SOCIÉTÉ HYDROTECHNIQUE DE FRANCE

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

21 MARS : BRUIT DES TURBOMACHINES
organisé en collaboration avec le Groupement
des Acousticiens de Langue Française (GALF)

Examen critique des méthodes de caractérisation de l'énergie acoustique produite par une pompe

*Critical review of the methods
for characterizing the acoustic energy produced by a pump*

J. Turret
Commins BBM
91370 Verrières le Buisson
actuellement : Sté Lenisol,
91000 Evry

J. Millouet
CETIM
Centre technique
des industries mécaniques
60304 Senlis

Après une présentation rapide des méthodes définies dans les principales normes en vigueur, sont présentées des méthodes de mesures qui permettent une analyse plus fine des phénomènes de rayonnement acoustique des pompes. Ces méthodes sont basées sur la mesure de l'intensité acoustique rayonnée par les pompes, de la vitesse vibratoire des surfaces rayonnantes et des pulsations de pression.

After a rapid overview of the methods defined in the main prevailing standards, measurement methods allowing a finer analysis of acoustic radiation phenomena in pumps are described. These methods are based on measurement of the acoustic intensity radiated by the pumps, the vibrational velocity of the radiating surfaces and the pressure pulsations.

Le bruit produit dans le voisinage d'une pompe centrifuge (pression acoustique) est la superposition du bruit produit par son système d'entraînement mécanique (moteur, turbine, réducteur...) par le corps de pompe lui-même, par une partie des tuyauteries d'aspiration et de refoulement, mais également par le rayonnement des structures voisines (massifs, supports, cloisons...) auxquelles ces sources « primaires » sont connectées.

De plus, le bruit produit peut être amplifié d'une manière importante par les effets de réverbération du local et par la présence de sources sonores parasites liées ou non au fonctionnement de la pompe (vanne de contrôle sur plateforme d'essais, autres pompes au voisinage d'une installation...).

Devant cette situation complexe qui conduit à de nombreux conflits entre acheteurs et fournisseurs, mais aussi face à la nécessité qu'ont maintenant la plupart des constructeurs de comparer leur matériel à celui de la concurrence et d'en tirer éventuellement argument commercial, des méthodes de mesures objectives doivent être définies et éventuellement normalisées.

Remarque : Ce document est le reflet des considérations qui ont été abordées dans le cadre du sous groupe 3 du groupe de travail « Bruit » de la S.H.F. Il utilise à titre d'illustration des résultats et documents provenant du Cetim et de la société Commins BBM.

1. Les différentes composantes de l'énergie acoustique produite par une pompe centrifuge. (Fig. 1)

Figure 1. — Bruit des pompes.

Si l'on exclut le problème des sources « parasites » et l'effet de réverbération du local, on cherche en premier lieu à déterminer le bruit produit par l'ensemble moteur-pompe, mais très souvent également par la pompe seule en essayant de « soustraire » le bruit du moteur et du réducteur éventuel.

La « pression acoustique » (p) (ou niveau de bruit) mesurée à une certaine distance de la machine ne permet pas d'effectuer cette caractérisation indépendamment de l'environnement perturbateur. Il est alors nécessaire de recourir à un autre concept, celui de « puissance acoustique » (W) qui est, à l'analogue de la puissance mécanique d'une machine, une grandeur intrinsèque (à régime donné). La puissance acoustique peut s'exprimer en Watts (ou en décibels), mais n'est en général qu'une infime fraction de la puissance mécanique mise en jeu (10^{-6} à 10^{-12} selon les machines).

La détermination de la puissance acoustique s'effectue en mesurant le flux de l'énergie acoustique qui traverse

une surface fermée entourant la source (Fig. 2) selon les méthodes décrites au chapitre 2.

Cependant toute l'énergie acoustique produite par la pompe n'est pas émise dans l'air environnant; l'essentiel est « injecté » dans les canalisations d'aspiration et de refoulement sous forme de pulsations de pression dans la colonne liquide mais aussi de vibration dans la structure, phénomènes qui, par effet de couplage liquide — structure et structure — air, vont conduire au rayonnement de la tuyauterie dans l'air. Plusieurs études ont montré que la puissance acoustique rayonnée par ces canalisations peut être (en raison des grandes surfaces concernées) très supérieure à celle qui est émise par le corps de pompe [1]. Une partie importante de l'énergie vibratoire peut être « injectée » également, au niveau des autres liaisons (support de massif, ligne d'arbre) dans les structures ou machines voisines (massif, réducteur, moteurs) qui peuvent à leur tour rayonner.

Détermination de la puissance acoustique.

La puissance acoustique de la machine est égale au flux de l'intensité acoustique I à travers la surface totale considérée. Dans la figure, aucune énergie ne traversant le plan réfléchissant, toute la puissance acoustique est émise à travers l'hémisphère. Dans la pratique, on divise la surface en éléments ... $S_1, S_2, \dots$ traversés par les intensités ... $I_1, I_2, \dots$ faisant les angles ... $\phi_1, \phi_2, \dots$ avec les normales à ces surfaces élémentaires.

Une estimation de la puissance acoustique est alors :

$$W = I_1 S_1 \cos \phi_1 + \dots + I_j S_j \cos \phi_j + \dots + I_n S_n \cos \phi_n$$

Figure 2

2. Détermination de la puissance acoustique

2.1. Considérations générales

Avant de définir plus précisément la notion de puissance acoustique, il est utile de définir les grandeurs nécessaires à son expression.

On appelle *pression acoustique* $p(t)$ la fluctuation de pression de l'air autour de la pression atmosphérique ($P_0 = 10^5$ Pascal); la pression acoustique est une *grandeur scalaire*.

On appelle *vitesse particulière* (ou vitesse acoustique) $v(t)$ la vitesse d'oscillation des particules autour de leur position moyenne : la vitesse particulière est une *grandeur vectorielle* définie par une amplitude et une direction et qui a comme sens, celui de la propagation de l'énergie acoustique.

Vitesse particulière et pression acoustique fluctuent dans le temps autour d'une valeur moyenne nulle.

$$\langle p(t) \rangle = \langle \vec{v}(t) \rangle = 0$$

$\langle \rangle$ = valeur moyenne au cours du temps.

Leurs amplitudes sont généralement très faibles; ainsi pour un son de 100 décibels, l'amplitude de la pression acoustique est de l'ordre de 2 Pascal et celle de la vitesse particulière de 5 mm/s.

La *puissance acoustique élémentaire* moyenne δW transmise par une onde acoustique à travers un élément de surface δS de vecteur normal unitaire $\vec{n}$ est :

$$\delta W = \langle p(t) \cdot \vec{v}(t) \rangle \cdot \vec{n} \delta S$$

Cette grandeur s'exprime en watts.

Le vecteur $\vec{I} = \langle p(t) \cdot \vec{v}(t) \rangle$ est appelé *intensité acoustique*.

L'intensité acoustique est une grandeur directement liée au déplacement de l'énergie acoustique et qui s'exprime en W/m^2 . Tout comme $\vec{v}(t)$, le vecteur $\vec{I}$ est dirigé dans le sens de propagation de l'onde.

Les microphones usuels délivrent un signal proportionnel à la pression acoustique (grandeur scalaire); ils ne peuvent donc fournir aucune information sur la direction de propagation de l'énergie.

La détermination directe de la vitesse particulière a soulevé des difficultés technologiques considérables ce qui explique que la grandeur vectorielle intensité acoustique soit restée pratiquement inaccessible à l'acousticien jusqu'à ces dernières années.

La *puissance acoustique* (W) d'une source correspond à l'énergie acoustique qu'elle produit par unité de temps, mais généralement l'énergie émise n'est pas rayonnée de façon égale dans toutes les directions. W est donc égale au flux de l'intensité acoustique à travers une surface fermée entourant la source. Si l'on considère une surface

Figure 3. — Positions de microphones sur l'hémisphère d'après NFS 31027.

Figure 3 bis. — Positions de microphones sur la surface de mesure d'après NFS 31061.

Figure 4. — Surface de mesure, position et nombre de points de mesure pour une hauteur de la surface de référence $l_3 \leq 2$ m.

fictive S enfermant la machine, chaque élément de surface est traversé par un certain flux.

Dans le cas particulier où les ondes ne rencontrent aucun obstacle au cours de leur propagation (ondes progressives) et à une distance importante de la source vis-à-vis de la plus grande longueur d'onde considérée, c'est-à-dire de la plus basse fréquence émise (champ lointain), vitesse particulaire et pression acoustique sont reliées par :

$$|\vec{v}(t)| = p(t)/\rho c$$

et sont alors en phase.

Le module de l'intensité acoustique s'écrit alors :

$$|\vec{I}| = \langle p^2(t) \rangle / \rho c$$

La grandeur $I_a = \langle p^2(t) \rangle / \rho c$ est appelée quelque peu abusivement intensité acoustique; nous lui préférons le qualificatif « intensité acoustique apparente » réservant le terme « intensité acoustique vraie » au vecteur $\vec{I} = \langle p(t) \cdot \vec{v}(t) \rangle$ ou à son module.

Remarques :

On définit le niveau de pression acoustique L_p comme le rapport logarithmique :

$$L_p = 10 \log \frac{I}{I_0}$$

d'une intensité à une intensité de référence $I_0 = 10^{-12}$ Watt/m².

On définit de même le niveau de puissance acoustique par le rapport logarithmique :

$$L_w = 10 \log \frac{W}{W_0}$$

en prenant pour puissance acoustique de référence $W_0 = 10^{-12}$ Watt.

On exprime ces deux niveaux en décibels, chacun par rapport à leur valeur de référence I_0 ou W_0 et il y a lieu de ne pas les confondre.

2.2. Détermination de la puissance acoustique par les méthodes classiques

a) Principe de la détermination

L'égalité entre intensité acoustique vraie et apparente est réalisée en première approximation en implantant la machine seule en champ libre sur plan réfléchissant et en effectuant les mesures sur une surface fictive fermée appelée « surface de mesure » et située à une distance « suffisante ».

On relève alors les pressions acoustiques (ou les niveaux de pression acoustique) en différents points de cette surface fictive :

$$L_{pj} = 10 \log \frac{I_{aj}}{I_0} \quad \text{ou} \quad I_{aj} = I_0 10^{\frac{L_{pj}}{10}}$$

à chaque point j on affecte un élément de surface ΔS_j

La puissance acoustique s'écrit alors :

$$W = \sum_{j=1}^N I_{aj} \Delta S_j = \sum_{j=1}^N I_0 10^{L_{pj}/10} \cdot \Delta S_j$$

Si les éléments de surface sont identiques

$$W = \frac{S}{N} \sum_{j=1}^N I_0 10^{L_{pj}/10}$$

(W exprimé en watts).

Remarque :

On peut obtenir une expression équivalente pour les niveaux exprimés en décibels en divisant les 2 membres par $W_0 = I_0 S_0$ ($S_0 = 1 \text{ m}^2$).

$$L_w = L_p + 10 \log \frac{S}{S_0}$$

avec

$$L_p = 10 \log \frac{1}{N} \sum_{j=1}^N 10^{L_{pj}/10}$$

= niveau de pression acoustique moyen sur S .

Dans la pratique, la surface de mesure est généralement un hémisphère (lorsque les sources ne sont pas trop volumineuses) ou un parallélépipède (Fig. 3).

Les normes françaises NFS 31025 et NFS 31027 (correspondant aux normes ISO 3742 et 3744) décrivent les procédures à suivre pour le choix de l'emplacement des points de mesure et la détermination des corrections à effectuer pour essayer d'éliminer l'influence des sources parasites et les effets de réverbération.

b) projet spécifique aux pompes

Un projet de norme spécifique a été élaboré par le groupe de travail ISO/TC 115/WG Acoustics n° 1. Cette norme est basée sur des procédures définies dans les normes citées précédemment. Elle permet de tenir compte du bruit de fond du site de mesure et s'étend des bandes d'octave 125 Hz à 8 000 Hz.

L'objectif de la norme est d'évaluer la puissance acoustique de la pompe elle-même y compris les appareils auxiliaires nécessaires à son fonctionnement. Sont exclues, par contre, les tuyauteries ou vannes reliées à la pompe. Ceci implique un certain nombre de précautions de façon à isoler ces derniers éléments. La méthode spécifie dans un premier temps une surface de mesures. La figure 4 résume cette spécification. A partir des résultats de mesure, le niveau moyen de pression acoustique est calculé en tenant compte du bruit de fond mesuré en l'absence de la pompe et des caractéristiques du site de mesures suivant la norme. Le niveau de puissance acoustique est ensuite calculé en intégrant le niveau de pression moyen sur la surface de mesure.

L'application pratique de cette méthode montre rapidement qu'elle est extrêmement difficile à mettre en œuvre, d'une part en raison de la contribution relativement faible du corps de pompe à l'émission acoustique générale d'un système moto-pompe et d'autre part, en raison des pro-

Composantes du vecteur I normales aux deux surfaces de mesure pour le tiers d'octave centré sur 10 kHz.

Chiffres entre parenthèses :

Niveau de pression acoustique en tiers d'octave aux points de mesure. Le moteur étant à cette fréquence la source principale de bruit ces niveaux sont à peu près proportionnels aux niveaux d'intensité.

Figure 5. — Détermination de la puissance acoustique sur site, à l'aide d'un intensimètre permettant d'éliminer les sources parasites situées à l'extérieur du contour de mesure.

Même représentation mais tiers d'octave centre sur 1 kHz. Ici les niveaux de pression acoustique sont sensiblement constants autour du moteur bien que les amplitudes et les orientations des vecteurs intensité varient très nettement. A cette fréquence la source principale est la vanne.

Figure 6

Spectres de puissance acoustique du moteur et de la pompe.
En trait plein : puissance acoustique calculée avec les intensités « vraies »
En pointillés : puissance acoustique calculée avec les intensités « apparentes » (niveaux de pression acoustique) mais sans correction du local.

Figure 7

blèmes de bruit ambiant élevé existant dans le milieu industriel. Cette méthode peut être plus facilement applicable sur plateforme d'essais ou dans des environnements privilégiés où il est possible d'isoler les sources extérieures (tuyauteries et autres machines).

Dans la plupart des cas, cette méthode aboutit plus à une évaluation globale du bruit d'une installation contenant une pompe qu'à une détermination précise de puissance acoustique; celle-ci sera très généralement surestimée.

Il existe par ailleurs des règles plus spécifiques telles que celles définies par l'OCMA, qui sont, en fait, l'adaptation de règles plus générales au cas particulier des pompes. Elles permettent dans la plupart des cas, un meilleur positionnement des capteurs.

2.3. Détermination de la puissance acoustique par utilisation de l'intensimétrie vectorielle

a) Mesure de l'intensité acoustique vectorielle

La méthode utilisée est basée sur la mesure simultanée des pressions acoustiques $p_1(t)$ et $p_2(t)$ en deux points voisins de distance Δr . Etant donné que pression acoustique et vitesse v_r dans une direction r sont liées par la relation

$$v_r(t) = -\frac{1}{\rho} \int \frac{\partial p}{\partial r} dt$$

(qui n'est que la conséquence de la loi de Newton) ces deux mesures permettent d'obtenir une expression approchée de la vitesse particulière $V_r(t)$

$$v_r(t) \approx -\frac{1}{\rho \Delta r} \int (p_2 - p_1) dt$$

et de la pression :

$$p \approx \frac{p_1 + p_2}{2}$$

où p_1 et p_2 sont les pressions mesurées à l'aide de deux microphones classiques séparés par la distance Δr , alignés dans la direction $\vec{r}$. La composante de l'intensité acoustique dans cette direction s'écrit alors :

$$I_r(t) = \frac{1}{2\rho\Delta r} <(p_1 + p_2) \int (p_1 - p_2) dt >$$

Dans le domaine fréquentiel, cette expression se traduit par la relation :

$$I = \frac{1}{\rho c} \cdot \frac{\text{Im } G_{21}}{k \cdot \Delta r}$$

avec $k = \omega/c$ et G_{21} interspectre des 2 signaux de pression.

La première expression se détermine en utilisant un intensimètre analogique ou numérique, la seconde à l'aide d'un analyseur de Fourier.

Sur le plan pratique, la détermination de l'intensité acoustique est plus délicate que celle de la pression

acoustique (mesurée avec un sonomètre classique) mais les progrès considérables réalisés dans le domaine de l'instrumentation depuis quelques années, [réf. 2] en font maintenant un outil très puissant accessible à l'acousticien moyen.

b) Application à la détermination de la puissance acoustique en milieu perturbé

L'avantage essentiel de la définition précédente de la puissance acoustique par intégration de l'intensité vectorielle sur une surface fictive entourant la source réside dans l'élimination des sources parasites situées à l'extérieur de cette surface (Fig. 5). En effet, toute source extérieure au contour de mesure produit des Intensités I' non nulles, aux points de mesure, mais, puisque toute l'énergie qui entre dans le volume V délimité par S ressort, à condition qu'il n'y ait pas absorption d'énergie ($\text{div } I' = 0$) l'intégration sur S conduit (théorème de Gauss) à une puissance nulle.

$$W' = \int_S I' dS = \int_V \text{div } I' dV = 0$$

En pratique on détermine en un assez grand nombre de points, la composante normale du vecteur intensité sur la surface fermée entourant la source (Fig. 6) et ceci dans chaque gamme de fréquence.

Si nécessaire, les mesures peuvent être conduites dans le champ très proche de la source à des distances de l'ordre de 5 à 20 centimètres ce qui accroît le signal utile par rapport aux bruits parasites.

Les nombreuses expériences réalisées depuis quelques années, en particulier en milieu industriel, permettent de préciser l'énorme avantage de cette technique vis-à-vis des codes d'essais classiques (Fig. 7). En effet, elle rend possible la détermination de la puissance acoustique d'une machine « noyée » dans un bruit de fond qui peut être de 10 à 15 décibels *supérieur*, à son bruit propre; cette performance est à comparer aux contraintes des codes classiques qui n'autorisent pas de mesure si le bruit de fond n'est pas de 3 à 10 décibels *inférieur* à celui de la source.

Les travaux de normalisation concernant la mise au point d'un code d'essais général pour déterminer la puissance acoustique des sources par intensimétrie sont en cours sur le plan français et international (ISO/TC 43/WG.25); un projet de code expérimental devrait voir le jour d'ici à 2 ans, mais d'ores et déjà, des règles pratiques sont définies concernant le maillage des surfaces et les distances source/sonde.

Figure 8. — Dépendance du coefficient de rayonnement σ en fonction de la fréquence pour différents diamètres nominaux (DN) de tuyauteries rectilignes.

Figure 9

Figure 10. — Puissance globale.

Figure 11. — Puissance partielle

Exemples de résultats obtenus par l'utilisation de différentes méthodes d'évaluation du niveau de puissance acoustique dans un élément de deux groupes mécaniques : tuyauteries d'aspiration.

— Spectre de puissance obtenu à partir du niveau de pression sonore ;

--- Spectre de puissance obtenu par intensimétrie (--- dispersion à 60 Hz) ;

... Spectre de puissance obtenu à partir du niveau de vitesse vibratoire.

Figure 12

2.4. Estimation de la puissance acoustique à partir de la connaissance de la vitesse vibratoire d'une structure

Cette technique ne concerne que les sources de bruit, correspondant au rayonnement acoustique des structures vibrantes et exclut les sources d'origine aérodynamique.

La puissance acoustique rayonnée par une source sonore peut être reliée à la vitesse vibratoire à laquelle elle est soumise par la formule suivante :

$$P = \sigma \rho c S \bar{v}^2$$

où

σ est le coefficient de rayonnement

ρ est la masse volumique de l'air;

c la vitesse de propagation dans l'air;

S la surface rayonnante et

$\bar{v}^2$ le carré de la vitesse moyenne de la source.

Le coefficient de rayonnement dépend fortement de la structure rayonnante et sa connaissance est complexe en dehors de cas simples (plaque, cylindre...).

Pour éviter cette difficulté et l'incertitude qui en découle, sur l'évaluation de la puissance acoustique d'une source, on a défini la puissance « rayonnante » qui représente la puissance acoustique qui serait rayonnée dans le cas d'un rendement égal à 1, soit $\sigma = 1$. La puissance rayonnante s'exprime par la formule :

$$Pr = \rho c S \bar{v}^2$$

Différentes études ont montré qu'en pratique, dans le cas de structures assez compactes et dont le spectre d'émission est riche en fréquences moyennes ou hautes, la puissance « rayonnante » globale est proche de la puissance rayonnée réelle; cette valeur représente donc un bon outil de diagnostic sommaire dans le cadre d'études d'ingénierie.

Il existe un projet ISO/TC 43/SC 1/WG 22 N15 codifiant cette méthode d'évaluation, préparé par le comité technique ISO/TC 43, groupe de travail 22 qui spécifie entre autre, les précautions à prendre lors de l'utilisation de cette méthode. Il importe, en particulier de prendre garde aux problèmes de montage des capteurs de vibration dont le mode de fixation ou la masse propre peut introduire une erreur.

Dans le cas de groupes motopompes se posent deux problèmes d'utilisation de cette méthode :

- l'assimilation du corps de pompe à une structure simple;
- le rayonnement acoustique des moteurs électriques dont la source principale est aérienne.

Par contre, dans le cas des tuyauteries d'aspiration ou de refoulement, il est possible d'utiliser les indications sur le rayonnement contenu dans la recommandation VDI 3733. Celle-ci différencie le rayonnement dû à l'excitation solidienne et celui dû à l'excitation du fluide (air ou liquide).

Dans le premier cas, le niveau de puissance acoustique peut être évalué à partir du niveau moyen de vitesse vibratoire par la formule indiquée précédemment avec :

$$\sigma(f) \approx \frac{1}{\left[1 + \frac{c}{4 da f}\right]^3}$$

où da est le diamètre de la tuyauterie

f est la fréquence.

La figure 8 présente l'application de cette formule au cas de tuyauteries de différents diamètres.

2.5. Applications industrielles des mesures d'intensité et de vitesse vibratoires.

Indépendamment de l'exemple cité Fig. 6 et Fig. 7 et de celui qui est rapporté dans une autre communication (1), nous avons choisi deux exemples d'études récentes mettant en jeu des pompes.

a) *Ensemble moteur — multiplicateur — pompes*, installé dans un hall d'essais moyennement réverbérant (environ 6 200 m³) et dont on cherche à déterminer les puissances acoustiques partielles (Réf. 3); les machines concernées sont les suivantes (Fig. 9) :

— pompe principale à	
5 étages	950 KW 4 277 trs/min.
— réducteur	1 200 KW Rapport de réduction : 2.87
— moteur	1 400 KW 1 485 trs/mn.
— pompe nourricière	56 KW 1 485 trs/mn.

Sur un contour excluant la tuyauterie supérieure, des mesures de pression et d'intensité ont été effectuées afin de déterminer la puissance totale de l'ensemble; malgré les corrections de réverbération réalisées sur les mesures classiques de pression, la puissance déterminée par la méthode classique surestime de près de 5 décibels, la puissance « vraie » déterminée par intensimétrie (Fig. 10), en particulier parce qu'elle ne permet pas d'éliminer les tuyauteries extérieures au contour de mesure.

Lorsque l'on s'intéresse aux puissances partielles des pompes, la technique classique n'est absolument pas utilisable en raison de l'importance des deux autres organes dans le niveau mesuré.

Ces mesures d'intensité ont montré (Fig. 11) que le multiplicateur avait une puissance acoustique supérieure de 12 dBA à celle de la pompe principale et de 25 dB supérieure à celle de la pompe nourricière.

b) *Conduites d'aspiration de deux groupes moto-pompes* [Ref. 4].

Les figures 12 présentent les résultats partiels de mesures de puissance acoustique effectuées sur deux groupes moto-pompe. Elles présentent plus particulièrement les résultats obtenus pour les conduites d'aspiration des deux systèmes. L'évaluation de la puissance acoustique a été effectuée en utilisant trois méthodes différentes basées l'une sur la mesure de la pression acoustique, l'autre sur la mesure de l'intensité acoustique et la troisième sur la mesure de la vitesse vibratoire. Dans le cas de cette dernière, on a tenu compte du coefficient de rayon-

Figure 13

Figure 15

Figure 14

Figure 16

nement acoustique calculé selon la recommandation VDI 3733. Ces mesures montrent d'une part, que la méthode basée sur la pression acoustique surestime systématiquement la puissance acoustique. En ce qui concerne les deux autres méthodes, on constate qu'elles aboutissent

à une évolution du niveau global concordante. On note cependant des différences dans le spectre de bruit qui sont dues dans ce cas précis au montage des capteurs d'accélération (aimants) et au bruit de fond élevé à basse fréquence.

3. Caractérisation de l'énergie hydroacoustique produite par une pompe

3.1. Considérations générales

a) puissance « hydroacoustique »

Par analogie à la puissance acoustique rayonnée dans l'air, par la structure d'une pompe et qui est une grandeur intrinsèque à la machine, il serait souhaitable de définir la puissance « hydroacoustique » émise dans les tuyauteries d'aspiration et de refoulement sous forme d'ondes acoustiques dans les colonnes liquides. En supposant que l'essentiel de l'énergie est propagée sous forme d'ondes planes — ce qui est vrai en particulier dans les basses fréquences où se trouve l'essentiel de l'énergie (dans une tuyauterie de diamètre de 200 mm, la longueur d'onde à 100 Hz est voisine de 13 mètres) — on définirait la puissance hydroacoustique par :

$$W_H = S p^2 / \rho c$$

S : section de la tuyauterie (m^2)

p : pression fluctuante (en bars)

ρc : impédance de l'eau $\approx 1\,000 \times 1\,300 = 1\,310^6$

Ainsi, la puissance hydroacoustique produite par une fluctuation de 0,2 bar dans une tuyauterie de diamètre de 200 mm serait de l'ordre de 1 watt.

Il est à noter qu'une telle puissance hydroacoustique (1 watt) est en général très supérieure à la puissance acoustique qui serait émise dans l'air (quelques microwatts à quelques milliwatts). De plus, dans la plupart des installations, on doit considérer de manière complémentaire, les puissances hydroacoustiques émises dans les lignes d'aspiration et de refoulement.

En fait, la relation précédente ne fournit qu'une approximation de la puissance hydroacoustique pour deux raisons complémentaires :

- la mesure de pression fluctuante est tributaire des phénomènes d'ondes stationnaires qui s'établissent dans la canalisation où s'effectue la mesure et l'on peut constater à certaines fréquences des écarts considérables de niveau (pouvant dépasser 15 décibels) selon la position du capteur de pression (proche d'un ventre ou d'un nœud).
- la puissance hydroacoustique émise peut varier en fonction de l'impédance de charge du circuit et de l'impédance interne de la pompe, ces deux grandeurs étant elles-mêmes fonction de la fréquence.

b) Influence des phénomènes d'ondes stationnaires [Ref. 5]

Si l'on considère une onde plane d'amplitude p_0 et de la fréquence f frappant en $x = 0$ une paroi partiellement réfléchissante, la pression acoustique p qui résulte de la superposition des ondes incidentes et réfléchies présente une succession de ventres et de nœuds séparés par la distance $\lambda/4$ et l'on obtient alors une onde quasi-stationnaire (Fig. 13).

* L'intensité « apparente » I_a oscille entre une valeur minimale

$I_{a \text{ mini.}} = (p_0^2 / 2 \rho c) (1 - r)^2$ au niveau des ventres et une valeur maximale :

$I_{a \text{ maxi.}} = (p_0^2 / 2 \rho c) (1 + r)^2$ au niveau des nœuds;

On peut définir une intensité « moyenne »;

$$I_{a \text{ moy.}} = (p_0^2 / 2 \rho c) (1 + r^2)$$

Si l'extrémité est très réfléchissante ($r \approx 1$), les oscillations sont très marquées entre valeur nulle et $2 p_0^2 / \rho c$.

Si la réflexion est négligeable, l'intensité apparente correspond à celle des ondes propagations

$$I_0 = p_0^2 / \rho c$$

* L'intensité acoustique vectorielle I_x produit de la pression par la vitesse particulaire est donnée par la relation :

$$I_x = (p_0^2 / 2 \rho c) (1 - r^2)$$

Elle est constante tout le long de la tuyauterie :

— lorsque l'onde est propagative, sa valeur se confond avec celle de l'intensité apparente

— lorsque l'onde est parfaitement réfléchie, elle devient nulle, ce qui traduit bien que le flux d'énergie est nul.

* Dans la plupart des pratiques, les coefficients de réflexion oscillent entre 0,3 et 0,8 et l'on constate que l'intensité acoustique « apparente moyenne » est toujours supérieure à l'intensité vectorielle.

* La figure 14 (Ref. 6) représente les évolutions comparées des intensités « apparentes » minimales, maximales et moyennes et de l'intensité vectorielle pour différentes valeurs du coefficient de réflexion en amplitude r ; il est à noter que le coefficient de réflexion en énergie R est défini par $R = r^2$.

On constate ainsi par exemple que :

pour $R \approx 0,1$ ($r \approx 0,31$) $I_{a \text{ moy.}} \approx I_x + 1 \text{ dB}$

pour $R \approx 0,28$ ($r \approx 0,8$) $I_{a \text{ moy.}} \approx I_x + 7 \text{ dB}$

Afin d'illustrer ces phénomènes la figure 15 montre les 2 spectres de réponse à une excitation large bande (vanne) située à l'extrémité d'une tuyauterie de 30 mètres environ, dont l'autre extrémité comporte une discontinuité brutale d'impédance ($r \approx 0,75$); les 2 capteurs sont situés près de la source et à une distance l'un de l'autre égale à 4 mètres.

On constate des écarts de près de 15 décibels à certaines fréquences entre les valeurs mesurées aux ventres et aux nœuds et une amplitude fluctuant de près de 25 dB autour de certaines fréquences propres de la colonne liquide.

Sur la figure 16, on détermine à partir des déphasages entre les 2 capteurs précédents, les valeurs des coefficients de réflexion [Ref. 7] qui varient sensiblement entre 0,6 et 0,9 selon les fréquences.

Figure 17

Figure 18

Figure 19

Intensité apparente I_a et intensité I_s au point A (vitesse de la pompe : 1 200 tr/mn)

Figure 20

c) *Influence des impédances de la tuyauterie et de la pompe sur la puissance hydroacoustique produite.*

Si l'impédance interne de la pompe est élevée vis-à-vis de celle du circuit, l'énergie « débitée » sera peu dépendante du circuit et la pompe pourra être considérée comme « source de débit acoustique (ou de vitesse) imposé(e) » ; c'est en général, le cas des pompes à piston ; on peut faire l'analogie du cas d'une structure mécanique dans l'air dont le rayonnement n'est pas altéré significativement par l'environnement où elle se trouve (la puissance acoustique mesurée en chambre anéchoïque est la même que celle qui est déterminée en local très réverbérant).

Si l'impédance interne de la pompe est faible, à certaines fréquences vis-à-vis de celle du circuit hydroa-

que, alors l'énergie « débitée » pourra dépendre du circuit. Dans l'état actuel des connaissances, il n'existe guère de données pratiques concernant le comportement d'une pompe centrifuge vis-à-vis de ces problèmes.

3.2. Les différentes techniques envisageables

Cette première analyse avait pour objet de situer le problème dans sa généralité ; elle peut être de ce fait décourageante ; toutefois, la caractérisation de l'énergie hydroacoustique peut s'envisager à l'aide de trois méthodes approchées dont nous décrivons ci-dessus les domaines d'application et les limites.

a) *extrémité anéchoïque ou conduit infini*

On cherche à se placer dans le cas où $r = 0$, soit en utilisant une tuyauterie sans discontinuité de très grande longueur (peu réaliste) soit en connectant la pompe à une terminaison anéchoïque pour liquide (T.A.L.) qui peut posséder des propriétés de « non réflexion » jusqu'à des fréquences relativement basses (≈ 50 Hz pour les plus efficaces).

Les niveaux mesurés en différents points sont alors identiques en théorie et correspondent à ceux mesurés en onde progressive $I_0 = p^2/\rho c$, d'où l'on déduit la puissance hydroacoustique :

$$W_{10} = S p^2/\rho c$$

Sur le plan pratique des T.A.L. ont été développées depuis peu [Ref. 8], jusqu'à des diamètres de 200 mm et des pressions de 15 bars; le principe de réalisation repose sur l'adaptation progressive d'impédance entre tuyauterie rigide et canalisation souple et rien ne s'oppose à son extrapolation à de plus forts diamètres ou des valeurs de pressions plus élevées.

Un tel système est avant tout utile pour la réalisation d'essais sur plateforme et possède également une autre propriété très intéressante; placé entre la pompe et la vanne de décharge, il joue le rôle d'un silencieux très efficace en évitant au bruit hydraulique de la vanne de « remonter » dans la tuyauterie de refoulement.

Cette méthode de caractérisation est relativement simple de mise en œuvre et assez peu encombrante; elle a le grand avantage d'être reproductible d'un site à l'autre et de n'utiliser qu'une instrumentation très simple. Elle permet en particulier de comparer aisément des pompes d'un même type.

La *figure 17* montre la comparaison des valeurs des coefficients de réflexion mesurés avec une T.A.L. de diamètre 100 mm et avec un flexible de même diamètre sur la gamme 50 — 250 Hz. La *figure 18* montre la réduction apportée par la T.A.L. à l'amplitude des oscillations mesurées dans une conduite alimentée par une vanne.

La *figure 19* montre la réduction de l'écart d'amplitude observé sur les spectres de deux capteurs situés au refoulement d'une pompe centrifuge à 5 aubes.

b) *niveau moyen de pression fluctuante dans une tuyauterie de grande longueur*

Cette approche [Ref. 9] est l'analogue des mesures de puissance acoustique en chambre réverbérante. Elle consiste à implanter un grand nombre de capteurs (15 à 30) tout au long d'une tuyauterie relativement longue pour permettre l'établissement de résonances dans les basses fréquences et suffisamment réfléchissante à son extrémité pour donner lieu à des ondes stationnaires marquées.

On détermine alors une « intensité apparente » moyenne sur l'ensemble des capteurs, dont on pourrait déduire la puissance acoustique après connaissance des coefficients de réflexion.

Cette méthode a l'avantage de mieux simuler les conditions d'excitation habituelles des tuyauteries où règnent toujours des phénomènes d'ondes stationnaires et

elle permet d'avoir une meilleure indication des excitations appliquées en paroi interne de tuyauterie.

Toutefois, elle peut être critiquable sur bien des points :

- la densité des modes est insuffisante dans les basses fréquences où l'essentiel de l'énergie est produite.
- elle est réservée à une utilisation sur plateforme d'essais et reste très encombrante (plusieurs dizaines de mètres).
- elle est très coûteuse car elle utilise un grand nombre de capteurs et des moyens de calculs importants.

c) *mesure d'intensité acoustique vectorielle*

Cette approche constitue l'analogue de la mesure de puissance acoustique aérienne en milieu perturbé; elle permet en théorie, et à condition toutefois de pouvoir mettre en place au moins deux capteurs de pression à distance suffisante l'un de l'autre d'effectuer la mesure de I_x sur site industriel (Ref. 5).

Plusieurs difficultés sont toutefois à prendre en considération :

- lorsque le coefficient de réflexion est très élevé, l'intensité peut être très faible et difficilement mesurable; en effet, les erreurs de mesure augmentent lorsque le rapport de l'intensité moyenne à l'intensité vectorielle est élevé (> 10 dB).
- la connaissance de I_x ne fournit une indication sur la valeur de l'intensité I_0 en ondes progressives que si l'on peut déterminer simultanément le coefficient de réflexion.
- dans le cas où plusieurs sources sont connectées à la canalisation, la mesure d'intensité donne la somme algébrique des intensités créées par chaque source et il peut y avoir compensation conduisant à une intensité très faible alors que les niveaux de pression sont élevés; toutefois, ce phénomène est assez peu courant et la connaissance des spectres correspondant à chaque source permet souvent la séparation.

A titre d'illustration la *figure 20* fournit le spectre d'intensité et de pression hydroacoustique dans une tuyauterie située entre refoulement de pompe et vanne; les mesures d'intensité permettent le repérage aisé des raies correspondant à la fréquence de passage des aubes de la pompe ainsi qu'à ses harmoniques.

Sur le plan pratique, la mesure d'intensité acoustique dans les colonnes liquides s'effectue à l'aide de capteurs de pression à membrane affleurante ou d'hydrophones parfaitement appairés en phase ou dont la réponse en phase a été corrigée. Pour obtenir une bonne précision sur la mesure dans les basses fréquences, il est nécessaire d'avoir une séparation de plusieurs dizaines de centimètres entre capteurs. Le traitement des signaux s'effectue de manière analogue à celui des mesures classiques dans l'air.

La mesure directe de la vitesse particulaire peut également être envisagée afin de permettre la réalisation d'une sonde plus compacte.

Peu de travaux ont été publiés sur l'utilisation de l'intensimétrie en conduit de liquide et des études plus systématiques devraient être encouragées.

4. Conclusions

La caractérisation globale de l'énergie acoustique produite par une pompe devrait passer par la mesure simultanée du « bruit aérien » émis par le corps de la machine (puissance acoustique) mais également par la mesure du « bruit hydraulique » qui se propage dans les canalisations sous forme de pulsations de pression, et enfin par la mesure du « bruit solidien » qui correspond au flux d'énergie vibratoire injecté dans les structures porteuses et dans celles des tuyauteries.

Dans les situations industrielles, la puissance acoustique aérienne ne peut être déterminée que rarement en utilisant les méthodes normalisées de mesure, en raison du bruit de fond créé par les autres sources.

Depuis peu, les mesures d'intensité acoustique vectorielle permettent de s'affranchir de ces difficultés puisqu'elles donnent la possibilité d'« extraire » la puissance acoustique d'une pompe dans un environnement qui est de plus de 10 dB supérieur au bruit de la machine. Par ailleurs, les mesures des vitesses vibratoires sur la structure de la pompe permettent d'obtenir la « puissance acousti-

que rayonnante » qui est une estimation intéressante de cette puissance.

La mesure du bruit hydraulique s'effectue dans les tuyauteries d'aspiration et de refoulement de la pompe à l'aide de capteurs de pression instationnaire. Plusieurs méthodes sont actuellement envisageables pour caractériser le bruit hydraulique, qui permettent de prendre en compte ou d'éliminer l'effet des ondes stationnaires — mesure de l'intensité acoustique vectorielle — mesure à l'aide de terminaisons anéchoïques pour liquide (T.A.L.) — mesure dans une tuyauterie longue avec ondes stationnaires.

La « puissance hydroacoustique » ainsi déterminée peut être très supérieure (plusieurs ordres de grandeur) à celle qui est émise dans l'air.

La caractérisation de la « puissance vibratoire » reste, quant à elle, encore très complexe et d'importants travaux sont encore nécessaires avant d'envisager l'établissement de méthodes normalisées.

Références

- [1] TOURRET J., *et al.* — Etude expérimentale du bruit hydraulique à l'intérieur d'un corps de pompe centrifuge — *Comité technique de la S.H.F.*, 21 mars, 1985.
- [2] 2^e Congrès international sur les progrès récents dans la mesure de l'intensité acoustique. Senlis septembre 1985.
- [3] BOCKHOFF. — *Colloque VDI Baden Baden*, 1984, V.D.I. Berichte 526.
- [4] Document Commins BBM
- [5] BADIE CASSAGNET A. *et al.* — Application de l'intensimétrie acoustique à l'identification des sources de pulsation de pression dans les circuits. *Cetim Information*, n° 76.
- [6] BERNARD G., BADIE CASSAGNET A. — *Rapport interne Cetim*, novembre 1984.
- [7] BERNARD G., BADIE CASSAGNET A. — Terminaisons Anéchoïques pour canalisation de liquides. *11^e Congrès international d'acoustique*, Paris, 1983.
- [8] Brevet français 83 04 560.
- [9] *Etudes menées au N.E.L. sur les organes de transmissions hydrauliques.*

Discussion

Président : M. P. CORMAULT

M. le Président remercie les auteurs pour leur exposé extrêmement clair et passionnant sur les possibilités d'une mesure acoustique de qualité. Il ouvre la discussion sur la communication en rappelant qu'elle comporte deux parties.

Sur une question de *M. CAIGNAERT* concernant les performances des T.A.L. dans le domaine des basses fréquences, comparées à l'utilisation des techniques intensimétriques en conduite, *M. TOURET* précise qu'il n'a pas été fait de comparaison systématique avec les mesures intensimétriques. Jusqu'à 75 Hz environ, les résultats sont bons. Des essais ont été faits jusqu'à 50 Hz — meilleurs que sans T.A.L. — mais on n'a pas cherché à optimiser pour les fréquences inférieures à 100 Hz. Pour améliorer les performances dans les fréquences basses on peut allonger le dispositif, mais c'est au détriment de son coût.

M. CAIGNAERT remarque que près de la sortie de la pompe, par exemple, on mesure des fluctuations de pression liées ou non à des aspects propagatifs (bruit et pseudo-bruit). D'après *M. TOURET*, les T.A.L. sont suffisamment éloignées du refoulement pour que les effets propagatifs y soient prépondérants. *M. CAIGNAERT* souligne l'intérêt de mesures proches de la pompe pour en définir ses caractéristiques dynamiques, alors que *M. TOURET* remarque l'importance du phénomène propagatif dans l'excitation du circuit des tuyauteries (dont la surface est supérieure à celle de la pompe).

M. WEGNER pose alors trois questions :

- 1) Que signifient certains coefficients de réflexion présentés qui sont supérieurs à l'unité ?
- 2) Quelle perspective peut-on avoir pour l'usage industriel de la méthode intensimétrique dans le cas de grandes turbomachines verticales ?
- 3) Sachant que l'oreille humaine est un récepteur scalaire, peut-on néanmoins imaginer que les cahiers des charges soient rédigés en termes vectoriels ?

Réponses de *M. TOURET* :

- 1) C'est une question de précision de calcul au niveau de l'analyseur.
- 2) L'intensimétrie est une technique récente qui a débuté dans les années 1975, a eu ses premières applications industrielles en 1980, et est actuellement en cours d'évolution. Mais, d'après l'expérience acquise à ce jour, on peut dire que l'intensimétrie permet des mesures dans des conditions difficiles, sur des machines de grandes tailles. Dans certaines situations, pour lever des difficultés d'interprétation de résultats, il est bon de lui associer en parallèle des mesures de vitesse vibratoire. L'intensimétrie ne permet pas tout, il faut avoir conscience de ses limites, mais elle a apporté des informations très importantes au niveau de la hiérarchisation des données d'ensemble.
- 3) En ce qui concerne la normalisation en matière d'intensimétrie, un groupe de travail de l'I.S.O. s'occupe de la détermination de la puissance acoustique. D'ici à deux ans on peut penser qu'il existera des projets de codes d'essais intégrant ce type de mesure pour la puissance acoustique.

A propos de la technique de mesure, *M. VERRY* demande s'il n'est pas à craindre qu'une partie de l'énergie acoustique qui entre dans un volume de mesure n'y soit absorbée, de sorte que l'on sous-estimerait la puissance émise par la machine elle-même. Réponse négative de *M. TOURET*, car les machines sont généralement très réfléchissantes et il n'y a pas de problème majeur de perte d'énergie.

M. MATHIEU s'étonne qu'il n'ait pas été question d'absorbeur actif. *M. TOURET* justifie ce point par le fait que l'exposé traitait de la mesure des différentes formes d'énergie vibratoire produite par les pompes et non de la réduction de propagation entre deux éléments de tuyauterie. Le C.E.T.I.M. n'a pas travaillé sur ce

point, d'autres l'ont fait pour de très petites tuyauteries sur des circuits de transmissions hydrauliques en utilisant des absorbeurs actifs.

M. CANAVELIS indique que la littérature technique a rapporté des expériences avec un résonateur, intégré dans le bec de volute et accordé à une fréquence précise de la pompe.

M. DELCAMBRE intervient pour nuancer l'intérêt de séparer totalement les fluctuations de pression à caractère propagatif et celles dues à la turbulence car il n'est pas impossible que ces dernières, au voisinage de la pompe, réagissent sur la conduite elle-même, se propagent dans la structure et se retransforment à distance sous forme d'énergie acoustique. Il fait appel à ceux des participants qui souhaitent participer aux travaux de l'équipe EI, pour l'analyse de cette question.

M. TOURET précise que les spectres de pseudo-bruit sont à basses fréquences, en général assez pauvres au-delà de 300 à 400 Hz, et le plus souvent même de 100 Hz. Dans les expériences réalisées, à fréquences moyennes ou élevées, le pseudo-bruit s'atténue donc très vite. Mais effectivement le pseudo-bruit peut exciter la structure de la tuyauterie ponctuellement ce qui peut avoir des effets à grande distance.

M. RIEUTORD demande si, dans la définition de l'impédance, la célérité c tient compte de la déformation des conduits.

La réponse est oui : de l'ordre de 1250 à 1450 m/s, mais cela peut chuter.

Et à haute fréquence (quand la longueur d'onde est de l'ordre de grandeur du diamètre du conduit), que se passe-t-il ?

M. TOURET : En général, l'énergie acoustique produite par une pompe hors cavitation est très faible au-dessus de 1000 Hz (qui correspond à une longueur d'onde de 1,3 à 1,4 m).

M. CANAVELIS rappelle l'importance de l'impédance du circuit sur l'émission acoustique et se demande si ce problème ne rejoint pas les préoccupations du groupe de Travail n° 2 qui s'intéresse aux résonances hydrauliques et aux problèmes d'adaptation de la pompe aux circuits. D'autre part il s'interroge : quel est l'avenir des méthodes d'intensimétrie solidienne (qui intéresseraient considérablement les constructeurs et installateurs de machines pour connaître l'énergie transmise aux liaisons mécaniques telles que socles, pattes etc.) ?

Selon *M. TOURET*, une conférence sur ce sujet ne pourrait avoir lieu que lorsqu'il y aura des applications nombreuses, ce qui ne devrait pas se produire avant 5 ou 10 ans.

M. le Président passe la parole à *M. BALLAY* pour qu'il précise la 1^{re} partie de l'intervention précédente : au sein de la division « Applications Industrielles de la Mécanique des Fluides » il existe en effet un groupe de travail « Vibrations aléatoires des structures sous écoulement » qui, après avoir déposé ses conclusions il y a deux ans, s'est reconstitué sous l'égide de *M. CAILLOT*, autour de 2 axes de travail : l'un concerne plutôt le comportement vibratoire des structures sous excitation aléatoire (écoulement), l'autre tentera, à partir de cas concrets, d'améliorer la connaissance des phénomènes du type résonance hydraulique des systèmes. Ce type de travail est conforté par le fait que les circuits rayonnent au moins autant que la pompe elle-même. En effet, *M. CAILLOT* indique que le sous-groupe « Instabilité des circuits comportant une machine — résonance hydraulique » a des préoccupations communes avec celui traitant de « bruits hydrauliques » dans la mesure où le bruit peut-être l'une des conséquences des fluctuations de pression dans le circuit. Par ailleurs, les fluctuations de pressions engendrées dans l'installation ont une influence sur sa stabilité et dépendent des caractéristiques générales de l'aménagement ; ce problème dépasse alors largement le cadre des seules turbomachines.

(voir la fin de la discussion à la page suivante)

M. FANELLI intervient pour observer que la gamme des fréquences auxquelles s'intéresse le sous-groupe « Résonance hydraulique », est bien en-dessous des quelques centaines ou milliers de Hertz évoqués, et qu'il serait bien difficile de prévoir avec exactitude l'impédance du système hydraulique à de telles fréquences.

M. FANELLI questionne d'autre part M. TOURET à propos de la méthode de mesure de niveau moyen de pression dans une tuyauterie très longue : Ne pourrait-on remplacer les nombreux capteurs nécessaires pour cette sorte d'intégration dans l'espace

par une fibre optique, installée à l'intérieur de la conduite, et qui est susceptible de réaliser une sorte de microphone très étendu et très sensible ?

M. TOURET ne connaît pas cette nouvelle technologie, mais indique également la possibilité de déplacer un capteur à l'intérieur de la conduite.

M. GARNIER fait remarquer que le nombre élevé de capteurs vise à créer une statistique sur p^2 alors qu'un capteur étendu permettrait d'atteindre une moyenne sur p (ce qui, sur un mode propre, conduirait à un résultat nul :).