

UTILISATION DE L'INTENSITE ET DE LA PUISSANCE
ACOUSTIQUES POUR L'IDENTIFICATION DES SOURCES DE BRUIT

G. LEMIRE
J. NICOLAS

G.A.U.S.
Département de génie mécanique, Université de Sherbrooke,
Sherbrooke (Québec), J1K 2R1

SOMMAIRE

La mesure de l'intensité et de la puissance acoustiques livrent des informations précieuses pour l'identification des sources dominantes de bruit et pour l'élaboration d'une solution judicieuse et efficace au problème qu'elles causent. Cet article décrit une étude de cas où des solutions proposées, sans avoir recours à la puissance sonore, se sont avérées inefficaces. Il est démontré comment l'intensité et la puissance acoustiques peuvent prédire les résultats obtenus et identifier les sources qui doivent être traitées.

ABSTRACT

Sound intensity and sound power are useful informations to identify and rank noise sources, and to guide the noise control engineer toward an effective solution. This paper describes a case study where solutions proposed without the knowledge of sound power have proven to be ineffective. It is shown how this result could have been predicted by sound intensity and power measurements and how these last point out the sources that should have been treated.

INTRODUCTION

Les progrès récents de l'électronique permettent aujourd'hui de mesurer adéquatement et facilement l'intensité acoustique. Ce paramètre n'est pas nouveau puisqu'il est connu depuis les débuts de l'acoustique, tout comme la pression sonore et la puissance acoustique; cependant, sa mesure expérimentale a, jusqu'à ces dernières années, toujours été pour le moins problématique.

L'intensité acoustique est définie [1] comme étant le flux d'énergie sonore par unité de surface et est obtenue par le produit de la pression sonore par la vitesse des particules. La pression est une quantité scalaire; la vitesse par contre est une quantité vectorielle (une direction et un sens), ce qui fait que l'intensité l'est aussi. Cet aspect vectoriel confère à l'intensité deux applications fort utiles. Un, l'intensité acoustique permet de localiser une source de bruit: pour une direction donnée, l'intensité change de signe (i.e. sens) lorsque le

capteur dépasse la source. Deux, lorsque, dans une salle quelconque, on intègre le produit de l'intensité par une surface élémentaire sur une surface fermée enveloppant en totalité une source de bruit, nous obtenons le flux net d'énergie produit par cette seule source, donc sa puissance acoustique, qu'il y ait ou pas d'autres sources à l'extérieur de cette surface.

Or la connaissance de la puissance acoustique irradiée par une source de bruit est fondamentale. C'est le paramètre qui caractérise le mieux une source parce qu'il est indépendant de l'environnement dans lequel se trouve la source, à l'instar de la pression sonore. Une même source de bruit produira un niveau de pression plus élevé dans un environnement réverbérant que dans un milieu anéchoïque; sa puissance demeure cependant la même. Par ailleurs, il est possible de dériver de la puissance de la source le niveau sonore qu'elle produit si le milieu est connu [1,2].

La puissance acoustique est donc le critère selon lequel les différentes sources de bruit en présence peuvent être classées par ordre d'importance; ce même classement indique l'ordre dans lequel les sources de bruit doivent être traitées en vue d'une réduction efficace du niveau sonore. L'intensité acoustique, quant à elle, permet la mesure sur place de la puissance acoustique et d'associer un son à sa source (localisation).

Nous présentons dans cet article un rappel sur la théorie de la mesure de l'intensité et de la puissance acoustiques, de même que les résultats et conclusions d'une étude que nous avons effectuée sur une machine à filer de l'industrie textile. Des solutions pour réduire le bruit, proposées par le manufacturier, ont été réalisées et se sont avérées inefficaces; nous verrons comment la puissance et l'intensité acoustiques peuvent expliquer ces résultats, comment elles pouvaient les prédire, et comment elles indiquent ce sur quoi doivent porter en priorité les efforts pour réduire le bruit.

MESURE DE L'INTENSITE ET DE LA PUISSANCE ACOUSTIQUES

Il est connu [1,3] que l'intensité acoustique I est obtenue par le produit de la pression sonore P par la vitesse \vec{u} des particules d'air. La mesure de l'intensité requiert donc la mesure simultanée de la pression et de la vitesse. Cette dernière est difficilement mesurable. Cependant, l'utilisation d'une relation de la mécanique des fluides et d'une approximation par différence finie permet d'évaluer la vitesse u_r , composante de \vec{u} dans une direction portée par r , selon l'équation suivante:

$$u_r(t) = \frac{-1}{\rho} \int \frac{\partial P(t)}{\partial r} dt = \frac{-1}{\rho} \int \frac{P_2(t) - P_1(t)}{\Delta r} dt \quad (1)$$

où ρ est la densité de l'air, $P_1(t)$ et $P_2(t)$ sont les pressions instantanées captées par les microphones 1 et 2 respectivement et où Δr est l'écart entre les microphones; cette approximation n'est valable que si Δr est petit devant la longueur d'onde. La mesure de u_r en un point M de

l'espace requiert donc l'utilisation de deux microphones situés de part et d'autre du point M (voir Figure 1). Conséquemment, la pression $P(t)$ au point M peut être approximée par la demi somme de $P_1(t)$ et $P_2(t)$, de sorte que l'intensité instantanée au point M dans la direction portée par r est:

$$I_r(t) = P(t)u_r(t) \approx \frac{P_1(t)+P_2(t)}{2} \left(\frac{-1}{\rho}\right) \int \frac{P_2(t)-P_1(t)}{\Delta r} dt \quad (2)$$

L'équation 2 est l'expression de l'intensité instantanée. Dans la pratique, il est préférable d'avoir recours à une valeur moyenne sur une période de temps suffisamment longue pour minimiser les erreurs statistiques. De plus, il existe deux techniques pour évaluer l'équation 2. L'une est son évaluation directe par des circuits électroniques sommateurs et intégrateurs; la composition fréquentielle de l'intensité peut alors être obtenue par un filtrage en bandes à pourcentage constant (e.g. 1/3 d'octave). La seconde technique consiste à exprimer l'équation 2 dans le domaine fréquentiel avant toute mesure. Il est démontré [3,4,5] que l'intensité acoustique peut alors être exprimée par:

$$I_r(f) = \frac{-1}{2\rho\omega\Delta r} \text{Im} \{G_{12}(f)\} \quad (3)$$

où f est la fréquence, ω est la fréquence angulaire, Im désigne la partie imaginaire et où $G_{12}(f)$ est le spectre croisé des pressions $P_1(f)$ et $P_2(f)$. Puisque la fonction $G_{12}(f)$ est usuellement disponible sur les analyseurs à transformée rapide de Fourier à deux voies, l'équation 3 est généralement évaluée à l'aide d'un tel appareil; la résolution fréquentielle est alors constante sur toute la plage de fréquences et est déterminée par les paramètres usuels de l'échantillonnage.

Quelque soit la technique utilisée, l'évaluation de l'équation 2 est sujette à des limitations dues aux approximations sur lesquelles elle repose. L'erreur introduite peut être évaluée dans le cas de situations simples [6]. Par exemple, si nous prenons le cas d'une source ponctuelle émettant des ondes sphériques et la géométrie de la Figure 1, il peut être démontré [7] que l'expression de cette erreur ϵ est donnée par:

$$\epsilon = 10 \log_{10} \left\{ \frac{I_{\text{estimée}}}{I_{\text{exacte}}} \right\} = 10 \log_{10} \left\{ \frac{r^2}{r_1 r_2} \frac{1}{k \Delta r \cos \theta} \sin \left(\frac{2r}{r_1 + r_2} k \Delta r \cos \theta + \Delta \phi \right) \right\} \quad (4)$$

où k est le nombre d'ondes, θ est l'angle d'incidence et $\Delta \phi$ est l'erreur de phase introduite par l'instrumentation. Dans les conditions de champ éloigné et sous incidence de 0° , l'expression de ϵ se résume à:

$$\epsilon = 10 \log_{10} \left\{ \frac{1}{k \Delta r} \sin (k \Delta r + \Delta \phi) \right\} \quad \begin{array}{l} \text{champs éloigné} \\ \text{incidence } 0^\circ \end{array} \quad (5)$$

L'équation 5 indique bien qu'à basses fréquences ($k \Delta r$ faible) l'effet de $\Delta \phi$ est plus important qu'à hautes fréquences; par contre, en hautes fréquences ($k \Delta r$ grand), $\sin(k \Delta r)$ diffère considérablement de $k \Delta r$. La mesure de l'intensité acoustique est donc limitée en basses fréquences

à cause de l'erreur de phase introduite par l'instrumentation et en hautes fréquences parce que les approximations par différence finie et moyenne numérique deviennent de plus en plus erronées. La Figure 2 est la représentation de l'équation 5 en fonction de la fréquence pour un écart de 6 mm et des erreurs de phase de 0.3° , -0.3° et 1° respectivement. En basses fréquences nous constatons que l'intensité peut être surestimée ou sous-estimée dépendant du signe de l'erreur de phase $\Delta\phi$ et que le module de l'erreur est plus grand pour un $\Delta\phi$ plus grand. Aux hautes fréquences l'erreur de phase perd de son importance puisque les trois courbes convergent vers une seule. L'erreur y est principalement due aux approximations et est gouvernée par l'écart entre les microphones: plus Δr est grand plus l'erreur est grande. D'une part, l'instrumentation utilisée pour la mesure de l'intensité doit donc être des plus précises en phase pour permettre une mesure précise en basses fréquences, et d'autre part, l'écart entre les microphones doit être judicieusement choisi selon le contenu en fréquences du bruit pour assurer cette précision dans les hautes fréquences.

Différentes configurations concernant le capteur d'intensité peuvent être utilisées. Les plus répandues sont celles où les microphones sont soit face à face soit côte à côte. Chacune a ses avantages et ses inconvénients, et une certaine controverse à savoir laquelle est la meilleure persiste dans la littérature. Quelque soit la configuration utilisée, le capteur d'intensité est caractérisé par une même sensibilité théorique (excluant les effets d'obstacle et de diffraction). Cette sensibilité est définie par le rapport de l'intensité estimée sous l'incidence θ à l'intensité exacte sous incidence 0° ; la sensibilité du capteur idéal serait donnée simplement par $\cos \theta$. Dans le cas d'un capteur quelconque, elle est donnée par:

$$q = \frac{r^2}{r_1 r_2} \frac{1}{k \Delta r} \sin \left(\frac{2r}{r_1 + r_2} k \Delta r \cos \theta + \Delta\phi \right) \quad (6)$$

Cette sensibilité ne tend vers l'idéal $\cos \theta$ qu'en champ éloigné ($r \approx r_1 \approx r_2$), lorsque $\Delta\phi = 0^\circ$ et que $k \Delta r$ est petit. Pour illustrer, la Figure 3 est le tracé polaire de $10 \log \{q\}$ dans le cas où $\Delta r = 12$ mm, $\Delta\phi = 0.5^\circ$, $f = 100$ Hz en champ éloigné. Nous constatons le démarcage entre la sensibilité idéale (en pointillés) et celle du capteur. Par ailleurs le capteur n'a pas une sensibilité qui soit symétrique: les sensibilités aux angles θ et $\theta + 180^\circ$ ne sont pas les mêmes. Ceci cause une erreur lorsqu'en un point donné nous voulons déterminer le flux net d'énergie comme c'est le cas lors de la mesure de la puissance acoustique; dans le cas de la Figure 3, la différence des sensibilités à 0° et 180° est de 3.7 dB. Une erreur faible sur la phase ($\Delta\phi$) permet de minimiser cette dissymétrie et d'assurer une évaluation précise du flux net. D'autre part, il est à remarquer que la sensibilité minimale du capteur n'apparaît pas aux angles $\theta = 90^\circ$ et $\theta = 270^\circ$. La position du capteur par rapport à la source où l'intensité est nulle est obtenue en posant $q = 0$, ce qui donne:

$$\theta \Big|_{I=0} = \arccos \left\{ \frac{r_1 + r_2}{2r} \left(\frac{-\Delta\phi}{k \Delta r} \right) \right\} \quad (7)$$

Cet angle ne vaut donc 90° ou 270° que lorsque l'erreur de phase est nulle. En pratique cette erreur n'est pas nulle, ce qui explique pourquoi nous observons que l'intensité s'annule lorsque le capteur dépasse légèrement la source et non pas lorsqu'il est strictement en face de la source ($\theta=90^\circ$). Dans le cas de la Figure 3, la sensibilité est nulle aux angles $\theta = 113.5^\circ$ et $\theta = 246.5^\circ$.

L'intensité acoustique est une quantité vectorielle. Sa direction est celle dans laquelle le gradient de pression a été approximée pour livrer la vitesse u_r ; ceci signifie que cette direction est portée par l'axe qui joint les centres acoustiques des deux microphones. Le sens de l'intensité sur cette direction est fixé par le signe du gradient de pression [7]. Le sens de l'intensité dans une situation telle celle de la Figure 1 est positif, selon notre dérivation de l'expression de l'intensité. Si la source sur la Figure 1 était déplacée de façon à être à droite des microphones, le sens de l'intensité évaluée par l'équation 2 serait négatif, puisque le gradient de pression $[P_2(t)-P_1(t)]/\Delta r$ changerait de signe. Ceci explique le changement de signe de l'intensité observé lorsque le capteur d'intensité dépasse la source du bruit.

Cet aspect vectoriel est très utile pour localiser les sources de bruit et pour la mesure de la puissance acoustique W d'une source. Cette dernière est obtenue en intégrant le produit de la composante normale I_n de l'intensité par une surface élémentaire dA sur une surface S enfermant en totalité la source:

$$W = \int_S I_n dA \quad (8)$$

Cette méthode a plusieurs avantages: 1) l'intensité peut être mesurée dans le champ proche; 2) il n'y a pas de contrainte quant à la forme de la surface de mesure; 3) la mesure peut être effectuée en présence d'autres sources ou en milieu réverbérant, dans bien des cas. Cette dernière particularité vient du fait que la formulation de l'intensité acoustique (équation 2) donne en fait la valeur nette de l'intensité au point de mesure: l'intensité en provenance de l'extérieur de la surface de mesure (sens négatif) est soustraite de l'intensité issue de l'intérieur de la surface (sens positif). Globalement, toute l'énergie acoustique pénétrant à l'intérieur de cette surface en sort ultérieurement, s'il n'y a pas d'absorption à l'intérieur de la surface; il en résulte que les autres sources ou les réflexions n'ont aucune influence sur la mesure de la puissance et que celle-ci peut être faite dans les conditions réelles d'opération, sur place.

En pratique, l'intégrale de l'équation 8 est approximée par une sommation finie sur un certain nombre N de points auxquels sont rattachés des éléments A de la surface totale S . Le choix du nombre de points et de leur emplacement est important: le principe général est de diviser la surface S en autant d'éléments de façon que l'intensité mesurée en un point de chacun des éléments soit représentative de l'intensité en tous les points de cet élément. Ce principe peut conduire à un nombre important de points. Selon notre expérience de ce genre de mesures, des élé-

ments d'environ 0.5 m^2 et de forme carrée mènent généralement à de bons résultats.

DESCRIPTION DE LA MACHINE A FILER

Le procédé de filage à anneaux dans l'industrie du textile primaire en est un qualifié d'assez bruyant. Le filage consiste à produire un fil fin et résistant à partir d'une mèche par torsion et traction. Les vitesses de rotation de certains éléments d'un métier à filer atteignent les 12 000 rpm ce qui a pour effet d'irradier du bruit des basses aux hautes fréquences.

Nous avons étudié de près les caractéristiques sonores d'un modèle particulier de métier à filer. La Figure 4 est une photographie du métier étudié. Les dimensions de cette machine sont approximativement de 14.8 m de long, 1.07 m de large et 2.1 m de haut incluant les supports de mèche. Cette machine peut être divisée en trois sections: la tête renferme les moteurs et mécanismes d'entraînement, de même qu'un puissant aspirateur pour les fibres en suspension; la queue renferme quelques mécanismes secondaires; le corps de la machine, qui s'étend sur 75% de la longueur totale, comporte deux rangées (une de chaque côté) de 126 broches où sont produits et emboînés autant de fils. La Figure 5 montre quelques unes de ces broches; les différentes constituantes y sont identifiées.

RECOMMANDATIONS DU MANUFACTURIER

La compagnie qui exploite plusieurs dizaines de ces machines a eu recours dans un premier temps à leur manufacturier. Celui-ci a recommandé trois modifications en vue d'une réduction du bruit : 1) installation d'un silencieux à la sortie de l'aspirateur; 2) installation de supports d'anneau en élastomère pour réduire les vibrations transmises au rail supportant les anneaux; 3) remplacement des poulies métalliques de tension des courroies d'entraînement des broches par d'autres faites de plastique, pour diminuer la radiation de bruit. Toutes ces modifications ont été effectuées successivement. Des mesures de la pression sonore ont été effectuées en cinq positions le long de la machine avant les modifications et après chacune des modifications de façon à pouvoir juger la réduction apportée par chacune. Les résultats de ces mesures sont résumés dans le Tableau 1.

Ces résultats démontrent que les supports d'anneau en élastomère ne s'avèrent pas d'une grande utilité et que les poulies de tension en plastique n'apportent qu'une réduction marginale. Ces deux modifications auraient dû avoir un effet beaucoup plus marqué selon le manufacturier. Le silencieux par contre apporte une réduction appréciable de 4 dBA au niveau de la tête de la machine.

MESURE DE LA PUISSANCE ACOUSTIQUE

Nous avons procédé à la mesure de la puissance acoustique de la machine à filer avant de procéder aux modifications décrites auparavant. Pour ce faire nous avons utilisé l'analyseur d'intensité acoustique BK3360 couplé à un ordinateur, pour effectuer les calculs de la puissance; nous avons eu recours à des microphones de 6 mm distants de 6 mm ce qui nous assure une erreur maximale de 1.5 dB aux extrémités de la plage de fréquences de 160 Hz à 12.5 kHz (voir Figure 2). L'analyse a été effectuée en bandes tiers d'octave; la pondération A a été appliquée sur les valeurs numériques au niveau du calculateur pour éviter l'éventuelle erreur sur la phase introduite par l'utilisation des deux filtres de pondération A (un filtre pour chaque canal). Nous avons utilisé un total de 225 points de mesure répartis sur une surface parallélépipédique de dimensions 15 m de long, 1.27 m de large, 1.2 m de haut; l'aire moyenne associée à chaque point de mesure était de 0.258 m². La puissance totale W_k dans la bande tiers d'octave d'indice k a été obtenue par l'évaluation de l'équation suivante:

$$W_k = 10 \log_{10} \left[\sum_{i=1}^{225} I_{ki} A_i / 1pW \right] - C_k \quad (9)$$

où I_{ki} est la composante normale de l'intensité acoustique, dans la bande tiers d'octave d'indice k, au point i, ou A_i est l'aire associée à ce point i, et où C_k est le coefficient de la pondération A relatif à la bande tiers d'octave d'indice k. Le temps d'intégration à chaque point fut de huit secondes.

La puissance totale mesurée est de 103.6 dBA, référés à 1 pW. La Figure 6 présente la composition fréquentielle de cette puissance.

IDENTIFICATION DES SOURCES

L'intensité acoustique a été mise à profit pour identifier la ou les sources responsables des composantes dominantes du spectre de la puissance (voir Figure 5) alors que toute la machine fonctionnait normalement. Grâce à cette technique nous avons constaté que: 1) les composantes à 315 et 400 Hz sont dues principalement à l'aspirateur situé en tête de machine; 2) les composantes de 1 600 et 3 150 Hz sont reliées aux broches et aux bobines qu'elles supportent; 3) les composantes à 5 000 et 6 300 Hz sont reliées aux anneaux, à leurs curseurs et aux poulies de tension.

ANALYSE DES RESULTATS

L'association des composantes de la puissance et de leurs sources principales nous permet à ce stade-ci d'expliquer les résultats présentés au Tableau 1.

L'aspirateur est une source dominante de bruit sur cette machine. L'installation d'un silencieux a permis de réduire considérablement le bruit au voisinage de l'aspirateur ce qui confirme que la source touchée est la bonne. Cependant l'efficacité du silencieux installé n'est pas suffisante. Un calcul théorique simple justifie cette idée. Supposons que le silencieux permet de réduire la puissance à 315 et 400 Hz (97.8 et 89.1 dB) de 4 dB (à 93.8 et 85.1 dB), la puissance totale est réduite de 103.6 à 102.7 dB, donc une réduction de 0.9 dB. Cette diminution de la puissance totale injectée dans le local se traduit par une diminution de même grandeur du niveau moyen de la pression. Or la réduction moyenne mesurée dans le local (voir Tableau 1) suite à l'installation de ce silencieux est de 0.9 dB. Ce calcul indique donc que la performance du silencieux est une réduction de 4 dB de la puissance émise, ce qui est bien peu si l'on considère que la composante à 400 Hz surpasse ses voisines par environ 10 dB. Bien que la source touchée soit la bonne, la solution apportée est insuffisante. Des travaux entrepris à l'Université de Sherbrooke ont permis de réaliser un silencieux prototype offrant une réduction de 12 dB de la puissance émise à 400 Hz [8].

L'installation des supports d'anneau en élastomère n'a pas apportée à toute fin pratique une réduction du bruit global. La raison est que la puissance qui leur est associée, 91.8 dB, est négligeable devant la puissance totale de la machine, 103.6 dB. En fait si le bruit de ces anneaux était parfaitement annulé, la nouvelle puissance totale serait de 103.3 dB, soit une minime réduction de 0.3 dB. La réduction du bruit que ces supports apportent est, dans les circonstances, négligeable et il est inapproprié de s'attaquer à cette source, toujours dans les circonstances actuelles.

La réduction moyenne apportée par le changement des poulies de tension n'est guère plus marquée que celle due aux supports d'anneau. Les puissances qui leur sont associées étant voisines, le traitement des poulies de tension ne peut qu'être du même ordre de grandeur que celui des anneaux, et donc négligeable. Le traitement prioritaire de ces sources, c'est-à-dire avant de traiter les autres sources plus importantes, n'est pas justifiable.

Le spectre de la puissance (Figure 6) indique par ailleurs que les bobines et les broches sont une source importante de bruit. La somme des composantes de 1 600 à 3 150 Hz est égale à 98.9 dB, ce qui en fait une source légèrement plus importante que l'aspirateur. Il est étonnant que l'on n'ait pas tenté d'en réduire la puissance puisque cette source est dominante et qu'il existe de nouveaux types de broches qui sont plus silencieuses [9] que celles utilisées.

Par ailleurs, la connaissance de la puissance acoustique associée à chaque source permet de prédire la réduction moyenne du bruit apportée par une modification ou par un ensemble de modifications, donc permet d'orienter convenablement les efforts pour réduire le bruit. Le Tableau 2 résume les réductions prédites du niveau moyen obtenues par diverses modifications. Dans le cas qui nous préoccupe nous recherchons une réduction de l'ordre de 4 dB. Le Tableau 2 indique que la façon de l'obtenir est de traiter à la fois l'aspirateur (- 15 dB) et les bobines et broches (- 10 dB). Nous constatons que le traitement de l'aspirateur seul, des supports d'anneau seul ou des poulies seulement ne peuvent amener une réduction suffisante (- 1.5, - 0.3 ou - 0.3 dB); cette con-

stationnement aurait suffi à faire renoncer aux essais qui ont été réalisés dans cette étude et d'en éviter les coûts d'installation et de matériel.

La dernière modification envisagée au Tableau 2 est intéressante. Elle indique que le traitement des anneaux et poulies devient efficace (réduction additionnelle de $5.1 - 3.9 = 1.2$ dB) une fois que les sources dominantes (aspirateur, broches et bobines) ont été traitées convenablement, parce que les anneaux et poulies deviennent alors les sources dominantes. Au besoin cette modification pourra être envisagée.

Cette analyse indique donc que les efforts doivent porter d'abord sur la réduction du bruit produit par le ventilateur, les bobines et les broches. Toute autre solution préalable est mathématiquement et techniquement injustifiable.

CONCLUSION

La connaissance de la puissance acoustique et la mesure de l'intensité acoustique peuvent être mises à profit pour éviter des dépenses de temps et d'argent dans la recherche d'une solution efficace pour réduire le bruit.

REMERCIEMENTS

Les travaux décrits ont été subventionnés par l'Institut de Recherche en Santé et en Sécurité du Travail du Québec et par la compagnie Dominion Textile Inc.

REFERENCES

1. Reynolds D.D., Engineering Principles of Acoustics, Allyn and Bacon Inc., Toronto, 1981.
2. Lemire G., Nicolas J., "Image Method Prediction of Industrial Noise Levels - A New Algorithm", soumis à Noise Control Eng. J., 1984.
3. Gade S., "Sound Intensity (Part 1 Theory)", Bruel & Kjaer Technical Review, n° 3, 1982.
4. Chung, J.Y., "Cross-spectral Method of Measuring Intensity Without Error Caused by Phase Mismatch", J. Acoust. Soc. Am., 64, 1613-1616 (1978).
5. Krishnappa, G., "Cross Spectral Method of Measuring Acoustic Intensity by Correcting Phase and Gain Mismatch Errors by Microphone Calibration", J. Acoust. Soc. Am., 69, 307-310.
6. Thompson J.K., Tree D.R., "Finite Difference Approximation Errors in Acoustic Intensity Measurements", J. Sound and Vib., 75, 229-238 (1981).
7. Nicolas J., Lemire G., "Precision of Active Sound Intensity Measurements in a Progressive and a Non Progressive Field", soumis au J. Acoust. Soc. Am., 1984.
8. Benoît, R., "Réduction du bruit d'un aspirateur de tête de métier à filer", rencontre Association canadienne d'acoustique, Québec, 1984.
9. Mandl G., "Noise Control in Ring Spinning Rooms", Noise Control Engineering Journal, 18 (3), 93-99 (1982).

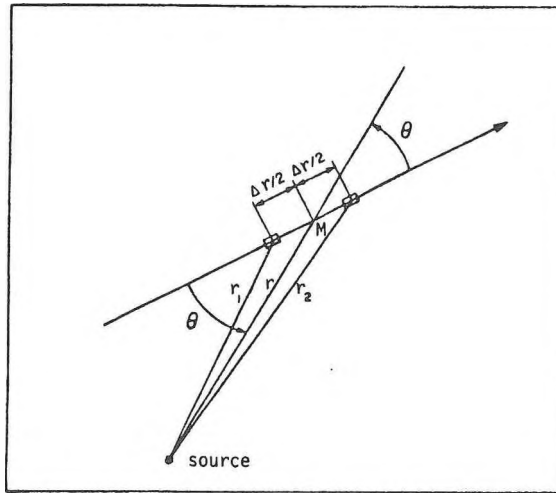


Figure 1. Géométrie et définitions

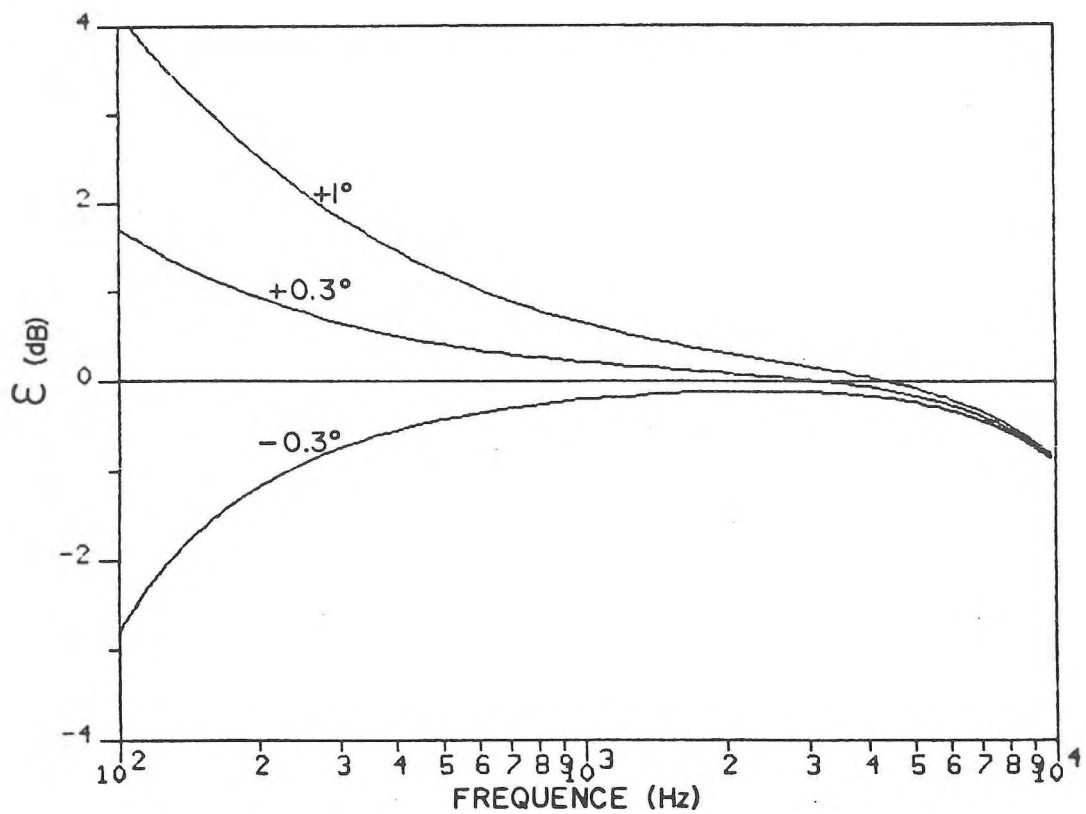


Figure 2. Erreur sur la mesure de l'intensité sous incidence de 0° en champ éloigné. $\Delta r = 6$ mm, $\Delta\phi = 0.3^\circ, +0.3^\circ, +1^\circ$.

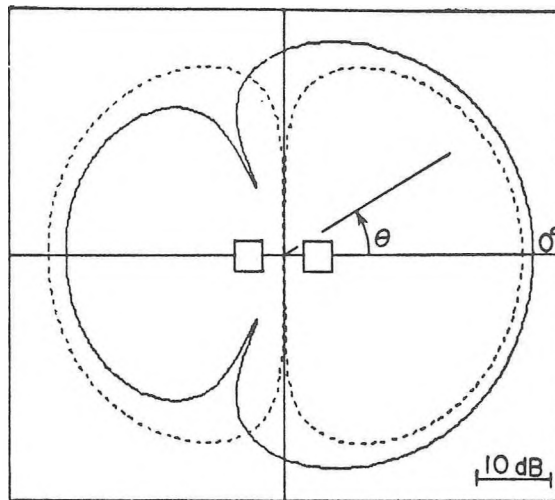


Figure 3. Tracé polaire du logarithme de la sensibilité en champ éloigné.
 ----- idéal; ——— $\Delta r = 12 \text{ mm}$, $\Delta \phi = 0.5^\circ$, $f = 100 \text{ Hz}$.

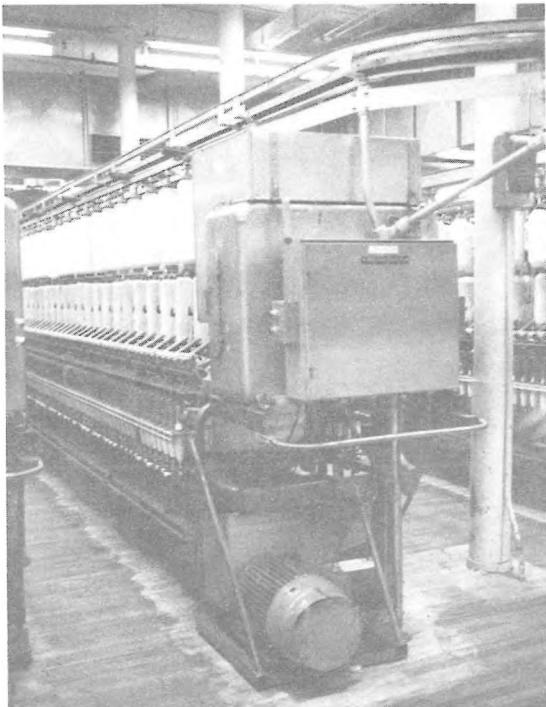


Figure 4. Vue d'ensemble du métier à filer.

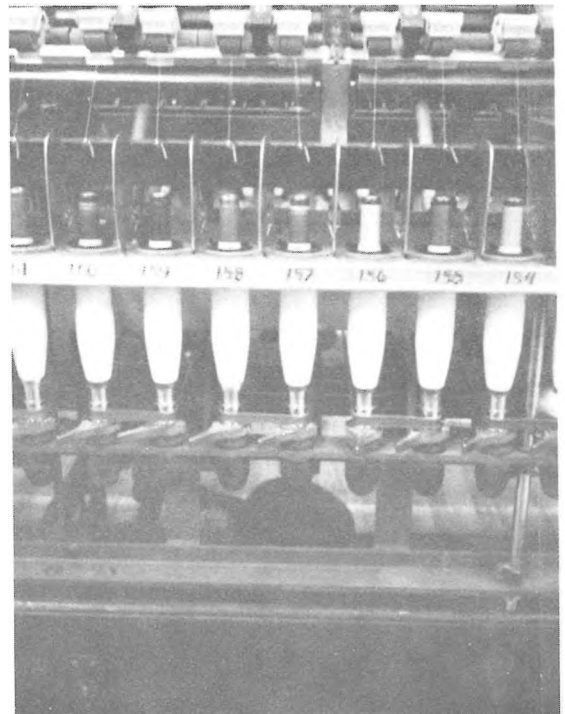


Figure 5. Vue d'une section du corps de la machine.
 a) anneaux, b) rail supportant les anneaux, c) bobines, d) broches (vue partielle), e) courroies d'entraînement, f) rail supportant les bobines. Poulies de tension non visibles.

	NUMERO DU POINT DE MESURE					
	1	2	3	4	5	moyenne
silencieux	-4.0	-0.5	-0.2	-0.3	-0.5	-0.9
supports d'anneau	0.0	+0.1	-0.1	+0.1	+0.1	0.0
poulie de tension	-0.1	-0.1	-0.3	-0.2	-0.1	-0.2

1 2 3 4 5



T: tête
Q: queue

Tableau 1. Réduction (dBA) du bruit apportée par chacune des modifications (une valeur négative indique une réduction).

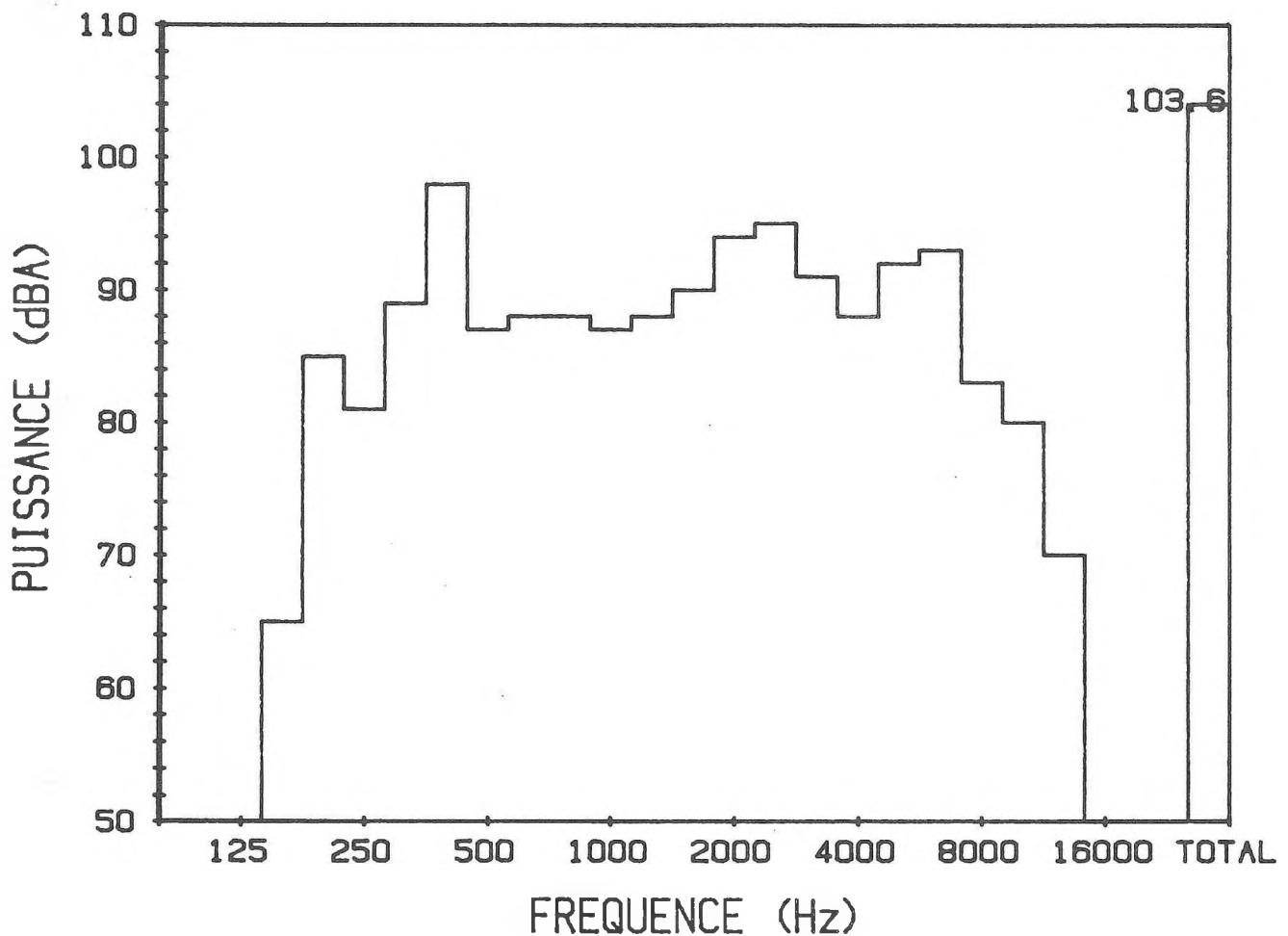


Figure 6. Composition fréquentielle (1/3 d'octave) de la puissance acoustique d'un métier à filer.

modification	réduction locale	réduction sur la puissance totale
aspirateur	-4 dBA à 315 et 400 Hz	-0.9 dBA
	-15 dBA à 315 et 400 Hz	-1.5 dBA
supports d'anneau	-5 dBA à 5 kHz	-0.2 dBA
	-10 dBA à 5 kHz	-0.3 dBA
poulies	-5 dBA à 6.3 kHz	-0.2 dBA
	-10 dBA à 6.3 kHz	-0.3 dBA
aspirateur plus supports d'anneau plus poulies	-15 dBA à 315 et 400 Hz -5 dBA à 5 k et 6.3 kHz	-2.1 dBA
	-15 dBA à 315 et 400 Hz -10 dBA à 5 k et 6.3 kHz	-2.4 dBA
aspirateur plus broches et bobines	-15 dBA à 315 et 400 Hz -5 dBA de 1.6 k à 3.15 kHz	-3.2 dBA
	-15 dBA à 315 et 400 Hz -10 dBA de 1.6 k à 3.15 kHz	-3.9 dBA
aspirateur plus broches et bobines plus supports d'anneau plus poulies	-15 dBA à 315 et 400 Hz -10 dBA de 1.6 k à 3.15 kHz -5 dBA à 5 kHz -5 dBA à 6.3 kHz	-5.1 dBA

Tableau 2. Réductions prévues du bruit pour différentes modifications de la machine à filer.