEBERGER - Beeinflussung des Kavitationsbeginns bei radialpumpen durch die Zuströmverhältnisse
15. HUTAREW - Zuleitungen von Kreiselpumpen
16. CETIM - Rapport d'études sur volutes et croisillons (1979)
17. PATERSON NOBLE - The right Approach (Airh-Amsterdam)
18. DAKAI SUNGLING - Effects of inlet construction on the performance and cavitation character of an axial flow pump
19. STOFFEL KRIEGER - Experimental Investigations on the energy balance of radial centrifugal pump Impellers at part load conditions
20. PEKRUN SAXENA - Gestaltung und Untersuchung von Saugkrümmern für vertikale Halb-axial und propeller pumpen
21. BHRA - The Hydraulic design of pump sumps and Intakes
22. Hydraulic Institute
23. FICKELSCHER - Ein Kritischer Vergleich der Verstellpropeller und der Drallregelung bei kühlwasserpumpen
24. SAALFELD - Vergleichende Darstellung der Regelung von Pumpen durch Vordrall und durch taufschaufel verstellung
25. SEDILLE
26. BIRD - Vortex Suppressor (Peerless Pumps)
27. Documents fournis par les constructeurs de pompes : BERGERON, GUINARD, JEUMONT SCHNEIDER SULZER

Discussion

Président : M. le Professeur J. MATHIEU

M. Le Président. — Je remercie M. GUESNON de son exposé qui a été fort documenté et intéressant.

Je souhaiterais poser une question qui tient sans doute à mon expérience de l'aérodynamique. En aérodynamique, on fait relativement grande confiance aux coudes aubagés. J'ai cru comprendre à un certain moment que vous renonciez au bienfait des aubages parce que vous craigniez des efforts aérodynamiques intenses. En aérologie on utilise cependant très fréquemment de tels coudes.

M. GUESNON explique que les difficultés et les coûts de réalisation industrielle ainsi que leur moindre résistance aux problèmes mécaniques (dilatations transitoires thermiques...) limitent leur utilisation aux petites machines.

M. LEFEBVRE ajoute que, hormis dans les cas de problèmes sur les sites, les pompistes évitent les ailettes en raison de l'augmentation des vibrations à débit partiel et de la chute de rendement à grand débit de leur utilisation.

M. GUITON confirme que les ailettes sont soumises à des efforts beaucoup plus grands à débit partiel en eau qu'en air et qu'elles doivent être plus rigides pour ne pas se détacher au bout d'un certain temps de fonctionnement.

M. Le Président. — Ce qui est quelque peu frappant c'est la confiance qui existe d'un côté et non de l'autre. Je pensais bien que votre réponse mettrait aussi en avant la notion de réalisation et donc de coût.

M. BORCIANI présente un transparent confirmant les résultats présentés sur la figure 7 et montrant l'influence du coude

d'aspiration d'une pompe turbine sur les pertes à débit nul. Il constate que lors du fonctionnement en pompe les pertes à débit nul à l'aspiration sont beaucoup plus élevées avec un coude convergent qu'avec un cône convergent. Il explique cela par l'interférence de l'écoulement avec une masse d'eau stagnante qui tend à se former dans le coude.

Après avoir souligné l'intérêt présenté par l'exposé, *M. CANAVELIS* observe qu'il faut considérer avec prudence les corrélations établies entre l'écoulement à l'entrée de la pompe et la forme des caractéristiques. Il rappelle que la recirculation à la sortie de la roue détermine l'essentiel de la puissance et de la hauteur faites par la pompe à petit débit. Il suggère de tenir compte de l'interaction entre les recirculations d'entrée et de sortie lors de toute étude ultérieure destinée à approfondir la compréhension des écoulements perturbés.

M. GUESNON approuve la remarque de *M. CANAVELIS* mais fait remarquer que dans les exemples présentés, les géométries étaient inchangées côté refoulement.

M. LAPRAY précise que les phénomènes se produisant à l'entrée prennent d'autant plus d'importance que la vitesse spécifique est élevée. Il confirme l'intérêt de prendre en compte les hautes et les basses pressions dans toute étude future.

En réponse à *M. CAIGNAERT*, *M. GUESNON* précise que dans les caractéristiques présentées le coude est bien considéré comme faisant partie de la machine.

ANNEXE

REGLES DE TRACE POUR CHAMBRES D'ASPIRATION.

Design Item	Single Pump Sump	Multiple Pump Sump	NOTES
V_{IN} m/s	a) ≥ 0.6 b) ≥ 0.6 c) ≥ 0.6	a) ≥ 0.6 b) ≥ 1.2 c) ≥ 0.6	For $V_{IN} > 0.6$ m/s control vanes or $L1$ increased. Approach flow uniform, steady, single phase. Approach flow uniform, steady, single phase.
V_{APP} m/s	a) ≥ 0.3 b) ≥ 0.3 c) $\geq 0.3 > V_{OUT}$	a) ≥ 0.3 b) ≥ 0.3 c) $\geq 0.3 > V_{OUT}$	No turns or obstructions. No obstructions/abrupt changes in direction/area As above + target for smooth progression
V_{OUT} m/s	a) ≥ 2.6 b) ≥ 1.3 c) 0.75 to 2.0	a) ≥ 2.6 b) ≥ 1.3 c) 0.75 to 2.0	Typical Suction pipes (dry pit) and wet well pumps
C	a) 0.40 b) 0.50 to 0.75D c) 0.40 to 0.60D	a) 0.40 b) 0.50 to 0.75D c) 0.40 to 0.60D	To be confirmed by pump manufacturer To be confirmed by pump manufacturer Rounded bellmouth lip also good practice
X	a) $\geq 0.35D$ b) 0.25D to 0.50D c) $\leq 0.25D$	a) $\geq 0.35D$ b) 0.25D to 0.50D c) $\leq 0.25D$	Avoid axial in-line unless $L > 4D$, $W > 5D$ Avoid axial in-line unless $L > 8D$, $W > 3D$ or min. practicable. In-line as above + baffles
W	a) $\leq 2D$ b) 2D to 3D c) $\leq 2D$	a) $\leq 2nD + (n-1)T$ b) $\leq 2nD + (n-1)T$ c) $\leq 2nD + (n-1)T$	Inter walls if all run. If not gap at rear/omit Inter walls if inflow skew $\leq n$ run. Vanes in $L1$ and $L2$ Inter walls if inflow skew $\leq n$ run. Vanes in $L1$ and $L2$
L	a) $\leq 3D$ b) $\leq 4D$ c) $\leq 4D$	a) $\leq 5.5D$ b) $\leq 0.7W$ or $4D$ c) $\leq 0.7W$ or $4D$	$\theta > 45^\circ$ (15° preferred), L large $\theta > 20^\circ$ $\phi > 10^\circ$. Keep slope turbulence from pump $\theta > 20^\circ$ $\phi > 10^\circ$. Keep slope turbulence from pump
L (R at inlet)	a) (3W/R)D b) (5W/R)D c) (5W/R)D	a) (3W/R)D b) (5W/R)D c) (5W/R)D	Pipe/channel. (Use up to $W/R = 4$) Channel/Channel, $W/R > 2$, $L = 10D + \text{Vanes}$ Channel/Channel, $W/R > 2$, $L = 10D + \text{Vanes}$
S_{MIN}	a) 3D to 2D b) 1.5D c) 3.5D to 0.5D	a) 3D to 2D b) 1.5D c) 3.5D to 0.5D	Reduction with size $0.2 \text{ m}^3/\text{s}$ to $15 \text{ m}^3/\text{s}$ Cones or splitters reduce swirl. May affect perf. Dependent on V_{OUT} /size/HMAD/experience

a - Reference b - Reference c - Authors
* Min. submergence from flow aspects; NPSH requirements also apply; use whichever greater

FIG. 1 SUMP DESIGN RECOMMENDATIONS

COMPARAISON ENTRE HYDRAULIC INSTITUTE, BHRA ET WEIR(PATERSON).

(REFERENCE [17].PATERSON)

ANNEXE

REGLES DE TRACE POUR CHAMBRES D'ASPIRATION.

HOW TO ARRANGE SUCTION PIPE &
CALCULATE VORTEX FORMATION

PIPE SUBMERGENCE

- a. IN ORDER TO KEEP SPEED LOW, MAKE 'c' AS BIG AS POSSIBLE.
- b. DIMENSION 'c' $\geq (0.3-0.5) \times d$ BUT SHOULD PREFERABLY NOT EXCEED $0.8d$.
- c. MAKE $d_1 = 1.5 d$ (APPROXIMATELY)

VORTEX GRAPH

THE LIKELIHOOD OF VORTEX FORMATION CAN BE ESTABLISHED APPROXIMATELY FROM THIS GRAPH

- a. CALCULATE SUBMERGENCE FACTOR 'F'
 - b. BY INTERSECTING THE VALUES FOR F & SUCTION PIPE SPEED 'V' POINT 'X' IS FOUND, INDICATING WHETHER THE OPERATION IS IN THE VORTEX REGION.
- IN THIS EXAMPLE IT IS UNLIKELY THAT A VORTEX WILL FORM

$$F = \frac{h}{d} \left(\frac{c}{d} + 6 \right)$$

D'APRES REVUE PUMPS-POMPES-PUMPEN (1977-132).

RECOMMANDATIONS SELON S.YEDIDIAH.

REGLES DE TRACE POUR CHAMBRES D'ASPIRATION.

FIG. 2 DESIGN CHART FOR SINGLE PUMP SUMP

DESIGN PRINCIPLES

Approach Works

- Use basic geometry, screens, auxiliary walls, and control vanes to promote equally distributed, uniform flow to pumps.
- Flow normal to line of pumps preferred with wall close behind pumps.
- If in line with flow arrangement essential space pumps $> 8D$ apart with channel width $3D$ min.
- Guide vanes should pick up flow where uniform or be offset proportional to flow bias.
- Avoid abrupt changes in area or direction and any obstructions in flow path.

Sump

- If inlet restriction or equivalent flow loss make $L < \frac{1}{2} \left(\frac{SW}{R} \right) D$, if $R < \frac{W}{2}$ or flow from not symmetrical control vanes required.
- Avoid vortices from spending wall entry by flush curtain walls, submerged roof or hunching behind pumps.

Pump Suction

A_1 for Single Pump Sump

FIG. 3 DESIGN CHART FOR MULTIPLE PUMP SUMP

RECOMMANDATIONS D'APRES PATERSON. WEIR (REF. 17)

RECOMMANDATIONS D'APRES SIEKMANN-HOLZHÜTER (KSB).