

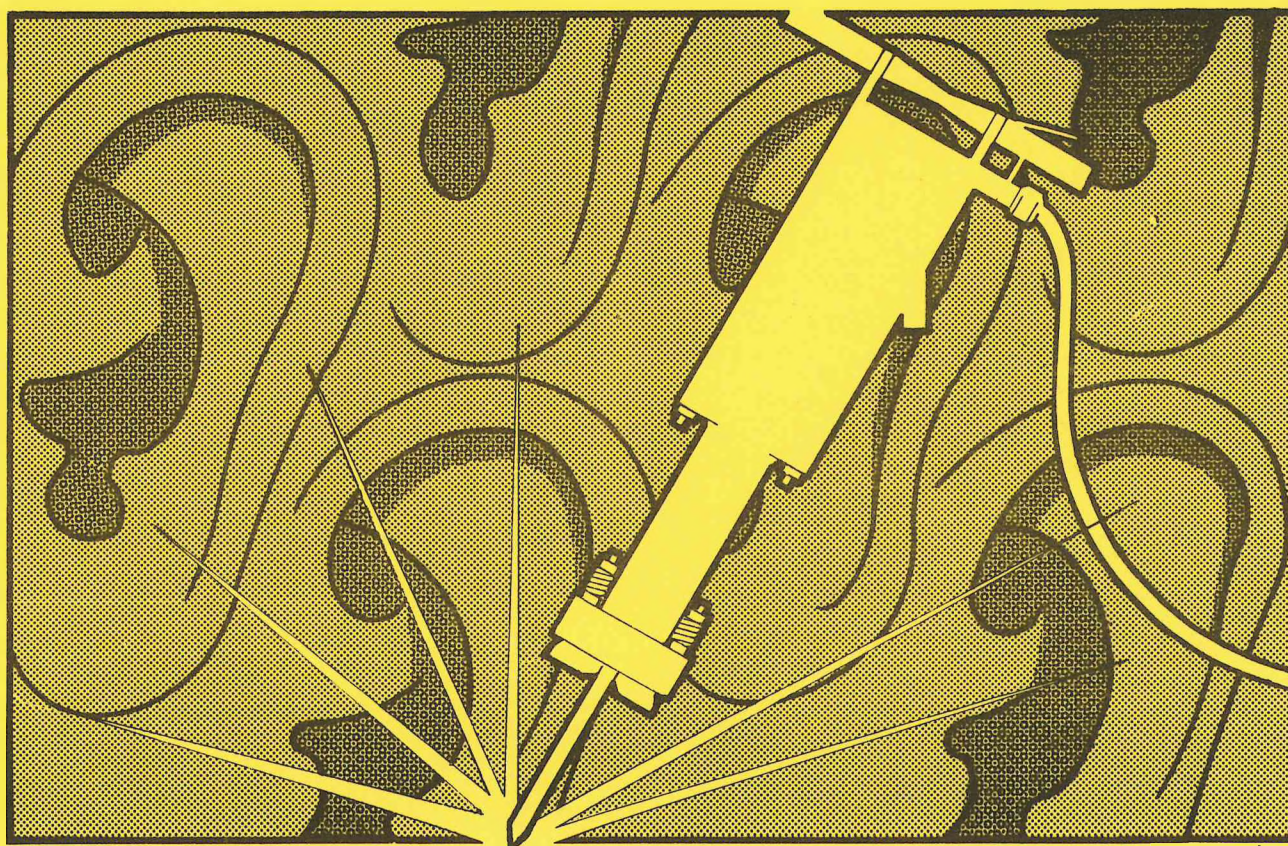
# canadian acoustics

## acoustique canadienne

JULY, 1985 - Volume 13, Number 3

JUILLET, 1985 - Volume 13, Numéro 3

Editorial	1
Acoustics Week 85/Semaine d'acoustique 85	2
Analyse des critères d'impulsionnalité des bruits dans le contexte des limites règlementaires d'exposition en milieu de travail R. Héту	4
Enclosures to Reduce Noise from Heat Pumps: Four Case Studies J. Fraser and J.D. Quirt	19
Étude sur maquette des effets d'interférences obtenu avec un écran ajouré déphaseur. Vérification théorique et applications possibles L. Droin, J-M Rapin et M. Amran	32
L'efficacité d'un écran en présence de surfaces d'impédance différents J.L. Berry, J. Nicolas et G. Daigle	40
News/Nouvelles	55



# canadian acoustics

The Canadian Acoustical Association  
P.O. Box 3651, Station C  
Ottawa, Ontario K1Y 4J1

Second Class Mail Registration  
No. 4692  
Undeliverable copies — return  
postage guaranteed.

Back issues (when available) may be obtained  
from the Associate Editor — Advertising  
Price \$4.00 incl. postage

CANADIAN ACOUSTICS publishes refereed articles and  
news items on all aspects of sound and vibration. Papers  
reporting new results as well as review or tutorial papers,  
and shorter research notes are welcomed in English or in  
French. Two copies of submission should be sent to either  
the Editor-in-Chief (English articles), or to the Editor  
(French articles). Complete information to authors  
concerning the required camera-ready copy is given in the  
first issue of each volume.

# acoustique canadienne

*l'Association Canadienne de l'Acoustique*  
C.P. 3651, Succursale C  
Ottawa, Ontario K1Y 4J1

*N° d'enregistrement (Poste  
deuxième classe) 4692.  
Copies non délivrées: affranchissement  
de retour est garanti.*

*Des numéros anciens (non-épuisés) peuvent  
être obtenus en écrivant au Rédacteur Associé — Publicité  
Prix: \$4.00 (affranchissement inclus)*

*ACOUSTIQUE CANADIENNE publie des articles  
arbitrés et des informations sur tous les domaines du  
son et des vibrations. Les manuscrits seront inédits ou  
bien des aperçus, ainsi que des notes techniques,  
rédigés en français ou en anglais. Deux copies seront  
soumises au rédacteur en chef (articles en anglais), ou au  
rédacteur (articles en français). La forme et la  
préparation des manuscrits exigées pour reproduction  
se trouveront dans le premier numéro de chaque volume.*

---

## Editor-in-Chief/ Rédacteur en chef

John Bradley  
Division of Building Research  
National Research Council  
Ottawa, Ontario K1A 0R6  
(613) 993-2305

## Editor/ Rédacteur

Gilles Daigle  
Division de physique  
Conseil national de recherches  
Ottawa, Ontario K1A 0R6  
(613) 993-2840

## Associate Editors/Rédacteurs associés

Printing and Distribution *Impression et Distribution*

Michael Stinson  
Acoustics, Division of Physics  
National Research Council  
Montreal Road  
Ottawa, Ontario K1A 0R6  
(613) 993-2840

Advertising *Publicité*

Tim Kelsall  
Hatch Associates Ltd.  
21 St. Clair Avenue East  
Toronto, Ontario M4T 1L9  
(416) 962-6350

P. Nguyen  
Noranda Research Centre  
240 Hymus Blvd.  
Pointe-Claire, Québec H9R 1G5  
(514) 697-6640

## Production Staff/Equipe de production

Secretarial / *secrétariat*: L. Ernst

Graphic Design / *maquette*: S. Tuckett

## EDITORIAL

Our July issue comes to you with the completed plans for our annual meeting and associated seminars scheduled for 30 September to 4 October. As this is earlier than previous meetings, the deadline for abstracts, 1 August, is earlier and our October issue must be mailed earlier so that it can reach you before the meeting. Consequently, those submitting abstracts to the meeting or advertising for the journal, please take note if you wish your material to be included in the next issue. While you are preparing your talk, why not also prepare a written version for CANADIAN ACOUSTICS? You might still make the next issue.

We have a new list of sustaining subscribers on the back cover of this issue. We would like to thank them for their support of our journal, and we hope that you will patronize them and our advertisers. Remember to tell them that you saw their name in CANADIAN ACOUSTICS.

The 12th ICA approaches ever closer and the second circular is now available from the ICA secretariat. Contributors should note that the deadline for preliminary abstracts is 31 August 1985. The 12th ICA will be a unique opportunity for many Canadians to take part in a major international acoustics conference.

Finally, we have further improved the type and layout of our news section in this issue. We welcome your comments concerning this change and possible future changes.

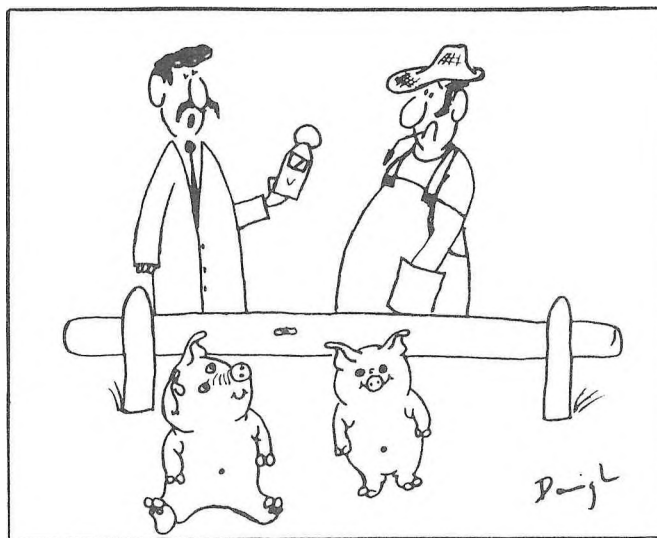
## EDITORIAL

La semaine d'acoustique, incluant le congrès annuel, se déroulera le 30 septembre au 4 octobre ici à Ottawa. Vous trouverez les détails du congrès dans ce numéro. Nous soulignons que la date limite pour réception des sommaires est fixé au 1 août 1985. Pour servir de programme, les sommaires seront publiés dans le numéro du mois d'octobre. Evidemment nous vous invitons à soumettre un article basé sur votre présentation à l'ACOUSTIQUE CANADIENNE.

La liste des abonnés de soutien a été révisée. Nous tenons à les remercier pour l'appui qu'ils apportent au journal. Nous espérons que vous allez les encourager en leur accordant votre clientèle.

Il reste maintenant à peine un an avant l'ICA 12. La deuxième circulaire vient d'être publiée. Si vous avez répondu à la première circulaire vous devriez normalement recevoir la deuxième automatiquement. Sinon, ou si vous n'avez pas répondu à la première, vous pouvez obtenir une copie de la deuxième circulaire en vous adressant directement au secrétariat de l'ICA 12. En particulier nous tenons à faire remarquer que les sommaires préliminaires doivent être reçus à Toronto avant le 31 août 1985. Vous trouverez de l'information supplémentaire au sujet de l'ICA 12 dans ce numéro.

Finalement, nous avons encore amélioré la typographie et la présentation de la section des nouvelles dans ce numéro. Nous invitons tous commentaires et suggestions nouvelles concernant ces changements.



Yes, I think you have a noise problem. That last oink hit 86 dB!  
Vous avez un problème de bruit monsieur! Le dernier grognement atteint 86 dB.

MONDAY-THURSDAY, 30 SEPTEMBER - 3 OCTOBER

- **"Industrial Audiometry and Hearing Conservation"**

4-day course (fee) (in English)

Contact: Gail Edmundson, Health Sciences, Algonquin College, (613) 725-7618

TUESDAY-WEDNESDAY, 1 OCTOBER - 2 OCTOBER

- **"Subjective and Objective Measurement of Loudspeakers and Criteria for Good Design"**

A review of existing knowledge about subjective and objective measurements will be presented. Alternative methods of performing laboratory, factory and field measurements of loudspeaker and room performance will be demonstrated and compared. The NRC National Facility will be on display. A nominal fee of \$100 covers refreshments, lunches, and course notes.

- Seminar presented by the Division of Physics, National Research Council (\$100) (in English)

- Contact: Dr. Floyd Toole, (613) 993-6139

CSA Committee on Acoustics and Noise Control

WEDNESDAY, 2 OCTOBER

- **"Noise Control in Buildings"**

Building Science Insight Seminar by the Division of Building Research, National Research Council (fee) (in English, see advertisement this issue)

- Contact: B.F. Stafford, (613) 993-0646

THURSDAY-FRIDAY, 3-4 OCTOBER

- **CAA Annual Conference**

Submission of papers on all aspects of sound and vibration are invited. A short (100-200 word) abstract is required by 1 August 1985 to ensure inclusion in the program and printing of the abstract in CANADIAN ACOUSTICS.

- Conference fees per day (for each of the two days) will be: \$15 for students, \$30 for members, and \$35 for non-members. The banquet, including wine, is expected to be \$30 and will follow the Annual Business Meeting on Thursday, 4 October.

- Submit abstracts to: Dr. R.E. Halliwell, Division of Building Research, National Research Council Canada, Ottawa, K1A 0R6

SPECIAL TECHNICAL SESSIONS

- **"Speech"**

Contact: Dr. M.J. Hunt, (613) 993-3408

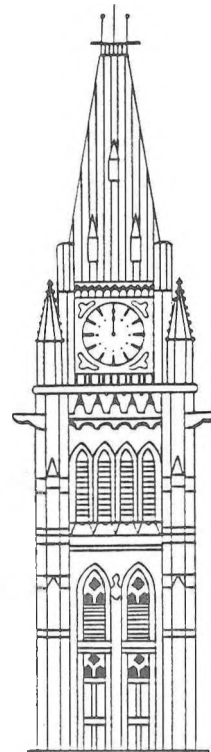
- **"Health Related Acoustics"**

Contact: D.A. Benwell, (613) 990-8892

- **"Building Vibrations"**

Contact: Dr. J.H. Rainer, (613) 993-2305

The conference will be held at the Chimo Inn (St. Laurent Boulevard and Highway 417, Ottawa, (613) 744-1060). Attendees are encouraged to stay at this hotel to benefit from the conference rates and to reduce the cost of meeting rooms for the CAA.



LUNDI-JEUDI, 30 SEPTEMBRE - 3 OCTOBRE

- **"Industrial Audiometry and Hearing Conservation"**  
Cours de 4 jours (frais) (en anglais)
- Contact: Gail Edmundson, Sciences de la santé, Collège Algonquin, (613) 725-7618

MARDI, 1 OCTOBRE

- **"Subjective and Objective Measurement of Loudspeakers and Criteria for Good Design"**  
Une revue de ce qui est connu des mesures subjective et objective sera présentée. Des méthodes alternatives d'obtenir des mesures sur la performance des hauts-parleurs et des salles en laboratoire, en usine et dans le champ seront démontrées et comparées. La facilité nationale du CNRC sera en exposition. Un frais nominal de 100\$ s'occupe du coût des rafraîchissements, des dîners et des notes de cours.
- Séminaire présenté par la Division de physique, Conseil national de recherche (100\$) (en anglais)
- Contact: Floyd Toole, (613) 993-6139  
Comité d'acoustique et contrôle du bruit du ACN

MERCREDI, 2 OCTOBRE

- **"Noise Control in Buildings"**  
Regard 85: Science du bâtiment, séminaire présenté par la Division du recherche en bâtiment, CNRC (frais) (en anglais, voir annonce dans cette publication)
- Contact: B.F. Stafford, (613) 993-0646

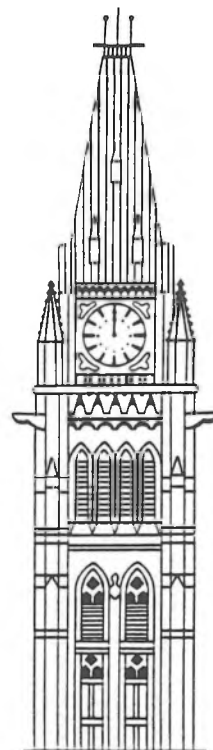
JEUDI-VENDREDI, 3-4 OCTOBRE

- **Conférence annuelle de l'ACA**  
Soumission de papiers sur tous les aspects du son et vibration est invitée. Un exposé de 100-200 mots est requis par le 1 août pour assurer qu'il soit inclus dans le programme et imprimé dans ACOUSTIQUE CANADIENNE.
- Les frais de conférence par jour (2 jours) seront: 15\$ - étudiants, 30\$ - membres, 35\$ - non-membres. Le banquet, au coût tentatif de 30\$ (vin inclus), suivra la réunion annuelle de business, jeudi le 4 octobre.
- Soumettre les exposés à: Dr. R.E. Halliwell, Division de recherche en bâtiments, Conseil national de recherche du Canada, Ottawa, K1A 0R6.

SESSIONS TECHNIQUES SPECIALES

- **"La parole"**  
Contact: Dr. M.J. Hunt, (613) 993-3408
- **"Acoustique reliée à la santé"**  
Contact: D.A. Benwell, (613) 990-8892
- **"Vibrations des édifices"**  
Contact: Dr. J.H. Rainer, (613) 993-2305

La conférence se déroulera au Chimo Inn (Boulevard St. Laurent et l'Auto-route 417, Ottawa, (613) 744-1060). Les conférenciers sont encouragés de rester à cette hotel afin de bénéficier des taux spéciaux de conférence ainsi de réduire le coût des salles de réunions pour l'ACA.



ANALYSE DES CRITERES D'IMPULSIONNALITE DES BRUITS  
DANS LE CONTEXTE DES LIMITES REGLEMENTAIRES  
D'EXPOSITION EN MILIEU DE TRAVAIL

Raymond Hétu  
Ecole d'orthophonie et d'audiologie  
Université de Montréal  
2375, Côte Ste-Catherine  
Montréal, Québec, Canada, H3T 1A8

SOMMAIRE

Les effets nocifs des bruits impulsionnels sur l'audition font, depuis quelques années, l'objet d'un nombre croissant de travaux de recherche. Cependant, l'influence spécifique des différents paramètres physiques de ce type de bruit est encore très mal connue. C'est vraisemblablement la raison pour laquelle les limites d'exposition aux bruits impulsionnels en milieu de travail ne prennent généralement en compte qu'une ou deux des multiples caractéristiques physiques de ces bruits. C'est aussi pour cette raison que les procédures d'évaluation de l'exposition aux bruits impulsionnels sont complexes et difficiles d'application. Les différents critères d'impulsionnalité des bruits sont examinés tant en termes de controverses scientifiques que d'application pratique. Une approche globale mais provisoire est proposée dans une perspective de recherche appliquée.

SUMMARY

The auditory effects of impulse noise have gained considerable interest among hearing researchers during the last decade. But available evidence relating hearing damage risk to the various physical parameters of this kind of noise still form a fragmental body of knowledge. Because of this situation, occupational exposure limits are often proposed or set in terms of only one or two of the various relevant characteristics of impulse noises or in terms of arbitrary discontinuities in the physical parameters of noise. Also, procedures for the measurement of exposure to industrial impact noise are rather complex and unpractical. Scientific issues and practical problems raised by several empirical definitions of "impulsiveness" are discussed. A provisional integrated framework is proposed and implications for future research are discussed.

INTRODUCTION

Au cours de la dernière décennie, le nombre de recherches sur les effets auditifs des bruits à caractère impulsionnel s'est accru considérablement. Il est probable que l'énoncé suivant, largement diffusé depuis 1976, ait directement contribué à cet intérêt accru pour les bruits impulsionnels: "It is the noise peaks of short duration which damage the ear to a significant degree" (P. Bruel [1]). Cette hypothèse, bien que très simple dans sa formulation, soulève un très grand nombre de problèmes tout comme la majorité des définitions de l'"impulsionnalité" des bruits.

Ces problèmes sont de deux ordres; ils se posent

- d'une part, en termes de validité scientifique, à cause du manque de données rigoureuses mettant en relation le risque d'atteinte de l'audition et les divers paramètres physiques des expositions aux bruits à caractère impulsionnel;
- d'autre part, en termes de difficultés rencontrées dans l'application des limites réglementaires d'exposition et des procédures dosimétriques dérivées des critères scientifiques de nocivité de ces bruits.

On devine aisément la contradiction apparente entre le besoin de critères scientifiques rigoureux et précis donc nécessairement **complexes** et celui de limites d'exposition faciles d'application donc reposant sur des règles **simples**.

La démarche scientifique appliquée à l'étude des effets auditifs du bruit a consisté en général à tenter d'isoler l'influence des différents paramètres physiques des ambiances sonores. Les résultats de cette démarche conduisent forcément à établir des discontinuités entre des ensembles d'événements acoustiques plus ou moins distincts. C'est particulièrement le cas des définitions de l'"impulsionnalité" des bruits, concept qui suppose des distinctions nettes entre, par exemple, des bruits de "courtes durées" et des bruits non-stables, intermittents ou stables. Dans la pratique, ces distinctions ne sont pas toujours utiles et sont parfois totalement artificielles. Ou alors, les critères scientifiques de nocivité des bruits ont dû être simplifiés à un point tel que la validité des limites d'exposition résultantes peut être remise en cause.

Dans les paragraphes qui suivent, différents critères d'impulsionnalité des bruits sont analysés à la fois sous le rapport des controverses scientifiques et des problèmes pratiques qu'ils soulèvent. Ces critères se réfèrent aux principaux paramètres physiques des bruits impulsionnels, en particulier

- à la pression acoustique de crête
- au facteur de crête
- au temps de montée
- au temps de décroissance
- à la cadence de répétition.

En conclusion, une solution provisoire à la problématique soulevée par cette analyse est proposée; il s'agit d'une approche globale qui apparaît acceptable tant au plan scientifique que pratique dans le contexte de l'évaluation du risque d'atteintes auditives en milieu de travail bruyant.

## ANALYSE DES CRITERES D'IMPULSIONNALITE DES BRUITS

### 1- Critères liés aux valeurs de pression de crête

Depuis plusieurs dizaines d'années déjà, on estime que le caractère nocif d'un bruit de courte durée, tel qu'un bruit d'arme à feu, est lié à sa pression acoustique de crête. Une discontinuité dans cette dimension suppose qu'une valeur **absolue** de pression de crête est susceptible de produire des effets traumatiques sur l'oreille, peu importe le nombre d'impulsions ou la durée d'exposition. Le concept de "niveau crête critique" est probablement adéquat pour décrire les effets de bruit dont le niveau de pression acoustique de crête ( $L_p$ ) atteint 145 ou 150 dB ( $L_{in}$ ) ou davantage [2]. A de tels niveaux, la tolérance mécanique des structures de l'oreille interne serait atteinte.

Toutefois, de tels  $L_p$  sont plutôt exceptionnels en milieu industriels. Le con-

cept de niveau crête critique s'applique dans ce contexte à des niveaux de bruit beaucoup plus faibles. En effet, l'exposition à quelques dizaines de bruits d'impact successifs (dont le temps de décroissance avoisine 0,5 sec) engendre une fatigue auditive importante lorsque le  $L_p$  des bruits atteint 125-130 dB (Lin). [3] Dans ces conditions, une augmentation d'à peine 3 dB du  $L_p$  entraîne un brusque accroissement de la fatigue auditive, c'est-à-dire un doublement du décalage temporaire des seuils d'audition [4].

La valeur en dB du "niveau crête critique" dépend des autres paramètres physiques des bruits impulsionnels; on doit donc considérer non pas une seule valeur absolue de pression de crête mais bien différents niveaux critiques en fonction des diverses caractéristiques des bruits impulsionnels.

Dans cette perspective, il faut certainement remettre en cause la validité scientifique des limites d'exposition au bruit fondées strictement sur une valeur crête des bruits de courtes durées. C'est le cas de règlements américains [5] et canadiens [6] stipulant que le  $L_p$  du bruit ne doit pas dépasser 140 dB (Lin). Dans la pratique, tout se passe comme si les pressions de crêtes inférieures à cette valeur étaient inoffensives quelle qu'en soit l'occurrence, en particulier si leur cadence de répétition est faible. Il n'est pas étonnant dans ce contexte que l'application de la réglementation (et malgré certains amendements récents [7]) donne lieu à des interprétations contradictoires au niveau métrologique, au point d'invalider les interventions des fonctionnaires chargés de leur application. Les résultats des procédures judiciaires intentées contre l'O.S.H.A. dans un cas maintenant célèbre d'exposition excessive à des bruits d'impact en font foi [8].

Des réserves semblables s'appliquent aux limites d'exposition aux bruits d'impact assorties d'une valeur seuil en termes des pressions de crête jugées nocives. C'est le cas notamment de la réglementation québécoise [9]: elle prévoit des limites d'exposition aux impacts dont le  $L_p$  atteint ou dépasse 120 dB (Lin). On estime ainsi que l'exposition à des bruits dont le  $L_p$  avoisinerait 110 ou 115 dB (Lin) serait pratiquement inoffensive, en particulier lorsque la mesure de la dose de bruit continu donne une valeur inférieure à 90 dBA.

Or, les résultats d'études de fatigue auditive montrent que tel n'est pas le cas, du moins pour l'exposition à des bruits d'impact dont le temps de décroissance s'approche d'une demi-seconde [10]; en effet, le  $L_p$  pour 1000 impacts par jour ne devrait alors pas dépasser 110 dB (Lin), soit un  $L_{Aeq,8h}$  d'environ 80 dB. Pour 5000 impacts, le  $L_p$  devrait être limité à 100 dB (Lin), le  $L_{Aeq,8h}$  correspondant étant alors inférieur à 80 dB.

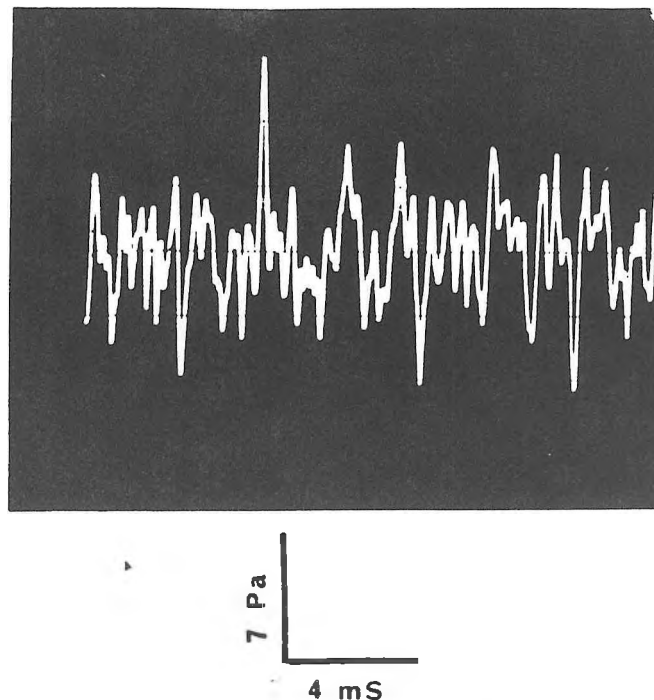
En somme, des valeurs limites d'exposition ont été définies en des termes simples, c'est-à-dire en fonction de la valeur crête du bruit; elles sont d'application facile, en principe du moins, mais au détriment de la préservation de l'audition.

D'un point de vue métrologique, toute valeur limite d'exposition définie en termes de niveau de pression de crête pose de sérieux problèmes: en tout état de cause, elle suppose qu'il est possible de prendre en compte la variabilité importante des valeurs crêtes des bruits à un poste de travail. Il faut alors être en mesure de procéder à des analyses statistiques des pressions acoustiques instantanées [11-12], opération relativement complexe au plan technique et coûteuse au plan des procédures d'échantillonnage.



## 2. Critères liés au facteur de crête

Certains ont prétendu que le facteur de crête du bruit (i.e. le rapport de la pression de crête à la pression efficace) représente la variable critique pour déterminer le caractère nocif des bruits en milieu de travail. [1,13].



**Figure 1:** Variations de pression acoustique générées par un haut-fourneau électrique en début d'opération.

D'un point de vue pratique, le concept de facteur de crête peut éventuellement fournir une base pour distinguer les bruits stables des bruits impulsionnels de même que les composantes impulsionnelles et non-impulsionnelles d'un bruit industriel complexe.

Ce problème est illustré à la Fig. 1, représentant les fluctuations rapides de la pression acoustique générée par un haut-fourneau électrique. Supposons par exemple que l'on définisse l'impulsionnalité en référence au facteur de crête d'un bruit blanc continu; on pourrait adopter comme critère une différence supérieure à 10 dB entre le niveau de pression de crête et le niveau de pression efficace mesurée en constante "lente". Ainsi, pour l'exemple de la Fig. 1, le niveau de pression efficace en constante "lente" est de 100 dB; une seule fluctuation de pression serait alors considérée dans cet échantillon comme signal impulsionnel parce que dépassant 110 dB crête.

Cette approche a en outre le mérite de prendre en compte la contribution éventuelle du **bruit ambiant continu** qui accompagne généralement l'exposition à des bruits d'impact en milieu industriel. Cette prise en compte fait généralement défaut dans les limites réglementaires d'exposition aux bruits impulsionnels. A la limite, c'est-à-dire pour des cadences de répétition des impulsions inférieures ou égales à une par seconde, les bruits continus et les bruits impulsionnels sont évalués comme si l'oreille exposée les traitait séparément. En fait, il y a interaction entre ces deux types d'exposition lorsque le niveau des bruits impulsionnels s'approche du "niveau crête critique" et le niveau de bruit continu ambiant est élevé (e.g. 100 dBA). [14]

Ce dernier résultat est cependant en contradiction avec l'hypothèse rapportée plus haut, à l'effet que la nocivité d'une exposition au bruit est fonction du facteur de crête. A niveau de bruits d'impact constant (voisin du niveau critique), l'élévation du niveau de bruit ambiant a pour effet d'abaisser le facteur de crête; pourtant, il accuse l'effet du bruit impulsionnel, à tout le moins chez certains sujets plus sensibles aux effets de ce type de bruit. [14]

En deçà de tels niveaux-limites, l'effet de l'addition d'un bruit continu à une exposition à des bruits d'impact semble bien correspondre à la somme des effets de ces deux types de bruit présentés séparément. [14-15]

En somme, le concept de facteur de crête présente un intérêt pour la définition de l'impulsionnalité des bruits industriels. Toutefois, très peu de données scientifiques peuvent, à ce jour, être invoquées pour établir qu'un facteur de crête donné représente la transition entre un bruit inoffensif et un bruit nuisible pour l'audition. Il n'en demeure pas moins essentiel de prendre en compte la contribution du bruit continu ambiant dans la définition de limites d'exposition aux bruits impulsionnels.

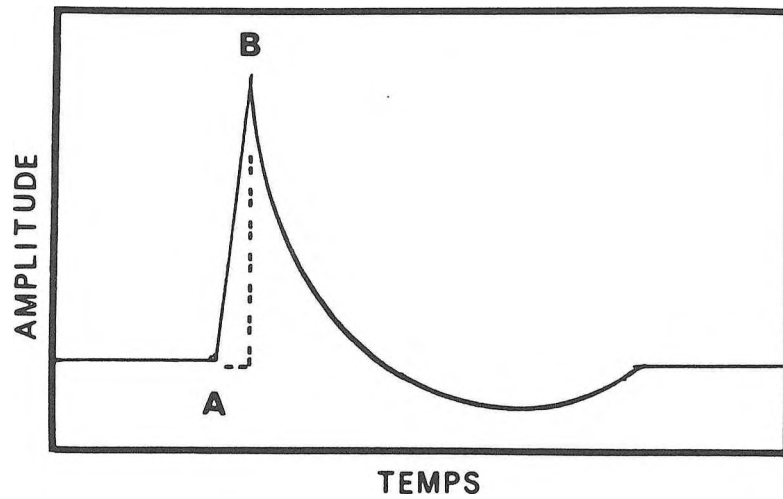
### 3. Critères liés au temps de montée

On serait tenté de définir l'impulsionnalité de signaux acoustiques isolés par leur temps de montée. Cependant, dans l'état actuel des connaissances, aucune discontinuité n'a été mise en évidence entre un "court" et un "long" temps de montée représentant une nette aggravation du risque d'atteinte de l'audition. En fait, on ne dispose pas de résultats d'études ayant examiné de façon systématique l'effet du temps de montée de signaux impulsionnels, étant donnée la difficulté de contrôler la variation de ce paramètre même en laboratoire.

On peut toutefois considérer le temps de montée dans le domaine fréquentiel [16]. Plus le temps de montée du signal impulsionnel est court, plus sa distribution spectrale s'étend vers les hautes fréquences. Ainsi, l'influence de ce paramètre est prise en compte dans les critères de nocivité des bruits impulsionnels définis en termes d'énergie spectrale critique [2,17]. Une telle approche offre un cadre suffisamment large pour traiter sur une base commune un ensemble de signaux impulsionnels de caractéristiques physiques très variées.

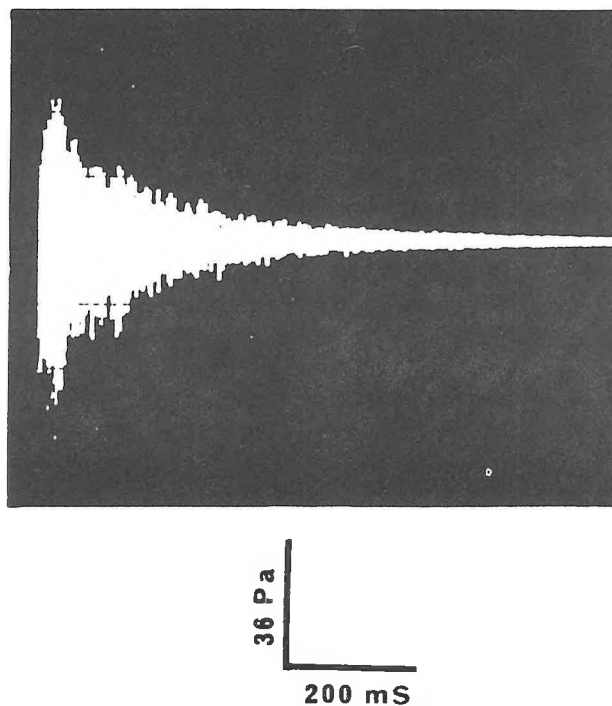
Elle soulève en outre un problème méthodologique important dans la comparaison des effets des bruits impulsionnels à ceux des bruits continus. En effet, dans les études sur cette question, on néglige généralement de s'assurer que le contenu spectral des deux types de bruit soit identique (voir réf. [18-20]). Les chercheurs sont alors portés à exagérer le pouvoir nocif des bruits à caractère impulsionnel.

Cependant, le concept d'"énergie spectrale critique" a été développé sur la base d'études concernant les effets de signaux acoustiques caractéristiques des bruits d'arme à feu produits en champ non-réverbérant [2,17]. Les limites d'exposition qui en découlent sont probablement valables pour ce type de bruit; ce n'est vraisemblablement pas le cas pour les bruits d'impact tel que rencontrés en milieu industriel. Il faudra examiner les effets de ce dernier type de bruit dans cette perspective nouvelle. Ceci exige cependant la mise au point de nouveaux dispositifs de production de bruit en laboratoire permettant de contrôler le temps de montée et le contenu spectral des bruits.



**Figure 2:** Schéma d'une onde sonore impulsionnelle d'après lequel le temps de montée est défini (temps écoulé entre les instants B et A).

Par ailleurs, la définition même du concept de temps de montée pose présentement un sérieux problème. On le définit comme le temps écoulé entre l'apparition de la variation acoustique et le moment auquel la pression de crête est atteinte [21]. Ceci s'applique très bien à des ondes de choc très simples telle qu'illustré à la **Fig. 2**; ce n'est pas le cas pour les bruits industriels. Si le caractère nocif du bruit était lié à la pente de la variation de pression acoustique dans le temps, cette définition conduirait à sous-estimer largement le risque d'atteinte en présence d'impulsions sonores réverbérées ou de bruits d'impact produits dans des structures complexes. En effet, dans ces conditions, il n'est pas rare que la pression maximale instantanée soit atteinte plusieurs millisecondes après la brusque fluctuation de pression initiale. Dans l'exemple illustré à la **Fig. 3**, la pression de crête est atteinte environ 45 millisecondes après le début du signal; cependant, la première fluctuation de pression acoustique atteint 130 dB (Lin) en moins de 60 microsecondes.



**Figure 3:** Oscillogramme d'un bruit d'impact produit par le choc de deux structures métalliques en champ réverbérant.

Il y a lieu de redéfinir le concept de temps de montée en fonction de la nature des bruits d'impact d'origine industrielle et d'examiner rigoureusement la contribution d'un tel facteur à la nocivité de ce type de bruit.

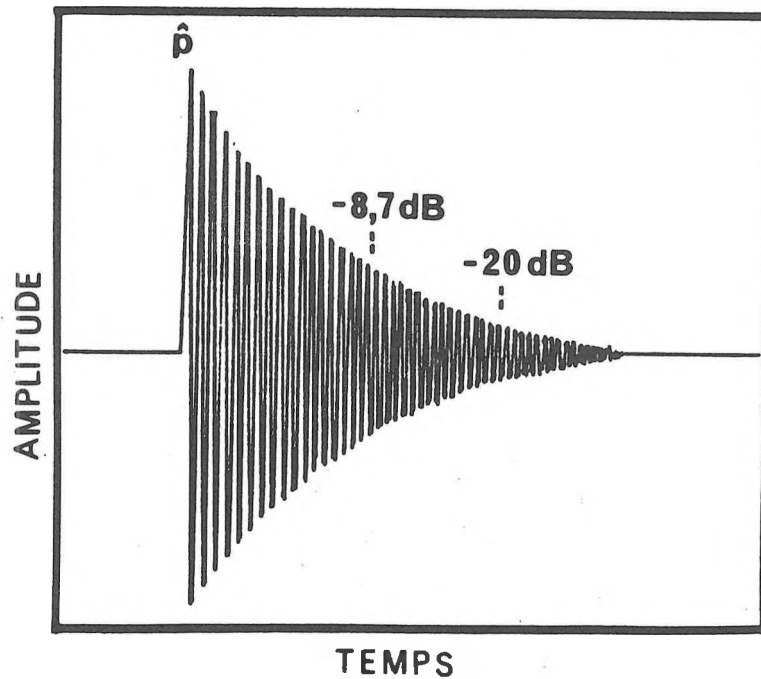
#### 4. Critères liés au temps de décroissance ou à la durée unitaire

La norme ISO-1999 (1975) [22] concernant l'évaluation de l'exposition professionnelle au bruit réfère à des signaux acoustiques qui ont un caractère non-impulsionnel: "La présente Norme internationale n'est pas applicable aux bruits impulsifs, c'est-à-dire d'une durée inférieure à 1 seconde ou aux transitoires isolés de haut niveau et d'une durée très brève, provenant par exemple de coups de feu". Cette définition, utile pour limiter le champ d'application de la norme, sous-tend une discontinuité entre bruits intermittents et impulsionnels; on suppose probablement que les sons de durées inférieures à une seconde sont plus nocifs que des sons de plus longue durée comportant le même cumul d'énergie sonore. Cette démarcation, dictée par la prudence, ne représente pas nécessairement une définition valide de l'impulsionalité des bruits. Il faudra sans doute attendre encore quelques années avant que les résultats d'études expérimentales fournissant tous les fondements d'une telle définition.

Dans l'intervalle, les différents critères de nocivité des bruits impulsionnels fondés sur les résultats d'études de fatigue auditive [21,23,24,25,26] accordent une grande importance au facteur durée unitaire des impulsions. De fait, l'acquisition de la fatigue auditive est, à niveau de pression de crête constant, une fonction exponentielle de la durée unitaire des bruits d'impact [3]. Cependant, le recours à l'un ou à l'autre critère soulève de sérieux problèmes d'ordre théorique et pratique.

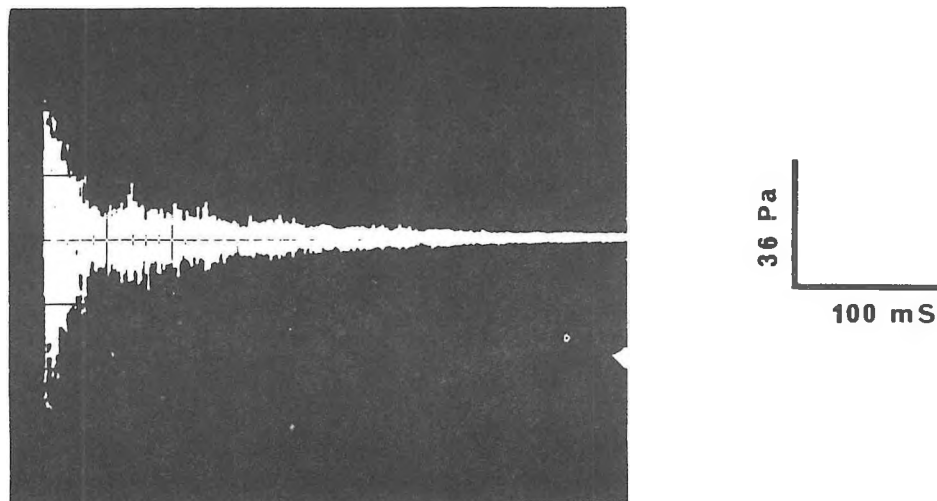
Au plan théorique, on note que le contenu spectral des bruits n'est pas pris en considération. Ils doivent donc être appliqués avec réserve aussi longtemps que l'influence de ce facteur important n'aura pas été pris en compte. Une telle omission remet d'autant plus en question leur validité que durée unitaire et nombre d'impulsions sont jugés comme des paramètres interchangeable. En effet, nombre et durée unitaire sont multipliés pour obtenir un seul paramètre correspondant à la durée d'exposition. Celle-ci, associée à la pression de crête, a servi à définir des doses limites de bruit impulsif [23-26]. Mais, il est improbable que l'augmentation du nombre d'impulsions soit effectivement équivalente du point de vue de la nocivité à l'augmentation de la durée unitaire; la distribution spectrale de l'énergie liée à un petit nombre d'impulsion de longue durée ne sera pas nécessairement équivalente à celle liée à un grand nombre d'impulsions de courte durée unitaire.

Au plan pratique, la mesure de la durée unitaire des bruits impulsionnels en milieu industriel pose des difficultés. Pour ce type d'ambiance sonore, on dispose d'au moins quatre définitions différentes de la durée des bruits impulsionnels [21,25,26,27]. A une exception près [26], elles réfèrent toutes à la durée de l'enveloppe d'une variation de pression acoustique assimilable à une **décroissance exponentielle**, comme l'illustre la Fig. 4.



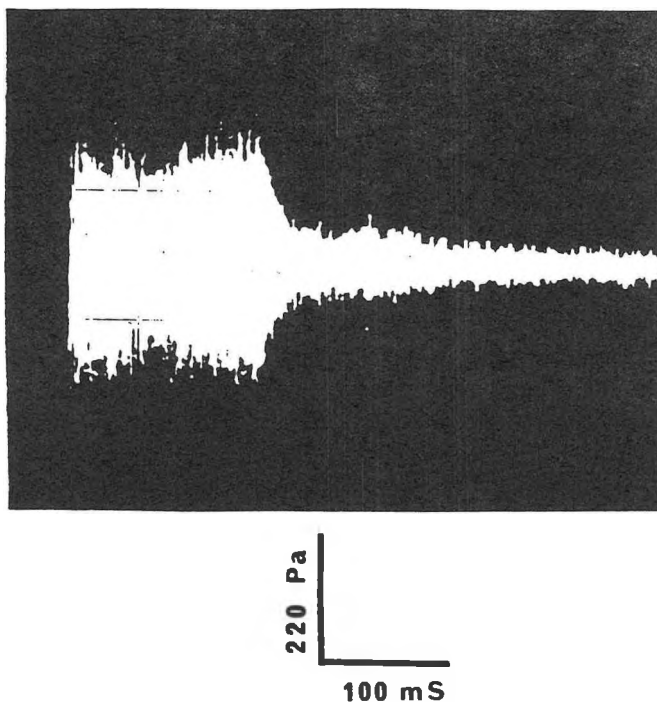
**Figure 4:** Schéma de l'onde de pression associée à un bruit impulsionnel produit en champ réverbérant. La durée de l'impulsion sonore est définie en termes de durée de l'enveloppe de variations de pression en-deçà de 8,7, de 10 ou de 20 dB de la pression de crête ( $P$ ) [voir réf. 27,25 et 21,23,24 respectivement].

Or, en milieu industriel, à cause de la réverbération des locaux et des résonances complexes des structures soumises à des impacts mécaniques, les bruits impulsionnels ne peuvent pas être assimilés dans tous les cas à de **simples** décroissances exponentielles [3,28]. La Fig. 5 illustre cette situation. De sérieuses erreurs de mesure de la durée des bruits d'impact peuvent en résulter.



**Figure 5:** Oscillogramme d'un bruit d'impact illustrant un effet tardif de rebondissement de la structure soumise au choc.

Dans certaines situations, aucune décroissance de la pression sonore n'est observable durant plusieurs dizaines de millisecondes; c'est le cas du bruit produit par l'échappement d'une cisaille pneumatique tel qu'illustré à la Fig. 6. La valeur crête de 147 dB (Lin) est atteinte après 140 mS (ceci posant en outre le problème de la définition du temps de montée); la durée de l'enveloppe en-deça de 8,7 de 10 ou de 20 dB de la pression de crête ne rend pas nécessairement compte de l'effet qu'aurait eu un bruit de même durée à simple décroissance exponentielle.



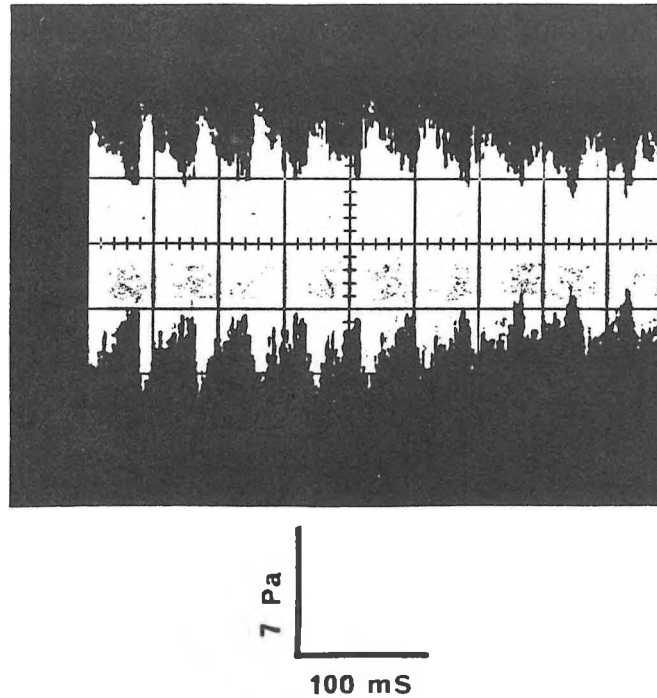
**Figure 6:** Oscillogramme du bruit produit par l'échappement d'une cisaille pneumatique.

En somme, la durée unitaire, bien que très importante dans la prédiction des effets auditifs des bruits impulsionnels, est très difficile à mesurer de façon fiable dans la pratique. Seul un traitement complexe des signaux acoustiques en laboratoire [29] permettrait, dans l'état actuel des choses, de quantifier ce paramètre de façon reproductible. Cela ne représente pas une solution adéquate à l'évaluation de milliers de postes de travail en milieu industriel.

La situation est en outre compliquée par le fait que les bruits d'impact peuvent apparaître à un rythme tel qu'ils se chevauchent dans le temps. Ce problème soulève la question de la cadence de répétition des bruits impulsionnels.

## 5. Critères liés à la cadence de répétition

Lorsque l'intervalle entre bruits d'impact successifs est inférieur au temps de décroissance de ces impacts, il y a chevauchement dans le temps entre les ondes de pression acoustique associées à chacun des bruits. Cette situation est illustrée à la Fig. 7. A la limite, l'intervalle pourrait être suffisamment court pour que des bruits impulsionnels soient assimilables à un bruit stable du point de vue de leur nocivité.



**Figure 7:** Oscillogramme du bruit d'un marteau piqueur illustrant le chevauchement des bruits impulsionnels dans le temps.

Quel serait le degré de chevauchement des bruits impulsionnels qui permettrait de considérer l'ambiance résultante comme un bruit continu? Cette question n'ayant pas fait l'objet d'expérimentations systématiques est encore sans réponse.

Au plan pratique, elle soulève un problème métrologique pour l'application des règlements concernant le bruit en milieu de travail. Certains auteurs [28,30] ont défini des classes de cadences de répétition en fonction de l'erreur de la mesure du cumul de l'énergie acoustique au moyen de sonomètres classiques. Sous diverses réserves, on peut établir certaines corrections systématiques et convenir d'un protocole simple d'enquête de bruit pour l'ensemble des ambiances sonores industrielles. D'autres auteurs font valoir que certains appareils à usage courant tels les dosimètres individuels peuvent très bien être utilisés dans toutes les situations sans même prévoir de correction [31]. Dans un cas comme dans l'autre, ces procédures comportent nécessairement une matière sujette à interprétation et par conséquent à conflits. Citons à nouveau le cas Collier-Keyworth [8]: l'usage d'un dosimètre individuel comme témoin d'une exposition excessive comportant des bruits d'impact à cadence de répétition relativement faible a été rejeté par la cour. On devine l'impasse à laquelle cette situation a conduit.

Dans une autre perspective, le problème de la cadence de répétition se pose à un niveau plus fondamental: les résultats d'études de fatigue auditive montrent bien que l'effet de la cadence est maximal entre 0,5 et 2 impulsions par seconde [3,16,32]; l'effet du bruit décroît nettement à des cadences inférieures et supérieures. C'est probablement la raison pour laquelle certaines limites d'exposition au bruit définissent les bruits d'impact en fonction d'une cadence de répétition inférieure à 1 par seconde [9]. Une telle proposition risquerait de sous-estimer très sérieusement le danger d'atteintes auditives; en effet, dans la pratique, une telle approche conduit à poser un postulat implicite invraisemblable à l'effet qu'en augmentant la cadence de répétition (donc la som-

me d'énergie acoustique) on diminue le risque d'atteinte auditive. En effet, une légère augmentation de la cadence (e.g. de 1 à 1,1 par seconde) ne se traduira pas par une augmentation sensible de la dose de bruit continu mesurée au moyen d'appareils classiques.

Or, les résultats des études épidémiologiques ont montré que le risque d'atteinte est fonction du cumul d'énergie acoustique [33]; cette relation semble valable également pour l'exposition aux bruits d'impact [34].

Il faudra certainement de nouvelles études pour trancher la question de la cadence de répétition. Dans l'intervalle, il est plus prudent d'adopter la position selon laquelle la nocivité de l'exposition aux bruits d'impact est fonction de l'énergie acoustique qu'elle comporte.

## CONCLUSION

L'analyse qui précède montre les nombreux achoppements associés à l'effort pour traduire en des critères simples, pratiques et universels, des résultats d'études expérimentales. Le caractère impulsionnel des bruits est tantôt défini d'après des critères scientifiques difficiles d'application, tantôt d'après des règles relativement simples et pratiques mais d'une validité limitée ou douteuse. La solution de certains chercheurs a été de définir l'"impulsionnalité" en termes opératoires (e.g. bruit impulsif: changement de pression dans des gaz produit par une arme à feu en champ libre; bruit d'impact: bruit produit par le choc entre deux corps solides [27]). Bien que satisfaisant pour la recherche, cela ne constitue pas une approche intégrée et simple pour l'adoption et l'application de limites admissibles d'exposition en milieu de travail.

Une solution provisoire qui apparaît acceptable à la fois au plan théorique [34-35] et pratique, consiste à se référer à l'intégration temporelle du niveau de pression acoustique pondéré A; il s'agit de généraliser l'emploi des mesures du niveau continu équivalent de pression acoustique pondéré A ( $L_{Aeq,T}$ ) [33] aux bruits à caractère impulsionnel.

Au plan métrologique, cette approche suppose l'utilisation d'un sonomètre intégrateur [voir par exemple réf. 36].

L'intérêt de cette approche est triple:

- elle repose sur des fondements scientifiques relativement acceptables, tant pour les bruits stables, intermittents ou non-stables que pour les bruits impulsionnels de niveaux crêtes inférieurs à 145 dB (Lin.) [37].
- elle s'applique à une majorité de conditions d'exposition en milieu de travail (il faudra bien entendu entreprendre de nouvelles études épidémiologiques pour en vérifier la validité dans une diversité de conditions)
- elle réfère à une seule relation dose-effet (ISO/DIS 1999-1984) [33] pour l'évaluation des risques d'altérations de l'audition.

Il est ainsi possible de s'affranchir des épineux problèmes de définitions de l'impulsionnalité des bruits et de proposer des limites acceptables d'exposition en milieu de travail.

Il s'agit bien d'une solution **provisoire** applicable dans l'immédiat. En effet, des résultats d'études épidémiologiques récentes ont montré que des bruits d'im-



pact pouvaient, dans certains cas, être légèrement plus nocifs que des bruits stables d'énergie équivalente [38-39]. Les conditions d'exposition pour lesquelles on dispose de telles données sont encore trop limitées pour préciser la nocivité relative des bruits impulsionnels par rapport à celle de bruits stables d'énergie équivalente. A moyen terme, on pourra envisager l'ajout d'un terme correctif au  $L_{Aeq,T}$  (par exemple une majoration de 5 dBA [40]) pour rendre compte de la nocivité particulière des bruits impulsionnels.

A plus long terme, il faudra compter sur plusieurs années de recherche expérimentale afin de bien connaître les effets des divers paramètres physiques des bruits impulsionnels et de leurs interactions mutuelles. Il devrait alors être possible de définir des critères valides d'impulsionnalité du bruit et de les traduire en limites d'exposition facile d'application.

## REFERENCES

- [1] BRUEL, P. (1976) Noise: Do we measure it correctly. Bruël & Kjaer Technical Review, no 1.
- [2] PRICE, G.R. (1981) Implications of a critical level in the ear for assessment of noise hazard at high intensities. J. Acoust. Soc. Am., 69: 171-177.
- [3] TREMOLIERES, C. & HETU, R. (1980) A multi-parametric study of impact noise-induced TTS. J. Acoust. Soc. Am., 68: 1652-1659.
- [4] BOUDREAU, V. (1980) Etude exploratoire des effets auditifs des bruits d'impact. Université de Montréal, Ecole d'orthophonie et d'audiologie, mémoire de maîtrise.
- [5] U.S. Department of Labor, O.S.H.A. (1971) Occupational Noise Exposure. (29 CFR, 1910.95).
- [6] Code canadien du travail. (1971) Règlement du Canada sur la lutte contre le bruit. Gazette du Canada, Partie II, Vol. 105, no 22, pp. 1936-1938.
- [7] U.S. Department of Labor, O.S.H.A. (1981) Occupational Noise Exposure; Hearing Conservation Amendment; Rule and Proposed Rule. Federal Register, vol. 46 (162).
- [8] Secretary of Labor V. Collier-Keyworth, OSHRC Docket, no 80-2848, June 28, 1982.
- [9] A.C.-3169 (1979) Règlement relatif à la Qualité du Milieu de Travail. (Decret 3845-80), Editeur Officiel du Québec.
- [10] HETU, R., BELZILE, S., FORGET, A.-M. & TETU, E. (1984) Exposure limits to impact noise: the relation between the peak level and the number of long duration impact noises. INTERNOISE-84.
- [11] ELANDSSON, B., HAKANSON, H., IVARSSON, A., KARLSSON, E. & NILSSON, P. (1980) Estimation of impulse noise from cumulative time distribution with a new sound pressure time analyzer. (Malmö Symposium), Scand. Audiol., Suppl. 12, 33-39.
- [12] SVENSSON, J. (1980) Rating of impulse noise through level distribution (Malmö Symposium), Scand. Audiol., Suppl. 12, 105-106.
- [13] VOIGT, P., GODENHJELM, B. & OSTLUND, E. (1980) Impulse noise-measurement and assessment of the risk of noise induced hearing loss. (Malmö Symposium), Scand. Audiol., Suppl. 12, 319-325.
- [14] HETU, R., & LAZURE, R. (1982) La dosimétrie des bruits d'impacts: effet de l'interaction dose d'impacts - dose de bruit continu. Montréal: Institut de Recherche en Santé et Sécurité du Travail, N/D-25-80-25.
- [15] HAMERNIK, R.P., HENDERSON, D. & SALVI, R. (1981) Potential for interaction of low-level impulse and continuous noise. Wright-Patterson Air Force Base, Ohio: Aerospace Medical Research Laboratory, AFAMRL-TR-80-68.

- [16] KRYTER, K.D. (1970) The Effects of Noise on Man. Academic Press, New York, pp. 18-20, 197-202.
- [17] PRICE, G.R. (1983) Relative hazard of weapons impulses. J. Acoust. Soc. Am., 73 (2): 556-566.
- [18] ARLINGER, S. & MELLBERG, P. (1980) A comparison of TTS caused by a noise band and by trains of clicks. (Malmö Symposium) Scand. Audiol., Suppl. 12, 242-248.
- [19] SALT, A.N., KONISHI, T. & COOK, R.O. (1981) comparison between the effects of continuous and impact noise on cochlear potentials in guinea pigs. J. Acoust. Soc. Am., 69: 1746-1752.
- [20] DAMONGEOT, A. (1983) Nocivité comparée des bruits stables et des bruits d'impact. INRS Cahier de Notes Documentaires, no 111, 183-197.
- [21] COLES, R.R.A., GARINTHER, G.R., HODGE, D.C., and RICE, C.G. (1968) Hazardous exposure to impulse noise. J. Acoust. Soc. Am., 43, 336-343.
- [22] Organisation Internationale de Normalisation. ISO-1999 (1975) Acoustique-Estimation de l'exposition au bruit durant le travail en vue de la protection de l'audition.
- [23] CHABA (1968) Proposed damage-risk criterion for impulse noise (gunfire). Report of Working Group 57, NAS-NRC Committee on Hearing, Bioacoustics and Biomechanics, Washington, D.C.
- [24] COLES, R.R.A. & RICE, C.G. (1970) Towards a criterion for impulse noise in industry. Ann. Occup. Hyg., 13: 43-50.
- [25] SMOORENBURG, G.F. (1980) Damage risk criteria for impulse noise. Institute for Perception T.N.O., The Netherlands.
- [26] PFANDER, F., BONGARTZ, H., BRINKMANN, H. & KIETZ, H. (1980). Danger of auditory impairment from impulse noise: A comparative study of the CHABA damage-risk criteria and those of the Federal Republic of Germany. J. Acoust. Soc. Am., 67: 628-633.
- [27] ATHERLEY, G.R.C., and MARTIN, A.M. (1971) Equivalent-continuous noise level as a measure of injury from impact and impulse noise. Ann. Occup. Hyg., 14, 11-28.
- [28] PASSCHIER-VERMEER, W. & BERG, van den R. (1980) Measurement of impulse noise at workplaces: relation between oscilloscopic measurements with ordinary sound level meter. (Malmö Symposium) Scand. Audiol., Suppl. 12, 85-98.
- [29] ATKINSON, R. & LAMB, P. (1980) Time history analysis of multi-impact noise. Noise Control Engineering, 15: 6-10.
- [30] MARTIN, A.M. & ATHERLEY, G.R. (1973) A method for the assesment of impact noise with respect to injury to hearing. Ann. Occup. Hyg., 16: 19-26.
- [31] KUNDERT, W.R. (1982) Dosimeters, impulsive noise and the OSHA hearing conservation amendment. Noise Control Engineering, 19: 74-79.

- [32] MURRAY, N.E. & REID, G. (1946) Temporary deafness due to gunfire. J. Otolaryngol. Otol., 61: 95-130.
- [33] ISO (1984) Acoustics-Determination of Occupational Noise Exposure and Estimation of Noise-Induced Hearing Impairment. Geneva: International Organization for Standardization, Draft ISO/DIS 1999 (Final Revision)
- [34] MARTIN, A. (1976) The equal energy concept applied to impulse noise. In D. Henderson, R.P. Hamernik, D.S. Dosanjh & J.H. Mills (eds.) Effects of Noise on Hearing. New York: Raven Press, pp. 421-453.
- [35] STEVIN, G.O. (1980) Analyse spectrale des bruits impulsifs en vue de la protection de l'audition. Revue d'Acoustique, 13(52): 35-44.
- [36] STEVIN, G.O. (1980) Sonomètre intégrateur universel pour la mesure des bruits impulsifs et continus. Revue d'Acoustique, 13(55): 241-244.
- [37] I.S.V.R. (1981) Results of the Workshop on Impulse noise and Auditory Hazard. Southampton: Institute of Sound and Vibration Research, Memorandum no 618.
- [38] SULKOWSKI, W.J. & LIPOWCZAN, A. (1982) Impulse noise-induced hearing loss in drop forge operators and the energy concept. Noise Control Engineering, 18: 24-29.
- [39] TAYLOR, W., LEMPERT, B., PELMEAR, P., HEMSTOCK, I. & KERSHAW, J. (1984) Noise levels and hearing thresholds in the drop forging industry. J. Acoust. Soc. Am., 76(3): 807-819.
- [40] DAMONGEOT, A., CATAYE, R. & FREIDINGER, M. (1983) Nocivité comparée des bruits stables et des bruits d'impact. I.N.R.S., Cahiers de Notes Documentaires, 111: 183-197.

ENCLOSURES TO REDUCE NOISE FROM HEAT PUMPS:  
FOUR CASE STUDIES

J. Fraser  
Student  
University of Victoria

and

J.D. Quirt  
Noise and Vibration Section  
Division of Building Research  
National Research Council Canada  
Ottawa, Canada, K1A 0R6

ABSTRACT

Case studies of partial enclosures to reduce noise from residential air-to-air heat pumps are reported. Several enclosures, most quite similar in design, were built round each of four heat pumps to permit evaluation of the effect of design variables rather than produce an optimum enclosure for each site.

SOMMAIRE

Les résultats de quatre études portant sur des enceintes destinées à réduire le bruit engendré par les pompes à chaleur air-air pour les habitations sont présentés. Plusieurs enceintes de conception semblable ont été construites autour de quatre pompes à chaleur dans le but d'évaluer l'incidence des variables de conception plutôt que de réaliser une enceinte à rendement optimum pour chacun des sites.

INTRODUCTION

In response to a succession of enquiries concerning noise from heat pump units installed in suburban areas DBR/NRCC has carried out a series of case studies. In some instances annoyance was due to noise interference in adjacent outdoor space and in others to noise intrusion in nearby homes. Relocating the outdoor units can often lessen noise problems, but the cost is appreciable and available space may be insufficient to resolve the problem fully. In such cases it seems reasonable to install a barrier or enclosure to reduce noise impact. The use of an enclosure is particularly appealing if the unit is installed between two houses where reflections from building walls would make a simple barrier ineffective.

ENCLOSURE DESIGN

To satisfy the owner of a heat pump, an enclosure should be inexpensive, aesthetically unobtrusive (preferably attractive), without adverse effects on heat

pump operation, and effective in reducing noise. Obviously a practical enclosure must involve some compromise when there are so many objectives. Aesthetics could be safely ignored in this study because the enclosures were temporary structures, but the other concerns were taken into account to maximize the general utility of the results.

An enclosure can reduce noise impact by absorbing part of the sound energy and redirecting some of the remainder to minimize that reaching noise-sensitive locations. To achieve this, the walls should be of an impervious material sufficiently heavy to provide negligible sound transmission and the interior surfaces should be lined with an acoustically absorptive material.

In addition, the enclosure must permit essentially unimpeded air flow through the fan and heat exchanger of the heat pump. The general features of the enclosure design are illustrated in Fig. 1 for a unit drawing air in through the sides and blowing it out at the top. This is the most common configuration; conversion of the concept for other air flow patterns is obvious. Air enters the enclosure through one or more inlets and exits through the opening at the top. A separator panel divides the enclosure into inlet and outlet sections to minimize recycling of outlet air back through the heat pump. The inlet and outlet openings may include baffles to block the path from the noise source to the exterior, but diffraction and reflection of the sound waves limit the effectiveness of such baffles. It is wise to cover the inlet and outlet openings with a material such as wire mesh to prevent birds and small animals from entering the enclosure.

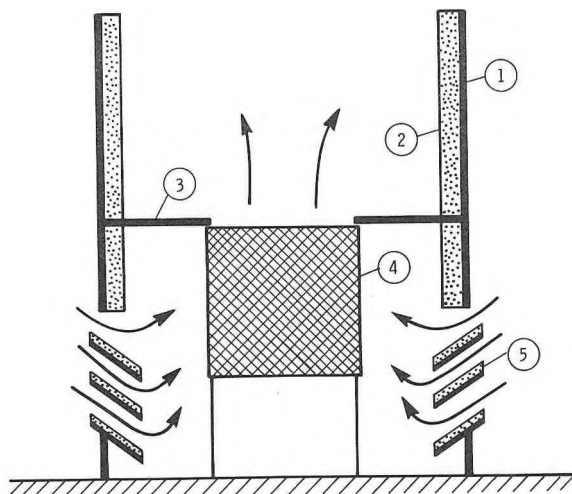


FIG. 1 Schematic representation of acoustic enclosure elements:  
(1) impervious wall  
(2) absorptive lining  
(3) separator panel  
(4) heat pump on stand  
(5) baffle panel with absorptive surface

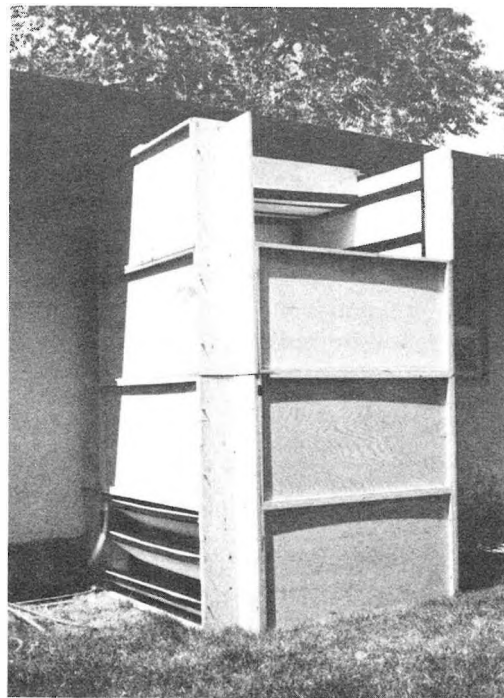


FIG. 2 Enclosure design 1.4

The enclosures for this project were assembled from 0.6 x 1.2 m modules that could be bolted together to form a complete enclosure (Fig. 2). Modular construction offered several advantages: the modules could be readily transported from site to site, enclosure designs could be easily modified, and the sound transmission and

absorption properties were the same for all enclosures (and could be tested in the laboratory). There were two types of unit: air flow units (which could include acoustical baffles) and basic panels.

The outer frame of the air flow units was made of 19-mm plywood (Fig. 3). The "baffles," which could be mounted in this frame, were three 1.2 x 0.25-m panels consisting of a central septum of 6-mm thick plywood covered on both sides with 15-mm thick glass-fibre absorptive panels. Inserting the baffles in the frame reduced the cross-section of the openings for air flow by about 40%. The enclosures all had effective inlet and outlet cross-sections of at least 1 m<sup>2</sup>. It should be noted that no assessment was made of possible reduction of thermal efficiency or increased strain on the fan due to air flow restriction from the enclosures.

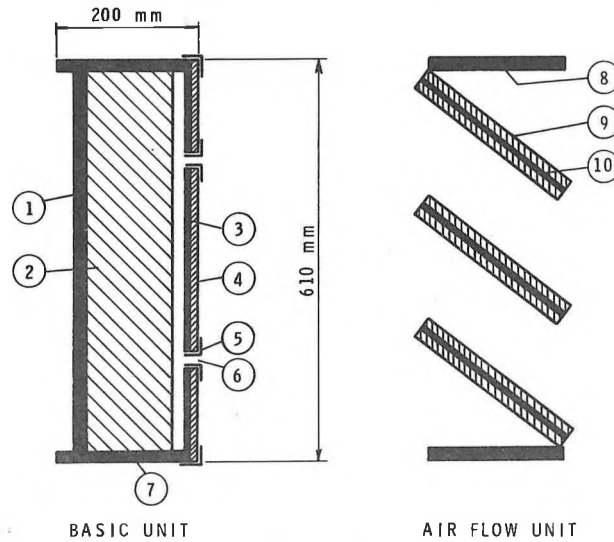






FIG. 3 Schematic cross-section of modular units showing components: (1) 19-mm plywood outer face; (2) 150-mm glass fibre batt; (3) 6-mm plywood; (4) 12-mm glass fibre; (5) protective plastic corner; (6) slit (10 mm wide x 1.2 m); (7) 19-mm plywood frame; (8) 19-mm plywood frame; (9) 15-mm thick glass fibre; (10) 6-mm plywood. These module types are represented symbolically in Fig. 6 by:

-  Basic panel
-  Air flow opening
-  Opening with baffles (outer edge high)
-  Opening with baffles (inner edge high)

The basic panel units were constructed with an outer frame of 19-mm plywood to which the outer and inner surfaces were fastened, as shown in the cross-section at the left of Fig. 3. The outer surface of 19-mm thick plywood provides the main barrier to sound transmission through the enclosure wall. The inner face of 6-mm thick plywood supports a 12-mm thick glass fibre absorptive layer and provides the other boundary for a resonant cavity to give low frequency absorption. This cavity was filled with low-density glass fibre and the 10-mm width of the two slots on the inner face was selected to tune the absorption resonance to approximately 125 Hz. Plastic corner strips gave clearly defined edges for the slits.

Sound transmission loss for the basic panels was measured according to ASTM E90-81 for a 2.4 x 3.05-m assembly (Fig. 4). The absorption coefficient for the

basic panels was measured according to ASTM C423-81 (see solid curve, Fig. 5). A secondary result (with the slits blocked to suppress the resonant absorption around 100 Hz) is shown by the dashed curve in Fig. 5.

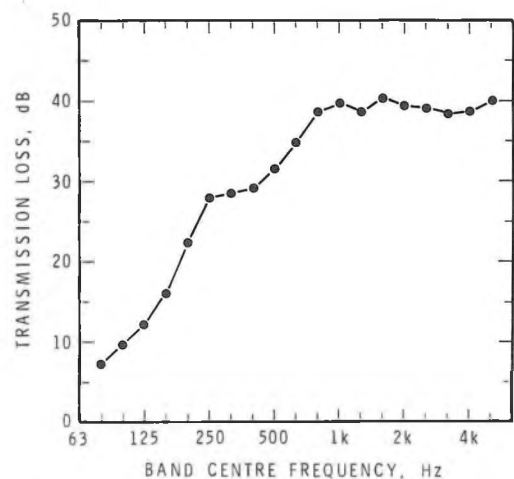


FIG. 4 Transmission loss of a wall assembled from 10 basic modular units with joints sealed

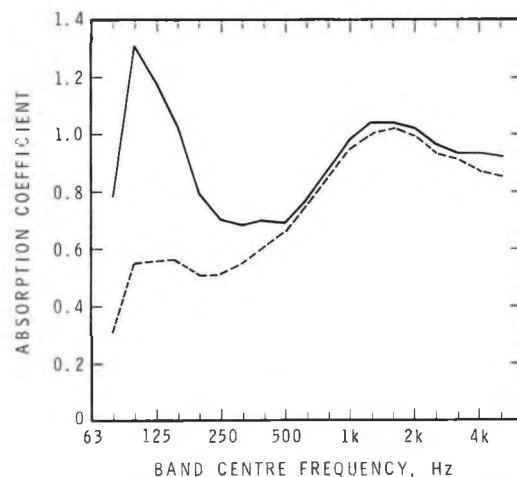


FIG. 5 Absorption coefficient for an assembly of 10 basic modular units: (---) slits blocked, (—) slits open

#### MEASUREMENT OF NOISE REDUCTION

The basic procedure was to measure the sound from the heat pump without enclosure and then to re-measure the sound levels with each enclosure in place. The difference is the noise reduction provided by the enclosure, assuming no change in the sound power output from the heat pump. The measuring environments are shown by site maps in Fig. 6(a); microphone positions are indicated by the circled numbers on the latter. Schematic drawings of the enclosure designs are in Fig. 6(b).

All the data were measured by means of an integrating sound level meter (B&K Type 2218) with an attached octave band filter set. In general, an integration time of at least 16 s was used and measurements were repeated several times to minimize the risk of error.

For several reasons (asymmetry of the enclosures, directionality of noise emission from the heat pump, and interference between the sound waves propagating directly from source to receiver and those reflected from building surfaces and the ground) it was necessary to take measurements at several positions round each unit in order to assess the overall change in sound levels. These effects caused significant variations in measured sound levels from one position to another even without an enclosure, as illustrated by the data for no enclosure at Site 1 (see the solid curves in Fig. 7). As shown by the site map, the three measuring positions are at similar distances from the heat pump, but the measured spectra are quite different. To minimize distortion of the results by spatial variation of sound levels the microphone was carefully returned to the original positions for each series of tests.

Background sound levels (with the heat pump switched off) were also measured from time to time to assess possible contamination of the data by other noise sources, including playing children, occasional aircraft, local traffic, and rustling leaves



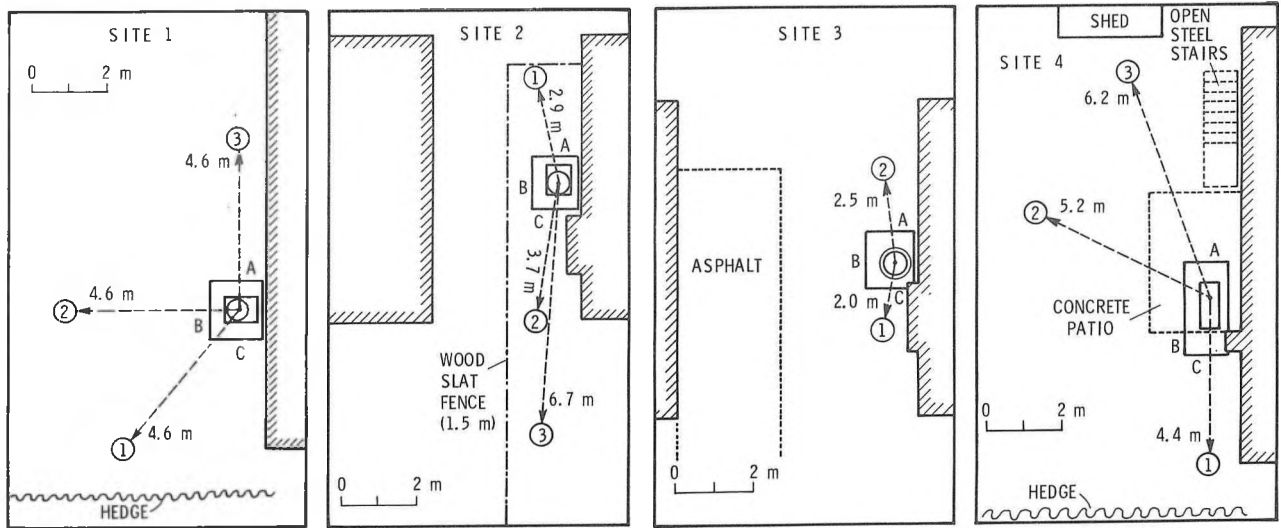


FIG. 6(a) Four test sites showing measurement positions (circled numbers) and site details.

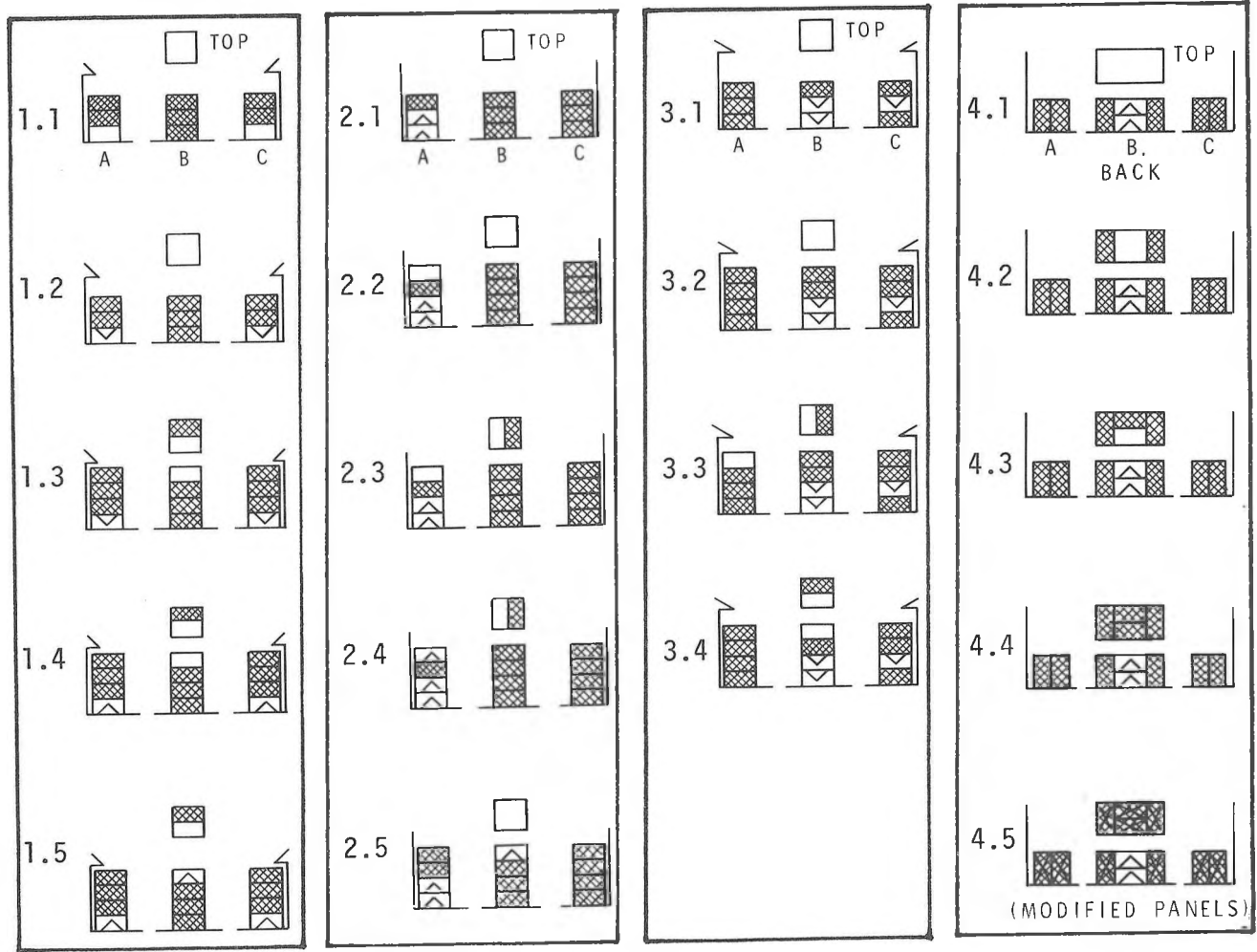


FIG. 6(b) Schematic drawings of enclosures. Module representation is explained in caption of Fig. 3.

(often the dominant source at 4 kHz). Whenever specific events were noticed measurements were suspended and all suspect data were discarded. There remained, however, the variable contribution from numerous minor sources like those listed above. The highest ambient levels recorded at each position in each frequency band are presented in the figures as a cautionary indicator of background sound. These background levels are given by the dotted lines in Figs. 7-11. In many cases the enclosures reduced the sound from the heat pumps to levels comparable with and occasionally below these nominal background values. In such cases the ambient noise presumably limits the apparent noise reduction provided by the enclosures and the true noise reduction is greater than the uncorrected data would suggest.

Because the ambient noise fluctuated appreciably, no attempt was made to "correct" the data numerically for the contribution from background sound. To obtain more reliable results, measurements with the heat pump on were systematically repeated. When appreciable variations were observed, the lowest repeatable value was used on the assumption that the higher values were due to extraneous sources; multiple repetitions when background sources seemed minimal were frequently required. The consistency from site to site of the dependence on variables such as enclosure height suggests that these procedures minimized the effect of background sound on the noise reduction data.

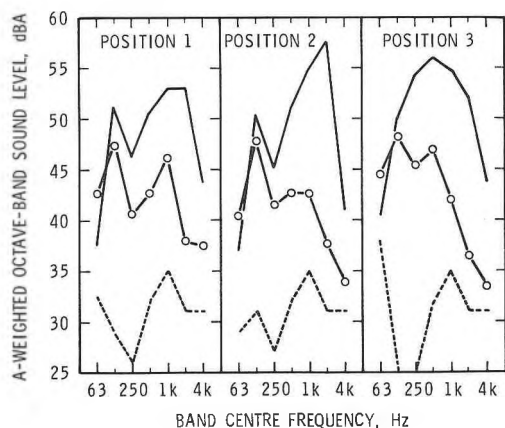


FIG. 7 Measured sound levels at Site 1:  
 (—) no enclosure  
 (—○—) enclosure 1.4  
 (···) ambient sound level, heat pump off

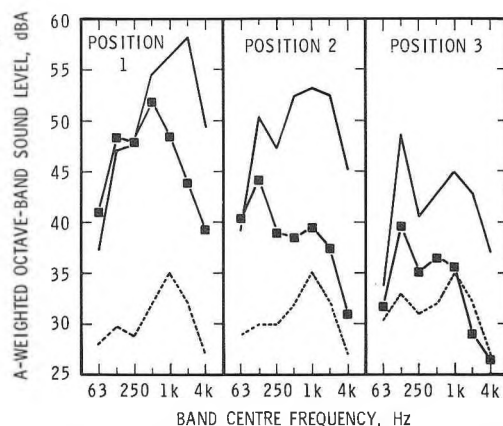


FIG. 8 Measured sound levels at Site 2:  
 (—) no enclosure  
 (—■—) enclosure 2.3  
 (···) ambient sound level, heat pump off

The circles in Fig. 7 give measured sound levels for enclosure design 1.4 (Fig. 2). At all three measuring positions it is evident that the enclosure provides more noise reduction at high and mid frequencies than at low ones; in fact, a slight increase in sound levels is evident for the 63-Hz band. Similar trends were evident for all enclosures.

Many aspects of enclosure performance can be explained by evaluating the acoustical data for the various measuring positions with reference to the site maps and enclosure designs in Fig. 6. One obvious feature of the data in Fig. 8 for enclosure 2.3 is the large difference in noise reduction for positions 1 and 2. This difference seems reasonable when one considers the enclosure design. The surface facing position 2 consists of four of the standard panels, whereas that facing

position 1 is primarily air inlet and outlet openings, which, as expected, provide much less noise reduction. This directionality is evident not only for high frequencies but also for the 63-Hz band, where one might expect more omni-directional performance. A similar though less pronounced effect is discernible in Fig. 7 in the data for enclosure 1.4: the noise reduction at positions 1 and 3 is lower than that at position 2, which is not directly exposed to an air inlet. Comparable effects were observed at the other sites.

In addition to the variation in noise reduction caused by transmission through the air flow openings, there were directional effects associated with diffraction at the top of the enclosure and reflections from adjacent surfaces. The data in Fig. 9 for enclosures 3.3 and 3.4 show the interaction of a partial top on the enclosures with reflections from an overhanging roof soffit. When the top panel is on the side closest to the house wall (squares in Fig. 9), it blocks reflections from the overhanging soffit; there is less noise reduction at position 1 than at position 2 due to transmission through the air inlet facing position 1. When the top panel is shifted to the side nearest position 1 (circles), less sound reaches position 1 over the top of the enclosure, but sound levels increase at position 2 due to increased diffraction over the top edge and reflection from the overhanging surface. The negligible change in the low frequency levels at position 1 suggests that these bands are dominated by sound transmitted through the air inlet. Similar but less clear-cut results at other sites support the belief that reflections from overhanging surfaces can limit noise reduction but that this effect can be reduced by a top that blocks the line from the heat pump to the overhang.

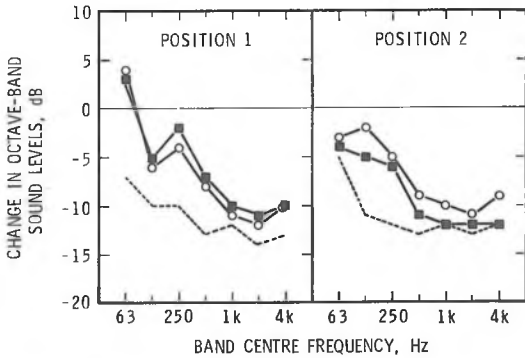


FIG. 9 Change in measured sound levels at Site 3:  
 (—○—) adding enclosure 3.3  
 (—■—) adding enclosure 3.4  
 (···) apparent limit due to ambient sound

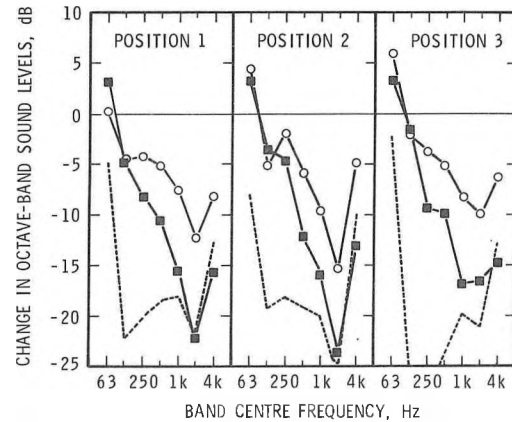


FIG. 10 Change in measured sound levels at Site 1:  
 (—○—) adding 3-unit high enclosure 1.2  
 (—■—) adding 4-unit high enclosure 1.5  
 (···) apparent limit due to ambient sound

One of the most obvious variables of the enclosure design was height. Figure 10 shows the reduction in sound levels at Site 1 for enclosure 1.2 (three modules high) and enclosure 1.5 (four modules high). At frequencies above 1 kHz the effect of ambient noise limits the apparent noise reduction for the higher enclosure, but the increased reduction of mid and high frequency sound with increased enclosure height is

clearly demonstrated. The increased sound levels in the 63 Hz band were not strongly affected by enclosure height. Similar results were obtained at all sites with this general enclosure design.

Because of horizontal air flow through the heat pump, a rather different enclosure design was used at Site 4. Data are presented in Fig. 11 for enclosures 4.1 (with no top) and 4.4 (complete enclosure) by circles and squares, respectively. As one would expect, addition of a top provided more noise reduction. The complete horizontal enclosures (designs 4.4 and 4.5) provided noise reduction similar to that for other enclosures in these case studies except that they did not amplify the sound in the 63-Hz band.

Enclosure 4.5 was identical to enclosure 4.4 except that the slits on the inner faces of the panels were blocked to eliminate resonant low frequency absorption. Despite the substantial change in the absorption coefficient (as shown by the two curves in Fig. 5), noise reduction by the enclosure changed very little. It increased slightly in some frequency bands and decreased in others. This suggests a reduced sensitivity to wall absorption if wavelength is approximately equal to the enclosure dimensions. Subsequent, more detailed studies with 1:12 scale model enclosures showed a similar effect.

The effect of sound transmission through the air flow openings was noted in the discussion of the directionality of the enclosure performance. To reduce transmission through these openings, the direct path from heat pump to receiver was partially blocked by baffles, as shown in Figs. 1 and 2. The effectiveness of these baffles for the enclosures at Site 1 is illustrated by the data in Fig. 12; circles indicate the change in sound level when baffles were inserted in the inlet openings at the bottom of the three-module high enclosure. There was no significant effect at position 2 (not in line of sight from either inlet opening), but at the other positions the added baffles gave a small reduction of the noise in frequency bands above 500 Hz. This is similar to the reported effect of absorptive flow separators in ducts, where they provide significant attenuation only for separations  $\sim \lambda/2$  wavelength.

The squares in Fig. 12 show the change in sound levels when baffles were added to the outlet opening at the top of the front face of the four-module high enclosure (converting design 1.4 to 1.5). This had little effect at position 3 (not in line of sight of this outlet), but gave considerable additional noise reduction at the other positions. The greater effectiveness of baffles in this case is presumably due to directing sound energy upward, away from the measuring positions; for the inlet openings discussed in the previous paragraph, reflection from the ground and wall surfaces prevented effective re-direction of sound energy.

## SUMMARY AND DISCUSSION

Despite large openings to permit air flow through the heat pumps, the enclosures tested provided appreciable noise reduction: typically 7 to 10 dB change in the broadband A-weighted sound level. Comparison of the results for different enclosure designs gives some indication of how design can be optimized to give maximum noise reduction in a given direction. Tabulated data are available from the second author.

For vertical-discharge enclosures (Sites 1 to 3) it is clear that increasing the height provides significantly more noise reduction. But despite this acoustical benefit it seems unlikely that enclosure heights much greater than 2 m would be considered by most homeowners. The reduction is obtained largely by redirecting sound

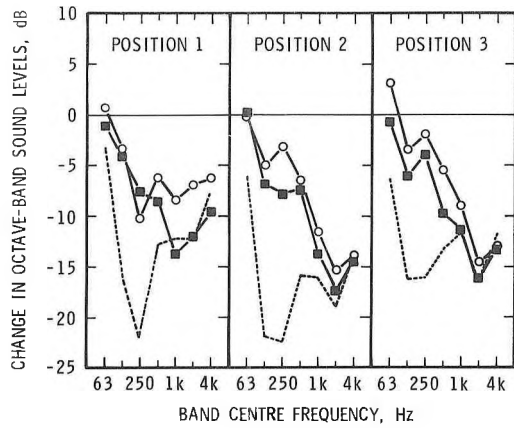


FIG. 11 Change in measured sound levels at Site 4:  
 (—○—) adding enclosure 4.1, open top  
 (—■—) adding enclosure 4.4, closed top  
 (···) apparent limit due to ambient sound

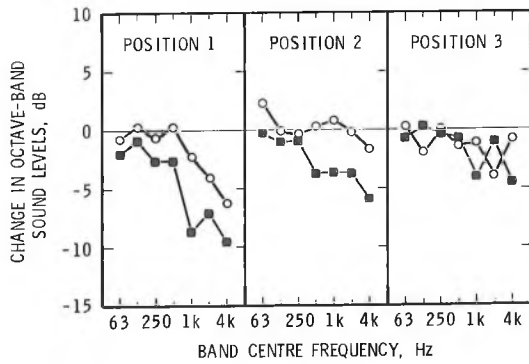


FIG. 12 Effect of baffles in inlet and outlet openings of enclosure at Site 1:  
 (—○—) baffles added to inlet openings at bottom, changing design 1.1 to 1.2  
 (—■—) baffles added to outlet at top, changing design 1.4 to 1.5

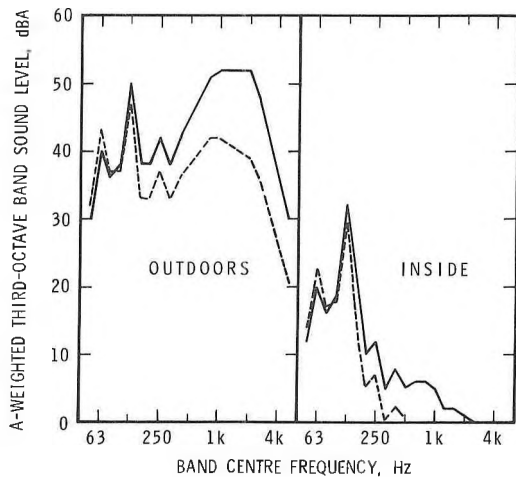


FIG. 13 Combined effect of enclosure and transmission through exterior wall: (—) sound levels without enclosure, (---) sound enclosure added. Outdoor level changes from 60 to 52 dBA. Indoor level changes from 33 to 31 dBA

energy. It is clearly preferable to locate the inlet and outlet openings to direct sound away from the most sensitive points of reception (the most desirable direction being upwards in most cases). Where there is an overhanging reflecting surface, a partial top on the enclosure to block the path from the heat pump can appreciably reduce the sound reflected back towards typical receiver positions.

The insensitivity to low frequency absorption (shown by the small effect of blocking the slits on enclosure 4.4) suggests that a simpler enclosure wall design should be satisfactory. One reasonable possibility is a 38 x 89-mm wood stud frame with 19-mm plywood on the exterior face and 12-mm vinyl-surfaced glass fibre panels on the inner face.

The enclosures obviously provide more noise reduction at mid and high frequencies than at low frequencies; in fact, most of the configurations studied gave an increase in sound level in the 63-Hz band. Subsequent studies with 1:12 scale model enclosures indicate that this effect is due to resonant response of low frequency modes of the enclosure; results from the model tests will be discussed in detail in another paper. This feature of the results is, however, of critical importance in assessing the usefulness of enclosures for reducing noise impact from heat pumps. If noise in adjacent outdoor areas is of primary concern, then reduction in the broadband A-weighted sound level should give a good indication of perceived reduction in loudness and hence the typical change in annoyance. Enclosures like those studied here could in many cases prevent heat pump noise from intruding above the neighbourhood ambient.

Unless windows are open, an enclosure would be much less effective in reducing the noise heard inside a neighbouring building. The exterior walls of a building provide greater noise reduction at high frequencies than at low frequencies. This reduces the contribution of the high frequencies to the perceived indoor loudness of the sound. Figure 13 illustrates the characteristic differences between indoor and outdoor sound levels from a rather noisy heat pump. Addition of an enclosure has little effect on the indoor A-weighted sound levels because it only slightly reduces the low frequencies dominating the indoor sound. Hence, an enclosure is unlikely to reduce significantly annoyance caused by noise heard inside neighbouring houses.

For both indoor and outdoor cases, the addition of an enclosure offers only a limited reduction in noise. A much more effective long-term approach would be to reduce the noise emitted by heat pumps. Locating the compressor unit indoors, reducing cabinet and support resonances, and improving fan designs could significantly reduce noise output, especially the troublesome low frequencies. The combination of better heat pump design, sensible location of the outdoor unit and, in some cases, use of barriers or enclosures could eliminate this type of noise problem.

A repeated cautionary note is required: no assessment was made of possible reduction of thermal efficiency or increased strain on the fan as a result of air flow restriction by the enclosures. Further studies are planned to determine whether these enclosures significantly interfere with proper heat pump performance.

---

This paper is a contribution from the Division of Building Research, National Research Council of Canada, and is published with the approval of the Director of the Division.

BUILDING SCIENCE INSIGHT '85

# "NOISE CONTROL IN BUILDINGS"

PRESENTED BY:

DIVISION OF BUILDING RESEARCH  
NATIONAL RESEARCH COUNCIL CANADA

SINGLE-DAY INFORMATION SESSIONS HELD IN-

OTTAWA	OCT. 2	WINNIPEG	OCT. 31
HALIFAX	OCT. 8	TORONTO (1)	NOV. 12
ST. JOHN N.B.	OCT. 10	TORONTO (2)	NOV. 13
CALGARY	OCT. 21	QUEBEC CITY (FR.)	DEC. 3
EDMONTON	OCT. 23	MONTREAL (FR.)	DEC. 5
VANCOUVER	OCT. 25	MONTREAL	DEC. 6
REGINA	OCT. 29		

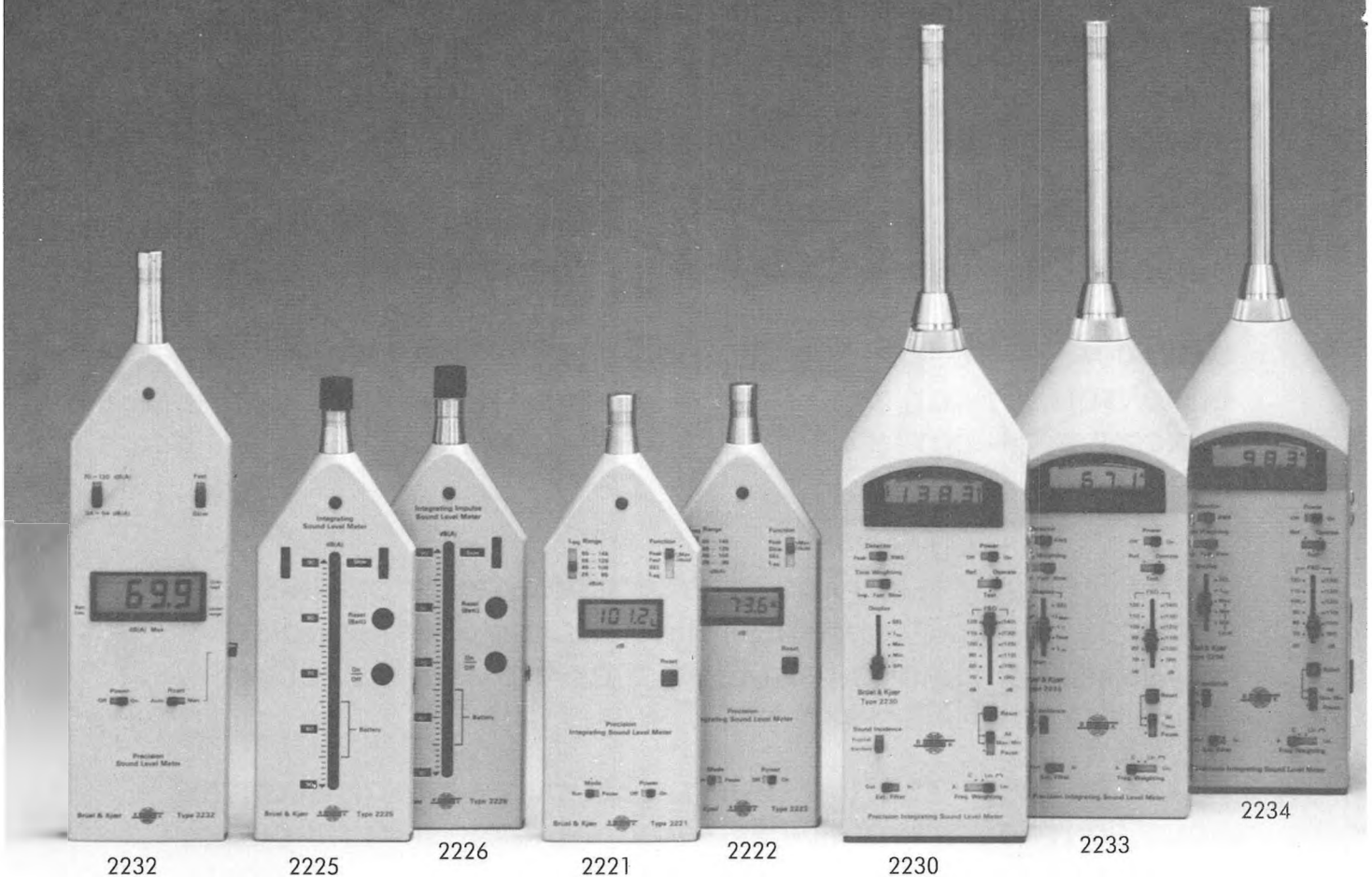
**FOR** ARCHITECTS AND OTHERS IN CONSTRUCTION WHO DEAL WITH CONTROLLING NOISE WITHIN SPACES AND LIMITING NOISE TRANSMISSION THROUGH WALLS, FLOORS AND OTHER BUILDING ENVELOPE COMPONENTS.

**HOW** BY PRESENTING FOUR TALKS: BASICS OF NOISE CONTROL; NOISE CONTROL WITHIN SPACES; SOUND TRANSMISSION THROUGH WALLS, FLOORS AND WINDOWS; BUILDING ACOUSTICS IN PRACTISE FOLLOWED BY AFTERNOON DISCUSSION PERIODS

**FEE** \$90.00 STUDENTS \$60.00

**CONTACT** - B.F. STAFFORD  
DIVISION OF BUILDING RESEARCH  
NATIONAL RESEARCH COUNCIL CANADA  
MONTREAL RD. OTTAWA KIA 0R6  
TELEPHONE (613) 993-0646

# WHAT'S ALL THIS



**Choose your instrument.** Whether it be the simple measurement of continuous noise or a highly complex record of industrial sound measurement, Bruel & Kjaer has the right combination of instruments for you.

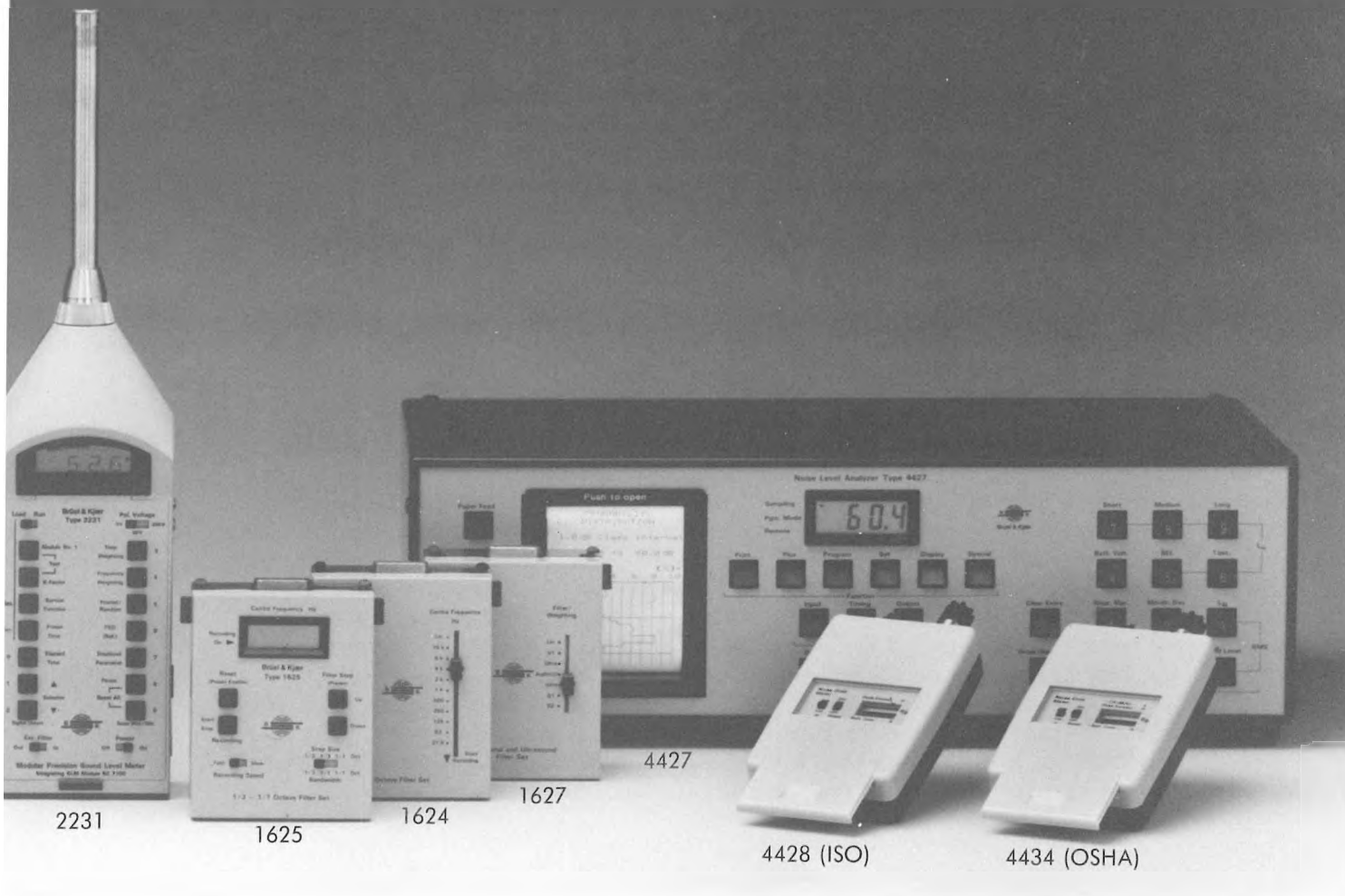
The light weight, pocket sized precision sound level meter type 2232 gives an instant reading of the levels of continuous and pass-by noise. The equally-portable integrating sound level meter type 2225 will perform those functions as well as measuring impulsive, erratic and fluctuating noise. The type 2222 is a small Leq meter and the type 2230 is a precision Leq meter that can also adapt octave and  $\frac{1}{3}$  octave filter sets for frequency analysis. The type 2231 is our new "flagship" sound level meter. It is a digital instrument that can be programmed to perform almost any type of noise measurement.

Ideal for assessment of airport, traffic and community noise, the Noise Level Analyzer Type 4427 provides a statistical analysis of all noise activity on a continuous basis.



# THE NOISE ABOUT?

Brüel & Kjær can tell you.



This entire family of Brüel & Kjær instruments meets the highest international standards for accuracy and can handle your noise measurement problems for years to come. Put this family of B & K noise fighters to work for you.



**BRÜEL & KJÆR CANADA LTD.**

**MONTREAL:**

Main Office  
90 Leacock Road,  
Pointe Claire, Quebec H9R 1H1  
Tel: (514) 695-8225  
Telex: 05821691 b + k pclr

**OTTAWA:**

Merivale Bldg.,  
7 Slack Road, Unit 4,  
Ottawa, Ontario K2G 0B7  
Tel: (613) 225-7648

**TORONTO:**

Suite 71 d,  
71 Bramalea Road,  
Bramalea, Ontario L6T 2W9  
Tel: (416) 791-1642  
Telex: 06-97501

**LONDON:**

23 Chalet Crescent,  
London, Ont.,  
N6K 3 C 5  
Tel: (519) 473-3561

**VANCOUVER:**

5520 Minoru Boulevard, room 202,  
Richmond, BC V6X 2 A9  
Tel: (604) 278-4257  
Telex: 04-357517

ETUDE SUR MAQUETTE DES EFFETS D'INTERFERENCES  
OBTENUS AVEC UN ECRAN AJOURE DEPHASEUR.  
VERIFICATION THEORIQUE ET APPLICATIONS POSSIBLES.

Laurent Droin<sup>(\*)</sup>, Jean-Marie Rapin  
Centre Scientifique et Technique du Bâtiment  
de Grenoble  
24, rue Joseph Fourier  
38400 St.Martin-d'Hères (France)

Maurice Amram  
Ecole Polytechnique de Montréal  
Département de génie physique  
C.P.6079, succ. "A"  
Montréal, Québec H3C 3A7 (Canada)

<sup>(\*)</sup>Actuellement à l'Ecole Polytechnique de Montréal.

RESUME

On a étudié la possibilité de créer des interférences destructives entre les ondes sonores transmises à travers un nouveau type d'écran ajouré, et les ondes diffractées par son sommet. Les mesures ont été effectuées au Centre des Maquettes du C. S. T. B. de Grenoble, laboratoire spécialement conçu et équipé pour la représentation des phénomènes acoustiques sur modèles réduits à petite échelle. Les résultats expérimentaux, confirmés par la théorie élaborée à l'Ecole Polytechnique de Montréal, montrent que l'on peut obtenir des effets d'interférences intéressants aux basses fréquences, localisés autour de la ligne d'ombre formée par l'écran. Ce procédé est actuellement en cours d'application en vue d'améliorer l'efficacité aux basses fréquences des écrans conventionnels.

ABSTRACT

We studied the destructive interferences that could be created between the part of the normally incident soundwaves transmitted through a new type of "waveguide" barrier and the one diffracted by it. Measurements were made at the C.S.T.B. Scale Modelling Center in Grenoble; this laboratory is specially equipped for small scale models in the field of environmental acoustics. Our experimental results match well enough the theoretical predictions made in Ecole Polytechnique of Montréal, and show the existence of large interferences effect for low frequency noise and near the "shadow line" of the barrier. This property leads us to foresee an improvement over a classical barrier efficiency.

## OBJECTIF DE L'ETUDE

Les écrans acoustiques utilisés actuellement en bordure des voies bruyantes ou dans l'industrie sont conçus de manière à couper toute transmission directe du son, leur efficacité étant liée au phénomène de diffraction à leur périphérie.

L'objectif de cette étude est de montrer expérimentalement et théoriquement qu'il est possible, à l'aide d'un nouveau type d'écran ajouré épais, d'obtenir des effets d'interférences intéressants entre les ondes sonores de basses fréquences diffractées par le sommet et les ondes transmises par transparence à travers la structure ajourée.

## DESCRIPTION ET PRINCIPE DE L'ECRAN AJOURE "DEPHASEUR"

Cet écran est formé d'un assemblage de lamelles verticales rigides disposées en rangées de façon à constituer une superposition de "guides d'ondes" réactifs (figure 1). Le principe physique est basé sur le fait qu'une onde acoustique plane de basse fréquence traversant un tel réseau périodique possède une vitesse de phase inférieure à celle qu'elle aurait en champ libre, sans affaiblissement notable en amplitude. En quelque sorte, on crée un milieu d'indice de réfraction  $n = c_{air} / c_{milieu}$  supérieur à 1. On peut ainsi utiliser le retard de phase acquis par l'onde transmise (réfractée) pour réaliser un dipôle acoustique capable de produire des interférences destructives dans une certaine zone derrière l'écran (figure 1).

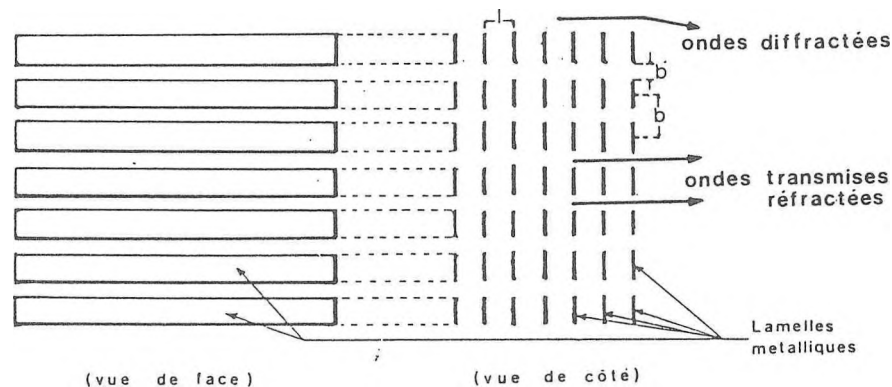


Figure 1: Schéma d'une structure ajourée constituant un milieu réfracteur (superposition de "guides d'ondes" réactifs).

## BASE THEORIQUE

La théorie décrivant la propagation des ondes sonores dans les "guides d'ondes" réactifs constituant l'écran ajouré provient d'une adaptation à l'acoustique de la théorie des lentilles à micro-ondes électromagnétiques, effectuée par Amram et al.<sup>[1]</sup> grâce aux analogies électro-acoustiques. En effet, à chaque "guide d'ondes" peuvent être associés une ligne de transmission et un circuit électrique équivalent duquel on peut déduire le déphasage et la perte d'amplitude introduits par l'insertion du guide (figure 2).

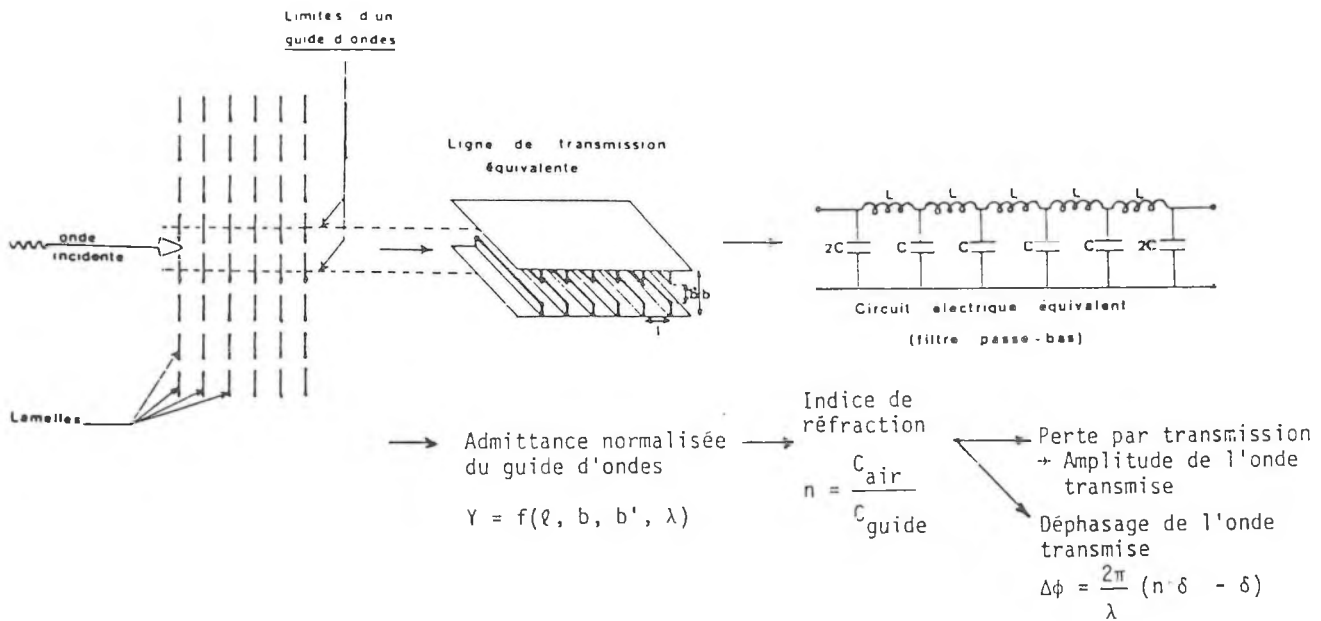


Figure 2: Adaptation de la théorie des lentilles à micro-ondes électromagnétiques aux guides d'ondes acoustiques [1]. (Analogies électro-acoustiques).

Cette théorie, complétée par la méthode de Pierce [2] concernant le traitement de l'onde diffractée nous a conduit à écrire un programme de calcul donnant le champ de pression acoustique en arrière de l'écran ajouré, pour une onde plane sous incidence quasi-normale sur l'écran.

## LE LABORATOIRE ET LA METHODE EXPERIMENTALE

Pour les mesures, nous avons utilisé le Centre des Maquettes du Centre Scientifique et Technique du Bâtiment de Grenoble, laboratoire spécialement conçu et équipé pour la représentation des phénomènes acoustiques sur modèles réduits à petite échelle.

Le laboratoire comporte une salle étanche anéchoïque de 1300 m<sup>3</sup> dans laquelle l'air est déshydraté à 5% (à 23°C) de manière à satisfaire au mieux les conditions de similitude aux faibles échelles et pour de grandes distances source-émetteur. L'automatisation de la mesure est complète, y compris le déplacement du microphone miniature dans l'espace, la commande des sources ultrasonores, le traitement et l'édition des données acoustiques désirées.

Un modèle d'écran ajouré a été réalisé à l'échelle 1/20 (figure 3). Le nombre de lamelles, leurs dimensions et leurs espacements ont été calculés de telle sorte que le retard de phase acquis par les ondes transmises par rapport aux ondes diffractées soit de 180° à 100 Hz (échelle réelle). La fréquence de coupure des guides d'ondes "filtres passe-bas" ainsi constitués se situe vers 270 Hz.

Le modèle testé est placé sur un support absorbant afin de s'affranchir de l'influence du sol (recouvert de matériau absorbant), et la réception se fait dans un plan vertical perpendiculaire à l'écran en une cinquantaine de points de mesures.

La source ultrasonore utilisée est une grappe de sources à jet d'air comprimé émettant de façon omnidirectionnelle un bruit aléatoire stationnaire. Cette source est placée suffisamment loin de l'écran testé, légèrement incliné ( $7^\circ$ ), pour satisfaire la condition d'ondes planes sous incidence quasi-normale sur l'écran (figure 3). Le signal est filtré de façon à simuler l'émission d'un bruit rose de 100 dB/tiers d'octave de 1kHz à 50 kHz (50 à 2500 Hz à l'échelle réelle) et l'analyse en tiers d'octave est faite automatiquement en chaque point successivement.

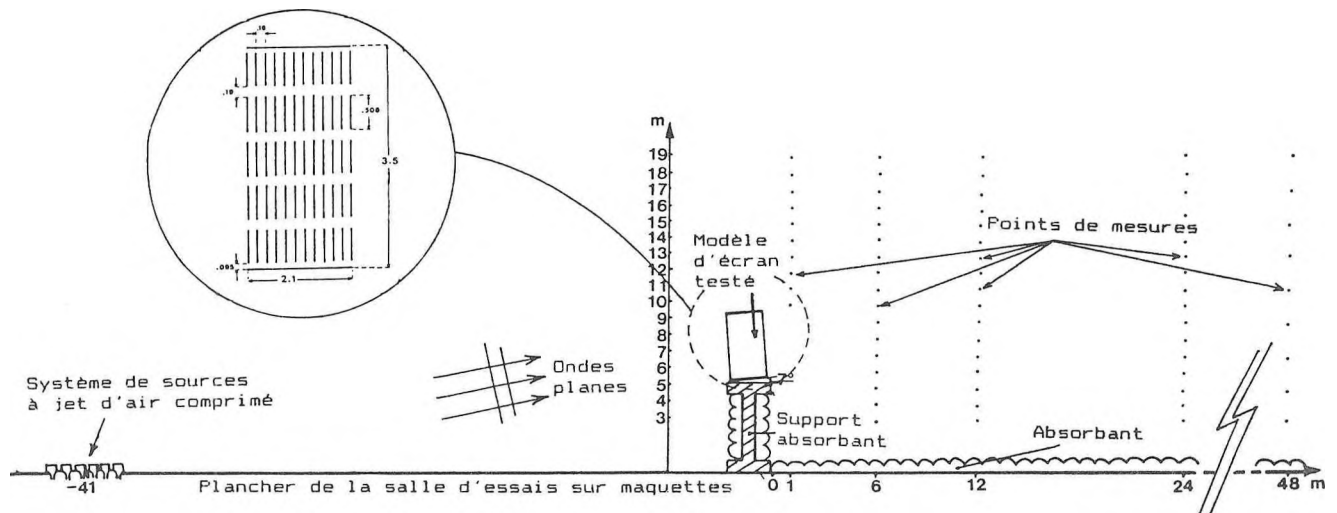


Figure 3: -Représentation en coupe (dans le plan comprenant la source et la grille des points de mesure) du montage expérimental effectué dans la salle d'essais sur maquettes du C.S.T.B. de Grenoble.  
 -Détails de l'écran ajouré déphaseur testé.  
 (Dimensions en m. rapportées à l'échelle réelle [x20]).

Afin de pouvoir "isoler" l'effet des interférences entre ondes transmises et diffractées, trois types de mesures ont été effectuées :

- mesure avec l'écran ajouré (superposition des ondes transmises et diffractées)
- mesure avec un écran plein de même forme (ondes diffractées seules)
- mesure avec l'écran ajouré surmonté d'un "baffle" absorbant (ondes transmises seules).

La méthode expérimentale consiste à comparer le champ de pression acoustique mesuré en arrière de l'écran ajouré avec la somme des champs de pression mesurés séparément en arrière de l'écran plein et de l'écran ajouré "bafflé" (figure 4). Le résultat de cette comparaison donne l'atténuation ou l'amplification sonore ( $\Delta L_{dB}$ ) due aux interférences destructives ou constructives, entre les ondes diffractées et les ondes transmises déphasées.

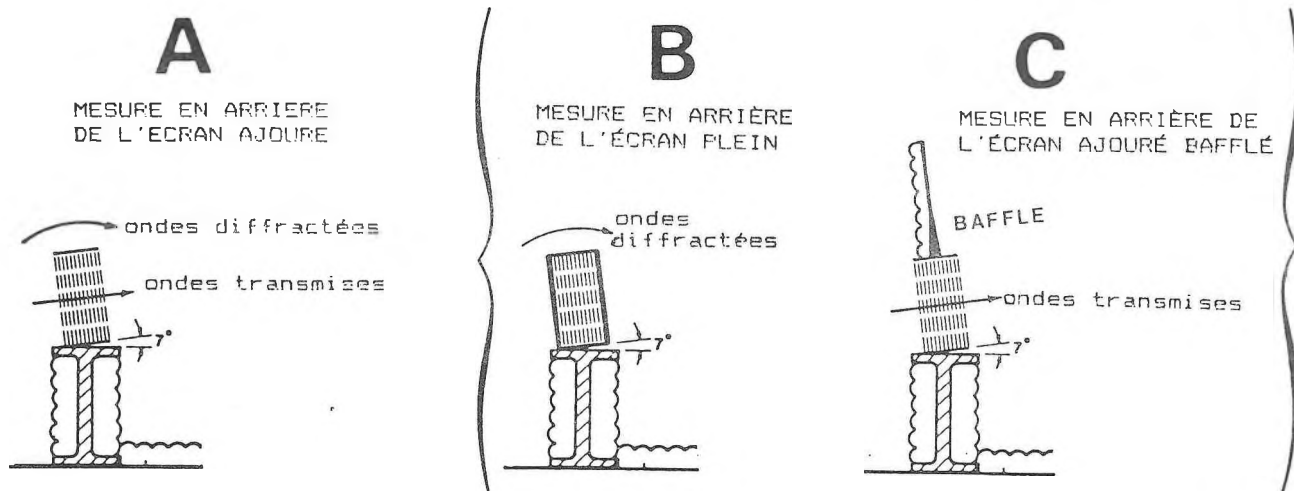


Figure 4: Méthode expérimentale: comparaison des champs de pression mesurés en arrière de l'écran ajouré (A) avec la somme des champs de pression mesurés en arrière de l'écran plein (B) et de l'écran ajouré bafflé (C):

$$(B+C)_{dB} - (A)_{dB} = \text{atténuation (+) ou amplification (-) due aux interférences } (\Delta L_{dB}).$$

#### PRESENTATION ET ANALYSE DES RESULTATS

Les figures 5 à 8 présentent les résultats des mesures et des calculs concernant l'atténuation ou l'amplification due aux interférences, pour les tiers d'octave centrés sur 80, 100, 125 et 160 Hz. Pour chaque verticale de points de mesure (figure 3), les effets d'interférences sont représentés en fonction de la hauteur.

Toutes les grandeurs (dimensions, fréquences, ...) sont ramenées à l'échelle réelle (x20).

Ces résultats montrent l'effet positif apporté par les interférences. Pour les fréquences de 80, 100 et 125 Hz, l'atténuation obtenue dans la zone située autour de la ligne d'ombre formée par l'écran est de l'ordre de 3 à 5 dB en moyenne, et peut atteindre localement une dizaine de dB à 100 Hz (fréquence pour laquelle le déphasage est théoriquement de 180°). A cette fréquence (figure 6), la zone d'interférences destructives est centrée sur la ligne d'ombre. Aux fréquences inférieures (figure 5), elle est située légèrement au dessus de la ligne d'ombre, et aux fréquences supérieures (figures 7 et 8), elle est en dessous. Ces décalages sont dus aux différences de parcours empruntés par les ondes diffractées et les ondes réfractées: en effet, ces dernières ayant acquis lors de leur traversée de l'écran ajouré un retard de phase inférieur à 180° aux fréquences inférieures à 100 Hz, devront parcourir un trajet plus long que les ondes diffractées pour se retrouver en opposition de phase avec elles; par contre, aux fréquences supérieures à 100 Hz, ce sont les ondes diffractées qui devront parcourir un trajet plus long pour être en opposition de phase avec les ondes transmises, retardées de plus de 180° par l'écran.

On peut également remarquer que l'effet négatif des interférences (amplification du niveau sonore) ne dépasse jamais 3 dB.

Notons enfin que la concordance entre résultats théoriques et expérimentaux est plutôt satisfaisante, sauf pour 160 Hz où la théorie est assez curieusement optimiste !

Figure 5: Effets des interférences ( $\Delta L_{dB}$ ) obtenus dans le 1/3 d'octave 80 Hz en fonction de la hauteur pour chaque verticale de points de mesure.

$\Delta L_{dB} > 0 \implies$  atténuation  
 $\Delta L_{dB} < 0 \implies$  amplification

— résultats expérimentaux  
 - - - résultats théoriques

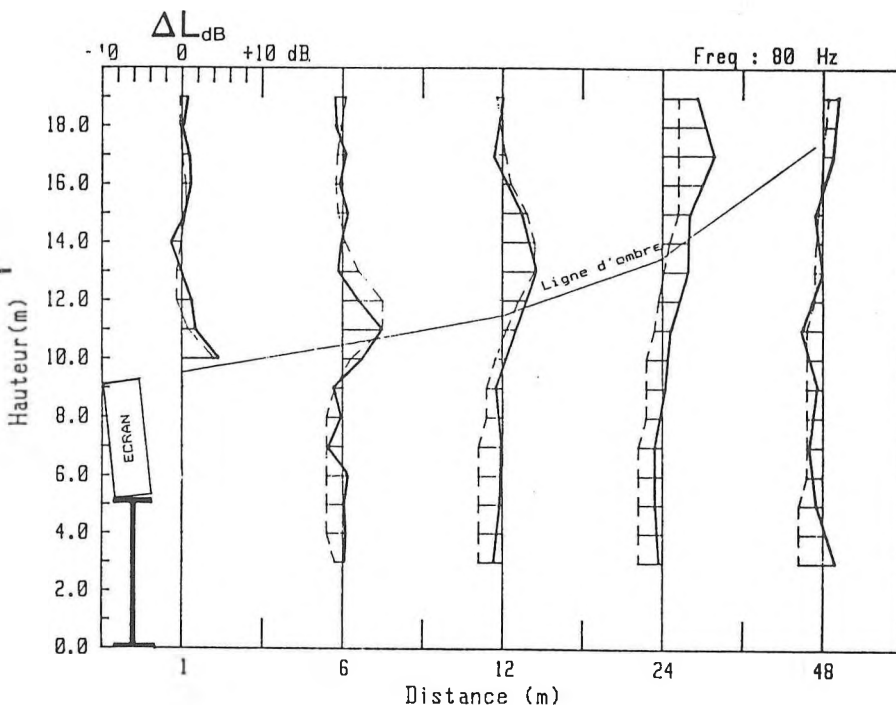


Figure 6: Idem, pour le tiers d'octave 100 Hz.

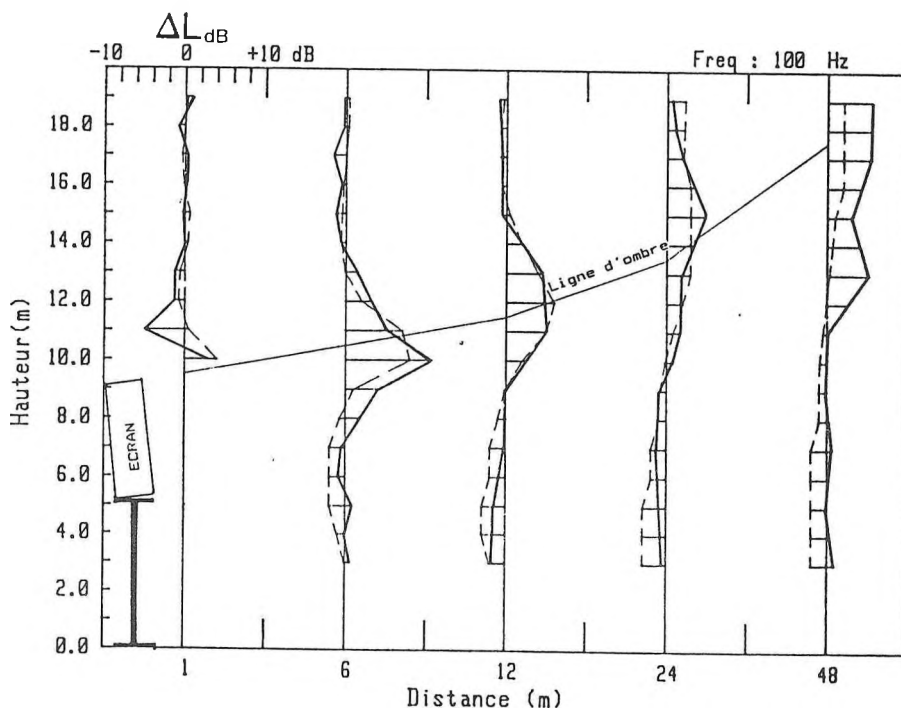
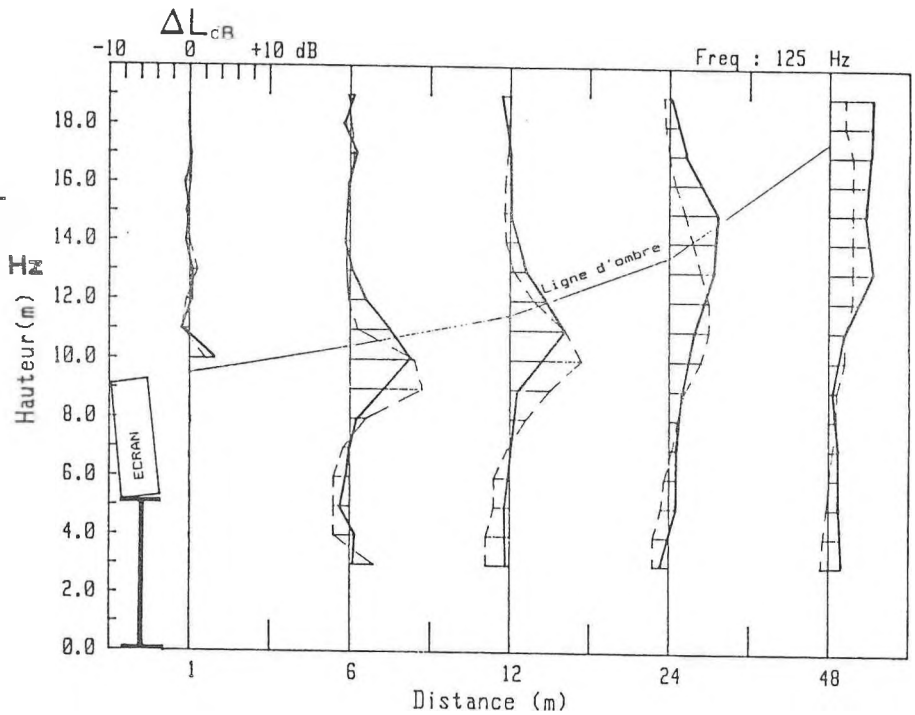


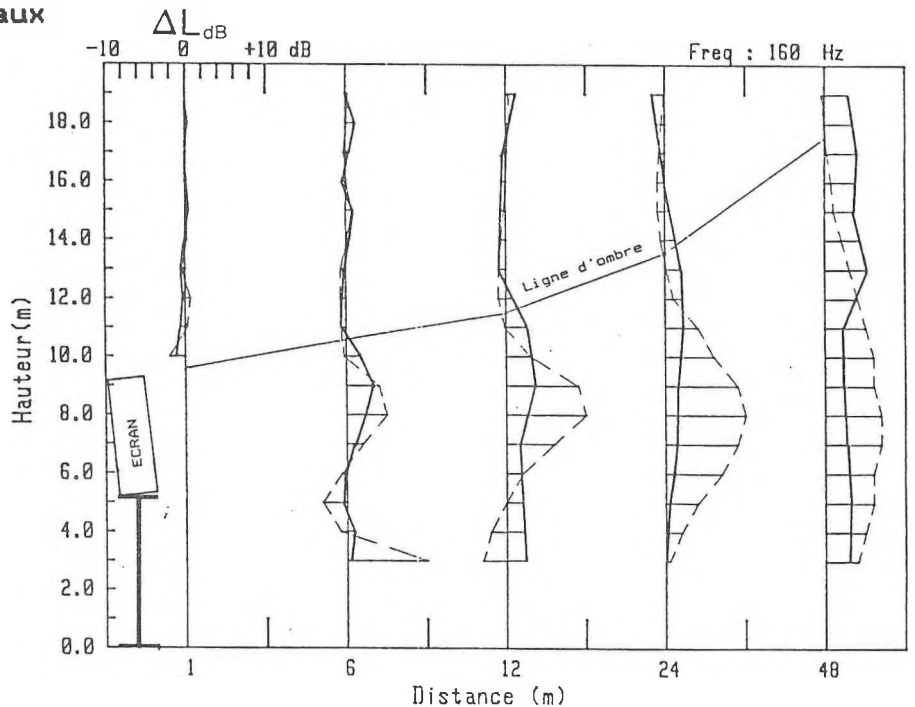
Figure 7: Effets des interférences ( $\Delta L_{dB}$ ) obtenus dans le tiers d'octave 125 Hz en fonction de la hauteur pour chaque verticale de points de mesure.



$\Delta L_{dB} > 0 \implies$  atténuation  
 $\Delta L_{dB} < 0 \implies$  amplification

— résultats expérimentaux  
 - - résultats théoriques

Figure 8: Idem, pour le tiers d'octave 160 Hz.



La figure 9 présente les mêmes résultats (atténuation ou amplification due aux interférences), mais en fonction de la fréquence entre 50 et 2500 Hz, pour quelques positions de mesures proches de la ligne d'ombre. Ces courbes confirment les constatations exposées précédemment et montrent en outre que pour les fréquences supérieures à 250 Hz (au dessus de la fréquence de coupure  $f_c$  des guides d'ondes constituant l'écran ajouré), l'effet des interférences est généralement pratiquement insignifiant ( $< \pm 2dB$ ).



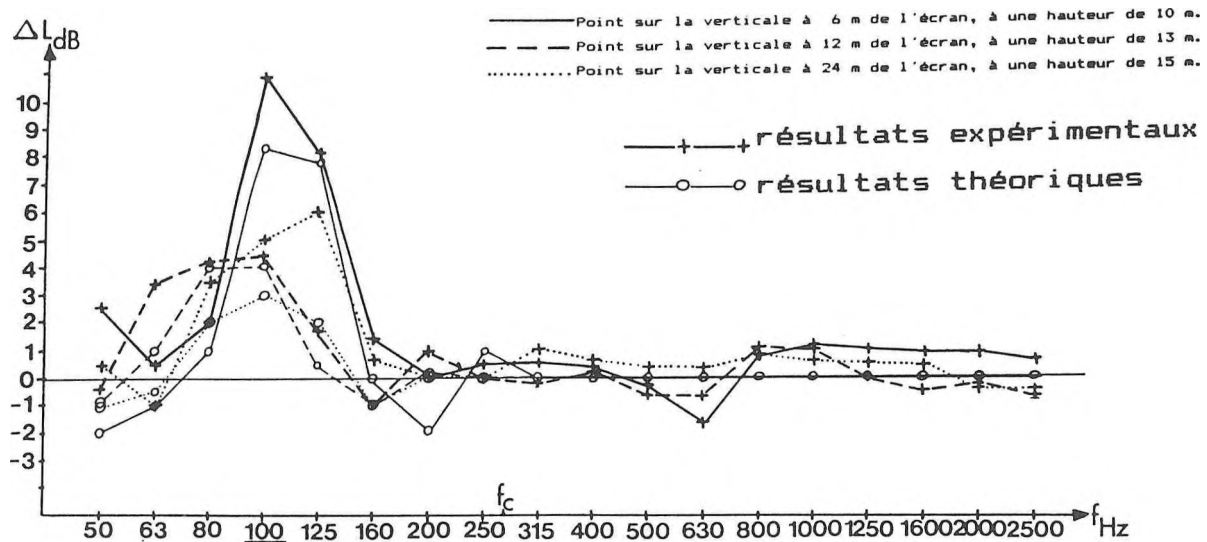


Figure 9: Effets des interférences ( $\Delta L_{dB}$ ) obtenus en quelques points de mesure voisins de la ligne d'ombre, en fonction de la fréquence .

$\Delta L_{dB} > 0 \implies$  atténuation  
 $\Delta L_{dB} < 0 \implies$  amplification

## CONCLUSIONS ET PERSPECTIVES

Les résultats des mesures effectuées sur un modèle d'écran ajouré déphaseur au Centre des Maquettes du C.S.T.B. de Grenoble, confirmés par la théorie élaborée à l'École Polytechnique de Montréal, montrent que l'on peut obtenir des interférences destructives importantes localisées autour de la ligne d'ombre, dans une certaine bande de basses fréquences.

D'autres études sur des modèles réduits de ce type d'écran sont actuellement entreprises en vue d'optimiser son comportement et sa géométrie, et d'approfondir les connaissances sur son fonctionnement, en particulier en prenant en compte les angles d'incidence obliques et l'effet de sol.

Ce procédé en cours d'application permettra peut-être d'améliorer l'efficacité aux basses fréquences des écrans conventionnels utilisés en milieux urbains (par exemple, protection des immeubles à plusieurs étages) et industriels, particulièrement pour les sources de bruit dont le spectre de fréquences est discret (transformateurs, tours de refroidissement, etc..).

## REFERENCES

- [1] M. Amram and R. Stern, 1981. J.A.S.A. 70, No 5, p. 1463, "Refractive and other Acoustic Effect Produced by a Prism-Shaped Network of Rigid Strips".
- [2] A.D. Pierce, 1974. J.A.S.A. 50, No 5, p. 941, "Diffraction of Sound around Corners and Wide Barriers".

# L'EFFICACITE D'UN ECRAN EN PRESENCE DE SURFACES D'EMPEDANCE DIFFERENTES

J. L. BERRY et J. NICOLAS

Département de génie mécanique  
Université de Sherbrooke  
Sherbrooke (Québec) J1K 2R1

G. DAIGLE

Division de physique  
Conseil National de Recherches Canada  
Ottawa (Ontario) K1A 0R6

## RESUME

Cet article aborde le problème de la propagation du son au-dessus d'un sol présentant une discontinuité d'impédance (type asphalte/pelouse). Des développements récents ont conduit à des solutions théoriques variées qui font l'objet de comparaison avec des résultats expérimentaux obtenus tant en milieu semi-anéchoïque qu'en extérieur. Le modèle théorique jugé le plus fiable est ensuite appliqué à la prédiction des performances d'un écran bruit. Il permet de calculer l'efficacité d'un écran séparant des surfaces de nature différents.

## SUMMARY

This paper deals with sound propagation above ground having an impedance discontinuity. Various theoretical approaches which have been recently developed are faced with experimental results carried out both indoors and outdoors. Then, the most efficient model has been matched to predict the performance of a sound barrier. It enables us to calculate the insertion loss of a screen lying on the discontinuity.

## 1. INTRODUCTION

L'examen de situations réelles révèle que bien souvent le son se propage au-dessus de surfaces mixtes, c'est-à-dire que la source (avion, véhicule urbain, usine) se situe plutôt sur une surface acoustiquement réfléchissante du type béton ou asphalte et le receveur sur une surface plus absorbante du type pelouse, voire même neige dans certaines régions. De telles situations dépassent bien entendu le cadre du modèle théorique [1] décrivant la propagation sonore sur une surface homogène qui est incapable d'évaluer la contribution due à chaque surface. Soucieux d'obtenir une meilleure connaissance des phénomènes physiques impliqués dans ce nouveau problème, plusieurs chercheurs [2-9] ont tout récemment proposé différentes approches théoriques que nous allons évaluer dans la section 2. Vu le manque de résultats expérimentaux dans ce

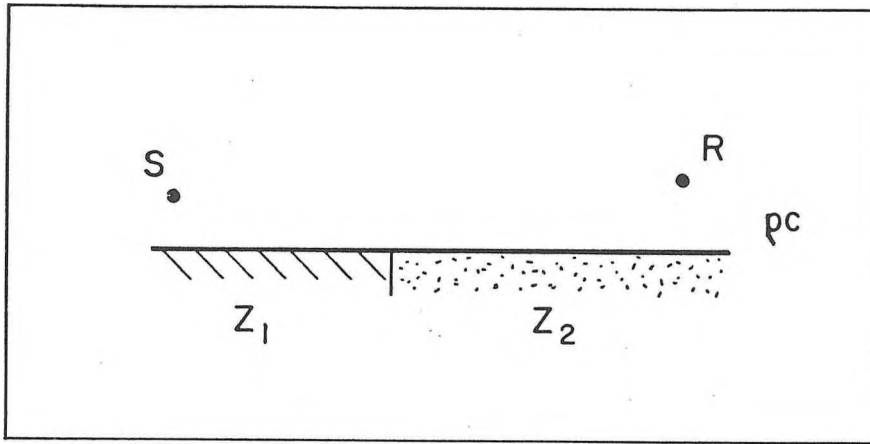


Figure 1 Source et receveur en présence d'une surface ayant une discontinuité brusque d'impédance.

domaine, nous avons réalisé des mesures à l'extérieur sur des surfaces du type asphalte/pelouse et des mesures en milieu semi-anéchoïque sur des matériaux d'impédance connue, en l'absence d'effets indésirables (vent, température, turbulence). Ces résultats expérimentaux sont comparés aux différentes approches théoriques dans la section 3.

Enfin, la section 4 est consacrée au calcul de l'efficacité d'un écran mince. L'apport du modèle de propagation sur surfaces mixtes y est mis en évidence ainsi qu'un indicateur plus réaliste des performances de l'écran.

Cet article reprend sous forme condensée des éléments déjà présentés par les auteurs dans la référence [9]. Néanmoins, l'objet de la présente publication est de donner davantage d'emphase à la prédiction de la performance d'un écran.

## 2. MODELES THEORIQUES

Le cas de la propagation du son en présence d'une surface à discontinuité d'impédance peut être adéquatement représenté par la fig. 1. A des fins de simplifications, on supposera que la discontinuité d'impédance est rectiligne et perpendiculaire au plan de propagation. La source S sera placée du côté le plus réfléchissant d'impédance  $Z_1$  et le receveur du côté absorbant d'impédance  $Z_2$ , ce qui, néanmoins, ne restreint pas la généralité du problème par application du principe de réciprocité.

Nous allons présenter dans ce qui suit, trois modèles de propagation du son sur surfaces mixtes.

- Deux à caractère semi-empirique sont basés sur les théories de la diffraction : De Jong [6], Koers [7]
- Un à caractère numérique utilisant le théorème de Green : Rasmussen [4].

## 2.1 Modèle semi-empirique de De Jong [6]

A partir des travaux sur la diffraction par un  $\frac{1}{2}$  plan réfléchissant auxquels Bowman & Senior [10] font référence, De Jong [6] a développé un modèle semi-empirique où la discontinuité d'impédance est modélisée par l'apparition d'une onde de diffraction (chemin  $r_3$  de la figure 2).

L'expression du champ sonore au receveur est alors la suivante

$$\phi = \frac{e^{ik_0 r_1}}{r_1} + Q \frac{e^{ik_0 r_2}}{r_2} + (Q_1 - Q_2)\phi_{\text{diff}} \quad (1)$$

où  $\phi_{\text{diff}}$  est le champ diffracté par un  $\frac{1}{2}$  plan infini réfléchissant.

$$\phi_{\text{diff}} = -\frac{e^{-i\pi/4}}{\pi} \left[ F(k_0(r_3-r_1))^{\frac{1}{2}} \frac{e^{ik_0 r_1}}{r_3} + \varepsilon F(k_0(r_3-r_2))^{\frac{1}{2}} \frac{e^{ik_0 r_2}}{r_3} \right] \quad (2)$$

avec  $F(x) = \int_x^\infty e^{i\mu^2} d\mu$  (intégrale de Fresnel)

Si la réflexion se fait sur  $Z_1$ :  $Q = Q_1$  et  $\varepsilon = +1$

Si la réflexion se fait sur  $Z_2$ :  $Q = Q_2$  et  $\varepsilon = -1$

Le premier terme de l'équation(1) représente l'onde directe (chemin  $r_1$ ), le deuxième terme tient compte de l'onde réfléchie ( $Q$  coefficient de réflexion d'ondes sphériques : voir [1] pour détails). Enfin, le troisième terme modélise l'onde diffractée émanant de la ligne de discontinuité. Plus précisément,  $Q_1\phi_{\text{diff}}$  et  $Q_2\phi_{\text{diff}}$  représentent respectivement les champs diffractés par des demi-plans réfléchissants corrigés empiriquement pour leur impédance finie  $Z_1$  et  $Z_2$  qui, par juxtaposition, modélisent le champ diffracté par la discontinuité.

- On remarque que si S et R sont intervertis, le point de réflexion au sol est inchangé et le champ sonore identique (principe de réciprocité)
- Si  $Q_1 = Q_2$ , le terme d'onde diffractée disparaît laissant place à la propagation sur surface homogène telle que décrite dans [1].

Le modèle basé sur l'équation (1) est très facile à programmer, peu exigeant du point de vue du temps de calcul (100 fréquences en 2 s. sur NASCO 5000 E) et a fait l'objet de comparaison avec l'expérience que nous commenterons en 3.

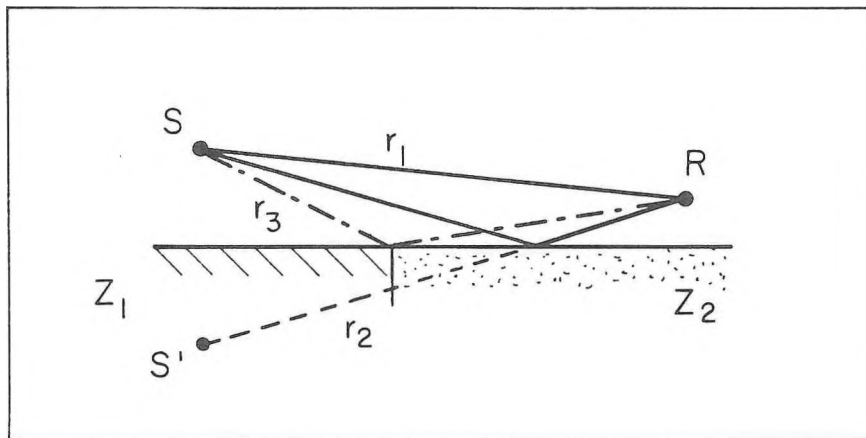


Figure 2 Paramètres utilisés dans le modèle de De Jong.  $r_1$  est la distance de la source au receveur,  $r_2$  la distance source-images au receveur et  $r_3$  représente le trajet source-discontinuité-receveur.



### 2.3 Modèle de Rasmussen [4, 5]

Des solutions numériques basées sur le théorème de Green ont aussi été proposées par différents auteurs [2, 8] mais ces approches ont l'inconvénient d'être particulièrement lente et exigeante du point de vue informatique et de cacher les phénomènes physiques impliqués. Rasmussen [4], en utilisant la formulation de Kirchhoff-Fresnel, ramène le problème à une intégration numérique dans le plan de discontinuité. L'expression du champ est alors la suivante,

$$\phi = 2 \int_0^{\infty} \int_{-\infty}^{+\infty} \left( \frac{e^{ik_0 r_1}}{4\pi r_1} + Q_1 \frac{e^{ik_0 r_2}}{4\pi r_2} \right) \left[ \left( -ik_0 + \frac{1}{r_3} \right) \frac{e^{ik_0 r_3}}{4\pi r_3} d_2 + \left( -ik_0 + \frac{1}{r_4} \right) Q_2 \frac{e^{ik_0 r_4}}{4\pi r_4} d_2 \right] dydz \quad (6)$$

Cette équation peut être discrétisée mais conduit à des temps de calcul prohibitifs. Dans une version récente [5], Rasmussen propose une simplification de l'équation (6) en utilisant le principe de phase stationnaire qui réduit le champ à une intégrale simple sur une ligne verticale au-dessus de la discontinuité (voir fig. 4).

$$\phi = d_2 (8\pi k_0)^{\frac{1}{2}} \frac{e^{-i\pi/4}}{16\pi^2} \int_0^{\infty} \left[ \frac{e^{ik_0(r_1+r_3)}}{(r_3^3 r_1(r_1+r_3))^{\frac{1}{2}}} + \frac{Q_2 e^{ik_0(r_1+r_4)}}{(r_4^3 r_1(r_1+r_4))^{\frac{1}{2}}} + \frac{Q_1 e^{ik_0(r_2+r_3)}}{(r_3^3 r_2(r_2+r_3))^{\frac{1}{2}}} + \frac{Q_1 Q_2 e^{ik_0(r_2+r_4)}}{(r_4^3 r_2(r_2+r_4))^{\frac{1}{2}}} \right] dz \quad (7)$$

Cette équation donne des résultats assez similaires à l'équation (6) mais, c'est néanmoins une méthode délicate à mettre en oeuvre car l'utilisateur doit déterminer le pas d'intégration  $\Delta z$  et la hauteur d'intégration  $N\Delta z$  pour obtenir le meilleur compromis convergence suffisante/vitesse d'exécution. Bien évidemment, ces deux paramètres sont fonctions de la fréquence et de la géométrie des problèmes. Nos calculs ont montré que  $\Delta z = 0.2 \lambda$  et  $N = 100$  conduisaient au meilleur compromis pour des distances inférieures à 10 m jusqu'à 2000 Hz, néanmoins pour des configurations différentes le choix de  $\Delta z$  et  $N$  doit être asservi à la distance source-receveur et à la fréquence, ce qui conduit à une convergence plus lente. Précisons que pour certaines géométries en basses fréquences ( $kr$  petit), la convergence s'est avérée impossible. A titre indicatif, avec  $N$  et  $\Delta z$  optimisés, le temps de calcul pour 100 fréquences est de 50 s. sur NASCO 5000 E.

Dans la section qui suit, les modèles théoriques font l'objet de comparaison avec des mesures expérimentales sur la base de l'atténuation excédentaire définie par

$$ATT = 20 \log_{10} \left| \frac{\phi}{\phi_d} \right| \quad (8)$$

où  $\phi$  est le champ sonore au receveur sur surface mixte (eqs 1, 5 ou 7) et  $\phi_d$  est le champ direct  $\phi_d = e^{ik_0 r_1}/r_1$

### 3. RESULTATS EXPERIMENTAUX ET DISCUSSION

#### 3.1 Procédure expérimentale

Le principe décrit dans [1] a été utilisé pour la simulation en intérieur. Quant à la modélisation des surfaces, on a choisi de représenter la surface réfléchissante tantôt par une plaque de bois d'épaisseur 0.05 m (estimée à 20 000 cgs) tantôt par la juxtaposition de dalles de béton de même épaisseur ( $\sigma = 100\ 000$  cgs) et la surface absorbante par de la laine minérale. L'imperméabilité de la laine minérale a été évaluée au préalable par des mesures d'atténuation sur laine seule par la technique de l'ajustement de courbes ( $\sigma = 50$  cgs avec le modèle d'impédance de Delany & Bazley [14]).

Les mesures réalisées en extérieur ont été obtenues sur une surface mixte composée d'asphalte et de pelouse. En guise de source sonore, nous avons utilisé la source de puissance B & K 4205 et le haut-parleur B & K 1011. Afin de maintenir un bon rapport signal-bruit de fond la distance source-receveur se limitait à 10 m environ. La source sonore émet un bruit large bande dans la gamme 100 Hz - 10 kHz et les résultats sont analysés en 1/3 d'octave. Le spectre émis par la source est mesuré à 0.3 m de celle-ci en champ libre, puis extrapolé sur la base de l'atténuation géométrique à distance source-receveur. L'atténuation excédentaire due au sol est ensuite obtenue par différence entre le niveau de référence en champ libre et le niveau mesuré en présence du sol.

#### 3.2 Résultats en milieu semi-anéchoïde (Fig. 5)

Sur la figure 5, les points expérimentaux ont été mesurés avec la source sur le bois ( $h_s = 0.01$  m) et le receveur sur la laine minérale ( $h_r = 0.02$  m).

En maintenant la distance source-receveur constante et égale à 2.4 m, nous envisageons plusieurs situations : (1) 99% de surface dure, (2) 70%, (3) 30%. Ces résultats expérimentaux montrent, pour toutes les fréquences, une atténuation excédentaire qui est croissante avec la longueur d'absorbant et qui s'inscrit logiquement entre le niveau théorique sur surface réfléchissante et le niveau théorique sur laine minérale seule. La superposition des résultats expérimentaux et des courbes théoriques obtenues avec les modèles de De Jong (DJ), Koers (K) et Rasmussen (R) révèle que :

- le modèle de Rasmussen se compare très favorablement aux résultats expérimentaux dans toutes les géométries. A noter sur la fig. 5.1 l'absence de simulation théorique pour  $f < 800$  Hz. Le caractère extrême de cette géométrie ( $kr \ll 1$  sur l'absorbant) n'a pu conduire à une convergence satisfaisante des calculs.
- le modèle de De Jong est considérablement dans l'erreur pour les géométries avec source et receveur au sol. Ceci se caractérise par une large interférence destructive dont on peut montrer qu'elle est due à une opposition de phase et presque simultanément une égalité d'amplitude entre les deux premiers termes et le terme de diffraction de l'équation (1). Ceci confirme le caractère semi-empirique de la modélisation des ondes de diffraction, du moins dans cette configuration. Néanmoins cette tendance disparaît en hautes fréquences où les prédictions sont raisonnables.
- le modèle de Koers, si il conduit à un accord correct sur la fig. 5.1, ne présente pas moins les mêmes caractéristiques que le modèle de De Jong. On peut d'ailleurs montrer que le troisième terme de l'équation (1) est identique au champ diffracté évalué par Koers (eq. 4) quand  $Q_1 = 1$  (surface parfaitement réfléchissante).

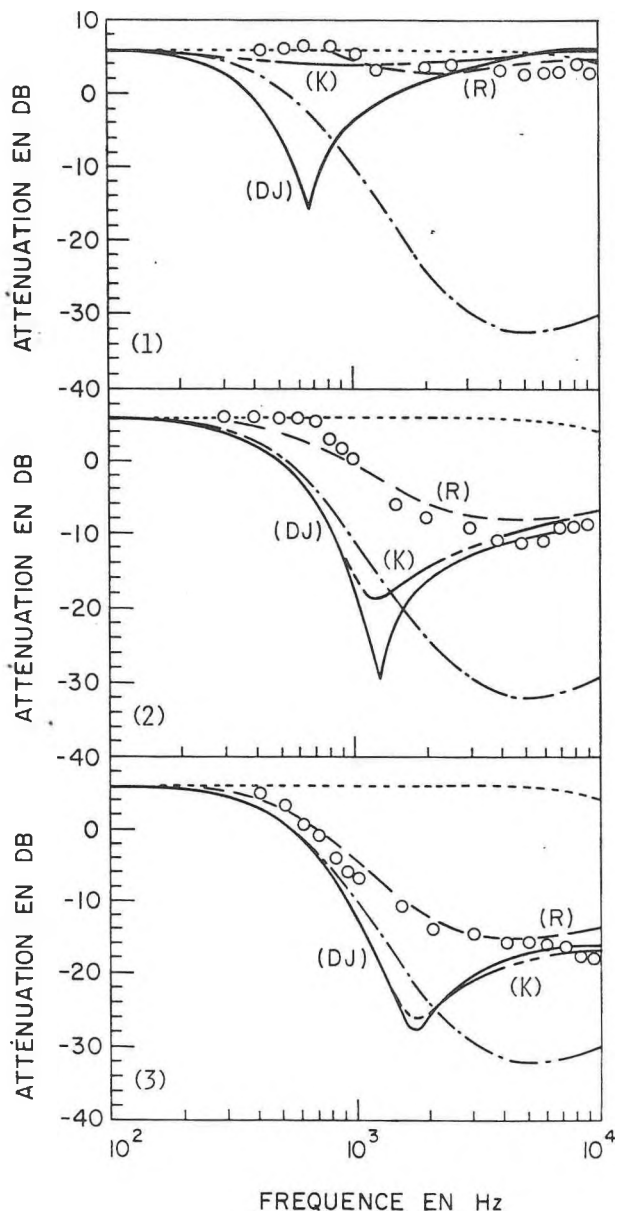


Figure 5 Atténuation excédentaire en dB (eq. 8)  
 (O) mesures expérimentales  
 (---) modèle de Rasmussen (R) (eq. 7)  
 (—) modèle de De Jong (DJ) (eq. 1)  
 (- · - ·) modèle de Koers (K) (eq. 5)  
 (---) surface homogène  $\sigma = 20\ 000$  cgs (bois)  
 (---) surface homogène  $\sigma = 50$  cgs (laine)  
 géométrie (voir texte).

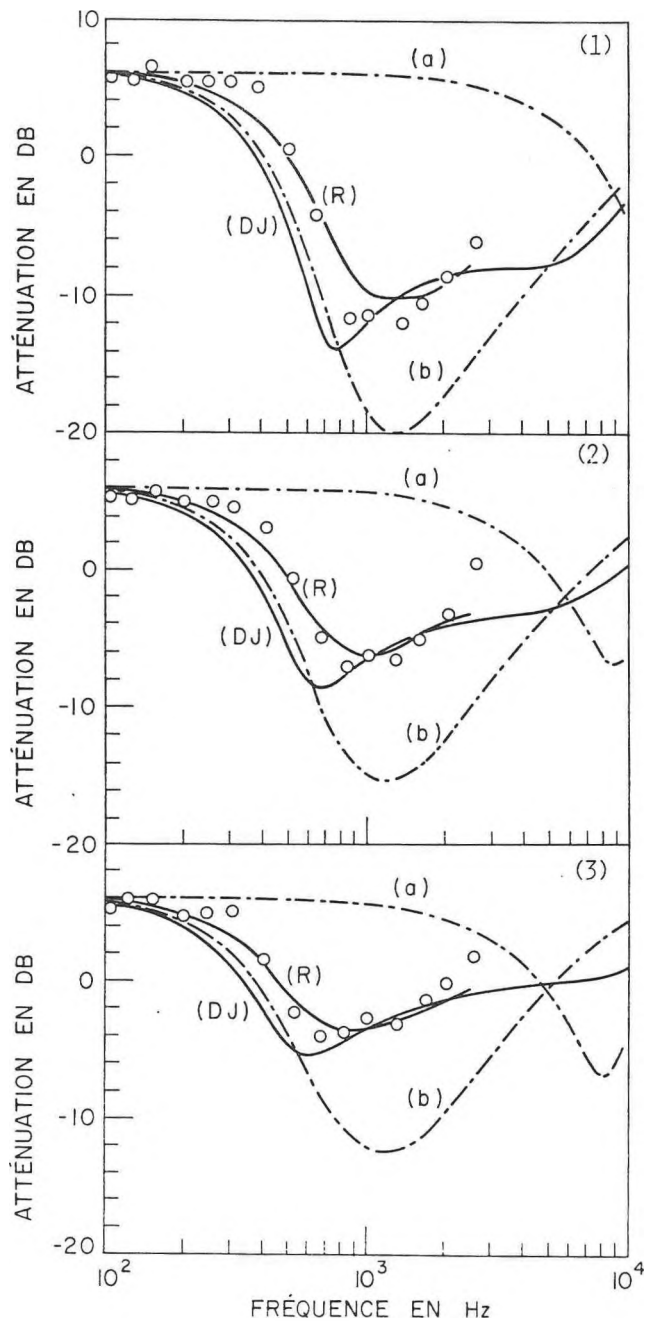


Figure 6 Atténuation excédentaire en dB (eq. 8).  
 (O) mesures expérimentales  
 (---) (R) modèle de Rasmussen (eq. 7)  
 (—) (DJ) modèle de De Jong (eq. 1)  
 (- · - ·) (a) surface homogène  $\sigma = 10\ 000$  cgs (asphalte)  
 (····) (b) surface homogène  $\sigma = 85$  cgs (pelouse)  
 géométrie (voir texte)



### 3.3 Résultats à l'extérieur (Fig. 6)

Une série d'essais a été réalisée sur une surface mixte composée d'asphalte et de pelouse. Le but est de confirmer les tendances apportées par les essais en intérieur mais de les évaluer sur une plus grande distance et également de considérer des incidences moins rasantes. La source se situe sur l'asphalte à 0.1 m du sol et à 2 m de la discontinuité, le receveur est sur la pelouse à 6 m de la discontinuité et à hauteur variable (1) : 0.2 m, (2) : 0.35 m, (3) : 0.5 m. Expérimentalement, il est intéressant de constater que 25% d'asphalte sur le chemin de propagation des ondes sonores ont considérablement limité le pouvoir d'atténuation de la portion absorbante, et ce, aux trois incidences considérées. Cette constatation permet de mieux cerner l'influence de la chaussée lors de la propagation du son émanant d'un véhicule routier. En incidence rasante (fig. 6.1), le modèle de Rasmussen reste le plus précis tandis que le modèle de De Jong surestime toujours l'atténuation. Sur toutes les courbes de la figure 6, le modèle de Koers a été omis par souci de clarté, les écarts avec le modèle de De Jong n'excédant pas 0.5 dB. A mesure que le receveur s'élève et que l'incidence est moins rasante (figs. 6.2 et 6.3), le modèle de De Jong conduit à des prédictions correctes mais reste moins précis que l'approche adoptée par Rasmussen. En guise de commentaire final, on peut conclure que le modèle de Rasmussen conduit à des prédictions satisfaisantes sous toutes les configurations tandis que le modèle de De Jong est erroné dans les situations avec source et receveur près du sol, ce qui constitue une sévère limitation pour les grandes distances. Néanmoins, le premier a le désavantage d'être délicat à mettre en oeuvre et de conduire à des temps de calcul assez longs.

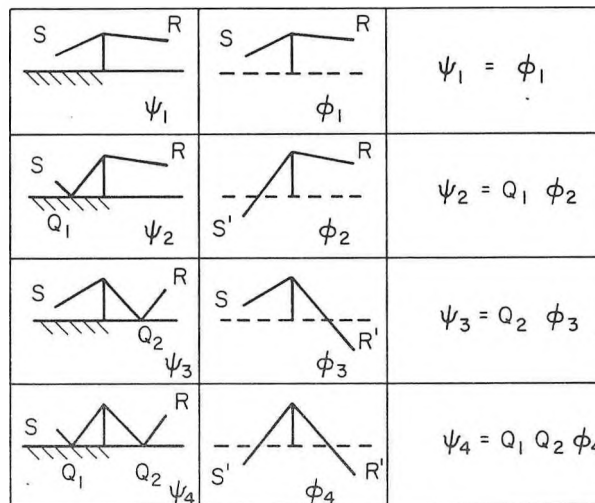


Figure 7 Principe de calcul du champ diffracté par un écran mince en présence du sol d'après Isei [13]. A gauche on retrouve les quatre trajets source-receveur. Les trajets équivalents utilisés pour le calcul de diffraction sont au centre. Le champ diffracté  $\phi$  est corrigé pour tenir compte de la réflexion au sol pour obtenir le champ désiré  $\psi$ .

#### 4. APPLICATION AU CALCUL DE LA PERFORMANCE D'UN ECRAN MINCE

Ces dernières années, les écrans bruit ont suscité beaucoup d'intérêt tant du point de vue théorique que de leur implantation aux abords des routes situées en zone urbaine. A la lumière des théories de la diffraction et des résultats acquis sur la propagation du son en présence de surface homogène [1] ou mixte, il est désormais possible de prédire, dans une gamme élargie de configurations les performances d'un écran sur le lieu même de son implantation.

##### 4.1 Théorie de la diffraction par $\frac{1}{2}$ plan infini

Devant les limitations des théories de la diffraction de Kirchhoff-Fresnel [13] et de la solution de MacDonald approximée au 1er ordre, nous avons choisi de calculer le champ diffracté dans la zone d'ombre de l'écran à l'aide de la solution exacte de MacDonald [15]. Elle a été récemment adaptée numériquement par Hadden & Pierce [11] sous une forme intégrable par les techniques de Laguerre et validée expérimentalement par Nicolas et al [12] en y incluant les effets de sol.

##### 4.2 Ondes de diffraction en présence du sol

Comme l'illustre la fig. 7, du fait de la présence du sol et des réflexions qui l'accompagnent, on se trouve en présence de quatre ondes de diffractions qui apportent chacune leur contribution au champ total. Le mode de calcul est alors le suivant :

\* en l'absence du sol, on isole chaque rayon diffracté et l'on calcule leur contribution compte tenu de leur parcours effectif :  $\psi_i$ ,  $i = 1, 2, 3, 4$ .

\* le champ  $\psi_i$  est corrigé en tenant compte de la (ou des) réflexion(s) possible(s) au sol en le multipliant par le coefficient de réflexion ( $Q_i$ ) d'ondes sphériques correspondant :  $\phi_i$ ,  $i = 1, 2, 3, 4$ .

Le champ total diffracté dans la zone d'ombre est donné par :

$$\phi_{diff} = \sum \phi_i = \psi_1 + Q_1\psi_2 + Q_2\psi_3 + Q_1Q_2\psi_4 \quad (9)$$

Chaque  $\psi_i$  est calculé par le modèle de Hadden & Pierce [11] et la supposition est faite que l'écran est parfaitement réfléchissant.

L'indicateur le plus précis de la performance d'un écran acoustique est l'efficacité qui représente le rapport entre le niveau sonore au receveur en présence de l'écran et du sol et le niveau sonore sans écran mais en présence du sol. Lorsque le receveur est situé dans la zone d'ombre de l'écran, elle s'exprime par

$$EFF = 20 \log_{10} \left| \frac{\phi_{diff}}{\phi_g} \right| \quad (10)$$

où  $\phi_{diff}$  est le champ diffracté et  $\phi_g$  le champ sonore en présence du sol. L'efficacité ainsi définie est une caractéristique intrinsèque de l'écran sur son lieu d'implantation.

##### 4.3 Calcul de l'efficacité d'un écran mince

Deux situations simples peuvent se présenter:

- \* Si le sol est de même nature de part et d'autre de l'écran,  $\phi_g$  peut être évalué adéquatement par l'eq. 7 de la référence [1]
- \* Si l'écran est implanté sur la ligne de discontinuité de deux surfaces différentes - situation qui survient par exemple au bord d'une

route - le champ de référence sans écran est alors un cas typique de propagation sur surface mixte. Nous suggérons alors d'utiliser le modèle semi-empirique de De Jong (eq. 1) ou, lorsque celui-ci est en échec (incidences très rasantes ou configurations extrêmes) à l'aide du modèle numérique de Rasmussen (eq. 7). Antérieurement, du fait de l'absence de théories fiables pour modéliser l'effet de surfaces mixtes, certains auteurs [13] suggéraient de ne considérer, pour la référence, que la surface où se produisait la réflexion en l'absence de l'écran. A la lumière des différences notables qui apparaissent entre l'atténuation sur surface mixte et sur surface homogène, on peut facilement imaginer que cette démarche peut conduire à des prédictions erronées quant à l'évaluation de l'efficacité d'un écran. A ce propos, la fig. 8 illustre une situation pratique où l'écran sépare deux surfaces de nature différente. La courbe (a) représente l'efficacité de l'écran, le calcul du champ sans écran étant effectué à l'aide du modèle de surface mixte proposé par De Jong. Les courbes (b) et (c) sont obtenues en prenant comme référence-sol respectivement une surface entièrement "asphalte" et une surface entièrement "pelouse". Comme prévu la courbe (a) s'inscrit comme une situation intermédiaire entre les prédictions (b) et (c). Notons que dans cette configuration, le point de réflexion se situe du côté "pelouse". Dans les trois cas, le calcul du champ diffracté est le même, conformément au schéma de calcul illustré par la fig. 7. Le choix du modèle de De Jong a été motivé pour des raisons de temps de calcul et parce qu'une comparaison avec le modèle de Rasmussen n'a pas révélé d'écart supérieurs à 2 dB dans la configuration étudiée.

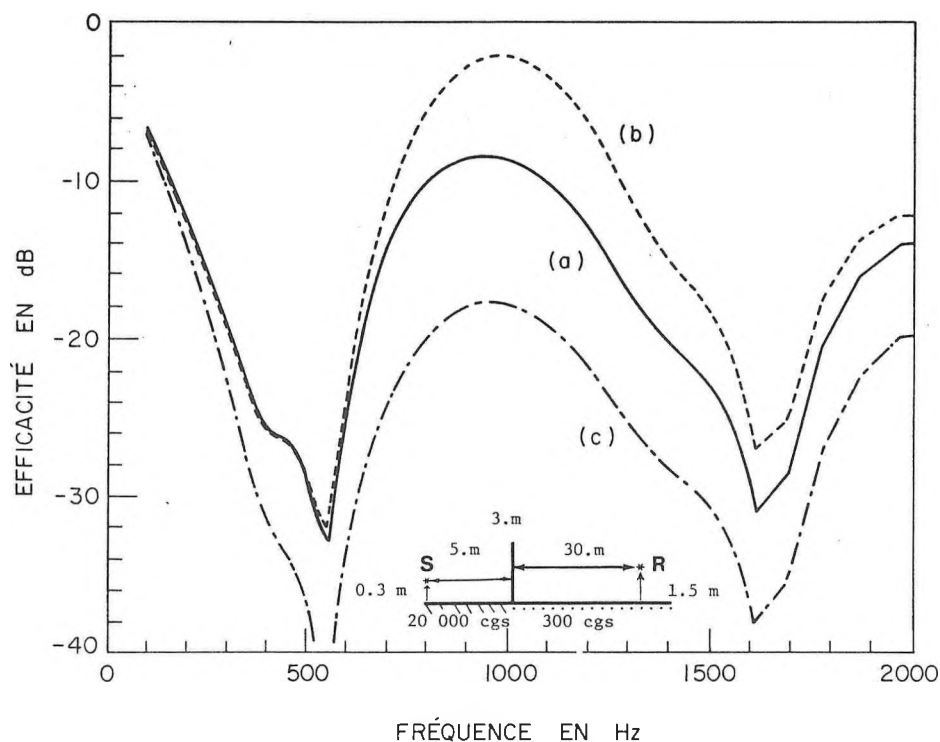


Figure 8 Efficacité d'un écran mince en dB (eq. 10)  
 (—) (a) référence-sol  $\phi_g$  calculée à l'aide du modèle de De Jong.  
 (-----) (b) référence-sol  $\phi_g$  calculée sur surface homogène  $\sigma = 300$  cgs.  
 (- - -) (c) référence-sol  $\phi_g$  calculée sur surface homogène  $\sigma = 20\ 000$  cgs.  
 géométrie (voir figure)

#### 4.4 Notion d'efficacité équivalente

L'efficacité d'écran telle que calculée au paragraphe précédent n'a de valeur que pour une source ponctuelle située dans le plan perpendiculaire à l'écran. Or, dans la réalité, le receveur perçoit plutôt l'intégration du bruit lors du passage d'un véhicule. Dans cette perspective, nous suggérons une manière plus dynamique de caractériser l'écran en s'inspirant de la notion de niveau équivalent ( $L_{eq}$ ). Celui-ci

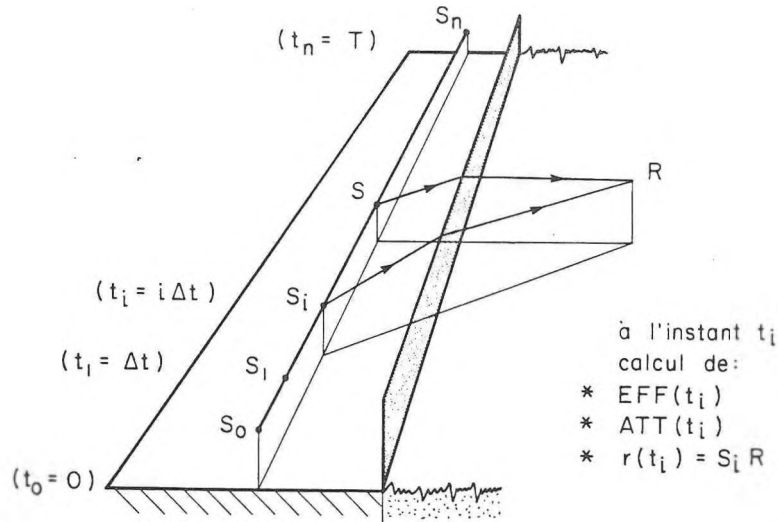


Figure 9 Définition géométrique des paramètres utilisés pour le calcul de l'efficacité équivalente dans l'équation (11).

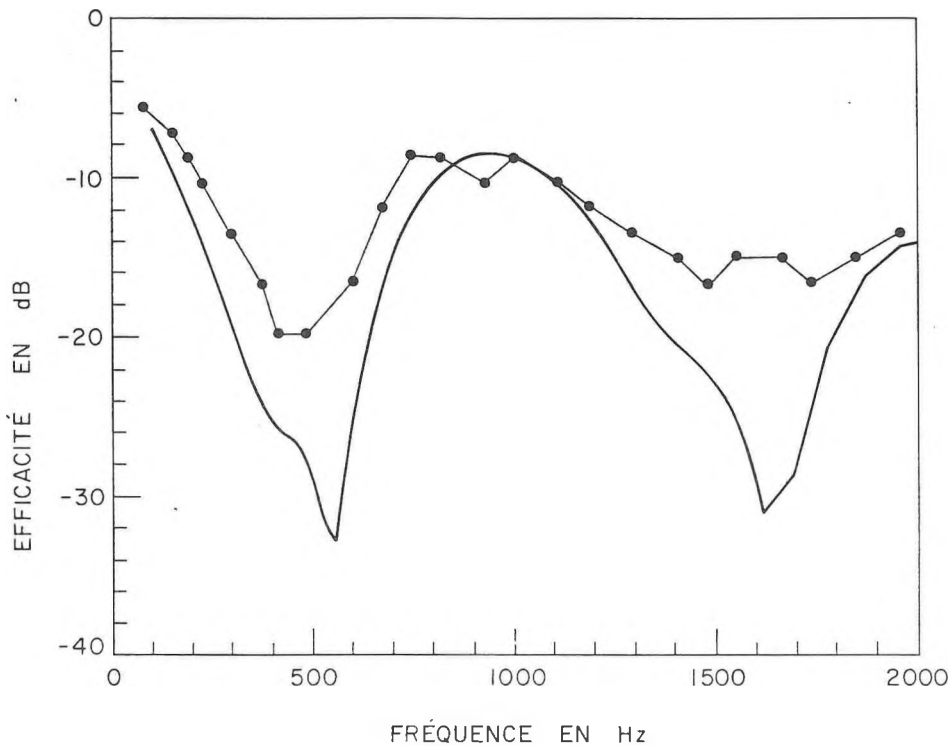


Figure 10 Efficacité d'un écran mince en dB.  
 (—) efficacité calculée courbe (a) fig. 8.  
 (•—•) efficacité équivalente (eq. 11) dans les conditions  $V = 20$  m/s;  $T = 10$  s;  $\Delta t = 0.1$  s.

est défini par :

$$L_{eq} = 10 \log_{10} \frac{1}{T} \int_0^T 10^{L/10} dt$$

où  $L$  est le niveau receveur exprimé en dB,  $T$  la durée d'analyse en s.  
En discrétisant en éléments de durée  $\Delta t_i$  pendant lesquels le niveau reste constant et égal à  $L(t_i)$ ,

$$L_{eq} = 10 \log_{10} \left[ \frac{1}{T} \sum_i 10^{L(t_i)/10} \Delta t_i \right]$$

En présence de l'écran :  $L_1 = 10 \log_{10} \left[ \frac{1}{T} \sum_i 10^{L_1(t_i)/10} \Delta t_i \right]$

où  $L_1(t_i)$  est le niveau en dB, dû aux ondes diffractées à l'instant  $t_i$ .

En l'absence de l'écran :  $L_2 = 10 \log_{10} \left[ \frac{1}{T} \sum_i 10^{L_2(t_i)/10} \Delta t_i \right]$

où  $L_2(t_i)$  est le niveau en dB, dû aux ondes sonores en présence du sol à l'instant  $t_i$  (sol mixte ou homogène).

L'efficacité équivalente de l'écran s'en déduit par :

$$EFF_{eq} = L_1 - L_2 = 10 \log_{10} \frac{\sum_i 10^{L_1(t_i)/10} \Delta t_i}{\sum_i 10^{L_2(t_i)/10} \Delta t_i}$$

Pendant la durée d'analyse  $T = \sum_i \Delta t_i$ , la source peut décrire une trajectoire quelconque qui, analysée à tous les instants  $t_i$ , fait l'objet du calcul de l'efficacité de l'écran  $EFF(t_i)$  et de l'atténuation excédentaire  $ATT(t_i)$ . La distance horizontale source-receveur est également variable et égale à  $r(t_i)$  (voir fig. 9). En faisant abstraction des effets météorologiques (vent, turbulence, gradients de température) et de l'absorption atmosphérique,

$$L_1(t_i) = L_{1m}(t_i) + D(t_i) + EFF(t_i)$$

$$L_2(t_i) = L_{1m}(t_i) + D(t_i) + ATT(t_i)$$

$$\text{où } D(t_i) = 10 \log_{10}(1/r^2(t_i))$$

et  $L_{1m}(t_i)$  représente le niveau en dB mesuré à 1 m de la source à chaque instant  $t_i$ . Si l'on fait l'hypothèse d'une source non fluctuante dans le temps et non directive  $L_{1m}(t_i) = L_{1m} = c^{te}$ , si, de plus, l'analyse se fait à intervalles constants  $\Delta t_i = \Delta t = c^{te}$ , l'efficacité équivalente s'écrit

$$EFF_{eq} = 10 \log_{10} \frac{\sum_i 10^{0.1(EFF(t_i)+D(t_i))}}{\sum_i 10^{0.1(ATT(t_i)+D(t_i))}} \quad (11)$$

Dans la simulation présentée sur la fig. 10, la géométrie est identique à celle de la fig. 8. Le véhicule se déplace à vitesse constante  $V = 20$  m/s sur une ligne droite parallèle à l'écran pendant une durée  $T = 10$  s et les paramètres temporels sont évalués à tous les  $\Delta t = 0.1$  s. La courbe (●—●) représentant l'efficacité équivalente calculée selon l'éq. 11 ne restitue pas les interférences entre ondes réfléchies et diffractées de la courbe en trait plein obtenu en calculant l'efficacité en position centrale mais s'appuie sur les maximums. Seul le "creux" entre 100 Hz et

700 Hz est partiellement restitué car il correspond à l'effet du sol dû à la surface mixte. Globalement, l'efficacité équivalente d'un écran est moins optimiste que l'efficacité ponctuelle mais semble une image plus fidèle des phénomènes qui se produisent réellement et pourrait permettre d'éviter les désagréables surprises dues aux écarts entre performances prédites et performances effectives. Néanmoins, les effets de directivité de la source, l'influence des gradients de température et du vent difficilement modélisables restent encore à étudier.

## 5. CONCLUSION

Les mesures de propagation du son réalisées sur des surfaces présentant une discontinuité d'impédance ont permis de mettre en évidence un spectre d'atténuation excédentaire sensiblement différent de ce qu'il serait sur un sol homogène. Trois modèles théoriques ont été utilisés pour décrire ce phénomène. Les modèles de De Jong [6] et Koers [7], basés sur une construction semi-empirique de l'onde diffractée par la discontinuité d'impédance, sont assez similaires et conduisent à des prédictions correctes à l'exception des situations où source et receveur sont proches du sol. Par contre, le modèle de Rasmussen [5], utilisant le théorème de Green, se compare très favorablement aux résultats expérimentaux dans toutes les configurations envisagées mais présente l'inconvénient de conduire à des temps de calcul plus longs.

Le calcul précis de l'efficacité d'un écran mince nécessite l'évaluation du champ sonore en l'absence d'écran. Dans les situations de surfaces mixtes, le modèle de Rasmussen ou de De Jong sont utilisés, quant à la diffraction par l'écran, elle est calculée à l'aide de la théorie suggérée par Hadden & Pierce [11]. La méthode suggérée pourrait permettre d'évaluer avec plus de justesse la performance d'un écran anti-son. Toujours dans cette perspective, l'idée d'une efficacité "équivalente" pour caractériser l'écran de manière plus réaliste est proposée.

## REFERENCES BIBLIOGRAPHIQUES

- [1] J. Nicolas, J.L. Berry, "Propagation du son et effet de sol", à soumise à la Revue d'Acoustique.
- [2] J. Durnin, H.L. Bertoni, "Acoustic propagation over ground having unhomogeneous surface impedance", J. Acoust. Soc. Am. 70, 852-859 (1981).
- [3] M. Naghieh, S.I. Hayek, "Diffraction of a point source by two impedance covered-planes", J. Acoust. Soc. Am. 69, 629-637 (1981).
- [4] K.B. Rasmussen, "Propagation of road traffic over level terrain", J. Sound Vib. 82, 51-61 (1982).

- [5] K.B. Rasmussen, "A note on the calculation of sound propagation over impedance jumps and screens", J. Sound Vib. 84, 598-602 (1982).
- [6] B.A. De Jong, A. Moerkerken, J.D. Van der Toorn, "Propagation of sound over grassland and over earth barrier", J. Sound Vid. 86, 23-46 (1983).
- [7] P. Koers, "Diffraction by an absorbing barrier or by an impedance transition", Proc. Inter-Noise 83, 311-314, Juillet 1983.
- [8] C. Klein, H. Myncke, "Sound propagation over flat terrain with an impedance jump", Proc. Inter-Noise 82, 355-358, (1982).
- [9] G.A. Daigle, J. Nicolas, J.L. Berry, "Propagation of noise above ground having an impedance discontinuity", acceptée pour publication dans J. Acoust. Soc. Am. 77 (1985).
- [10] J. Bowman, T.B.A. Senior, P.L.E. Uslenghi, "Electromagnetic and acoustic scattering by simple shapes", (North-Holland, Amsterdam, 1969) p. 309-345.
- [11] W.J. Hadden, A.D. Pierce, "Sound diffraction around screens and wedges for arbitrary point source locations", J. Acoust. Soc. Am. 69, 1266-1273.
- [12] J. Nicolas, T.F.W. Embleton, J.E. Piercy, "Precise model measurements versus theoretical prediction of barrier insertion loss in presence of the ground", J. Acoust. Soc. Am. 73, 44-54 (1983).
- [13] T. Isei, T.F.W. Embleton, J.E. Piercy, "Noise reduction by barriers on finite impedance ground", J. Acoust. Soc. Am. 67, 46-58 (1980).
- [14] M.E. Delany, E.N. Bazley, "Acoustical properties of fibrous absorbent material", Applied Acoustics 3, 1970, 105-116.
- [15] K.B. Rasmussen, "Comments on 'Precise model measurements versus theoretical prediction of barrier insertion loss in presence of the ground'", J. Acoust. Soc. Am. 74, 1299 (1983) et également J. Nicolas, T.F.W. Embleton, J.E. Piercy, "Authors' reply to 'Comments on 'Precise model measurements versus theoretical prediction of barrier insertion loss in presence of the ground''", J. Acoust. Soc. Am. 74, 1300 (1983).

---

# Reach the acoustics community in Canada...



---

*For more information  
call or write*

---

Tim Kelsall  
Hatch Associates Ltd.  
21 St. Clair Avenue, East  
Toronto, Ontario  
M4T 1L9  
Phone: (416) 962-6350

---

#### EMPLOYMENT WANTED

Howard Patlik is seeking a position in the field of acoustics. Mr. Patlik is a recent graduate as an Acoustics Engineering Technician (Honours) and has completed two years of psychology. He was recently employed in the telecommunications area and the Ministry of the Environment on various projects including a construction site noise and small hand gun study. Prospective employers may contact him at:

Howard Patlik  
491 Winnett Avenue  
Toronto, Ontario  
M6C 3M6  
Tel.: (416) 781-8666



**NEWS . . . . . NOUVELLES**

**TORONTO CHAPTER MEETING**

29 January 1985

Vibration Perception, Criteria and Engineering Controls

John Swallow described different types of vibration and their effect on human body. He explained the mechanism of vibration generation, and identified basic vibration parameters. This was followed by a short overview of human response to steady vibrations with examples (e.g., violent vehicle ride may correspond to 1 G acceleration level, a punch to human head to 400 G). He discussed vibration standards, ISO 2631 (for whole body vibration), and ISO DIS 5439 (for hand-arm vibration), and pointed out deficiencies. New proposed indices for the evaluation of vibration dose were also discussed.

The second speaker, Victor Schroter, concentrated on vibration criteria, particularly in buildings. Industrial, transportation and construction sources of vibration were discussed along with the mechanisms of vibration propagation. Existing vibration criteria (ISO, ANSI, BSI, CHABA, USDOT, MOE, MMAH) were reviewed and compared. Coupling between source and ground was discussed and perception threshold curves shown. In the final section of the talk, he concentrated on criteria and guidelines. Reference was made to the MOE draft guideline for assessment of railway, blasting and impulsive vibrations in residential buildings.

The third speaker, Don Allen, discussed engineering controls external to the source. He described techniques for path control, concentrating specifically on abatement of train-induced vibrations and mentioned the problems of predicting vibration propagation through inhomogenous soil. A case study of the abatement of building vibrations caused by a punch press was presented. Control measures that interrupt propagation paths and an earthquake restraint applied to building structures were presented. The feasibility of vibration controls and engineering constraints were discussed in the final part of the presentation.

C.A. Krajewski

**TORONTO CHAPTER VISIT**

19 March 1985

Twenty-five enthusiastic members of the Toronto Regional Chapter toured the McClear Recording Studio under the expert guidance of Mr. McClear. There are several recording studios, each one of them completely equipped to record performances of one or several musicians. Of interest were the acoustical characteristics of the rooms, the microphones used, the

recording consoles and tape recorders, as well as a \$60,000 machine that cuts the master disc. The audience enjoyed the visit that was arranged by Andy McKee very much.

A. Behar

**TORONTO CHAPTER MEETING**

21 May 1985

The last meeting of the 1984/85 season was held at the Ontario Hydro auditorium on the subject of "Industrial Noise." Three guest speakers and a large turnout provided for a lively session.

The first speaker was Jim Bolan of Ontario Hydro employees' union who provided a perspective of industrial noise control as it affects the workers. His main points were: a) although engineering noise control is the only long-term solution, not enough is done; b) hearing protection is not always adequate or convenient; c) of the 160 to 200 applications for workers' compensation annually, typically only 60 are approved.

The second speaker, Gary Gould of Stelco Engineering Department provided the point of view of the owner's engineering department. He finds too many things in the way of successful noise control efforts. He went on to describe that most engineers get lost in decibels to start with, lack training in noise control, lack good reference sources or software or do not get accurate data. The other things that do not help are pending legislation that is going no-where, conflicts in various regulatory bodies and equipment suppliers with bad attitudes. He called for uniform and simple specifications, cheaper noise control materials, less trendy and less expensive yet good sound level meters and an understanding that there are no magic wands.

The last speaker was Shal Gewartz from the Ministry of Labour who described the birth pangs of the proposed legislation in Ontario and why it is stuck where it is. He outlined the first draft of 1978 which called for: a) a maximum of 80 dBA for 16 hours of steady noise and a 5 dB trade-off rate; b) a separate table for impulses; c) a set of limits for action required. This was superceded by a revision in 1980 that mainly dealt with changes in the required actions.

In March 1980, the Advisory Council suggested a new set of regulations that were proposed in the third revision: a) 80 dBA - assessment threshold; b) 85 dBA - hearing conservation threshold; c) 90 dBA - engineering control threshold. Leq measurements (3 dB trade-off) normalized to 40 hours for combined steady and impulse sounds with ceilings of 115 dB for steady and 135 for impulse were proposed. A number of changes were

made in the actions required. Due to a large amount of controversy, a scientific advisor was appointed to a special Advisory Committee to provide recommendations. Tentative recommendations appear to be consistent with the proposed legislation and awaiting the Committee's approval.

M. Barman

## NEWS FROM 12th ICA

The organizing committee for the 12th International Congress on Acoustics announces the offering of three student prizes to encourage graduate students in Canadian universities, working in the broad area of acoustics, to participate and to contribute papers to the Congress.

Each prize will include a cheque for \$500, a travel allowance of \$200 to \$400 depending on the distance travelled to the Congress, and a certificate. The recipients will be selected on merit, and the prizes will be funded by contributions from both the CAA and from individual CAA members.

Graduate students should indicate their intention to submit a paper and give its title using the forms of Circular 2 no later than 31 August 1985. Each student who wishes to be considered should attach a covering letter with a brief CV showing that they are active graduate students in a Canadian university.

A selection committee will read and appraise papers prior to presenting prizes during the congress.

E.A.G. Shaw

Chairman, 12th ICA Executive Committee

## NOUVELLES DU 12<sup>e</sup> ICA

Le comité d'organisation de 12 Congrès international d'acoustique annonce trois prix offerts aux étudiants afin d'encourager les étudiants diplômés des universités canadiennes dont la thèse se rapporte au vaste domaine de l'acoustique, à participer au congrès et à présenter un exposé de leurs travaux au congrès.

Chaque prix comprend un chèque de 500\$ une indemnité de déplacement de 200 à 400\$ axée sur la distance parcourue pour se rendre au congrès, ainsi qu'un certificat. Les lauréats seront choisis en fonction du mérite. Les prix sont financés par l'ACA et par les membres de l'ACA.

Les étudiants diplômés doivent indiquer leur intention de soumettre un exposé et donner le titre en remplissant le formulaire A de la circulaire 2 le 31 août 1985 au plus tard. Chaque étudiant(e) diplômé(e) souhaitant être lauréat(e) doit annexer une lettre

d'accompagnement avec un brèf CV à son manuscrit en indiquant son état d'étudiant(e) diplômé(e) actif(ve) dans une université canadienne.

Un comité de selection évaluera les papiers avant de présenter les prix durant le congrès.

E.A.G. Shaw

Président, Comité Exécutif, 12<sup>e</sup> ICA

## THIRD INTERNATIONAL CONFERENCE ON POPULAR MUSIC STUDIES

Université du Québec à Montréal, Canada

8-13 July 1985

The first conference held in North America and the Third International Conference of the International Association for the Study of Popular Music (IASPM) is for researchers, producers, journalists, musicians, and amateurs from all over the world. More than 125 guests from at least 25 countries will take part in the sessions.

## TROISIÈME CONGRÈS INTERNATIONAL DES ÉTUDES EN MUSIQUE POPULAIRE

Université du Québec à Montréal, Canada

8 au 13 juillet 1985

Premier congrès à se tenir en Amérique du nord et le Troisième Congrès international de l'Association internationale pour l'étude de la musique populaire (IASPM) est pour des chercheurs, des producteurs, des journalistes, des musiciens, et des amateurs des cinq continents. Plus de 125 invités d'au moins 25 pays participeront aux sessions.

## NEW RESEARCH CONTRACTS

To Seismic Limited, Bedford, N.S., \$4,750, for "Study to determine the advantage and scientific applications of acoustic current profilers, bottom mounted, upward looking, completely autonomous and operating on Doppler or correlating principles." Awarded by the Department of Fisheries and Oceans.

To Spectrum Engineering Corporation Limited, Peterborough, Ontario, \$201,428, for "Develop techniques to positively apply antistacking rings to variable depth sonar (VDS) cables." Awarded by the Department of National Defence.

To Hermes Electronics Limited, Dartmouth, N.S., \$100,000, for "Miniaturization of a hydrophone preamplifier." Awarded by the Department of National Defence.

To Mount Sinai Hospital, Toronto, Ont., \$53,391, for "Development of artificial external ear for the measurement of the complex acoustic transfer functions of

hearing protectors (Drs. H. Kunov and S. Abel, Silverman Hearing Research Laboratory)." Awarded by the Department of National Defence.

To Canarctic Shipping Limited, Ottawa, Ontario, \$395,334, for "Sonar assessment for iceberg detection." Awarded by the Department of Transport.

To Sparton of Canada Limited, London, Ontario, \$108,518, for "Microsonobuoy launcher." Awarded by the Department of National Defence.

To Huntec (70) Limited, Scarborough, Ontario, \$69,719, for "Theoretical study for the selection of acoustic imaging and positioning methods for mine counter measure equipment." Awarded by the Department of National Defence.

To COM DEV Limited, Cambridge, Ont., \$283,592, for "Development of a breadboard spacecraft signal processing system based on surface acoustic wave devices." Awarded by the Department of Transport.

To University of Toronto, Toronto, Ont., \$54,000, for "Study of components of non-destructive acoustic optic sensing of surface defects (Dr. V.M. Ristic, Department of Electrical Engineering)." Awarded by the National Research Council.

To Sparton of Canada Limited, London, Ontario, \$54,871, for "Phase I sonobuoy concept development." Awarded by the Department of National Defence.

To Canadian Astronautics Limited, Ottawa, Ontario, \$47,100, for "Phase one sonobuoy concept development." Awarded by the Department of National Defence.

To New Brunswick Research and Productivity Council, Fredericton, N.B., \$42,008, for "Study of focussed ultrasonics for assessing damage in FRP composite materials." Awarded by the Department of National Defence.

To Ametek, Cajon, California, \$52,585, for "Development of a modified dual-beam hydroacoustic transducer for in-situ fish target strength measurements." Awarded by the Department of Fisheries and Oceans.

To Dalhousie University, Halifax, N.S., \$44,840, for "Studies in advanced acoustic propagation models (Dr. J. Gribble, Department of Mathematics, Statistics and Computer Science)." Awarded by the Department of National Defence.

To Wycove Systems Limited, Dartmouth, Nova Scotia, \$22,300, for "Shallow water acoustic data base." Awarded by the Department of National Defence.

To University of British Columbia, Vancouver, B.C.,

\$64,337, for "Seismic penetrometer evaluation testing (Drs. R. Campanella and P.K. Robertson, Department of Engineering)." Awarded by the Department of Energy, Mines and Resources.

To University of Calgary, Calgary, Alta., \$45,049, for "Data assessment and design of a deep reflection seismic program near Inuvik, Northwest Territories (Dr. F. Cook, Department of Geology and Geophysics)." Awarded by the Department of Energy, Mines and Resources.

To Earth and Ocean Research Limited, Halifax, N.S., \$15,625, for "Interpretation of acoustic data from the Yukon Shelf." Awarded by the Department of Energy, Mines and Resources.

To Dr. I. MacMillan, Charlottetown, P.E.I., \$500, for "Search of medical literature regarding positive hearing loss." Awarded by the Department of Veterans Affairs.

To Nordco Limited, St. John's, Nfld., \$8,175, for "Experimental acoustic modelling of a simulated glacial till sediment, employing a conceptual acoustic drill system." Awarded by the Department of Energy, Mines and Resources.

To Research and Productivity Council, Fredericton, N.B., \$83,000, for "Underwater ultrasonic, electro magnetic and video inspection of naval vessel hull development." Awarded by the Department of National Defence.

To Queen's University, Kingston, Ontario, \$69,590, for "Investigation of ultrasonic mode-conversion testing (Dr. D.A. Hutchins, Department of Physics)." Awarded by the Department of National Defence.

To Canadian Pacific Railways, Toronto, Ontario, \$25,000, for "Study and carry out experiments on noise reduction of hump yard retarders at the Agincourt Yard." Awarded by the Department of Transport.

To Acres Consulting Services Limited, Niagara Falls, Ontario, \$24,040, for "Mode shape and frequency identification for seismic analysis." Awarded by the Atomic Energy Control Board.  
W. Bradley

## CALENDAR 1985/86

2-4 July 1985

Ultrasonics International '85  
Kings College, London, UK

3-5 July 1985

IUTAM Symposium on Aero and Hydroacoustics  
Lyon, France

4-8 August 1985  
Photoacoustic, Thermal and Related Sciences  
Ecole Polytechnique, Montreal, Quebec

4-9 August 1985  
International Congress on Education of the Deaf  
Manchester, England

27-29 August 1985  
5th FASE  
Thessaloniki, Greece

12-13 September 1985  
3rd International Meeting on Low Frequency Noise  
and Vibration  
London, UK

18-20 September 1985  
INTER-NOISE 85  
Munich, West Germany

23-26 September 1985  
2nd International Congress on Acoustic Intensity  
Senlis, France

30 September - 4 October 1985  
Canadian Acoustical Association Symposium  
Ottawa, Canada

1-4 October 1985  
Architectural Acoustics  
Strbske Pleso, Czechoslovakia

13-17 October 1985  
79th Audio Engineering Society Convention  
New York, NY, U.S.A.

23-25 October 1985  
International Conference on Speech Technology  
Brighton, UK

4-8 November 1985  
Acoustical Society of America  
Nashville, TN, U.S.A.

12-16 May 1986  
Acoustical Society of America  
Cleveland, OH, U.S.A.

14-18 July 1986  
ICA Satellite, Acoustical Imaging and  
Underwater Acoustics

21-22 July 1986  
ICA Satellite, Units and Their Representation  
in Speech Recognition  
Montreal, Canada

21-23 July 1986  
INTER-NOISE 86  
Boston, MA, U.S.A.

24-31 July 1986  
12th International Congress on Acoustics  
Toronto, Canada

2-4 August 1986  
ICA Satellite, Acoustics and Theatre Planning  
Vancouver, Canada

21-26 September 1986  
10th Congress on Building Research  
Washington, DC, U.S.A.

8-12 December 1986  
Acoustical Society of America  
Anaheim, CA, U.S.A.

#### ASTM NEWS

A round robin test series using the two-microphone technique for measuring acoustic impedance was announced by the Task Group on the Impedance Tube Method (ASTM) Committee E-33. The results of the round robin will provide information about the repeatability and reproducibility of the two-microphone technique. The task group seeks participation by laboratories using Test Method E1050 for Impedance and Absorption of Acoustical Materials Using a Tube, Two Microphones, and a Digital Frequency Analysis System. The E-33 Task Group on Airflow Resistance is also conducting a round robin test series using Test Method C522. Although the test series is already in progress, participation by additional laboratories is sought.

Revisions to define dimensions and tolerances for items such as lighting fixtures that fit into ceiling grid systems are planned for Specification C635, Recommended Practice C636, and Recommended Practice E580. The Task Group on Metal Suspension Systems will prepare the revisions.

As announced previously, the Task Group on Ceiling Insertion Loss Measurements is examining ways to measure how well the noise from an air conditioning unit directly above a suspended ceiling can be isolated from the space below. The Task Group seeks participation by those who are interested in this problem.

The next E-33 meeting will be in Philadelphia, PA on 14-16 October 1985. For more information, contact David R. Bradley, ASTM, 1916 Race Street, Philadelphia, PA 19103, U.S.A.; telephone (215) 299-5504.

# Could A Single Noise Monitor Be A Universal Noise Dosimeter, Profiling Dosimeter, Integrating/Averaging And A True Peak Sound Level Meter?

## Absolutely. The db-308 Metrologger<sup>®</sup>

### STATE-OF-THE-ART

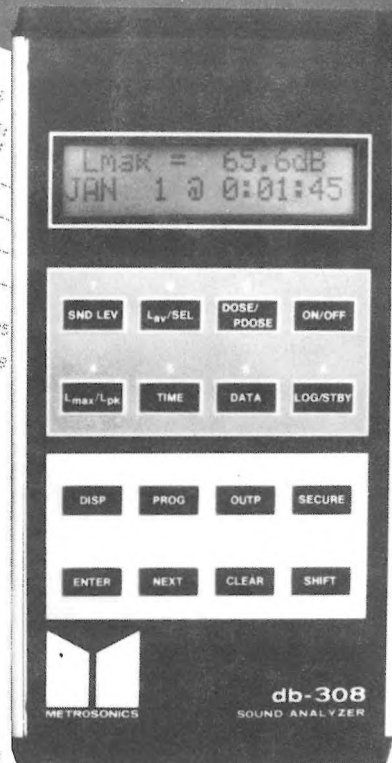
The exciting db-308 Metrologger provides a new degree of flexibility to industrial hygiene noise measurement requirements. It combines the popular functions of the accepted industry standard Metrosonics db-301 Noise Profiling Dosimeter and the Metrosonics db-307 Integrating/Averaging Sound Level Meter, plus introduces expanded measurement capabilities requested by many of our customers.

Metrosonic's latest technology innovation is a microprocessor based, hand-held or wearable instrument, incorporating a large LCD display for immediate viewing of data. In addition, it provides a preformatted digital output of stored data for transfer to a low-cost, non-intelligent printer or directly to a computer.

### MULTI-APPLICATIONS

Applications include monitoring noise in compliance with all prominent regulatory practices, including OSHA, DOD and those based on ISO standards. Individual variables such as dynamics, frequency weighting, exchange rate, criteria levels, time and all other parameters can be easily selected through the instrument keypad, under user-friendly prompting from the display. Once chosen, these inputs are retained in memory and do not have to be reset for subsequent tests.

When surveying noise at different locations, the db-308 can automatically time each measure-

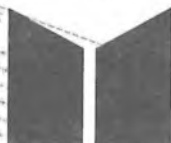


ment, separate the data, and identify each location in the printout by a tag number. This unique feature is extremely useful for periodic plant and community surveys.

### THE EXTRAS

Computer based flexibility of the db-308 allows it to accommodate workshifts other than the standard 8 hours, or to average over several workshifts. For example, it can be programmed to read dose directly over a 16 hour work period. As an extra feature, users can protect the db-308 against tampering or readout by entering a security code. The code can be defined at the time of use to ensure that it is known only to authorized personnel.

Call or write  
us today for a  
demonstration



**METROSONICS INC.**  
**GENERAL PRODUCTS DIVISION**  
P.O. BOX 23075 • ROCHESTER, N.Y. 14692  
TELEPHONE 716-334-7300 • TELEX 853348

THE CANADIAN  
ACOUSTICAL  
ASSOCIATION



L'ASSOCIATION  
CANADIENNE  
DE L'ACOUSTIQUE

INVOICE / FACTURE

RENEWAL DUE / ABONNEMENT DÛ, JANUARY / JANVIER 1, 1985

CHECK APPLICABLE ITEMS / COCHER CASES APPROPRIÉES

(a) Subscription and / or CAA membership <i>Abonnement et / ou adhésion à l'ACA</i>	\$ 15.00	<input type="checkbox"/>
(b) CAA student membership <i>Membre étudiant de l'ACA</i>	\$ 5.00	<input type="checkbox"/>
(c) Sustaining subscription <i>Abonnés de soutien</i>	\$100.00	<input type="checkbox"/>
(d) Annual donation to 12 ICA <i>Don annuel au 12e ICA</i>	\$ 20.00	<input type="checkbox"/>
(e) Single donation to 12 ICA <i>Don unique au 12e ICA</i>	\$ 75.00	<input type="checkbox"/>
	Total remitted Versement total	<input type="checkbox"/>

Make cheques payable to THE CANADIAN  
ACOUSTICAL ASSOCIATION. Mail this  
form with payment to

*Faire parvenir ce formulaire à l'adresse  
suivante en prenant soin de l'accompagner  
d'un chèque fait au nom de  
l'ASSOCIATION CANADIENNE DE  
L'ACOUSTIQUE.*

A.C.C. Warnock  
Division of Building Research  
National Research Council  
Montreal Road  
Ottawa, Ontario K1A 0R6

PRINT COMPLETE ADDRESS INCLUDING POSTAL CODE//INSCRIRE EN CARACTERE D'IMPRIMERIE L'ADRESSE  
COMPLETE ET LE CODE POSTAL

NAME/NOM \_\_\_\_\_

ADDRESS/ADRESSE \_\_\_\_\_

POSTAL  
CODE \_\_\_\_\_  
POSTAL

# The Canadian Acoustical Association l'Association Canadienne de l'Acoustique



## President/*Président*

C.W. Sherry  
Research Centre  
P.O. Box 300  
Senneville, Quebec H9X 3L7

(514) 457-6810

## Past President/*Ancien Président*

T.D. Northwood  
140 Blenheim Drive  
Ottawa, Ontario K1L 5B5

(613) 746-1923

## Secretary/*Secrétaire*

D.A. Benwell  
Environmental Health Centre, R.P.B.  
Health and Welfare Canada  
Room 233, Tunney's Pasture  
Ottawa, Ontario K1A 0L2

(613) 990-8892

## Treasurer/*Trésorier*

T. Ho  
Bruel & Kjaer Canada Ltd.  
5520 Minoru Blvd. Room 202  
Richmond, B.C. V6X 2A9

(604) 278-4257

## Directors/*Directeurs*

S. Abel, L. Cuddy, R. Héту, J. Leggat, J. Nicolas, D. Quirt, L.T. Russel, P. Vermeulen



**TORONTO 1986**

## 12 ICA COMMITTEE CHAIRMEN

E.A.G. Shaw	Executive Committee	(613) 993-2840
S.M. Abel	Local Planning Committee	(416) 596-3014
J.A. Ayres	Finance Committee	(416) 274-3224
A.T. Edwards	Congress Facilities	(416) 845-1840
T.F.W. Embleton	Technical Programme Committee	(613) 993-2840
J.R. Hemingway	Exhibition Committee	(416) 793-0409
R.B. Johnston	Support Committee	(416) 845-8900
J. Manuel	Secretariat Committee	(416) 965-4120
J.E. Piercy	Committee on Coordinated Meetings	(613) 993-2840
A.C.C. Warnock	Congress Advisory Committee	(613) 993-2305

# SUSTAINING SUBSCRIBERS / ABONNÉS DE SOUTIEN

The Canadian Acoustical Association gratefully acknowledges the financial assistance of the Sustaining Subscribers listed below. Annual donations (of \$100.00 or more) enable the Journal to be distributed to all at a reasonable cost. Sustaining Subscribers receive the Journal free of charge. Please address donation (made payable to the Canadian Acoustical Association) to the Associate Editor - Advertising.

*L'Association Canadienne de l'acoustique tient à témoigner sa reconnaissance à l'égard de ses Abonnés de Soutien en publiant ci-dessous leur nom et leur adresse. En amortissant les coûts de publication et de distribution, les dons annuels (\$100.00 et plus) rendent le Journal accessible à tous nos membres. Des Abonnés de Soutien reçoivent le Journal gratis. Pour devenir un Abonné de Soutien, faites parvenir vos dons (chèque ou mandat de poste fait au nom de l'Association Canadienne de l'Acoustique) au membre de la Rédaction en charge de la publicité.*

**Acoustec Inc.**

Conseillers en acoustique et  
Contrôle du Bruit  
106 Chaudière  
St. Nicolas, Québec G0S 2Z0  
Tel.: (418) 839-0101

**Atlantic Acoustical Associates**

Architectural Acoustics, Noise and  
Vibration Control, Sound System Design  
P.O. Box 2520, DEPS  
Dartmouth, Nova Scotia B2W 4A5  
Tel.: (902) 425-0044

**BVA Manufacturing Ltd.**

Noise Control Products  
2215 Midland Avenue  
Scarborough, Ontario M1P 3E7  
Tel.: (416) 291-7371

**Barman Coulter Swallow Associates**

Engineers in Acoustics & Vibration  
1 Greensboro Drive, No. 401  
Rexdale, Ontario M9W 1C8  
Tel.: (416) 245-7501

**Barron & Associates**

Consulting Acoustical Engineers  
Noise, Vibration, Audio/Video  
Vancouver, British Columbia  
Tel.: (604) 872-2508

**H.L. Blachford Ltd.**

Noise Control Products  
Engineering/Manufacturing  
Mississauga: Tel.: (416) 823-3200  
Montreal: Tel.: (514) 866-9775  
Vancouver: Tel.: (604) 263-1561

**Bolstad Engineering Associates**

9249 - 48 Street  
Edmonton, Alberta T6B 2R9

**William Bradley & Associates**

Consulting Acoustical Engineers  
Montreal, Québec H3V 1C2  
Tel.: (514) 735-3846

**Bruel & Kjaer Canada Limited**

90 Leacock Road  
Pointe Claire, Québec H9R 1H1

**Eckel Industries of Canada Ltd.**

Noise Control Products, Audiometric  
Rooms - Anechoic Chambers  
P.O. Box 776  
Morrisburg, Ontario K0C 1C0  
Tel.: (613) 543-2967

**Electro-Med Instrument Ltd.**

Audiometric Rooms and Equipment  
349 Davis Road  
Oakville, Ontario L6J 5E8  
Tel.: (416) 845-8900

**Environmental Management Library**

P.O. Box 7, Building 2  
139 Tuxedo Avenue  
Winnipeg, Manitoba R3N 0H6

**Higgot-Kane Industrial Noise  
Control Ltd.**

1085 Bellamy Road N., Suite 214  
Scarborough, Ontario M1H 3C7  
Tel.: (416) 431-0641

**Hooker Noise Control Inc.**

270 Enford Road  
Richmond Hill, Ontario L4C 3E8

**IBM Canada Limited**

Department 452  
844 Don Mills Road  
Don Mills, Ontario M3C 1V7

**McCarthy Robinson Inc.**

321 Progress Avenue  
Scarborough, Ontario M1P 2Z7

**Nelson Industries Inc**

Corporate Research Department  
P.O. Box 428  
Stoughton, WI 53589 U.S.A.

**Scantek, Inc. - Norwegian Electronics**

12140 Parklawn Drive, Suite 465  
Rockville  
Maryland 20852 U.S.A.

**SNC Inc, Environment Division**

Noise and Vibration Control  
1, Complexe Desjardins  
Montreal, Québec H5B 1C8  
Tel.: (514) 282-9551

**Silentec Ltée**

785 Plymouth, Suite 304  
Mount-Royal, Québec H4P 1B2

**SPAARG Engineering Limited**

Noise and Vibration Analysis  
2173 Vercheres Avenue  
Windsor, Ontario N9B 1N9  
Tel.: (519) 254-8527

**Tacet Engineering Limited**

Consultants in Vibration &  
Acoustical Design  
111 Ava Road  
Toronto, Ontario M6C 1W2  
Tel.: (416) 782-0298

**Vibron Limited**

1720 Meyerside Drive  
Mississauga, Ontario L5T 1A3

**Valcoustics Canada Ltd.**

30 Drewry Avenue, Suite 502  
Willowdale, Ontario M2M 4C4