L'émission sonore des pompes axiales immergées

Possibilités de réduction

Noise emission of submersible axial pumps *Possibilities of noise diminution*

H. Straatsma, M. Louwers

Sté Peutz & Ass., Paris

Production sonore des pompes axiales immergées

Afin de donner une idée de la production sonore des pompes axiales immergées, celle-ci est reproduite en figure 2 aussi bien pour des pompes avec plaque basculante que pour les pompes Thoma en fonction de la pression, la vitesse de rotation et la cylindrée. Il faut remarquer que les données de mesures se rapportent à des pompes de cylindrée relativement faible. En outre, la pression maximale de 300 bars peut être considérée, vu les développements actuels, comme relativement faible. Ces figures montrent que pour obtenir des puissances de pompe importantes, il est, d'un point de vue acoustique, préférable d'utiliser des fortes cylindrées plutôt que des vitesses de rotation élevées.

Mécanisme d'apparition d'un bruit aérien

Le rayonnement sonore d'un élément de machine est fonction des vibrations de l'élément concerné, principa-

lement des vibrations dans la direction perpendiculaire à la surface de l'élément. La puissance sonore rayonnée P dépend de la vitesse moyenne efficace v (m/s), des dimensions S (m²) et du facteur de rayonnement σ (sans dimensions) de la surface (voir figure 3). La puissance sonore rayonnée P (en fonction de la fréquence) peut

Figure 2. — Niveau de pression sonore en dB(A) à 1 m d'une pompe axiale immergée [5] (sans influence du moteur d'entraînement).

Figure 3. — Rayonnement sonore.

être exprimée par : $P(f) = p.c.v^2(f) \cdot S \cdot \sigma(f)$ (avec ρ = masse volumique de l'air (kg/m^3), et c = célérité du son dans l'air (m/s)).

Du fait que l'excitation de force est la cause de bruit la plus importante dans beaucoup de cas, nous y entreprenons un peu plus en détail dans ce qui suit.

Pour considérer l'influence des différents paramètres, on utilisera le modèle reproduit en figure 4.

Figure 4. — Modèle de mécanisme d'apparition du bruit.

On suppose qu'une force alternative F agit sur la partie gauche et qu'elle induit une certaine vitesse V_i de vibration. Les vibrations se propagent à travers la structure vers la partie droite, qui sera considérée comme partie rayonnante. La vitesse efficace moyenne de vibration s'élève à V_0 . La vitesse de vibration forcée V_i est déterminée par Z , l'impédance mécanique d'entrée, laquelle est une mesure de la résistance opposée par la construction à l'action de la force F .

Impédance d'entrée :

$$Z = \frac{F(f)}{V_i} = \frac{\text{force d'excitation}}{\text{vitesse de vibration résultante}} \quad (2)$$

D'autre part le rapport entre V_i et V_0 est important. Il rend compte du transfert des vibrations dans la machine. Cette fonction de transfert sera donnée par :

$$H = V_0/V_i \quad (3)$$

Partant des notations acoustiques courantes, c'est-à-dire des niveaux de puissance sonore L_w pour le bruit en dB , on peut écrire :

$$L_w(f) = 10 \log \frac{P(f)}{P_0} = 20 \log \frac{F(f)}{F_0} + 20 \log H(f) - 20 \log \frac{Z(f)}{Z_0} + 10 \log \frac{S}{S_0} + 10 \log \sigma(f) \quad \text{dB} \quad (4)$$

avec les valeurs de références suivantes :

$$P_0 = 10^{-12} \text{ W}, F_0 = 1 \text{ N}, Z_0 = 2 \cdot 10^7 \text{ Ns/m}, S_0 = 1 \text{ m}^2.$$

L'expression (4) est valable pour une fréquence déterminée. La composante de la force excitatrice, les impédances d'entrée, la fonction de transfert et le facteur de rayonnement devront être déterminés pour chaque fréquence utile (spectre).

Si l'on suppose connues les valeurs des paramètres en fonction de la fréquence, on peut déterminer la puissance du rayonnement sonore en additionnant suivant la formule (4) les caractéristiques de fréquence des différents facteurs. La figure 5 donne la façon d'effectuer cette opération dans le cas d'une pompe axiale immergée. La puissance sonore totale est construite dans la figure 5f, en fonction de la fréquence, par sommation

Figure 5. — Détermination de la puissance sonore totale rayonnée d'une pompe axiale immergée.

des valeurs graphiques 5a jusqu'à 5e. Pour obtenir le niveau de puissance sonore en dB(A), les niveaux de puissance sonore correspondant aux différentes fréquences doivent être corrigés avec les valeurs correctives. Ces niveaux corrigés seront alors additionnés (de façon logarithmique). La figure 5 montre que les caractéristiques fréquentielles des différents paramètres ont une grande influence sur le niveau pondéré A de puissance sonore.

Spectre de force

Par une analyse fréquentielle (par exemple une analyse de Fourier) du graphique force-temps, toute l'information concernant la grandeur de la force aux différentes fréquences peut être obtenue. Une analyse de Fourier donne en principe un ensemble de lignes ; dans la plupart des cas cependant on peut travailler avec l'enveloppe de cet ensemble de lignes. Pour un graphique force-temps connu, on peut déterminer le spectre de forces en appliquant des méthodes d'approximation [1].

La détermination de l'enveloppe du spectre de force permet de poursuivre l'étude, à condition d'avoir une idée des paramètres qui déterminent la transmission des vibrations et le rayonnement sonore, à savoir :

- quel est l'effet quantitatif d'une modification de la force sur le fonctionnement d'une machine ;
- quels sont, parmi les différents spectres de forces possibles, les meilleurs du point de vue acoustique ;
- quelles caractéristiques du graphique force-temps (impulsion, gradient, etc.) doivent être changées afin d'avoir une réduction de bruit.

Figure 6. — Fonctions du temps et spectres correspondants.

- a) fonction sinusoïdale du temps,
b) combinaison de deux fonctions sinusoïdales,
c) fonction bloc,
d) fonction aléatoire.

La figure 6 donne quelques exemples de spectres de forces. En général, d'après l'allure de la courbe force-temps, on peut remarquer que :

- la réduction de l'intégrale $\int F dt$ (impulsion) entraîne un niveau sonore faible ;
- plus l'allure de la courbe est plane (dF/dt petit), moindre est le bruit dans les hautes fréquences.

graphe force-temps

spectre

Figure 7. — Variation de la force (pression) au cours du temps dans une pompe axiale immergée.

A : diagramme rectangulaire,
B : diagramme plus régulier, par exemple par étranglement.

La figure 7 donne la variation de la force (pression) au cours du temps, comme elle peut être observée pour des pompes hydrauliques, et les spectres correspondants. Il ressort de la figure que si les augmentations et diminutions rapides de pression au début et à la fin du processus de compression sont évitées, l'excitation aux hautes fréquences en est diminuée.

Figure 8. — Pompe axiale immergée : variation de la pression au cours du temps.

Pour les pompes axiales immergées, l'allure de la courbe de la pression sous le piston en fonction du temps (ou l'angle de rotation du bloc cylindrique) peut être schématisée comme à la figure 8. Pendant l'aspiration, la pression sous le piston est égale à la pression d'aspiration (P_A). La période de compression est souvent précédée d'une période de précompression jusqu'à une certaine pression (P_P) pendant laquelle le cylindre est entièrement fermé. A partir de l'instant où le cylindre entre en communication avec la conduite de refoulement, la pression sous le piston sera la pression de refoulement (P_R). A la fin de la compression, le cylindre est fermé un instant, le temps d'une prédétente. A partir du moment où le cylindre entre en communication avec le canal de refoulement, la pression P_A s'installe très vite sous le piston.

Les figures 9 donnent l'allure de la pression dans le cylindre d'une pompe axiale immergée, lors du cycle de compression, pour différentes pressions dans la conduite de refoulement. Le niveau sonore en dB(A) est mesuré à 1 m de la pompe (2).

Figure 9. — Niveau de pression sonore à 1 m de distance d'une pompe axiale immergée ($N = 1\,750$ tours/min).

Figure 10. — Exemples de cannelures d'étranglement.

Pour une pression de refoulement de 0 kgf/cm^2 , apparaît après la précompression (jusqu'à 50 kgf/cm^2) une chute rapide de pression jusqu'à la pression de refoulement. Du fait de cette soudaine chute de pression (dF/dt grand) apparaît un niveau sonore élevé. Une augmentation de la pression de refoulement diminue les variations brutales de pression, ce qui entraîne un niveau sonore moins élevé. Le niveau sonore le plus faible est obtenu lorsque la pression de précompression est égale à la pression de refoulement.

A partir des considérations exposées ci-dessus, on peut formuler les remarques suivantes :

- *Précompression et prédétente* : par l'adaptation de celles-ci, une réduction sonore importante peut être obtenue. Dans le cas de pompes à pressions ajustables, un fonctionnement optimal au point de vue acoustique ne peut être obtenu naturellement que pour un seul régime.
- *Etranglement* : il est possible de diminuer les variations brutales de pression par des cannelures d'étranglement dans la plaque de commande (voir Fig. 10). L'exécution pratique peut être multiple (rainures, trous...). Par ces dispositions, il est possible d'obtenir des réductions sonores jusqu'à environ 10 dB(A) . Une des conséquences en est néanmoins une diminution du rendement de la pompe.
- *plaques de commande* : par l'utilisation d'une plaque de commande constituée de deux plaques concentriques (voir Fig. 11) dont l'une pourvue d'un ajustement fonction de la pression, une bonne adaptation de pression sur un grand domaine de variation peut être obtenue tout en limitant les pertes.

Figure 11. — Exécution où une plaque de commande est pourvue d'un ajustement fonction de la pression et l'autre est pourvue de deux positions fonctions de la direction de rotation.

Figure 12. — Niveaux de pression sonore en dB(A) à 3 cm de distance [3].

La figure 12 donne des résultats de mesures [3]. On peut en conclure qu'une réduction du bruit de 10 dB (A) est possible. Il convient de dire que des pompes pourvues de plaques de commande ajustables sont actuellement dans le stade de développement et ne sont pas (encore ?) disponibles sur le marché.

Impédance d'entrée

La détermination théorique des impédances d'entrée n'est pas toujours facile, surtout dans le cas de constructions compliquées. Une très bonne approximation peut être obtenue dans le cas de pompes axiales immergées par la méthode des éléments finis [4]. L'impédance a souvent l'allure de la courbe donnée à la figure 5b. Les impédances existant dans la pratique peuvent être considérées comme une combinaison d'impédances de masses, de ressorts et d'amortisseurs. La figure 13 montre que ce sont les constructions ayant le caractère de masses ou de poutres qui présentent les impédances les plus élevées aux fréquences hautes. Dans la pratique, des variations par rapport aux courbes théoriques apparaissent du fait de l'apparition de résonances (avec des impédances plus faibles) qui influencent les valeurs moyennes. Il convient alors de veiller à l'amortissement de ces résonances et de concevoir une construction aussi rigide que possible. Le choix du matériau a une influence importante sur la valeur de l'impédance. Ainsi, une construction en aluminium aura théoriquement une production sonore de 9,5 dB plus élevée qu'une construction en acier, du fait de la masse et du module d'élasticité plus faibles pour l'aluminium.

Figure 13. — Spectres d'impédance de différents éléments.

Transfert des vibrations

Afin de réduire autant que possible le transfert de vibrations, il est proposé dans différentes études d'utiliser un matériau amortissant fortement les vibrations. Il apparaît dans la pratique qu'aucun résultat substantiel ne peut être obtenu par de telles méthodes. Des matériaux amortissant les vibrations seront utiles à partir du moment où les forces excitatrices entraînent des déformations dans la machine qui pourraient alors être réduites par conversion d'énergie. Ceci est principalement valable aux résonances. Dans les pompes, la fréquence de résonance la plus basse du corps de la machine se trouve le plus souvent entre 1 000 Hz et 5 000 Hz. Au-dessous de cette fréquence, aucune réduction sensible des vibrations de la machine ne pourra être obtenue. Il apparaît sur la base de recherches que dans les fré-

quences basses et moyennes la machine vibre comme un corps massif non déformé. De plus, il semble que le facteur de pertes (la mesure de l'amortissement des vibrations) d'une pompe montée est tellement grand que des matériaux amortissant les vibrations auront une influence négligeable sur celui-ci.

Facteur de rayonnement

Le facteur de rayonnement donne la mesure dans laquelle les vibrations présentes dans la paroi extérieure sont transformées en rayonnement sonore. Le comportement d'une paroi au rayonnement est déterminé par la fréquence critique f_c . Au delà de celle-ci, le rayonnement sonore est optimal ($\sigma = 1$); en deçà, il est faible ($\sigma < 1$). Pour la carcasse d'une pompe axiale immergée, la fréquence critique peut être approchée par la relation :

$$f_c = \frac{c}{\pi \cdot d}$$

avec c = célérité du son dans l'air et d = diamètre de la carcasse.

Elle se situe souvent au niveau de 1 000 Hz (voir Fig. 5e). Au stade de la conception, il est souvent souhaitable de garder les dimensions aussi petites que possible, de sorte que la fréquence critique soit la plus élevée possible.

Conclusions

Il ressort de ce qui précède, en ce qui concerne la construction d'une pompe axiale hydraulique immergée, que :

- les variations de pression doivent être les plus régulières possibles. Ceci peut être réalisé au moyen de cannelures d'étranglement, éventuellement avec une pré-compression et prédétente déterminée. Un fonctionnement optimal sur un domaine de fonctionnement large peut être obtenu au moyen de plaques de commande ajustables ;
- il est en général recommandé au point de vue émission sonore d'augmenter la puissance d'une pompe par l'augmentation de la cylindrée plutôt que par une augmentation de la pression et/ou de la vitesse de rotation ;
- les éléments excités par une force doivent être réalisés de manière la plus rigide et la plus lourde possible. Il est conseillé de s'orienter vers des constructions compactes en acier.

Références bibliographiques

- [1] MEIER, DORNBERG. — Die beschreibung von Stassvorgänge durch ihre Zeitfunktionen, VDI Berichte n° 135, 1969.
- [2] STRAATSMA H. — Onderzoek naar het ontstaan van lawaai in axiale plunjerpompen, T.H. Twente, 1975.
- [3] DEINUM. — Vermindering von de kompressieverliezen bij axiale plunjer hydromotor, T.H. Twente, 1973.
- [4] KASSING. — Gerauschübertragung, Forschungsheft 42, Forschungskuratorium Maschinenbau E.V.
- [5] EINDHOVEN T.H. — Inventarisatie van hydraulische componenten en systemen voor energieoverdracht en mogelijkheden tot vermindering daarvan (non publié).