

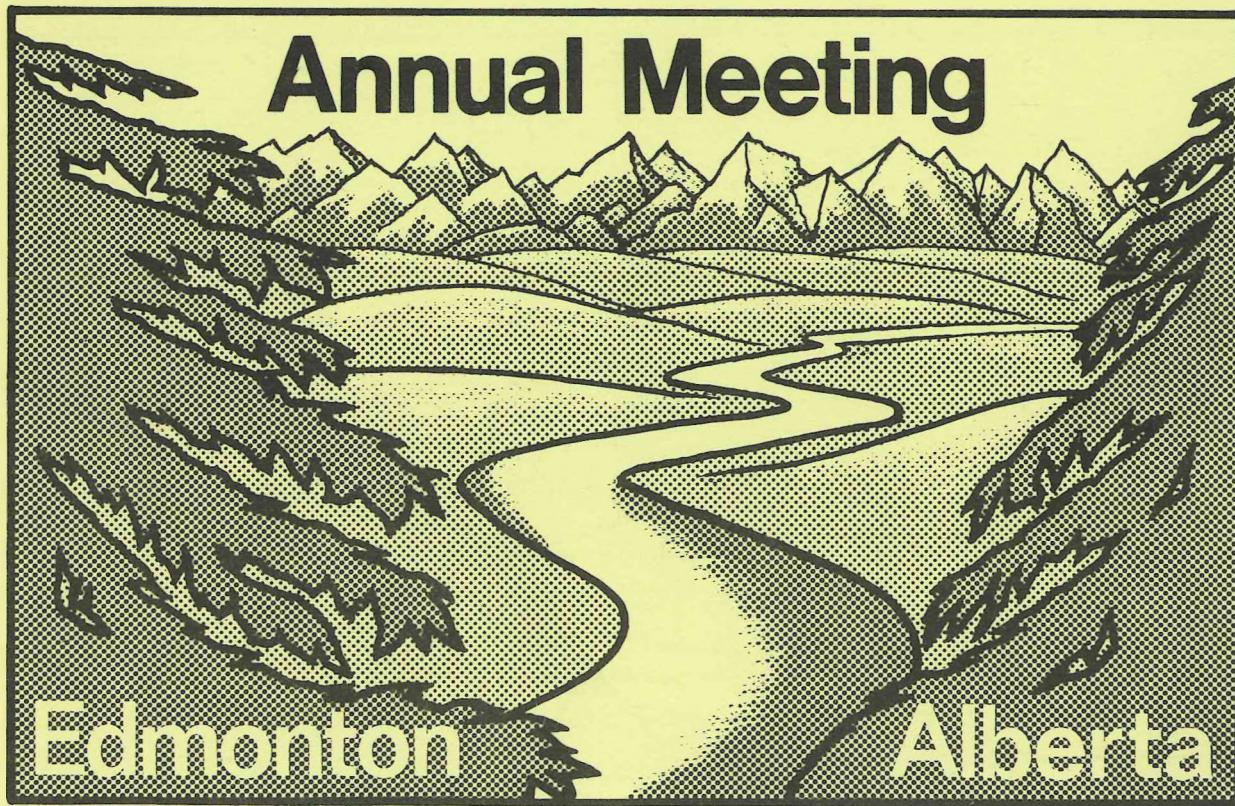
OCTOBER, 1981
Vol. 9, No. 4

acoustics and noise control in canada

OCTOBRE, 1981
Vol. 9, N° 4

l'acoustique et la lutte antibruit au canada

Editorial and News	1
1981 C.A.A. Update/Convention 1981 de L'A.C.A.-suite	2
Communications with International INCE	6
Workers' Compensation Board of British Columbia E.B. Clark	8
Noise Control in British Columbia V.J. Tupper	9
Simulation ultrasonore de l'impact acoustique des autoroutes J.G. Migneron	14
LNG Carrier Underwater Noise Study for Baffin Bay L.J. Leggat, H.M. Merklinger, J.L. Kennedy	31



Simon Tuckett

acoustics and noise control in canada

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 \$2.50 incl. postage

Articles in English and French
are welcome, and should be
addressed to any editor.

l'acoustique et la lutte antibruit au canada

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

No. 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 Redacteur Associé - Publicité
Prix: \$2.50 (affranchissement
inclus)

Vous êtes invités à soumettre des
articles en français ou en
anglais. Prière de les envoyer à
un des rédacteurs.

Editor-in-Chief/Rédacteur du chef

Deirdre Benwell
Health & Welfare Canada, RPB
Environmental Health Centre
Room 233, Tunney's Pasture
Ottawa, Ontario, K1A 0L2

(613) 995-9801

Editor/Rédacteur

Moustafa Osman
Ontario Hydro
Power Equipment H14
700 University Avenue
Toronto, Ontario, M5G 1X6

(416) 592-4956

Associate Editors/Rédacteurs associés

Michael Stinson
Acoustics, Division of Physics
National Research Council
Montreal Road
Ottawa, Ontario, K1A 0R6

Printing and Distribution
Impression et Distribution
(613) 993-2300

Tim Kelsall
Hatch Associates Ltd.
21 St. Clair Avenue East
Toronto, Ontario, M4T 1L9

Advertising
Publicité
(416) 962-6350

Editorial Board/Conseil de rédacteurs

J. Bradley, T. Embleton, G. Faulkner, D. May, J. Piercy

EDITORIAL

As we go to press again we are of two minds - do we apologize for our Postal Strike and the delay of the July issue - or do we chide you for not sending your membership dues. We hope you have received your copy. Those subscribers in the major centres can thank our secretary John Manuel for their copies as he thoughtfully arranged for their delivery via private courier.

There are still some members who have not paid their annual dues (\$10.00), we hope it was due to the strike but now it is over and we need the money if we are to serve you. The form on the last page will make it easy - please do it now. Why not send \$20.00 and pay January 82's at the same time, we'd appreciate it.

At the beginning of October we are off to Edmonton to CAA '81 and hope to see as many of you as possible. From the advance agenda we can guarantee both an interesting and informative meeting and also a thoroughly enjoyable one. It is late now to make plans but if you can get there it will be worth your while.

In closing, you will find the papers in this issue are not only most interesting but also illustrate the diversity of acoustics activities in Canada.

In the next issue we will report on the CAA '81 meeting in Edmonton and some of the papers presented there.

EDITORIAL

Au moment d'aller à nouveau sous presse notre approche reste ambivalente : devrions-nous nous excuser du retard

de notre numéro de juillet dû à la grève des postes ou vous reprocher le délai du paiement de vos frais d'abonnement. Nous espérons que chacun de vous a reçu son exemplaire. Les abonnés des grands centres urbains peuvent remercier notre secrétaire John Manuel pour leur exemplaire car il a su organiser leur livraison par service de courrier privé.

Quelques membres ne se sont pas encore acquitté de leur frais d'abonnement annuel (\$10.00). Nous espérons que la grève postale en soit la cause, car nous avons grandement besoin de fonds pour vous assurer notre bon service. Le formulaire paraissant à la dernière page facilite la chose ; s'il vous plaît remplissez-le dès maintenant. Et pourquoi ne pas nous faire parvenir \$20.00 pour couvrir par la même occasion l'abonnement '82.

L'ACA se réunit à Edmonton au début d'octobre '81 pour son symposium annuel ; nous espérons y rencontrer le plus de membre possible. Selon l'agenda projeté, ce symposium promet d'être à la fois intéressant, instructif et très agréable. Même s'il est maintenant un peu tard pour changer vos plans et placer vos réservations, le déplacement en vaudra la peine.

En terminant, vous trouverez sans doute que les articles de ce numéro, en plus d'être très intéressants, illustrent la grande diversité des activités canadiennes en acoustique.

Le prochain numéro présentera un rapport du symposium d'Edmonton. Le texte de quelques-unes des présentations scientifiques pourrait aussi y paraître.

NEWS BULLETIN FOR:
"ACOUSTICS AND NOISE CONTROL IN CANADA"

UN BULLETIN DE NOUVELLES :
"L'ACOUSTIQUE ET LA LUTTE ANTIBRUIT
AU CANADA"

1981 C.A.A. CONVENTION UPDATE/CONVENTION 1981 DE L'ACA-SUITE

Your convention committee has been hard at work these past few months and the program for "Acoustics Week in Edmonton" is outstanding. Now we need you to help make it a success.

The week begins with two excellent instructional seminars running from Monday, October 5 to Wednesday, October 7. "Controlling Transportation Noise" is being presented with the support of the Province of Alberta and features a number of highly qualified lecturers and lecture material.

"Machinery Noise Control" is a well documented and immensely popular course being given by Professor E.J. Richards of Southampton University.

On Wednesday, the Acoustics and Noise Control Committee of the Canadian Standards Association are holding their annual meeting.

Thursday and Friday, October 8 and 9, will be taken up with the annual meeting and technical symposium of the Canadian Acoustical Association. Three keynote speakers and a fine list of technical papers will highlight the symposium. The annual meeting and banquet will be held on Thursday evening.

Finally, on Friday afternoon, a special tour of the Jasper/Banff mountain resort areas will commence, ending in Calgary on Monday, October 12.

In spite of the obstacles presented by the Post Office, all of the literature describing these events has been sent out and should be in your hands by now. If for any reason you have not received your packet, or if you wish more details contact:

1981 C.A.A. Convention Committee
Box 5768, Station L
Edmonton, Alberta T6C 4G2
Telephone (403) 465-5317

See you in Edmonton!

Votre comité de convention a bien travaillé pendant ces derniers mois et le programme de la "Semaine d'Acoustique à Edmonton" est remarquable. Maintenant, nous avons besoin de votre aide pour assurer son succès.

La semaine commencera le lundi 5 octobre par deux séminaires éducatifs excellents qui dureront jusqu'au mercredi 7 octobre. Le séminaire intitulé "La Lutte au Bruit de Transports", soutenu par la Province d'Alberta, sera présenté par des conférenciers hautement qualifiés et inclura des notes de référence complémentaires.

"Le Bruit de Machines" est un cours bien documenté et réputé qui sera donné par le Professeur E.J. Richards de l'Université de Southampton.

Le mercredi, le Comité de l'Acoustique et de La Lutte Antibruit de l'Association Canadienne de Normalisahon tiendra sa réunion annuelle.

Du jeudi 8 octobre au vendredi 9 octobre, la réunion annuelle et le symposium technique de l'Association Canadienne de l'Acoustique auront lieu. Trois communications éminantes et une bonne liste d'articles techniques feront partie de ces activités. La réunion annuelle et le banquet se dérouleront le jeudi soir.

Finalement, le vendredi après-midi, une excursion pour la région Jasper/Banff est prévue, elle se terminera le 12 octobre à Calgary.

Malgré les obstacles causés par la grève de postes, toute documentation sur ces événements a été envoyée et vous devriez l'avoir reçue. Si ce n'est pas le cas, ou si vous avez besoin de renseignements supplémentaires, veuillez vous adresser à :

Le Comité de Convention 1981 de l'ACA
C.P. 5768, Succursale "L"
Edmonton, Alberta T6C 4G2
Tél. : (403) 465-5317

A bientôt, à Edmonton!

PROGRAM NOTES FOR C.A.A. 1981 ANNUAL SYMPOSIUM/
NOTES SUR LE PROGRAMME ANNUEL DE L'ACA 1981

While the final details of the technical program are not finalized and all abstracts have not yet been received the program will include keynote addresses by:

E.J. Richards - professor Emeritus and founder of Institute of Sound and Vibration Research - University of Southampton

J. Wesler - Director of Environment and Energy, Federal Aviation Administration - Washington, D.C.

T.M. Nearey - Assistant Professor, Department of Linguistics - University of Alberta

Le programme - qui n'est pas encore mis au point définitivement - inclura des communications distinguées; elles seront données par :

E.J. Richards - Professeur honoraire et fondateur de "Institute of Sound and Vibration Research - University of Southampton"

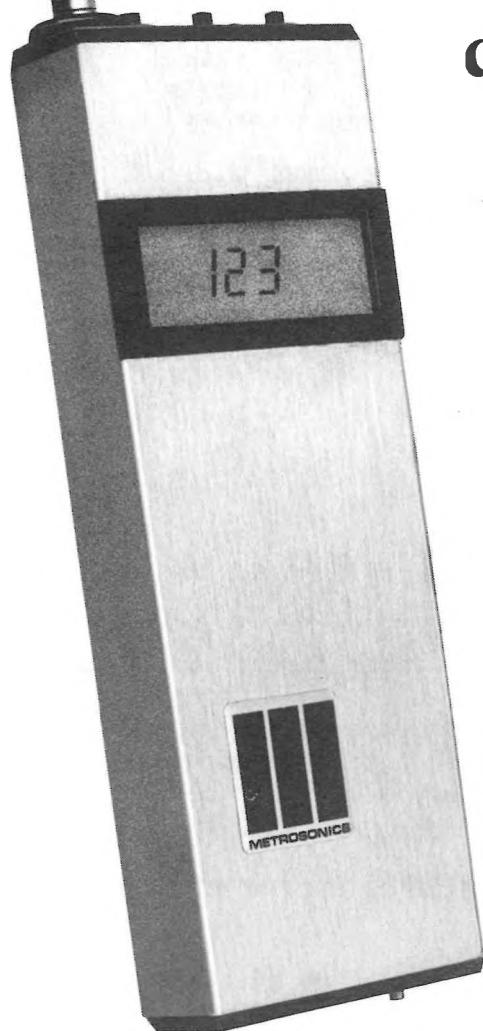
J. Wesler - Directeur de l'Environnement et de l'Energie, Washington, D.C.

T.M. Nearey - Professeur Assistant Département de Linguistique - Université d'Alberta.

As well, papers submitted to date include the following titles and authors/
En plus, nous avons déjà reçu les exposés suivants :

1. Spectral Characteristics of Cavitation Noise in Hydraulic Valves
- R. Quirk (Manitoba) and H.R. Martin (Ontario)
2. Nearfield Diffraction of Vibrating Discs
- D.A. Hutchins (Nova Scotia) and J.A. Archer-Hall (U.K.)
3. Measurement and Prediction of Noise from Construction and Mineral Extraction Activities
- R.D. Jones (U.K.)
4. A Transient Testing Technique for Linear Acoustics Systems with Flow
- T.Y. Lung and A.C. Doige (Calgary)
5. Effect of Mean Flow and Damping on the Performance of Reactive Mufflers
- P.T. Thawni (U.S.A.) and A.G. Doige (Calgary)
6. The Multipurpose Auditorium - Practical Realities
- E.A. Wetherill (U.S.A.).
7. Noise Reduction for two 500 H.P. Roots Blowers
- L.T. Russell (Nova Scotia)
8. A Sound Level and Noise Dose Surveys at Two Ontario Hydro Fossil Generating Stations
- A.G. Taylor, J.C.T., R. Monteforte and M. Wong (Ontario)
9. Procedures for the Measurement of Noise in Truck Cabins
- A. Behar (Ontario)
10. Near Tire Measurements: Correlation with other Tire/Pavement Noise Measurement Procedures
- J.J. Hajek and L. Kwan (Ontario)
11. Sound Intensity Measurements using the Two Microphone Method
- G. Rasmussen (Denmark)
12. A New Concept in Sound and Vibration Measurement
- G. Rasmussen (Denmark)
13. Hearing Conservation Program - City of Calgary
- C.J. Faulkner (Calgary)
14. Traffic Noise Barrier Design for Sound Transmission
- F.W. Jung (Ontario)
15. A New Floor Testing Facility
- D.C. Stredulinsky (Edmonton)
16. Finite Element Analysis of GM Chevette Engine Combustion Chamber and Cylinder
- S.A. Lorimer, A. Craggs (Edmonton)

NOISE MEASUREMENTS MADE EASY...



db-306 Metrologger® Series Now In LED and LCD Display Versions

- Real Time Sound Pressure Level (SPL)
- "Average Level" L_{eq} , L_{osha} , L_{dod}
- Maximum Level
- Test Duration
- 64 db Dynamic Range
- Complies With Applicable Portions of ANSI S1.4-1971 and S1.25-1978

**db-306A
LCD Display**

**db-306
LED Display**

The db-306 series Metrologgers are unique pocket size computers which combine the functions of a sound level meter, dosimeter and average level meter. Their applications range from environmental surveys and law enforcement, to occupational health measurements and sound power computations.

User plug-in PROMs determine the trading ratio and measuring range of the db-306 and adapt the instruments for measurements in accordance with ISO, OSHA, and DOD criteria. Metrosonics db-306 series Metrologgers are unquestionably the most versatile hand held acoustical computers in field use today.



LEQ Measurements Ltd.
175 Advance Blvd., Unit 12, Brampton, Ont. L6T 4J1 ■ Telephone (416) 791-3440

COMMUNICATIONS WITH INTERNATIONAL INCE

Recently arrangements have been made with international INCE to have the front cover (contents page) of our "Acoustics and Noise Control in Canada" printed in the I/INCE Newsletter. This means that the titles etc. of articles published in our journal will be presented alongside JASA, Acustica and similar acoustical journals. This should be a definite incentive to CAA members to publish articles and papers as the circulation obtained will be considerably greater than before.

The editor of the I/INCE Newsletter has also requested that CAA members send in information on the following topics for publication:

- announcements and reports of important congresses, conferences, etc.
- lists of Acoustical events.
- standards activities.
- listing and reviews of new books.
- information on theses.
- information about laws and regulations.
- notes on current and future research activities and reports.

I have been supplied with special 'blanks' upon which such articles should be typed. If any CAA members wish to have articles sent to I/INCE they should contact me so that the necessary blanks can be provided.

I will also act as a co-ordinator for articles etc. which are being prepared for I/INCE.

CAA members (and others) wishing to take advantage of the widespread publicity through the I/INCE Newsletter should contact me either by phone or letter at the following address:

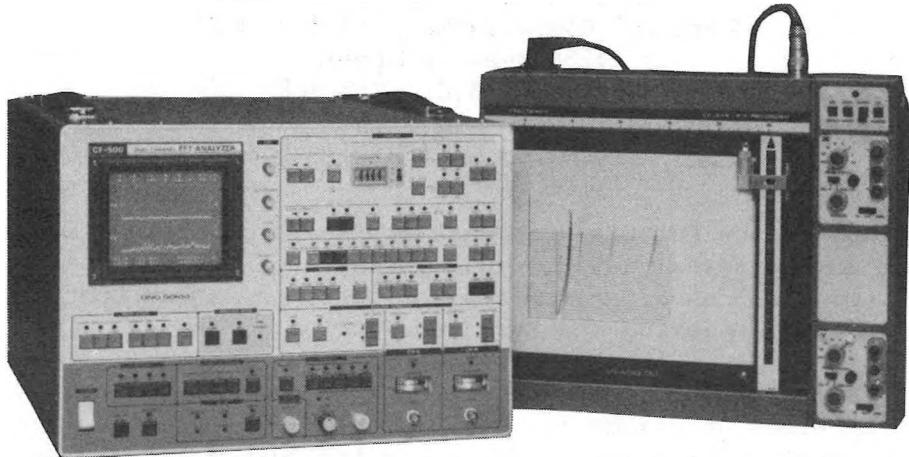
J.R. Hemingway, P. Eng.
Canadian Representative to I/INCE
Decoustics Limited
65 Disco Road,
Rexdale, Ontario. M9W 1M2

Tel: (416) 675-3983

I look forward to receiving your articles in the near future, and on a continuing basis.

J.R. Hemingway, P. Eng.

High Performance, Affordable
SUPER ANALYZER
Ono Sokki dual channel FFT sound
and vibration analyzer



64K byte mass storage data memory

The CF-500 is an all new FFT analyzer with dual channels, multi-functions, high accuracy and low cost! It incorporates a 64K byte large capacity mass storage data memory and improved real time FFT. Digital oscilloscope displays an amazing twenty-eight thousand 12 bit words....

running to three-dimensional recording or power spectra, and coherence-and-transfer functions with YEW recorder. Plus a host of other quality features that make a powerful, very accurate easy-to-use analyzer.

Circle reader service no. **100**

If you're using the best Analyzer
why not use the best Accelerometers

**BBN Piezoelectric
Accelerometers**
with Internal Electronics



Model 505
Triaxial - High Frequency
Low Mass

YOUR BENEFITS ARE:

- HIGH FREQUENCY RESPONSE
Guaranteed flat to 20KHz (model 501) 40KHz is typical.
- LOW LOW NOISE
Intrinsic independance from cable noise effects provided by built-in preamplifiers.
- LOW MASS
These units are todays' smallest accelerometer with built in preamplifiers.



Model 501
Miniature - High Frequency
Low mass

Check the reader service number or phone for your free copy of our 8 page BBN accelerometer catalog.

PID Instruments

R.H.NICHOLS

Toronto (416) 661-3190
Edmonton (403) 432-7746

Montreal (514) 337-0425
Ottawa (613) 238-7007

WORKERS' COMPENSATION BOARD
OF BRITISH COLUMBIA

by

E.B. Clark, P.Eng., CRSP*
Manager, Engineering and Research
Workers' Compensation Board of B.C.
5255 Heather Street
Vancouver, B.C. V5Z 3L8

Three sections of the Workers' Compensation Board of British Columbia are engaged in acoustical activities. These three are the Hearing Branch and two sections of Prevention Services, the Noise Control Section and the Engineering and Research Section.

The Hearing Branch provides comprehensive audiological and vestibular diagnostic services on claims for occupational noise-induced hearing losses and rehabilitation facilities including custom earmold manufacturing and hearing aid fitting. They conduct audiological and vestibular assessment in cases of head injury. They operate an audiometric surveillance system on a Province wide basis by technicians trained to standards set by the Board. They have research capabilities for data collected in both industrial audiometric and clinical fields and provide control and research services concerning hearing protection from excessive noise.

The Noise Control Section inspects workplaces for compliance with Industrial Hygiene and Safety Noise Regulations and writes orders as required. The section reviews compliance plans, provides consultation on the application of proven noise control techniques and presents seminars on noise control. In liaison with the Engineering and Research Section, the Noise Control Section is developing and will maintain a solution bank of successful noise control methods and applications for distribution to industry and a reference information system on acoustics covering all related literature on noise and vibration topics.

The Engineering and Research Section conducts and co-ordinates surveys to recommend priorities for noise control, develops technical procedures for use in noise measurements, participates in development of WCB, national and international standards relating to noise, conducts projects to develop and test new noise control techniques, examines instruments available on the market and makes recommendations with respect to purchases for Prevention Services staff. The Section is establishing a reference information system on acoustics in liaison with the Noise Control Section and will assist them to operate it and the noise control solutions bank.

* This article was kindly prepared by Mr. Clark at the Editor's request to provide an overall perspective of the Workers' Compensation Board of British Columbia. A detailed paper on the activities of the Noise Control Section follows on page 9.

NOISE CONTROL IN B.C.

by

V.J. Tupper
Workers' Compensation Board of B.C.
5255 Heather Street
Vancouver, B.C. V5Z 3L8

ABSTRACT

Three sections of the Workers Compensation Board of British Columbia are engaged in acoustical activities. These three are the Hearing Branch and two sections of Prevention Services, the Noise Control Section and the Engineering and Research Section. In this article Virginia Tupper, Manager of the Noise Control Section from its inception to 30 May 1981, covers the history and current activity of her section.

British Columbia has a workforce of 1.3 million people in an area of 948,600 sq. km. One in every six B.C. workers is exposed to an 8 hour equivalent noise level (L_{eq_8}) in excess of 90 dBA. In the wood products industry, approximately two out of every three workers are exposed to noise levels in excess of the current criteria.

The Workers' Compensation Board of British Columbia (W.C.B.) is responsible not only for developing noise control regulations and inspecting firms for compliance purposes, but also for adjudicating hearing loss claims and providing aural rehabilitation services.

We rely on an "inquiry" system for resolving disputes concerning inspectors' noise control orders. The W.C.B. may penalize firms for failure to comply with noise control orders and regulations. Noise control orders are normally only written where a known and proven control exists. In disputed cases, the employer may make a formal appeal documenting the reasons why noise control measures are not considered feasible. The appeal is heard and resolved within the W.C.B. Penalties are used infrequently and primarily with the small percentage of employers where cooperative compliance is lacking.

Regulations requiring the engineering control of noise have existed since 1972. Based on the American model, a 90 dBA criterion was established for an 8 hour exposure with a 5 dBA doubling rule. This 1972 regulation said, in part:

12.28(1) When workmen are required to work in areas in which noise levels exceed the criteria for permissible noise exposure:

- (a) the employer shall first take appropriate measures to reduce the noise intensity to approved levels, or
- (b) if it is not practical to reduce the noise to approved noise levels, or isolate the workmen from the noise, the workmen shall wear personal protective equipment which will effectively protect their hearing.

These early regulations were enforced by W.C.B. Accident Prevention Officers and Industrial Hygiene Officers as an addition to their regular duties.

The actual implementation of engineering controls by industry varied a great deal throughout the province. Major efforts were undertaken by some firms on their own initiative or in response to noise control orders. Other firms made one or two efforts at noise control often with limited success. The majority of firms continued to rely on the provision of hearing protection devices as a means of protecting workers. Until recently, professional acoustical engineering firms were rarely employed by B.C. industry. Without their expertise, firms often made costly mistakes in attempts to implement noise control measures on their own. This led to a high degree of skepticism and reluctance to undertake further measures.

In 1979 the Board revised its noise control regulations retaining the 90 dBA criterion but switching to a 3 dBA doubling rule. In addition, the word "practical" was omitted.

The (July 1, 1980) regulation reads as follows:

13.21(1) When a worker's exposure to steady state noise or impact noise or both exceeds the permissible noise exposure levels the employer shall institute engineering controls to reduce the noise levels to or below the permissible values.¹

Concurrent with revisions to the regulations, the Board reviewed the effectiveness of its existing approach to promoting noise control. Recognizing the need to achieve compliance at a faster rate and with a greater degree of consistency throughout the province, two major but highly divergent possibilities were explored.

The first was the application of supplementary assessments to industry based on the estimated percentage of workers exposed to excessive noise. For example, a per capita supplementary assessment would be levied on employers for all workers exposed to noise in excess of 90 dBA. This assessment would then be doubled with each 3dBA increase in exposure. The W.C.B. is empowered to levy these supplementary assessments through Section 43 of the Workers' Compensation Act and it may do so whether or not hearing protection is worn by workers.²

The second option available to the Board was the creation of a special section with the primary objective of promoting noise control. Since this was a more positive approach requiring fewer additional staff than the assessment scheme, it was chosen late in 1979. Seven Noise Control Officers and two Acoustical Engineers were hired in April 1980 to form the new Noise Control Section of the Board.

The Noise Control Section's first task was to identify priority industries based on the size of the work force and the average noise exposure. Sawmills and planer mills were assigned top priority for noise control measures. In addition, the Board decided to adopt different approaches with large versus small employers in the sawmill industry. Based on the assumption that large

firms have the technical and financial resources to work towards noise control on their own, senior managements representatives from the thirty largest employers in the sawmill industry were given the option of developing corporate noise control compliance plans. The alternative was to submit to the traditional approach of inspections and order writing.

The steps in a corporate compliance plan as presented to large industry are outlined below:

1. Survey noise exposure (L_{eq_8}) of workers in all operations.
2. Select priority areas for noise control based on number of workers and dBA levels.
3. Develop a time-phased compliance plan to achieve 90 dBA over a maximum five year period.
4. Submit the plan to the Noise Control Section for review by Manager and Acoustical Engineers.
5. Implement the plan and provide semi-annual progress reports.

Schematics or blue-prints for each operating location showing L_{eq_8} values for each workers, noise control measures implemented to date, and proposed noise control measures for the current year are submitted with each plan. This reduces the number of field visits required for our acoustical engineers to evaluate the company's plan. In addition, the engineers may use this information to suggest solutions that have been successful at other similar operations.

The semi-annual progress reports from the firms list successful noise control measures implemented and reductions in noise exposure achieved. This provides a measure of effectiveness for the individual firm and for the compliance plan approach in general. Noise Control Officers do not inspect large firms to ensure that the stated measures have been implemented unless there is a worker complaint. They may, however, make arrangements to visit the operations and take photographs of successful measures to add to our "data bank" of noise control solutions. Successful noise control projects with wide-spread application are publicized through the Board's Health and Safety Digest 3,4,5 thus providing free publicity for the firm and expanding the knowledge base of the 32,000 employers who receive the publication.

At present, in British Columbia, the thirty largest sawmill employers, representing 70% of the work force have adopted and are successfully following the compliance plan approach. The majority of these firms have employed consulting acoustical engineers to develop their program or have arranged for technical upgrading of their engineering staff. The largest firm has hired a permanent noise and vibration specialist. The majority of large firms have already implemented the obvious noise control solutions such as machine and operator enclosures. They are therefore working on an experimental basis to control the more difficult noise problems remaining in sawmills eg. edgers, resaws, and head saws.

In exchange for developing and adhering to a compliance plan, the large employer is freed from the constraint of having a Board Officer write an order on one of his operations. This allows the employer to work towards compliance in a planned and logical manner rather than as a "knee jerk" response to a noise control order. As stated earlier, inspections are only made at large operations in response to worker complaints that the plan is in fact not being implemented. To date, no complaints have been filed. Both the International Woodworkers Association and the B.C. Federation of Labour were advised in advance of implementation of the compliance plan concept and are aware of their right to request an inspection.

In summary, the advantages of a compliance plan approach from both our perspective and that of industry are listed below:

1. Maximizes inspection coverage of working environments.
2. Requires employers to plan for noise control in future.
3. Allows companies to develop their own expertise in noise survey work and noise control engineering.
4. Makes workers more conscious of the need for hearing protection and audiometric testing.
5. Increases the number of people working on noise control solutions thereby advancing the state of the art.

With the introduction of the compliance plan approach, our seven Noise Control Officers have been able to concentrate on smaller firms who do not have the financial and technical resources to achieve noise control on their own. At present there are 855 sawmill operations in B.C. Of these, 755 have fewer than 100 employees. Despite the large number of sawmills in this category, these firms account for only 25% of the work force in the sawmill industry. Until 1980, these 25% were often ignored as inspectors concentrated their limited resources on the 75% of the work force employed by larger firms.

Board Officers can now not only conduct noise surveys and write orders on these smaller operations but also advise them on the most cost-effective means of achieving compliance. If required, one of the two acoustical engineers accompanies the inspection officer to an operation and offers technical advice. In addition, the inspection officer frequently provides technical brochures,^{6,7,8} information on where acoustical material may be purchased, and a list of similar operations where successful measures may be viewed.

As an additional means of promoting compliance with noise control regulations, the W.C.B. recently sponsored a series of one-day seminars on "Noise Control in the Wood Products Manufacturing Industry" featuring Dr. John Stewart, Director of Noise Control Services in Greensboro, North Carolina. Response to these seminars was excellent and a follow-up series featuring slides and case histories of successful B.C. applications is planned for this Fall.

In addition, our acoustical engineers are rapidly expanding the data bank of both successful and unsuccessful noise control applications in the B.C. wood products industry. The first in a proposed series of slide/tape presentations on sawmill noise control is scheduled for completion this Fall. Copies will be made available on a loan basis to industry.

In summary, we are encouraged by the response of both worker and management representatives to this new "cooperative" approach as opposed to the more coercive traditional model. Noise control coordinators have been appointed in most large firms, acoustical engineers are being increasingly employed by industry, manufacturers and suppliers of retrofit packages are responding to the increasing demands for quieter equipment. The number of individuals actively working towards the goal of 90 dBA now greatly exceeds the ten individuals comprising the Noise Control Section.

There is a spirit, of working together towards a common objective.

After one year's experience with the new program, we are confident that we will achieve our goal of reducing the percentage of workers exposed to excessive noise in the sawmill industry from 61% in 1981 to 10% or less by 1986. Should the cooperative program fail, we have recourse to the negative incentive of supplementary assessments. Perhaps this inherent threat is in part responsible for the positive response to date. At this time, however, we are quietly optimistic that compliance can and will be achieved through the primary approach of mutual cooperation.

REFERENCES

1. "Industrial Health & Safety Regulations" Workers' Compensation Board of B.C. Section 13 (1980).
2. "Workers' Compensation Act", Workers' Compensation Board of B.C. Section 43 (1979).
3. "Joint Effort Produces Quieter Boom Boats", Health and Safety Digest, Volume 15 Number 2, Workers' Compensation Board of B.C. (Summer 1980).
4. "Government Ministry Adopts Sound Suppression Program", Health and Safety Digest, Volume 15 Number 3, Workers' Compensation Board of B.C. (Fall 1980)
5. "Buyers Ordering Noise Suppression Kits on New Forklifts", Health and Safety Digest, Volume 15 Number 4, Workers' Compensation Board of B.C. (Winter 1980/81)
6. "Planer Enclosures", Workers' Compensation Board of B.C. (1980)
7. "Noise Reduction: Resaws", Workers' Compensation Board of B.C. (1981).
8. "Noise Reduction: Auto Trimmers", Workers' Compensation Board of B.C. (1981).
9. J.S. Stewart, "Woodworking Machinery Noise Control". Lecture notes for a series of one-day seminars in B.C., March 1981.

SIMULATION ULTRASONORE
DE L'IMPACT ACOUSTIQUE DES AUTOROUTES

M. Jean Gabriel MIGNERON Ing. Ph.D.

Directeur du Centre de recherches en aménagement
et développement et responsable du laboratoire
d'acoustique de l'Ecole d'architecture
Université Laval, Québec, G1K 7P4

SOMMAIRE

Cet article vise à rapporter les recherches poursuivies depuis 1977 au Laboratoire d'acoustique de l'Ecole d'architecture de l'Université Laval. Après un tour d'horizon rapide des recherches antérieures en matière de simulation ultrasonique du bruit de la circulation, les différentes étapes de la démarche sont exposées, ainsi que les moyens mis en oeuvre, notamment au niveau du système de génération ultrasonore et de la simulation de la dynamique du bruit urbain. Les résultats ainsi obtenus sont ensuite comparés aux niveaux de bruit existant réellement sur le site simulé. La conclusion fait état des applications possibles pour le design des autoroutes et la vérification de l'efficacité des écrans destinés à la protection des secteurs résidentiels.

ABSTRACT

This paper reports a research project undertaken since 1977 at the School of Architecture Acoustical Laboratory of Laval University. After a light review of the other research concerning ultrasonic simulation of highway noise, the progress of the different stages of the research are exposed as well as the technical means that have been used, particularly the ultrasonic generation system and the dynamic reproduction of the urban noise fluctuations. The resulting values are then compared to the real noise levels existing on the simulated urban site. The conclusion presents the possible applications for highways design and the control of efficiency for noise barriers used for the protection of residential areas.

1 - INTRODUCTION

Dans la mesure où les procédures existantes, pour le calcul du mode de propagation des ondes acoustiques générées par le trafic automobile, peuvent sembler complexes, on peut se demander si la simulation sur maquettes des principaux phénomènes acoustiques mis en oeuvre ne serait pas plus pratique, afin d'étudier simultanément l'atténuation due à la distance, les absorptions du sol et de la végétation et les phénomènes de diffraction suivant la position et la nature des écrans, le tout en relation avec la disposition des voies de circulation et la

topographie du site étudié. En théorie la chose est très possible: plutôt que de calculer l'impact prévisible d'une future autoroute, il suffit de la simuler sur maquette et de mesurer, sur cette même maquette, tous les isocontours des niveaux de bruit résultant de la nouvelle voie projetée. Sur le plan pratique, la simulation pose, cependant, de nombreux problèmes. Tout d'abord, l'échelle de réduction est limitée par la possibilité de construire une source de bruit capable de reproduire, avec une multiplication de fréquence adéquate, tout le spectre de la circulation automobile. Cette multiplication nécessaire correspond à la réduction de l'échelle de la maquette, le transfert des fréquences étant indispensable pour le respect des phénomènes de diffraction, ceux-ci dépendant de la longueur d'onde émise. A notre connaissance, il n'existe pas de source ultrasonore idéale, c'est-à-dire une source autonome et mobile, de dimensions réduites, permettant de reproduire sur maquette n'importe quel spectre, avec un mode de rayonnement semblable à celui d'une source sonore réelle, telle que le bruit d'une automobile.

L'échelle de réduction de la maquette influence aussi la dimension et les caractéristiques du microphone de mesure. Celui-ci doit être le plus petit possible, afin de ne pas perturber le champ acoustique ultrasonore de la maquette, et ses caractéristiques de linéarité doivent être adaptées à des mesures en hautes fréquences. Ce problème, bien que sérieux, est actuellement assez bien maîtrisé; c'est pourquoi nous n'insisterons pas particulièrement sur cet aspect. Il reste, enfin, un point important, toujours lié à l'échelle de réduction de la maquette: il s'agit de la reproduction des phénomènes d'absorption, tant pour l'absorption de l'air qui, aux hautes fréquences, est très sensible aux taux d'humidité relative régnant autour de la maquette, que pour l'absorption des matériaux urbains simulés dans cette maquette. En faisant un tour d'horizon des procédures déjà utilisées par les différents chercheurs, nous mentionnerons toutes ces difficultés, ainsi que les solutions proposées.

2 - APERCU DES RECHERCHES SIMILAIRES

Les premières recherches que nous mentionnerons sont celles de PINFOLD (1967, pp. 648-649), en Grande-Bretagne, qui a travaillé avec une échelle de 1/100ième, en utilisant comme sources sonores des petits haut-parleurs capables de reproduire les hautes fréquences jusqu'à 40000 Hz, ces haut-parleurs étant alimentés par quatre générateurs distincts de bruit blanc. Il semble que cette précaution ait été suffisante, afin de rendre négligeables les modifications possibles du champ sonore, causées par une mise en phase des ondes acoustiques. Cette disposition peut paraître séduisante, puisqu'elle permet le contrôle, à l'aide d'un filtre approprié, de la composition spectrale et peut s'adapter très facilement à différentes situations d'urbanisme. Cependant, la puissance acoustique obtenue à l'aide d'un haut-parleur, pour des fréquences de l'ordre de 40000 Hz, est généralement faible, ce qui permet difficilement l'emploi d'un microphone miniature à condensateur; d'autre part, la directivité d'un haut-parleur peut différer sensiblement du mode de rayonnement semi-cylindrique d'une file d'automobiles. PINFOLD s'est surtout attaché à reproduire, dans sa maquette, les fréquences comprises entre 100 et 300 Hz, qu'il assimile aux pointes de fréquence classiques du bruit de la circulation urbaine. Un tel dispositif pourrait donc difficilement restituer l'effet des pneumatiques, qui caractérise plutôt le type de bruit généré sur une autoroute, pour de grandes vitesses de circulation. Néanmoins, en s'appuyant sur les derniers développements technologiques, notamment avec l'apparition des "tweeters" électrostatiques ou à chambre de compression ce dispositif peut devenir une source acoustique très intéressante pour la simulation de toutes les sortes de trafics automobiles.

D'autres auteurs, comme SPANDOCK (1961), dont les recherches ont été poursuivies notamment par BREBECK (1967), ont également travaillé sur une maquette à l'échelle de 1/100ième, en l'installant dans un local en atmosphère complètement asséchée, de manière à se soustraire aux problèmes de l'absorption moléculaire des hautes fréquences (fortement influencée par l'humidité relative), et en employant encore des petits haut-parleurs, afin de simuler le bruit de la circulation.

Nous en arrivons, chronologiquement, aux principaux travaux dont nous ferons état, c'est-à-dire à ceux du Centre Scientifique et Technique du Bâtiment, en France. Les chercheurs de cet organisme ont utilisé l'échelle du 1/20ième déjà recommandée par WILLMS et BREBECK (1965), en se basant entre autres, sur la constatation qu'une plus faible réduction dimensionnelle permettait une plus grande précision des mesures. L'originalité de cette réalisation apparaît surtout dans le mode de génération mécanique des ondes sonores. Le système consistait en un ensemble de petites clochettes de bronze de 22 mm de diamètre, dont la masse était voisine de 10 grammes. Puisque la fréquence émise par une cloche varie environ suivant l'inverse de la racine cubique de son poids, les clochettes choisies étaient capables de produire une énergie acoustique importante dans les tiers d'octave de 10000 et 20000 Hz. Les files d'automobiles ont été réalisées à l'aide de clochettes suspendues tous les 10 cm, ceci avec des imprécisions volontaires, destinées à reproduire la distribution au hasard des véhicules, comme une voie réelle de circulation. Les tringles supportant les clochettes ont été choisies suffisamment fines pour ne pas produire d'ombre sonore; elles étaient soumises, à l'aide d'un système mécanique, à un mouvement alternatif destiné à l'excitation des clochettes. RAPIN (1969) rapporte d'excellents résultats, tant au point de vue de la directivité, qu'au point de vue de la puissance acoustique et de la composition spectrale.

Cet auteur a étudié en détail tous les problèmes théoriques posés par la simulation, avec une mention toute particulière pour les calculs relatifs à l'influence de l'humidité, celle-ci étant assez importante, puisque les mesures n'ont pas été faites en atmosphère contrôlée et qu'une grande partie d'entre elles ont été réalisées à l'extérieur (RAPIN, 1969, pp. 81-99). Le générateur mécanique utilisé produisant principalement des fréquences voisines de 1000 et 20000 Hz, RAPIN a dû d'abord calculer des courbes d'absorption moléculaire, d'après la théorie de KNESER et la méthode proposée par HARRIS, en y ajoutant l'absorption classique de SIVIAN (1947, pp. 914-916). En second lieu, il s'est intéressé à la reproduction de l'atténuation du niveau de bruit de la circulation, en dB (A), par dispersion géométrique et par absorption de l'air. Par exemple, la partie supérieure de la figure No. 1 montre l'effet de l'absorption d'un spectre de circulation automobile pondéré suivant la courbe (A), avec des atténuations correspondant à des distances de 100, 200, 500 et 1000 m, alors que la partie inférieure de cette même figure explique la transposition de ce phénomène, pour une maquette au 1/20ième, telle que celles utilisées par le C.S.T.B. On constate, sur ces courbes, que l'atténuation obtenue sur la maquette, pour la fréquence de 10000 Hz, est sensiblement la transposée de l'atténuation en fonction de la distance, pour la bande de fréquence de 1000 Hz, dans les conditions réelles. Elle est encore très voisine de l'atténuation apportée à la composition spectrale moyenne du bruit de la circulation, pondérée suivant la courbe (A). RAPIN a vérifié, enfin, l'effet de la diffraction sur la composition spectrale. Il a montré que l'effet de la diffraction, pour un bruit de circulation pondéré suivant la courbe (A), se situait entre la diffraction obtenue dans la bande de 500 Hz et celle obtenue dans la bande de 1000 Hz, ceci dans une fourchette qui ne dépasse jamais 3 dB et qui devient très étroite lorsque l'efficacité de l'écran se trouve être inférieure à 8 dB (RAPIN, 1969, pp. 21-22).

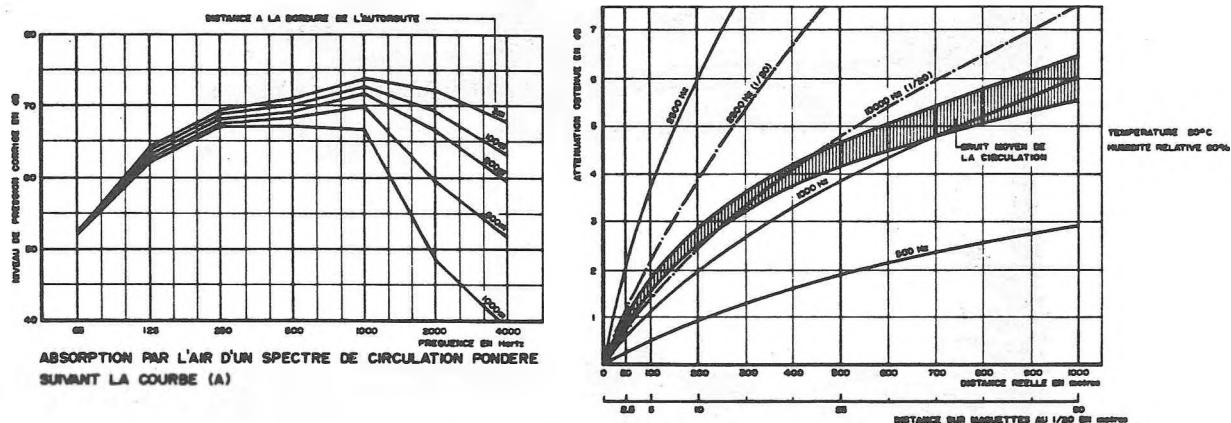


FIGURE No. 1: Atténuation due à l'absorption par l'air du bruit de la circulation et sa représentation sur maquette (d'après RAPIN 1969).

Le C.S.T.B. a procédé à une série impressionnante d'expériences, la plupart de ces mesures ayant été faites dans les bandes de fréquence de 500 et 1000 Hz, bien que pour les profils d'autoroute les plus courants, certaines ont été compilées en dB (A). Pour toutes ces expériences, les chercheurs français ont utilisé 8 rangées de clochettes, simulant une autoroute à double sens de 4 travées de circulation. Le niveau de bruit initial à la source, soit à la bordure de l'autoroute, étant quelque peu secondaire, quant aux lois de propagation et d'atténuation des ondes acoustiques, nous avons pu utiliser avec beaucoup de satisfaction les isophones proposées. C'est seulement pour des distances supérieures à 100 ou 120 mètres, que l'atténuation, au voisinage immédiat du sol, n'était pas toujours bien prise en compte par les résultats de la simulation; néanmoins, les écarts rencontrés dans des sites réels de topographie semblable n'ont jamais dépassé des valeurs supérieures à 2 ou 3 dB (A), dans les limites de validité de ces courbes. A l'heure actuelle, ces résultats de simulation du C.S.T.B. restent encore l'un des meilleurs procédés graphiques, pour étudier rapidement l'impact d'un futur projet de corridor de transport.

Pour leur part, les chercheurs américains du MASSACHUSETTS INSTITUTE OF TECHNOLOGY ont employé, au début des années 1970, un autre type de source acoustique destinée à la simulation sur maquette. Il s'agit d'un dispositif à ultrasons, composé d'un système générateur d'étincelles électriques, associé à un analyseur de signal synchronisé, l'affichage des résultats se faisant à l'aide d'un oscilloscope à double trace (LYON, 1973, pp. 65-70). Ce système peut aussi bien servir à la simulation du trafic automobile qu'à l'étude de l'impact de la circulation aérienne. Il peut être également utilisé en acoustique architecturale et pour la prévision du bruit industriel. Les échelles de maquette pour lesquelles l'analyseur dispose d'un filtre de fréquence correspondant à la pondération (A) sont de 1/32, 1/50 et 1/64ième, cette dernière échelle s'adressant plus spécialement, d'après le constructeur, à la simulation des opérations aériennes (GROZIER TECHNICAL SYSTEMS, 1977). LYON, CANN et CARPENTER (1976, pp. 14-18) mentionnent des expériences de mesure d'absorption des matériaux aux fréquences ultrasonores, à l'aide d'une chambre réverbérante en plexiglas à l'échelle du 1/16ième. Nous avons pu vérifier, de cette manière, avec la méthode de calcul conventionnelle, les propriétés d'absorption ultrasonores de différents matériaux; ces expériences peuvent être nécessaires, dans la mesure où il est difficile d'évaluer l'absorption des matériaux utilisés pour les maquettes de simulation, par rapport à leurs propriétés acoustiques normales, à échelle réelle. Comme le montre la figure No. 2, nous nous sommes également intéressés aux applications urbaines d'un tel dispositif.

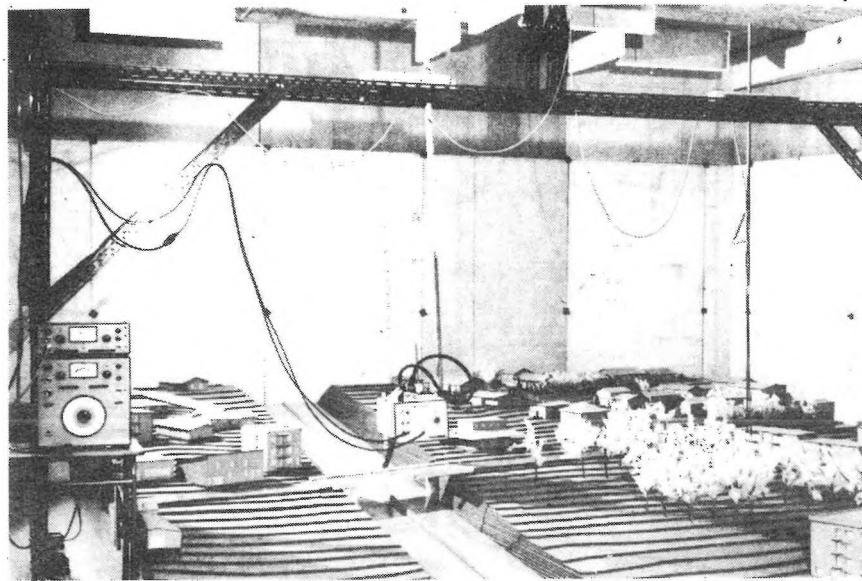


FIGURE No. 2: Première expérience de simulation à l'aide d'un générateur d'étincelles.

Il semble, cependant, mieux adapté aux problèmes d'acoustique architecturale ou à la simulation de l'impact des aéronefs, plutôt qu'à l'étude du bruit de la circulation automobile, puisque sa source est ponctuelle et qu'il faut procéder à l'aide de nombreuses mesures, avant d'établir l'impact acoustique simulé dans un ensemble urbain complexe. La photographie de la figure No. 2 présente, à ce sujet, nos premières expériences pour l'étude, à l'échelle du 1/50ième, de l'impact acoustique du boulevard Henri IV sur le territoire de la ville de Ste-Foy.

3 - MISE AU POINT D'UNE SOURCE ULTRASONORE CONVENANT A LA SIMULATION DU BRUIT DE LA CIRCULATION

Nos propres recherches ont commencé en 1976, surtout sous la forme d'un tour d'horizon des différentes techniques de simulation employées par les autres chercheurs. Les jets d'air comprimé étaient séduisants mais trop compliqués et trop long à installer pour notre contexte expérimental universitaire, notamment à cause du dessicateur indispensable à ce système; quant aux générateurs mécaniques comme les clochettes, ils ne permettaient pas une petite échelle pour la maquette. Finalement, comme nous l'avons mentionné à propos de la figure No. 2, pour nos premières mesures nous avons utilisé le nouveau générateur d'étincelles électriques fabriqué par la compagnie GROZIER TECHNICAL SYSTEMS. Cependant, après un an d'essais divers et de mise au point, ce genre de générateur s'est avéré mal adapté au bruit de la circulation automobile, à cause d'un certain manque de stabilité, d'un affichage des résultats de mesure délicat et surtout d'un processus de mesure très long dû à la ponctualité de la source et à la nécessité de la déplacer tout le long de la voie de circulation simulée, afin d'étudier par sommation l'impact potentiel des automobiles pour chaque point de l'espace mesuré. Parallèlement, dès le printemps 1978, nous avons commencé à analyser les caractéristiques des différents types de haut-parleurs disponibles sur le marché de la haute-fidélité. Il fallait un système robuste, capable de reproduire avec une intensité suffisante toutes les fréquences jusqu'à 100 KHz et aussi de coût modique, car il est nécessaire d'utiliser plusieurs unités dans la maquette. De nombreux "tweeters" réputés sur le marché se sont révélés décevants au delà de 20000 Hz, sans parler de ceux que nous avons brûlés sans obtenir un niveau acoustique suffisant.

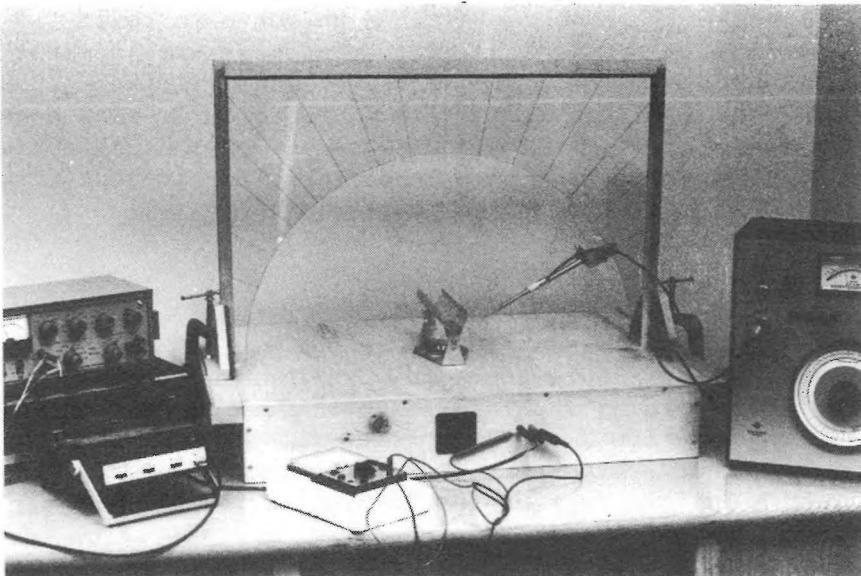


FIGURE No. 3: Banc de mesure expérimental pour la mise au point des déflecteurs ultrasonores.

Finalement, c'est en 1979 que nous avons pu trouver un haut-parleur à bas prix susceptible de convenir pour nos travaux. Il s'agit d'un "super-tweeter" électrodynamique à chambre de compression et pavillon exponentiel de fabrication japonaise. La réponse obtenue est excellente jusque vers 100 KHz et même au-dessus, avec un niveau supérieur à 80 dB. Par contre, comme il fallait s'y attendre, la directivité est très prononcée dans l'axe du haut-parleur. Cette directivité ne convenant pas pour reproduire la dispersion normale du bruit d'un véhicule, il a fallu étudier un déflecteur susceptible d'améliorer la similitude du modèle. Environ une trentaine de déflecteurs différents ont été analysés sur le banc de mesure de la figure No. 3; après le choix d'une forme simple bien appropriée, il restait à optimaliser la hauteur du déflecteur finalement retenu, suivant la bande de fréquence requise de 6.3 à 80 KHz. Le graphique de la figure No. 4 montre en définitive la répartition spatiale obtenue; ce résultat s'apparente assez bien avec la répartition sonore du bruit d'une automobile tel qu'analysé par PACHIAUDI, CHAPON et BRUYERE (1971), ces auteurs mentionnent en effet une directivité acoustique notable pour un angle de 25° au-dessus de la chaussée,

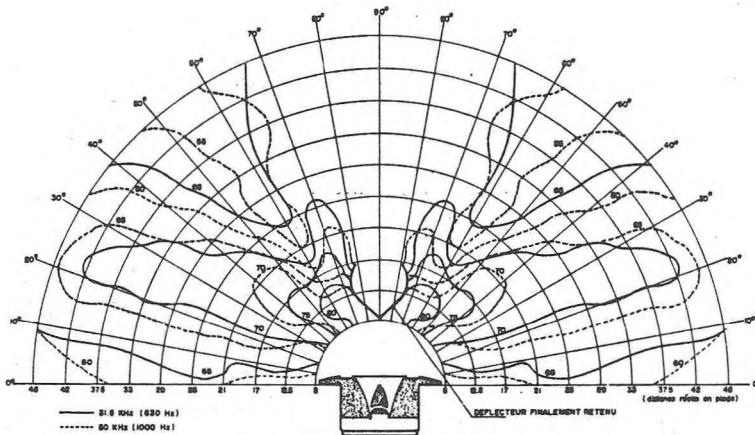


FIGURE No. 4: Dispersion du haut-parleur à compression utilisé sur la maquette (niveau en dB).

pris perpendiculairement à l'axe de roulement d'un véhicule roulant à la vitesse de 80km/h. Le niveau sonore obtenu à 30 KHz, fréquence correspondant environ au milieu du spectre simulé des automobiles, est excellent, il faut cependant surveiller constamment la tension aux bornes des haut-parleurs, afin d'éviter de surchauffer et de déformer les bobines mobiles. Pour de longues séries de mesures, un dispositif simple de protection a été installé, évitant ainsi toute surcharge.

4 - MISE AU POINT D'UN GENERATEUR APPROPRIÉ

Avec l'utilisation de petits haut-parleurs pour nos travaux sur maquettes, il était évident que notre meilleure source de bruit devait être un générateur de "bruit blanc", c'est-à-dire un appareil susceptible de fournir un spectre homogène et linéaire jusqu'à 100 KHz. Le modèle 1405 de la compagnie BRUEL & KJAER convenait parfaitement. Cependant, la composition spectrale reproduite dans la maquette doit à la fois représenter le bruit de la circulation automobile transféré en fréquence et l'effet de la courbe de pondération (A), cette courbe est utilisée pour toutes les mesures de bruit communautaire, afin de tenir compte des caractéristiques physiologiques de l'oreille humaine. Si les haut-parleurs reproduisent dans la maquette le spectre approprié, il est alors facile de procéder aux mesures sans aucune correction de fréquence autre qu'un filtrage destiné à éliminer tous les bruits extérieurs au champ ultrasonore. Plutôt que de construire un filtre spécial et limité à une seule échelle de maquette, nous nous sommes attachés à réaliser un véritable égaliseur au tiers d'octave à 12 canaux, actuellement réglé pour opérer dans les bandes de fréquence comprises entre 6.3 et 80 KHz. Ainsi, à l'échelle du 1/50ième, nous reproduisons, avec l'effet de la pondération (A) (c'est-à-dire en diminuant l'influence des basses fréquences), un spectre de circulation automobile compris dans la réalité entre 125 et 1600 Hz. RAPIN, ROLAND et DE TRICAUD, signalent à ce sujet qu'il est possible de négliger la reproduction des fréquences supérieures à 2000 Hz et qu'il est important de se concentrer sur une bonne restitution de l'octave de 1000 Hz (1972, pp. 39-41).

La reproduction de la dynamique, c'est-à-dire des variations du niveau de bruit au bord d'une voie de circulation, était plus complexe et plus difficile à concevoir. Nous avons envisagé deux solutions, soit créer un modèle de variation avec la possibilité de changer le débit de circulation, soit piloter le niveau de reproduction à l'aide d'un enregistrement du bruit réel, tel que mesuré en bordure de la voie étudiée ou bien d'une voie similaire. Si les modèles de circulation sont bien connus, avec RATHE (1965) ou JOHNSON et SAUNDERS (1968, pp. 287-309), il n'en demeure pas moins que leur reproduction dans le domaine ultrasonore présente une grande complexité sur le plan électronique, aussi nous nous sommes d'abord orientés vers le pilotage du niveau émis dans la maquette. A l'aide d'un dispositif d'asservissement lié à un enregistreur graphique BRUEL & KJAER modèle 2305, il nous a été facile de reproduire les mêmes variations sonores que dans la réalité, ceci avec un niveau simulé exactement similaire à celui enregistré sur le terrain. Ce résultat remarquable apparaît dans la figure No. 5, de même sur la photographie de la figure No. 6 on peut voir à gauche l'enregistreur graphique utilisé pour le pilotage et à droite l'enregistreur reproduisant le niveau ultrasonore mesuré dans la maquette en bordure de la voie de circulation. Dans le cas d'une étude sur maquette portant sur le tracé d'une future autoroute, il sera toujours possible d'utiliser une boucle magnétique de pilotage enregistrée à partir d'une voie existante de débit similaire.

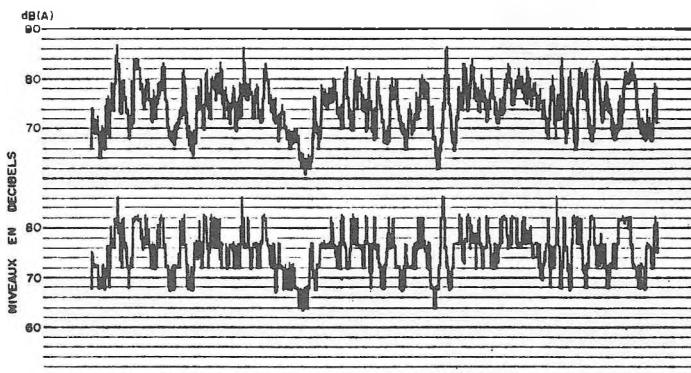


FIGURE No. 5: Enregistrement du niveau de bruit réel en dB(A) et du niveau simulé en ultrason.

FIGURE No. 6: Dispositif de pilotage du niveau ultrasonore.



Enfin, pour éviter toute forme d'onde stationnaire ou de mise en phase possible des haut-parleurs, ces derniers sont alternativement répartis sur quatre canaux différents d'amplification de 60W chacun, avec un dispositif de retard digital séquentiel utilisant une base de temps d'environ 300 KHz (retard de quelques millisecondes). Pour plus de compréhension, le dispositif complet de génération est schématisé sur la figure No. 7, ainsi que la chaîne de mesure dans la maquette avec ses deux microphones. De même, la photographie de la figure No. 8 présente les principaux appareils utilisés pour la simulation.

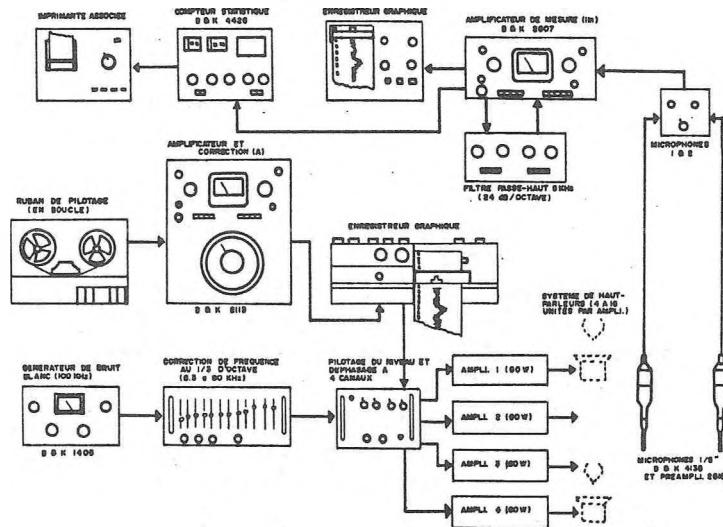


FIGURE No. 7: Disposition des appareils de génération des ultrasons et de mesure.

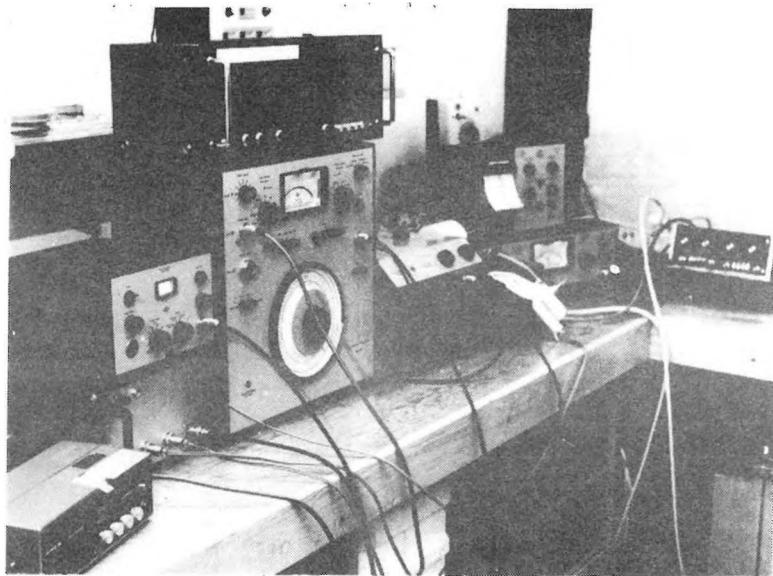


FIGURE No. 8: *Vue d'ensemble des principaux appareils utilisés lors de la simulation (on notera la forme du spectre ultrasonore sur la partie gauche de l'égaliseur).*

5 - INSTALLATION DE LA MAQUETTE ET OPERATIONS DE MESURE

La chambre de mesure utilisée est en fait la grande chambre réverbérante du Laboratoire d'acoustique de l'Ecole d'Architecture, transformée pour la circonstance en une chambre semi-anéchoïque, avec sur les murs des panneaux de laine minérale à haute densité de 2 pouces d'épaisseur et un plafond suspendu comportant des baffles acoustiques de 12 pouces. La photographie de la figure No. 2 montre d'ailleurs en partie la configuration de la chambre de mesure et de son plafond. Avec un volume de 8650 pieds cube et une longueur de 32 pieds, la salle d'expérience peut accueillir des maquettes d'environ 16 par 28 (voire 30) pieds. Ce sont ces dimensions que nous avons retenues pour le cas du boulevard Henri IV, sur le territoire de la ville de Ste-Foy. Notre maquette expérimentale représente donc, à l'échelle du 1/50ième une longueur d'autoroute de 1600 pieds (soit environ 500 mètres).

Comme nous l'avons déjà mentionné, il faut tenir compte à la fois de l'absorption moléculaire de l'air et de l'absorption acoustique des matériaux employés pour la construction de la maquette. La photographie de la figure No. 9 montre, à ce sujet, la petite chambre réverbérante en plexiglas que nous avons employée pour mesurer les coefficients d'absorption du terrain et de la végétation aux fréquences ultrasonores. Nous disposons, pour établir la similitude, de mesures d'absorptions précises faites en 1976 en chambre réverbérante conventionnelle, sur des éléments végétaux et sur divers produits de maçonnerie couramment rencontrés dans la construction urbaine (MIGNERON, 1976). En ce qui concerne l'absorption moléculaire de l'air elle dépend directement de la quantité d'eau contenue dans l'air de la salle de mesure. Il faut que dans la maquette l'affaiblissement linéaire obtenu corresponde à peu près à celui mesuré dans la réalité, soit pour une humidité relative de 50 à 80% et une température d'environ 15°C à 18°C. Pour une échelle de réduction de 1/100ième, RAPIN, ROLAND et DE TRICAUD recommandent une humidité acceptable d'au plus 10% dans la maquette (1973, pp. 31-32); mais l'écart de mesure croît également avec la fréquence, donc avec l'échelle de réduction de la maquette. Nous nous sommes d'abord con-

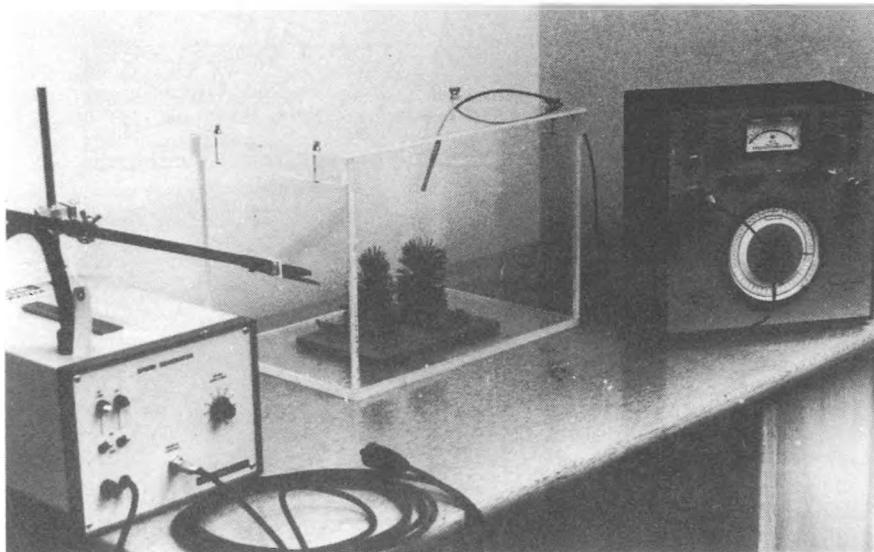


FIGURE No. 9: Dispositif de mesure utilisé pour déterminer les coefficients d'absorption ultrasonores des matériaux servant à la construction de la maquette.

tentés d'utiliser le système d'air conditionné de l'édifice dans lequel se trouve le Laboratoire, et ce surtout en hiver, ce qui donne une période d'environ 5 à 6 mois avec une humidité relative constante de 20%. Pour pouvoir poursuivre les mesures en période estivale, il a fallu ajouter par la suite un déshumidificateur, de façon à contrôler l'air de la salle de mesure (la ventilation principale pouvant être condamnée à la demande).

Le site choisi pour notre recherche méthodologique est situé dans la région métropolitaine de Québec, entre le boulevard du Versant-Nord et le chemin des Quatre-Bourgeois, en fait il est centré sur la partie du boulevard Henri IV située de part et d'autre du chemin Ste-Foy. Ce site présente de nombreux points d'intérêt, en plus que d'être suffisamment proche de l'Université Laval pour être mesuré facilement. Il comporte une partie plane, pour laquelle les voies de l'autoroute sont au même niveau que le terrain naturel et une partie en tranchée d'une profondeur d'environ 30 à 40 pieds; d'autre part les trois voies vers le sud sont montantes et le chemin Ste-Foy représente une artère secondaire assez importante, dont l'impact peut venir s'ajouter de façon significative à celui de l'autoroute. Durant les trois dernières années, nous avons régulièrement mesuré ce secteur selon les méthodes les plus reconnues pour le bruit communautaire, notamment en procédant à des analyses statistiques d'une durée supérieure à 15 minutes, pour les niveaux de bruit présents en différents points également localisés sur la maquette. La carte de la figure No. 10 reproduit les isocontours de bruits obtenus en 1979 et 1980, selon trois indices statistiques différents: soit L99% (bruit de fond), L50% (bruit moyen en fonction du temps) et Leq (niveau continu équivalent). Elle donne également la localisation des points de mesure utilisés.

En ce qui concerne la localisation des haut-parleurs reproduisant chacun un véhicule, elle est bien visible sur la photographie de la figure No. 11; 26 haut-parleurs sont installés sur les 6 voies de l'autoroute, ce qui correspond à un débit de circulation de 6000 véhicules/heure; de plus 5 haut-parleurs sont disposés sur les 2 voies du chemin Ste-Foy ce qui correspond à un débit d'environ 1000 véhicules/heure. Comme le montre le plan de localisation de la figure No. 12, la densité des véhicules est légèrement supérieure sur les voies

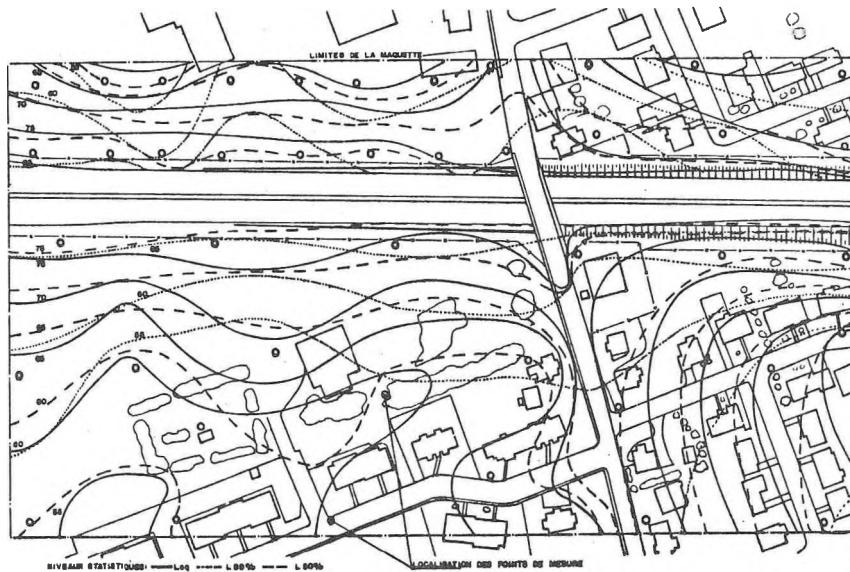


FIGURE No. 10: Cartographie du niveau de bruit réel (boul. Henri IV & chemin Ste-Foy 1979-80).

montantes, afin de tenir compte de la réduction de vitesse; par contre, sur toute la longueur de la maquette, les haut-parleurs sont également espacés pour donner un champ acoustique demi-cylindrique et homogène.

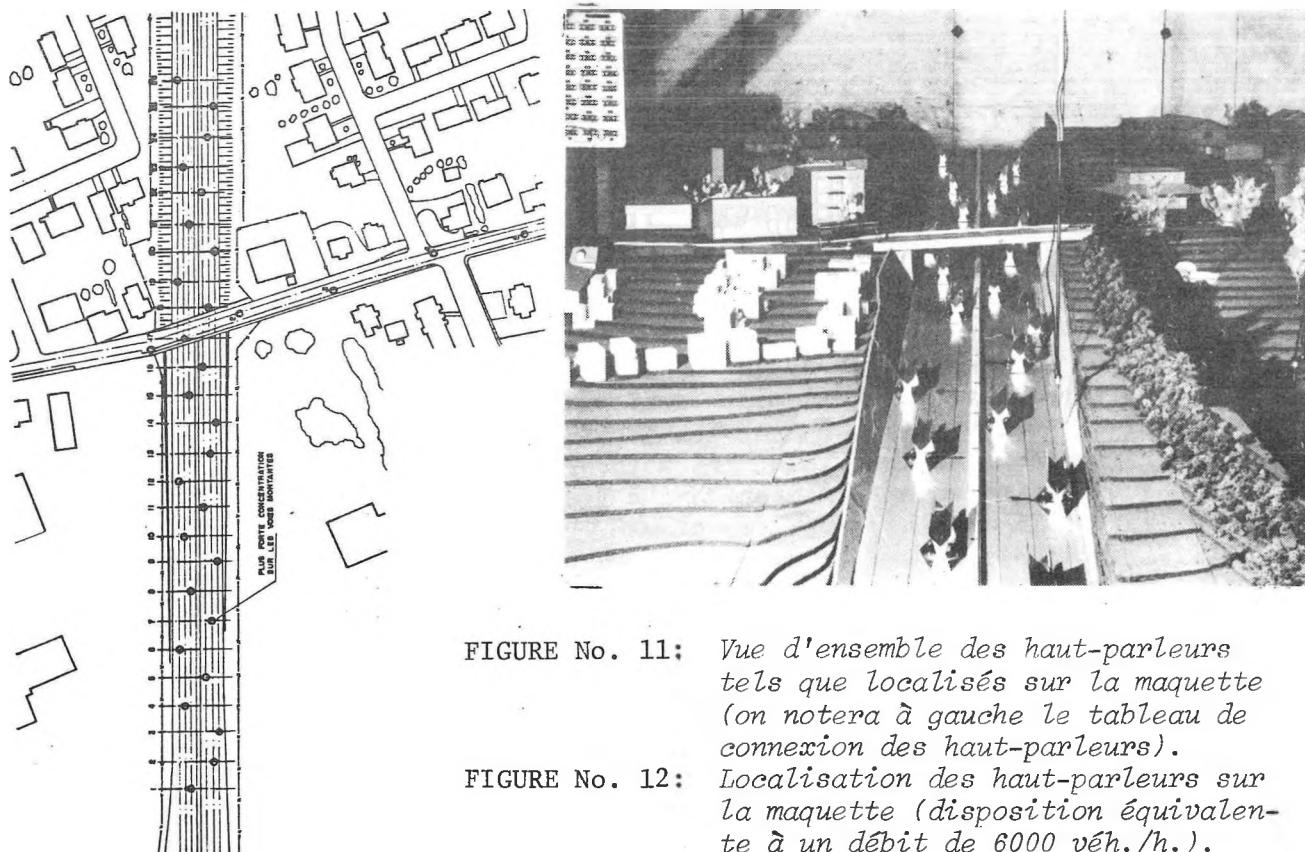


FIGURE No. 11: Vue d'ensemble des haut-parleurs tels que localisés sur la maquette (on notera à gauche le tableau de connexion des haut-parleurs).

FIGURE No. 12: Localisation des haut-parleurs sur la maquette (disposition équivalente à un débit de 6000 véh./h.).

Quant aux microphones de mesure, nous disposons de deux lignes indépendantes, avec des cartouches de microphones à condensateur de 1/4 ou de 1/8 de pouce, modèles 4135 ou 4138 de BRUEL & KJAER. La bande passante de ces microphones s'étend jusqu'à plus de 100 KHz et leur sensibilité descend jusque vers 30 dB avec un préamplificateur spécial, modèle 2618. Nous avons construit un portique simple qui permet aisément de déplacer les microphones dans la maquette et un garde de sécurité limite leur course vers le sol, pour les maintenir à une hauteur correspondant à environ 4 pieds de la réalité. L'amplificateur de mesure n'utilise aucun filtre, à l'exception d'un passe-haut de 24 dB/octave réglé sur 5 KHz, il peut finalement être complété par un enregistreur graphique et un compteur statistique (sans correction de fréquence).

6 - UTILISATION POSSIBLE DE LA SIMULATION ET CONCLUSION

La méthode que nous avons mise au point s'adresse en tout premier lieu à l'étude du profil et à la localisation des futures autoroutes, notamment en relation avec l'utilisation résidentielle des terrains avoisinants. Comme le montre les résultats de la figure No. 13, elle est suffisamment précise pour reproduire, non seulement la répartition spatiale des niveaux sonores, mais également l'évolution de la dynamique en fonction de la distance à l'autoroute (jusqu'à 500 pieds), ainsi que l'effet cumulé de deux voies de circulation de débits différents. Le pincement des isocontours Leq aux deux extrémités de la maquette est simplement attribuable à l'absence des haut-parleurs qui devraient reproduire les véhicules circulant sur l'autoroute en dehors des limites de la maquette.

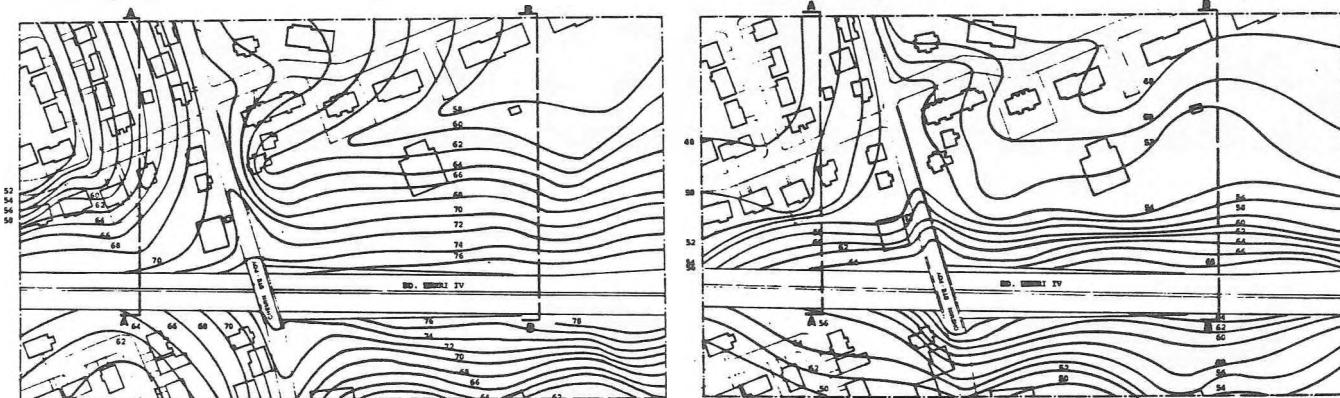
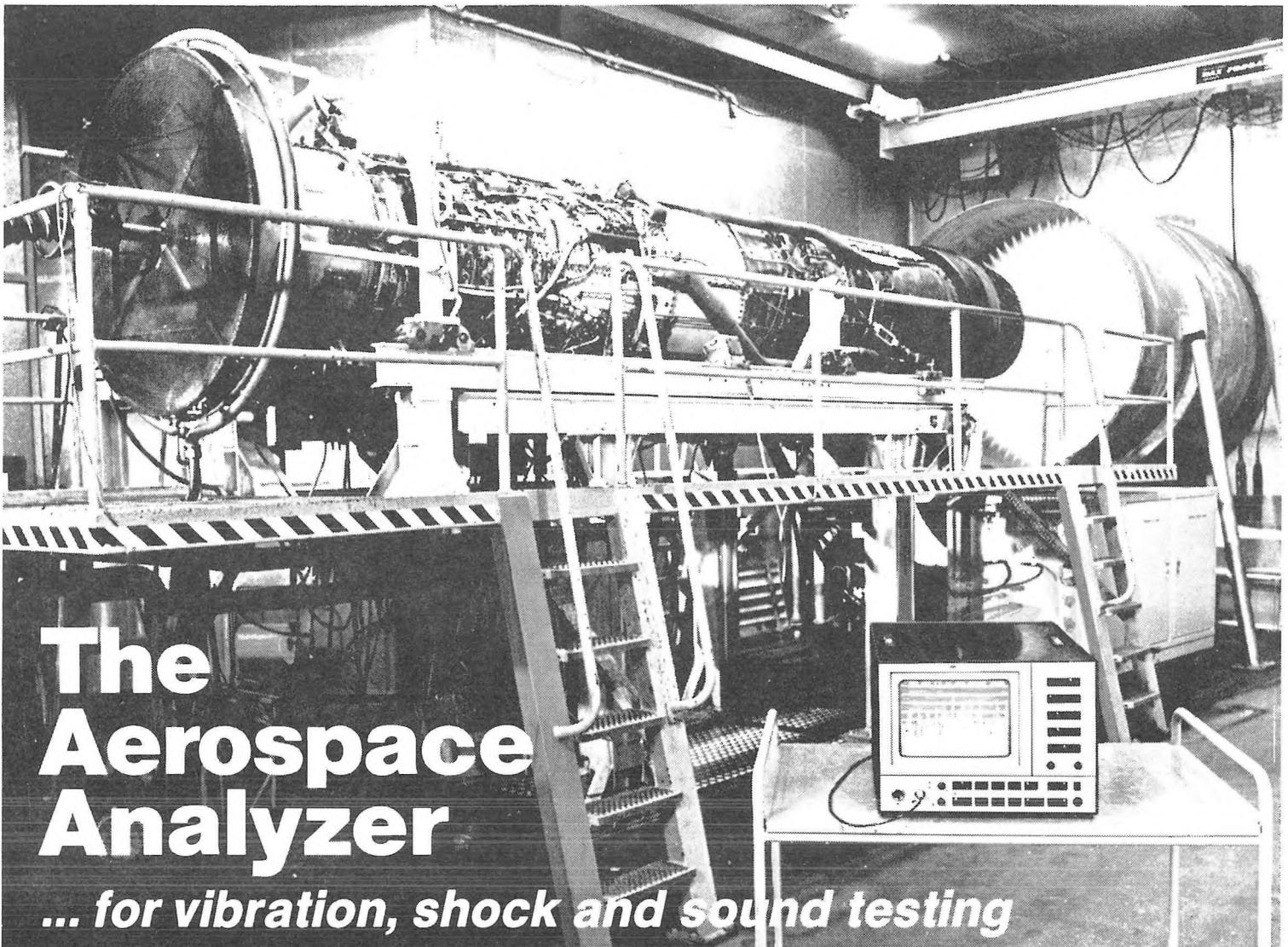


FIGURE No. 13: Niveau équivalent (Leq) réel obtenu en bordure de l'autoroute (40 points de mesure) et niveau correspondant obtenu par simulation (70 points).

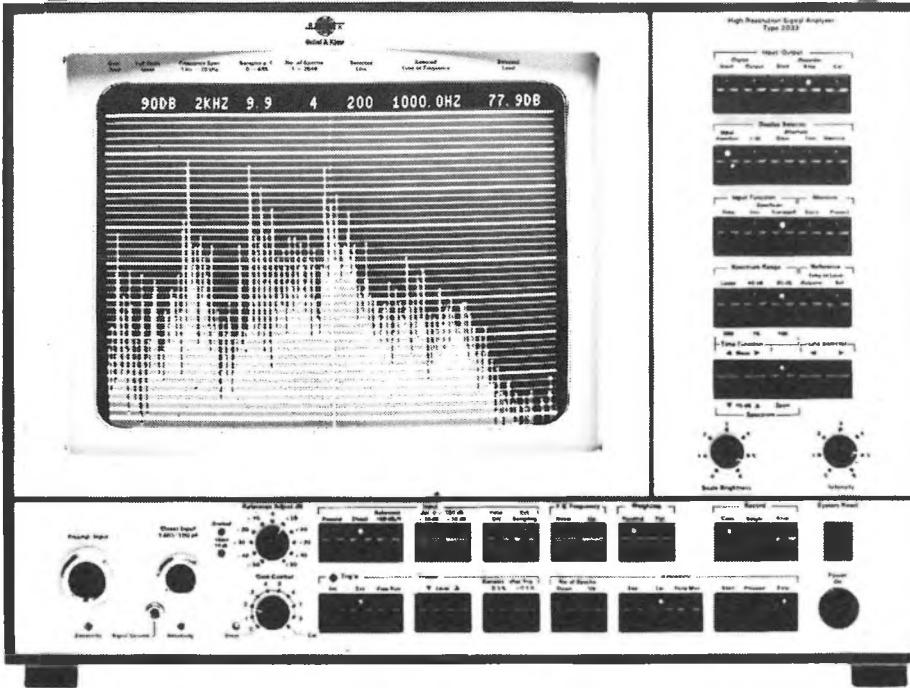
Le procédé est applicable également au cas des autoroutes existantes, surtout dans le but d'étudier les dispositifs de protection acoustique les plus adéquats. Ces dispositifs peuvent être constitués par des bâtiments commerciaux en rangée, par des murs écrans, ou bien encore par des buttes en terre paysagées. Les photographies de la figure No. 14 montrent, à ce sujet, la méthode de mesure employée pour vérifier l'efficacité d'un écran, constitué ici d'une butte en terre plantée de buissons et de résineux. Le graphique de la figure No. 15 reproduit également les niveaux de bruit ainsi mesurés dans la maquette, en présence et en l'absence de l'écran, la différence correspondant dans ce cas à une réduction moyenne du niveau de bruit de 12 dB(A). Finalement, les graphiques des figures Nos. 16 et 17 présentent les résultats concernant l'ensemble du traitement acoustique correctif possible pour la partie



The Aerospace Analyzer

... for vibration, shock and sound testing

Imagine what you can do... with an instrument that includes:



- Digital Oscilloscope with 10240 sample memory
- 400 and 4000 line FFT analyzer
- Slow motion FFT analysis of transients
- High-speed computer interface (IEEE-488)

With 10 times the memory of conventional FFT analyzers, the B & K 2033 sets new performance standards, and provides new, innovative functions for analysis of transients and continuous signals



BRUEL & KJAER CANADA LTD.

Specialists in acoustic and vibration measurement

Get the full potential from your B & K Analyzers ...

Add a

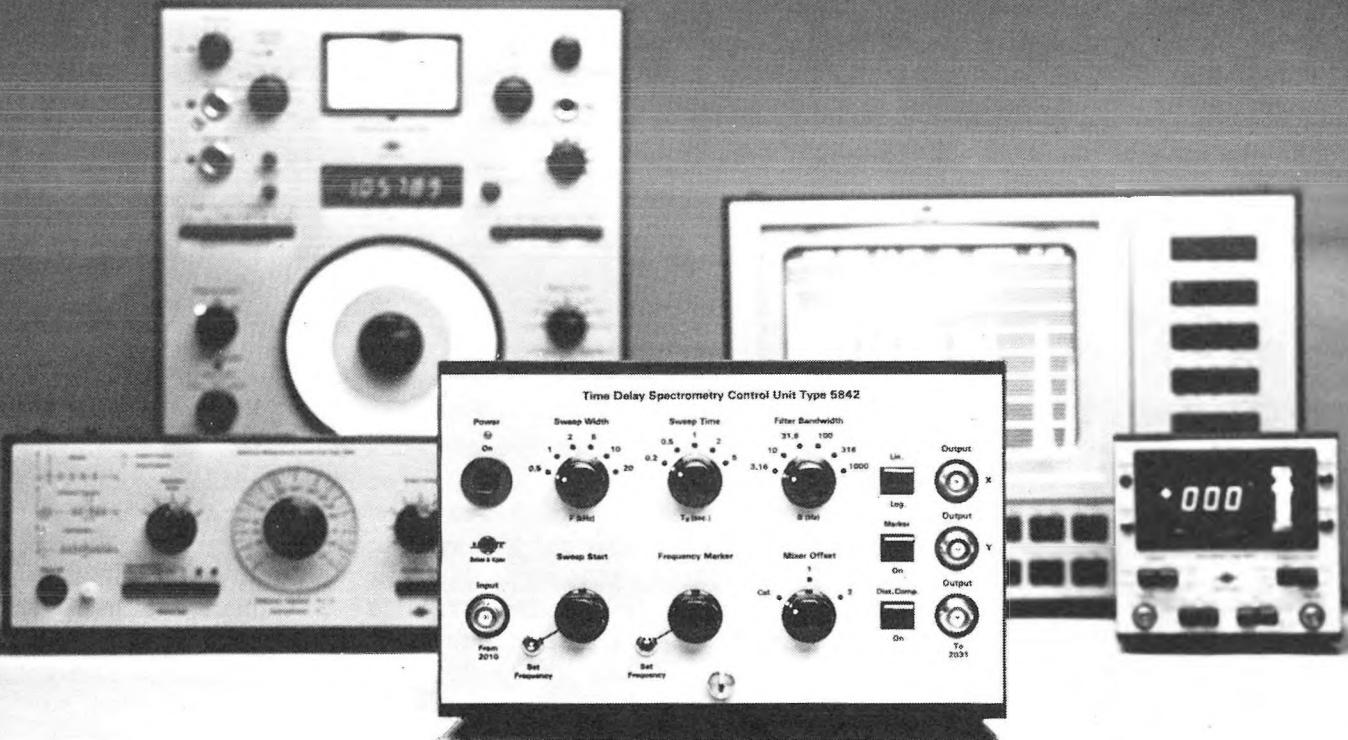
FREQUENCY-TIME WINDOW

to your 1902/2010 Electroacoustics Measurement System

The TIME DELAY SPECTROMETRY CONTROL UNIT, Type 5842 facilitates in "real-time" the measurement of:

- FREQUENCY & PHASE RESPONSES WITHIN A SELECTABLE TIME WINDOW
 - ENERGY vs. TIME RESPONSE

by centralizing all the essential controls, reference signals and vital detection circuits in one instrument



Time Delay Spectrometry, TDS and Energy Time Curves, ETC, have a wide range of applications within the Electroacoustics and Architectural Acoustics fields:

The TDS technique allows you to make time-selective frequency and phase response measurements on systems exhibiting time delay and time dispersion such as: Microphones, speakers, delay-echo and reverb systems and twin-head tape recorders. It allows you to make "free field" measurements in

ordinary rooms as well as lets you look selectively at internal and external reflections of speaker systems and microphones.

By adding the Brüel & Kjær High Resolution FFT Analyzer Type 2033, the Energy Time Curve can be displayed instantly.

The TDS/ETC technique is an invaluable tool when studying studio-, auditorium and concert hall acoustics and, in the control room, lets you study the "direct sound", early and late reflections.

MONTREAL

90 Leacock Road
Pointe Claire, Que H9H 1H1
Tel.: (514) 695-8225

OTTAWA

7-8 Slack Road, Suite 201
Ottawa, Ont. K2G 0B7
Tel.: (613) 225-7648

TORONTO

71 Bramalea Road, Suite 71D
Bramalea, Ont. L6T 2W9
Tel.: (416) 791-1642

LONDON

23 Chalet Crescent
London, Ont. N6K 3C5
Tel.: (519) 473-3561

VANCOUVER

5520 Minoru Boulevard, Room 202
Richmond, B.C. V6X 2A9
Tel.: (604) 278-4257

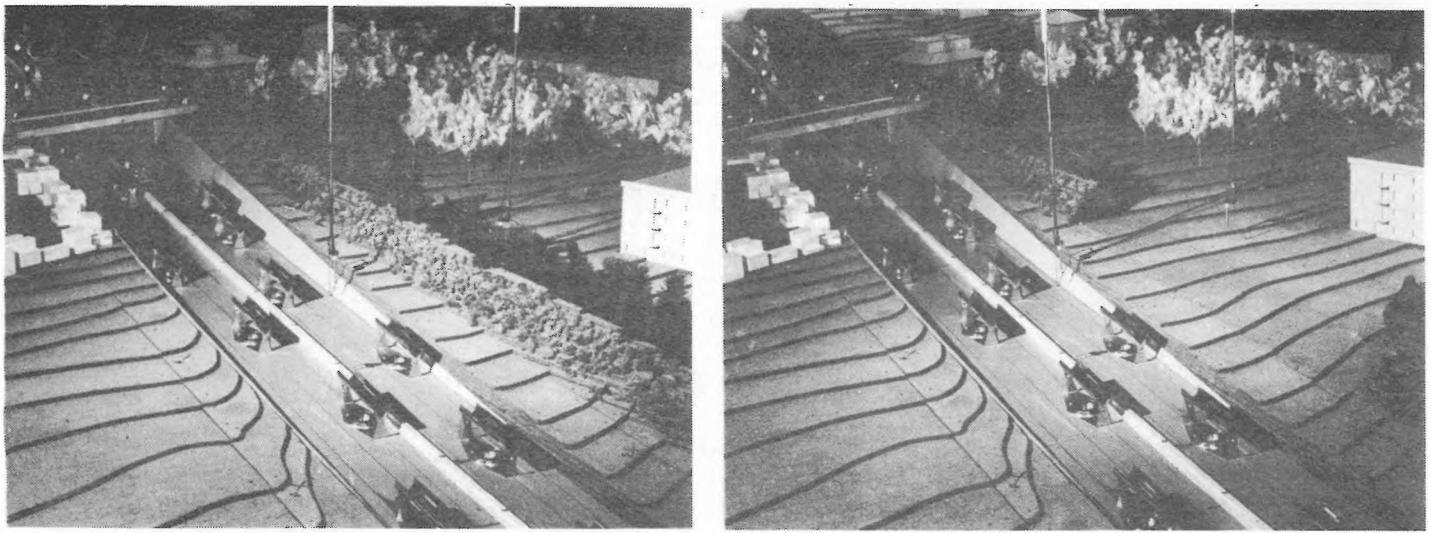


FIGURE No. 14: Mesure de l'effet d'écran d'une butte en terre paysagée, à l'aide des deux microphones.

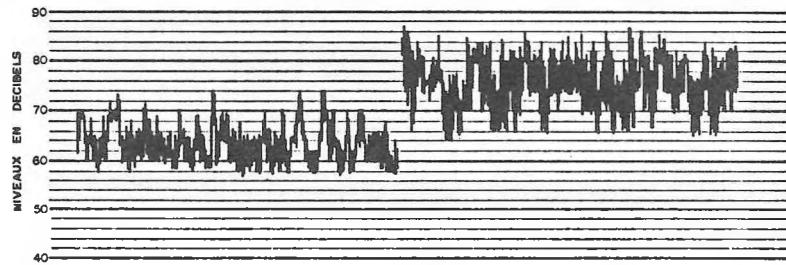


FIGURE No. 15: Enregistrement d'un effet d'écran tel qu'obtenu sur la maquette

ouest du boulevard. Les isocontours de propagation, qu'ils reproduisent dans deux plans perpendiculaires à l'autoroute, ont été obtenus de façon simple, en bloquant le dispositif de pilotage du niveau sonore (source de niveau constant, sans rue secondaire et sans variation dynamique) et en déplaçant les microphones de mesure de façon à couvrir une grille verticale.

En conclusion, cette nouvelle méthode de simulation de l'impact acoustique des autoroutes ne prétend pas remplacer les procédures de calcul existantes, mais dans certains cas elle peut les affiner et donner des résultats supérieurs. Elle est justifiée notamment dans le cas des échangeurs, des voies en pente ou des dénivellations prononcées du terrain, toutes situations pour lesquelles le calcul d'impact peut être imprécis. Elle permet, en plus, de combiner les effets d'écrans et de tenir compte des diffractions multiples. Cet outil de travail supérieur est donc à la disposition des autorités municipales ou provinciales concernées, pour amorcer une véritable politique d'aménagement des voisinages des autoroutes et éviter aux résidents une forme de pollution des plus insidieuses.

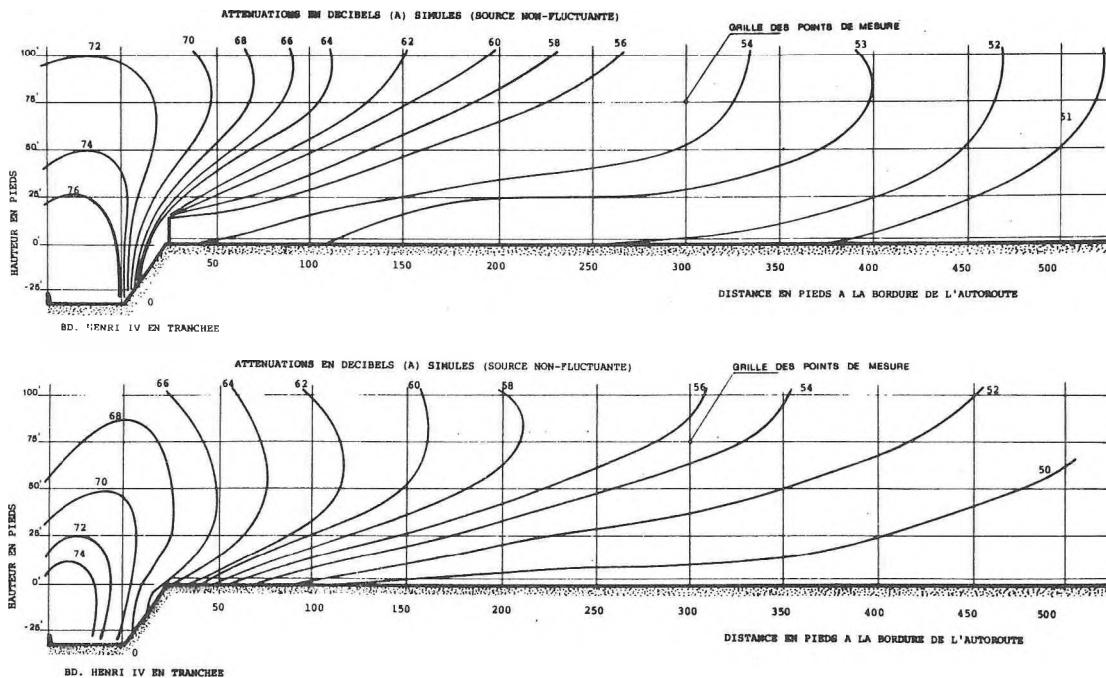


FIGURE No. 16: Simulation de l'impact d'une autoroute en tranchée avec et sans écran de 14 pieds.

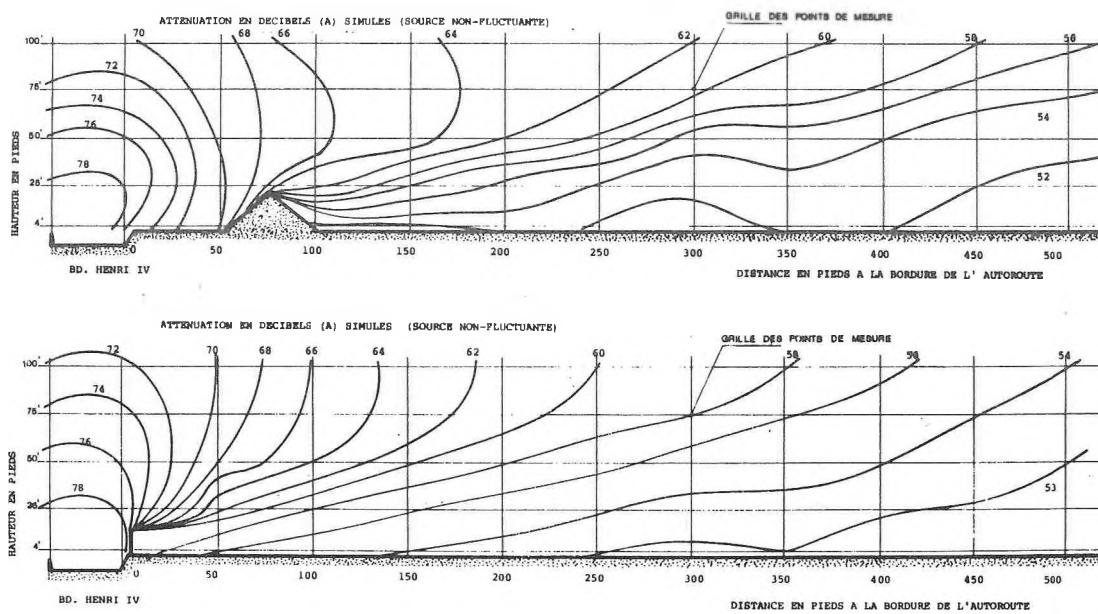


FIGURE No. 17: Simulation de l'atténuation d'une butte en terre paysagée et d'un mur écran de 14 pieds.

BIBLIOGRAPHIE

- BREBECK, Von D., BUKLEIN, R., KRAUTH, E. et SPANDOCK, F.: "Akustisch ähnliche Modelle als Hilfsmittel für Raumakustik", in *Acustica*, vol. 18 (1967).
- DELANY: "Scale model investigation of traffic noise", NPL report AC 58.
- EVANS et BAZLEY: "The absorption of sound in air at audio-frequencies", in *Acoustica*, vol. 6, p. 238 (1956).
- GROZIER TECHNICAL SYSTEMS: Technical information regarding specifications for modeling system, Grozier Technical Systems Inc., Somerville, Mass. (1977).
- HARRIS, C.M.: "Absorption of sound in air versus humidity and temperature", in *Journal of Acoustical Soc. of Am.*, vol. 40, pp. 148-159 (1966).
- KNESER, H.O.: "A nomogram for determination of the sound absorption coefficient in air", in *Akustik, Zeitschrift*, vol. 5, pp. 256-257 (1940).
- KNESER, H.O.: "The interpretation of the anomalous sound-absorption in air and oxygen in terms of molecular collisions", in *Journal of Acoustical Soc. of Am.*, vol. 5, pp. 122-126 (1933).
- LYON, R.H.: "Lectures in transportation noise", Grozier Publishing, Cambridge, Mass., 259 p. (1973)
- LYON, R.H., CANN, R.G. et CARPENTER, G.D.: "Application of acoustic modeling to plant noise problems", in *Sound and Vibration*, vol. 10, no. 5, pp. 14-18 (1976)
- LYON, R.H., PANDE, L. et KINNEY, W.A.: "Modeling of V/STOL noise in city streets", Summary Report DOT-TSC-93, Mass., Inst. of Techn. (1971).
- MIGNERON, J.G.: "Etude de l'absorption acoustique de la végétation et des matériaux de construction en vue d'une meilleure atténuation du bruit de la circulation automobile auprès des corridors de transport", Rapp. No. ARC-006, Subv. par Clay Brick Association of Canada, Lab. d'acoust., Ecole d'Arch., Université Laval, Québec (1976).
- MIGNERON, J.G.: "Acoustique urbaine", Ed. Masson, Paris (1980).
- MIGNERON, J.G.: "Le bruit de la circulation automobile et son contrôle", in *l'Ingénieur*, vol. 34, pp. 3-17 (1979).
- PACHIAUDI, G., CHAPON, A. et BRUYERE, J.C.: "Bruit émis par un véhicule isolé en croisière et à l'arrêt", Etude réalisée à l'O.N.S.E.R., I.R.T. (1971).
- PINFOLD, H.C.: "Traffic noise in miniature", in *New Scientist*, pp. 648-649 (1967).
- RAPIN, J.M.: "Etude des modes de protection phoniques aux abords des voies rapides urbaines (mesure de l'influence du profil en travers et de la présence d'écrans et d'absorbants sur la pression acoustique aux abords des voies rapides urbaines)", vol. I et II, Centre Scient. et Techn. du Bâtiment, Grenoble (1973).
- RAPIN, J.M.: "Le centre des maquettes" (l'Activité du C.S.T.B. en 1975), in *Cahiers du C.S.T.B.*, vol. 170, Centre Scient. et Techn. du Bâtiment, Paris (1975).
- RAPIN, J.M., ROLAND, J. et DE TRICAUD, P.: "Réalisation de maquettes destinées à simuler l'environnement sonore du milieu urbain", contrat 72-01-282, rapp. final, Centre Scient. et Techn. du Bâtiment, Grenoble (1973).
- RAPIN, J.M., ROLAND, J. et BRUDER, P.: "Centre des maquettes - Etude à Grenoble d'une installation destinée à une simulation sur modèle réduit de la propagation du son dans les espaces urbanisés", contrats 73-60-173-73-608, 73-41-037 et 73-01-160, seconde phase, Centre Scient. et Techn. du Bâtiment, Grenoble (1974).
- RATHE, E.J.: "Über Methoden und Ergebnisse von Geräuschmessungen an Motorfahrzeugen", Ecole Polytechn. de Zurich, Zurich (1965).
- RATHE, E.J.: "Note on two common problems of sound propagation", in *Journal of Sound and Vibration*, vol. 10, pp. 472-479 (1969).
- SIVIAN, L.J.: "High Frequency absorption in air and other gases", in *Journal of Acoustical Soc. of Am.*, vol. 19, pp. 914-916 (1947).
- SPANDOCK, F.: "Das Raumakustische Modellverfahren mit masstabs-gerechter Frequenzrauspovierung und die Möglichkeiten Verwirklichung", in 3e Congrès Intern. d'Acoustique, Stuttgart, 1959, Ed. Cremer (1961).
- WILLMS, W. et BREBECK, Von D.: "Untersuchung der Schulzirkulation von Schallschirmen gegen Lärm mit Hilfe von Modell-messungen", Comm. 5e Congrès Intern. d'Acoustique, Liège (1965).

LNG CARRIER UNDERWATER NOISE STUDY

FOR BAFFIN BAY

by

L.J. Leggat, H.M. Merklinger, and J.L. Kennedy
Defence Research Establishment Atlantic
Dartmouth, Nova Scotia

ABSTRACT

Large powerful liquid natural gas carriers may soon supply Arctic waters year round. Concern has been expressed over the impact the resulting noise will have on Arctic marine life. This study includes estimates of LNG carrier radiated noise source levels and resulting sound levels at a given distance from the ship for a number of operating conditions. Measurements of sound propagation and ambient noise conditions in Baffin Bay are used to estimate the ship noise levels in relation to the summertime noise background.

SOMMAIRE

De gros méthaniers puissants pourraient bientôt silloner les eaux de l'Arctique à l'année longue. Cette perspective a soulevé des inquiétudes au sujet des effets du bruit sur les animaux marins. La présente étude comprend des évaluations de l'intensité du bruit émis par les transporteurs du GNL et entendu à une distance donnée de ceux-ci, dans diverses conditions. Les mesures de propagation des sons et d'intensité du bruit ambiant dans la baie de Baffin sont utilisées pour calculer le bruit des navires par rapport au fond sonore estival.

1. INTRODUCTION

1.1 Background

The Arctic Pilot Project of Petro-Canada is designed to produce and liquify natural gas in the Canadian Arctic and to move it to eastern Canadian markets in ice-breaking ships.

The Arctic gas will be shipped in carriers designed to exceed the requirements of Class 7 ice-breakers. Initially, two ships will be constructed. Each will have a length of 375 m, beam of 43 m and displacement of 140,000 metric tons. The propulsion system for the LNG carriers will consist of three fixed pitch propellers, one located on the ship centre, and two on wing mounts, each powered by separate turbo-electric power systems capable of delivering 50 Megawatts (MW). The propellers will be 8 m in diameter.

The proposed shipping routes, shown in Figure 1, will follow the traditional North-West Passage, and should allow the delivery of gas to eastern Canadian markets year-round. The shipping route passes through international waters in the area of the Davis Strait and Baffin Bay.

Discussions have been underway with the Danish Ministry for Greenland since August 1977, concerning the project and its possible impact on the physical and human environments of West Greenland. Recently the Danes have raised concerns over the impact of the noise generated by the LNG carriers on the sea mammal life off the Greenland coast. In particular, the noise may interfere with whale communications, navigation, and echo location of food. Because the economy of West Greenland and the livelihood of the Inuit who live there is dependent upon the harvest of mammals from the area, factors which may produce an imbalance in the environment may have detrimental influence on the inhabitants of West Greenland.

In its efforts to assess the potential impact of the LNG carrier noise levels on the undersea environment, Petro-Canada consulted the Defence Research Establishment Atlantic (DREA) regarding the noise levels likely to be produced by the ships, and their effect on ambient noise conditions in Baffin Bay. As DREA has considerable experience in research pertaining to ship noise generation, sound propagation, and ambient noise levels in waters of interest to Canada, the problem was of some interest. In addition, the ensuing data from full scale trials, which would be made available to DREA if the ships are built, would be an important addition to its data base of propeller noise and performance. As a result, DREA undertook to carry out the following analyses.

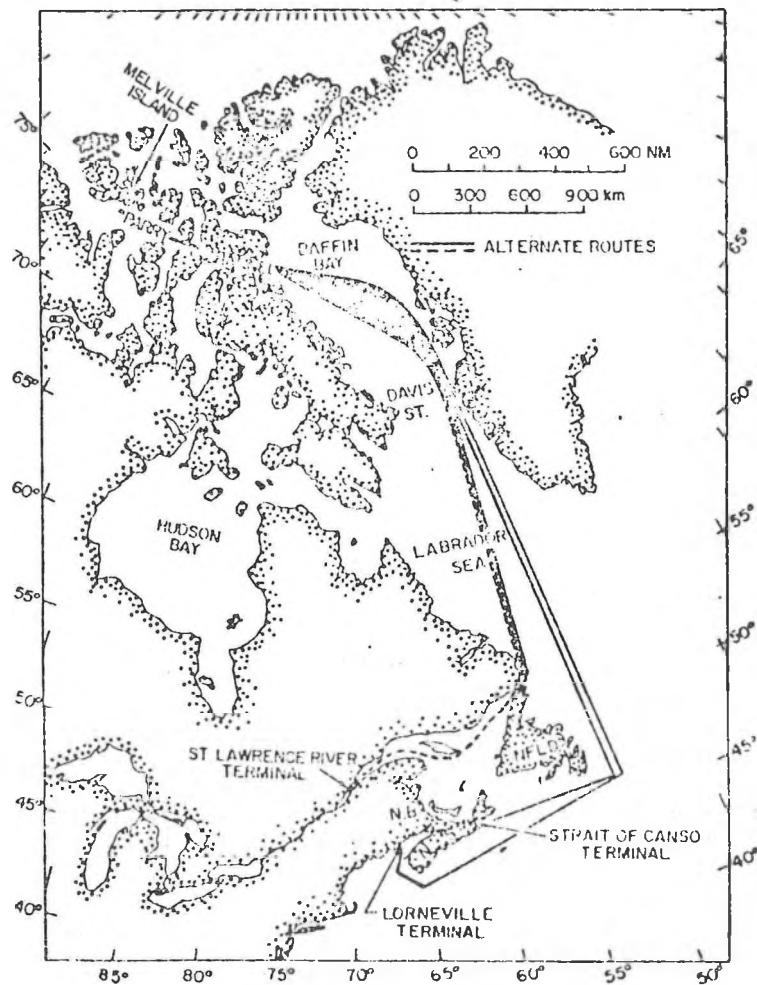


FIGURE 1: LNG CARRIER ROUTES TO MELVILLE ISLAND

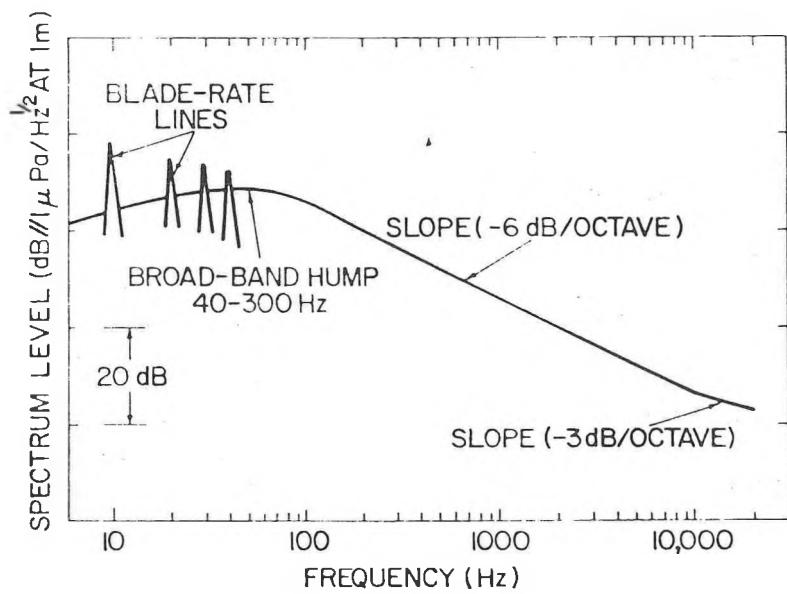


FIGURE 2: TYPICAL SOURCE SPECTRUM FROM A CAVITATION PROPELLER

1.2 Approach

The DREA approach to the problem follows the classical lines of environmental noise studies. First hydrodynamic and hydro-acoustic methods are used to estimate the acoustic source levels of the LNG carrier. The results from the estimation procedures are compared with full scale data from existing ships to verify their accuracy. Given the expected source levels, the results of propagation loss experiments are applied to determine the local spectrum levels at a specific distance from the ship. These levels are compared with ambient noise levels measured in the Baffin Bay region during the summer period. The result is an estimate of the upper bound of the LNG carrier noise for various speeds, which can be compared with ambient noise levels some distance from the ship.

2. ESTIMATION OF SHIP RADIATED NOISE LEVELS

Surface ship radiated noise is generated by various components of the ship's systems. The main ones have been consistently identified as machinery and propellers. Once the propellers begin to cavitate, their acoustic output generally dominates the ship noise spectrum. The shape of a typical spectrum which could be produced by a cavitating propeller is shown in Figure 2. Here discrete tones are superimposed on a broad-band hump-shaped spectrum which falls off with a slope of -6 dB/Octave between 40-300 Hz and 10 kHz. Above 10 kHz, the slope of the spectrum decreases to -3 dB/Octave to 50 kHz. The discrete tones are caused by periodic fluctuations of the cavitation on the propeller blades, while the broad-band portion of the spectrum is caused by irregular phenomena of the cavitation such as bubble collapse and sheet cavity separation.

2.1 Estimation of the Broad-Band Levels

Theoretical foundations of hydro-acoustic noise indicate that propeller cavitation noise power should be proportional to the total number of blades cavitating, the propeller diameter, and the propeller tip speed, the dependence on tip speed being the strongest¹. Ship size or tonnage would not necessarily enter the equation, except that larger ships require more thrust, and hence would be fitted with larger and perhaps a greater number of propellers. Examination of data¹ shows a clear trend with tip speed and number of blades. A relationship for estimating the overall noise levels from ships over 100 m in length, operating in calm, open ocean conditions can be represented by:

$$L'_s = 175 + 60 \log \frac{U_t}{25} + 10 \log \frac{B}{4} \quad (1)$$

where U_t is the propeller tip speed, m/s

B is the number of blades

L'_s is the overall noise level in dB re 1μPa (also dB//1μPa) in a bandwidth from 100 Hz to 10 kHz.

This relationship which may be considered valid over a range of tip speeds from 15 to 50 m/s, gives the total energy produced by the cavitating propeller in the 100 Hz to 10 kHz band.

Ship noise is usually presented in terms of equivalent spectrum levels as shown in Figure 2. To convert the overall level to a spectrum level, certain conditions must be set regarding the shape of the spectrum. We assume that the spectrum is flat from 0 Hz to 100 Hz; thereafter it falls off at -6 dB/Octave. This spectrum shape is shown in Figure 3. The overall level from 0 to 10 kHz is then given by

$$L_s = 10 \log \left(\int_0^{100} df + 10^4 \int_{100}^{10,000} \frac{1}{f^2} df \right) \quad (2)$$

where $L'_s = 10 \log \left(10^4 \int_{100}^{10,000} \frac{1}{f^2} df \right)$

$$L_o = L'_s - 20 \quad (3)$$

where L_o is the mean-square acoustic pressure of the flat portion of the spectrum in μPa^2

L_o is the level of the flat portion of the spectrum in dB re 1μPa

f is frequency in Hz.

With this technique it is possible to calculate the spectrum level vs frequency given an estimated overall level.

A method to predict the propeller noise spectrum level at a specific frequency for propellers operating in heavily loaded conditions is given by Brown². This relationship is as follows.

$$L_f = 163 + 40 \log D + 30 \log N + 10 \log B - 20 \log f + 10 \log \frac{A_c}{A_D} \quad (4)$$

where L_f is the spectrum level at frequency f in dB re
 $1\mu\text{Pa}$
 D is the propeller diameter in metres
 N is the revolution rate per second
 B is the number of blades
 f is the frequency in Hz
 A_c is the area of the blades covered by cavitation
in square metres
 A_D is the total propeller disc area in square metres

This formula applies in the mid-band frequency range where the spectrum level is dropping at -6 dB/Octave. Below 100 Hz the spectrum is assumed flat, having a level equal to that predicted at 100 Hz.

The first method was verified by comparing its results with sound range measurements from naval vessels, range corrected open ocean measurements of a large commercial ship measured from a DREA underwater acoustic research ship, and commercial ship noise data obtained from the open literature³. The displacements of these test ships ranged from about 4,000 to approximately 310,000 metric tons. To test the validity of Equation 4, a comparison was performed with a naval propeller operating at an off-design heavily loaded condition. This comparison showed that Equation 4 should be used with a value of $A_c/A_D = 1.0$

Because both methods predict a flat spectrum below 100 Hz, it could be expected that they might underestimate the noise level in the broadband hump region near 100 Hz and overestimate the level at lower frequencies. However, the combinations of Equations 1 and 3 underestimated the measured noise levels below 100 Hz by approximately 2 dB. This situation probably arose because of the presence in the actual signal of blade rate and harmonic frequencies, whose contribution was not included in the broadband noise portion of the analysis. Above 100 Hz the theory was higher than the measured data. The discrepancy ranged from 6 to 11 dB. Because the results using Equations 1 and 3 were significantly higher than the measured data, the levels were reduced by 3 dB, over the entire spectrum. This method gave the best agreement with the ship noise data at DREA.

For the heavily loaded, off-design propeller, the theory (Equation 4) was higher than measured data by about 6 dB up to 1000 Hz. Above this frequency the agreement was within 4 dB.

With the results of this comparison it is appropriate to employ Equations 1 and 3 to estimate open ocean noise levels, and to use Equation 4 for the ice conditions, which require high propeller loads at off-design conditions. As both approximation

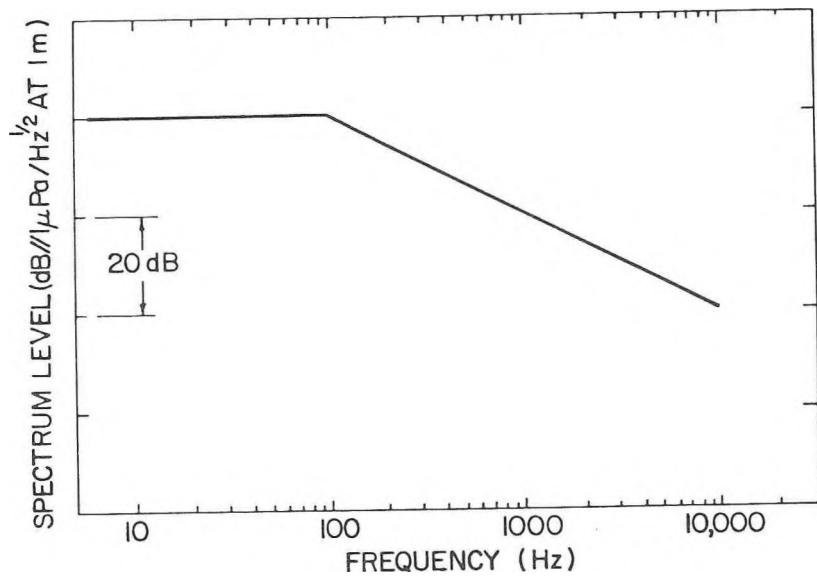


FIGURE 3: SHAPE OF ESTIMATED SPECTRUM

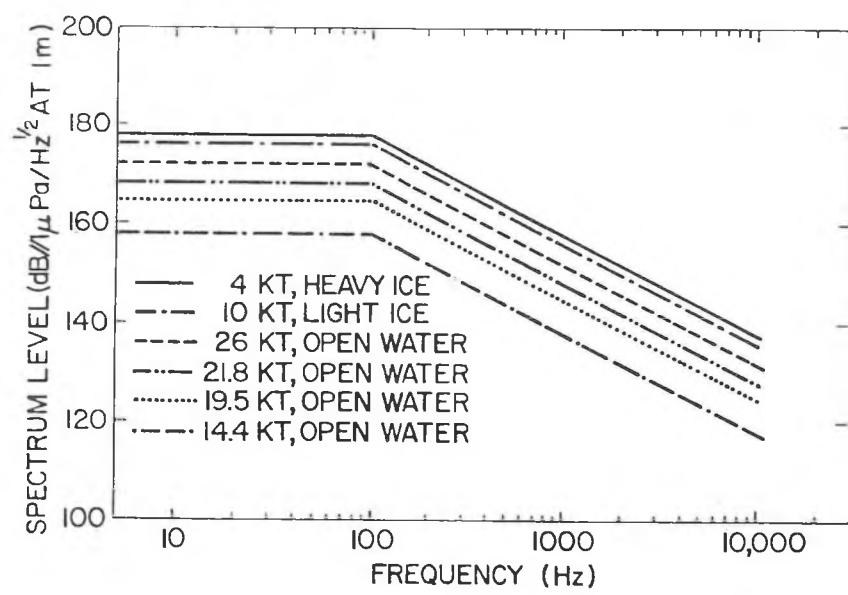


FIGURE 4: BROAD-BAND RADIATED NOISE ESTIMATES FOR LNG CARRIERS

methods generally over-estimate the actual radiated noise spectrum levels, the estimates presented may be considered as upper bounds.

Estimates of the broad-band radiated noise levels for six conditions were calculated for the LNG carrier using Equations 1 and 3 for the open water cases, and 4 for light and heavy ice conditions. The conditions are shown in Table 1. The results from these calculations are plotted in Figure 4.

TABLE 1: CONDITIONS FOR LNG CARRIER NOISE ESTIMATES

SHIP SPEED (kt)	CONDITION	WING PROPELLER		CENTRE PROPELLER		TOTAL POWER (MW)
		RPM	POWER (MW)	RPM	POWER (MW)	
4	heavy ice	103	43.5	103	44.6	131.6
10	light ice	96	29.7	96	32.5	92.0
14.4	open water	63	4.9	58	5.1	14.8
19.5	open water	82	10.1	74	10.0	30.2
21.8	open water	93	15.1	84	14.8	45.0
26.0	open water	102	17.1	102	27.0	61.1

As expected, the spectrum levels are highest for the heavy ice condition, which produces an L° of 178 dB re 1 μ Pa. The light ice condition is slightly less at 175.8 dB re 1 μ Pa while the open water levels range from 171.7 to 158.4 dB re 1 μ Pa.

2.2 Estimation of Blade-Rate Frequencies

For a cavitating propeller, the blade-rate discrete tone and its harmonics are generated principally by the fluctuations of the cavitation volumes on the propeller blades. The frequencies of the blade-rate and its harmonics are given by the relationship

$$F = n(B \times N) \quad (5)$$

where n is the harmonic number

B is the number of blades

N is the revolution rate per second

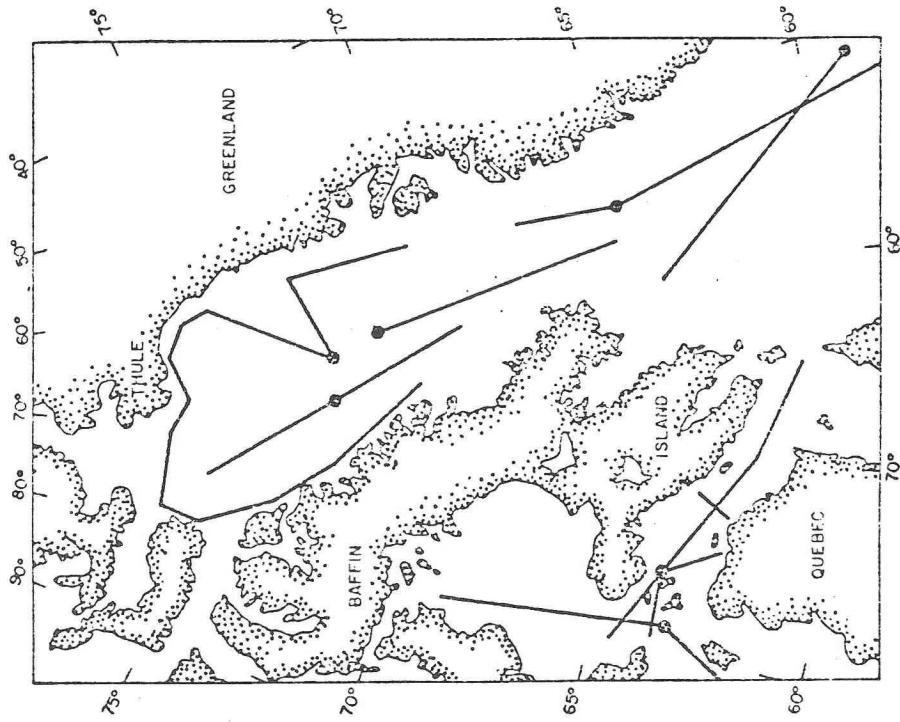


Figure 6. Map of sound propagation measurements. Aircraft followed tracks shown while dropping explosive sound sources. Ship listened at dot along line.

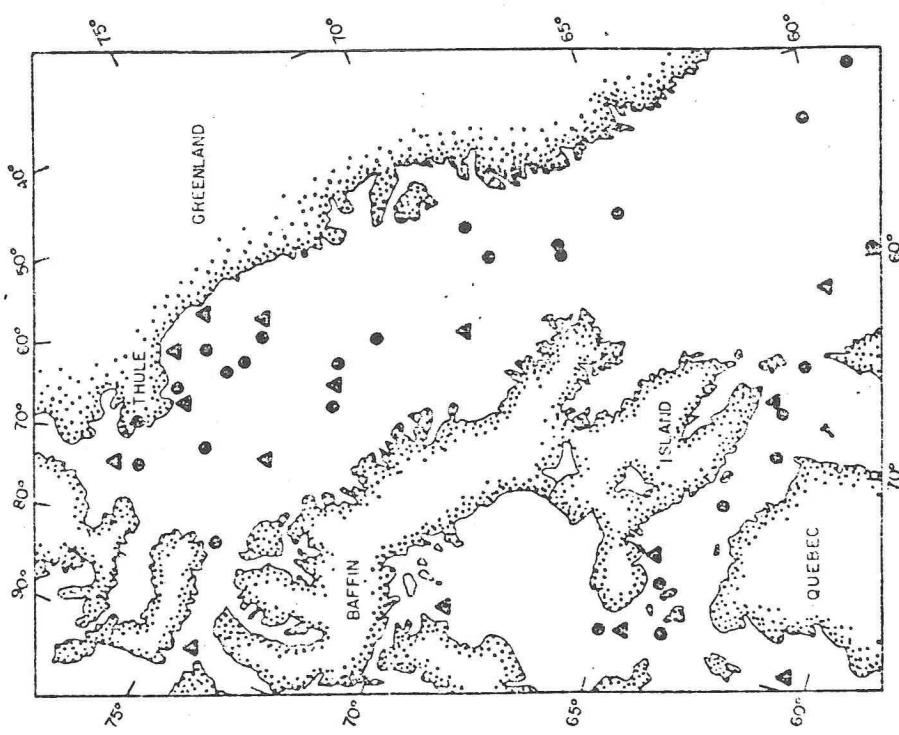


Figure 5. Map of sites visited for ambient noise measurements. Dots are for ship based measurements. Triangles represent air dropped sonobuoy measurements.

A method for calculating the amplitudes of the discrete tones is not yet available, but it is possible to obtain an approximate estimate of the levels by taking measured blade-rate levels from ships with comparable horsepower and stern shapes, and scaling the noise according to the power relationships of Equation 4. An analysis such as this, based on open ocean propagation loss corrected data, indicates that the level of the blade-rate frequency or any of its harmonics would not exceed 195 dB// $1\mu\text{Pa}$ for the 26 knot open water condition. In the heavy ice condition, where the propeller blade is expected to experience greater amounts of cavitation, the levels can be expected to increase by between 3 and 6 dB. This figure is based on sheet cavitation covering approximately 30 per cent of the blade⁴. Thus for the carrier operating in heavy ice, the maximum expected noise level with the three propellers operating would be between 198 and 201 dB// $1\mu\text{Pa}$.

Because the levels of the blade rate and its harmonics are governed to a large degree by the cavity volume fluctuations, any measure to reduce these volumetric fluctuations would produce reductions in radiated noise levels at the blade-rate related frequencies. Recently, a considerable amount of attention has been directed to reducing shipboard vibration caused by the blade-rate frequency pressure fluctuations. An important aspect is to exercise care in the design of the ship's hull so that the wake in the propeller planes can be made more uniform. Also, the incorporation of skew into the propeller blade design reduces the span-wise coherence of the cavity volume fluctuations and the resulting noise. Results from full scale experiments show between 6 and 8 dB reductions in the near field pressures for cavitating propellers can be obtained by adopting skew and tip unloading in the propeller blade design,^{5,6} and by improving the hull form⁷.

3. SOUND PROPAGATION AND AMBIENT NOISE

3.1 Background on Noise and Sound Propagation Measurements in Baffin Bay

From 1970 through 1975 DREA made a number of acoustic measurements in eastern Canadian and West Greenland waters north of 60°N. These measurements were primarily confined to the summer months (July-September), when Baffin Bay is essentially ice-free. Short term ambient noise measurements in the frequency range 10 Hz to 2500 Hz were obtained at a number of locations as shown in Figure 5. The two symbols differentiate between data obtained from ships and from aircraft. Sound propagation measurements were also obtained by dropping explosive sources along the tracks shown in Figure 6. The signals were received at the locations shown by the circles. All ambient noise measurements are presented as measured in a 1 Hz band in decibels re $1\mu\text{Pa}/\text{Hz}^{1/2}$.

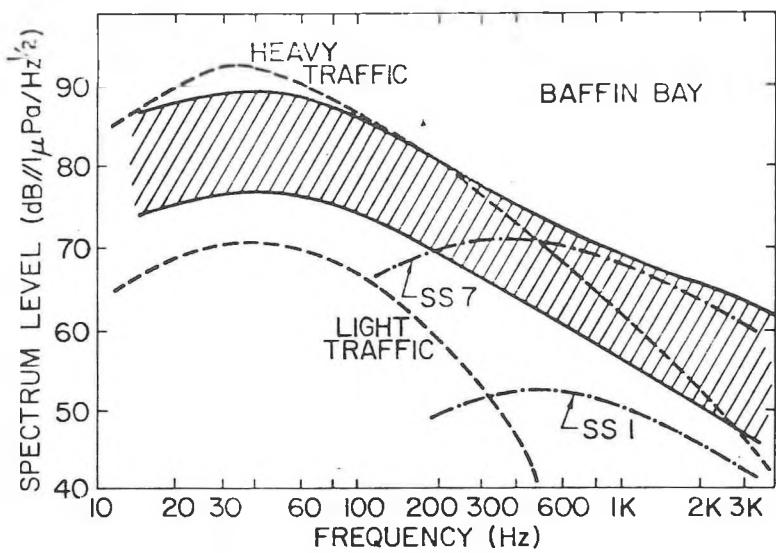


FIGURE 7: RANGE OF AVERAGE UNDERWATER NOISE SPECTRUM LEVEL OBSERVED IN BAFFIN BAY (SUMMER 1972, 1973)

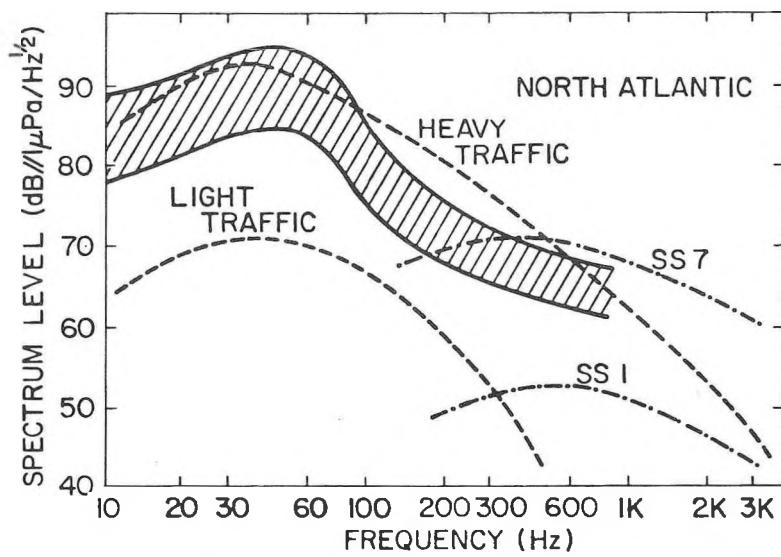


FIGURE 8: RANGE OF AVERAGE UNDERWATER NOISE SPECTRUM LEVELS OBSERVED IN THE NORTH ATLANTIC (SUMMER 1977)

3.2 Summary of Noise Measurements

The average ambient noise levels observed in Baffin Bay were much higher than expected. In most oceans of the world, the ambient noise is generated by two major sources. In the frequency range 5-250 Hz it is generated by shipping. In the range 250 Hz to about 20,000 Hz, the noise derives primarily from agitation of the sea surface by wind or precipitation. The noise levels observed in Baffin Bay are generally higher than can be explained on the basis of these sources. The noise is also of quite a different character than typical open ocean noise. Ocean noise is largely featureless - a constant, steady roar. The noise in summertime Baffin Bay is quite non-stationary. It is full of bangs, scrapes, rumbles, and crashes. The observed noise levels change radically from instant to instant. It is believed by the authors that the major source of noise in the frequency range of 10 Hz to at least 1000 Hz is ice - even in summer.

Figure 7 shows a broad shaded area indicating the range of average noise spectrum levels that were observed in samples of about twenty minutes duration. The levels have been converted to an equivalent 1 Hz bandwidth by dividing by the bandwidth of the measurement. Similar measurements for the North Atlantic are shown in Figure 8. Both figures contain reference curves⁸ showing typical spectra for shipping noise (representative of heavy and light traffic areas) and surface agitation noise (representative of sea states seven and one). In comparing Figures 7 and 8, there would appear to be little significant difference between the two; Atlantic noise is perhaps a little higher at about 50 Hz and Baffin Bay noise higher at frequencies above about 150 Hz. Average levels form only a part of the story, however.

Noise levels in the North Atlantic may range higher than the mean for periods of time in the presence of very noisy ships or in heavy rain storms. Noise levels in Baffin Bay are routinely higher than the mean even in the absence of shipping, wind, or precipitation. Figure 9 shows cumulative probability distributions for noise levels observed over a twenty minute period in Melville Bay. This figure tells us that noise levels much higher than the mean are remarkably likely. For example, in the 25-50 Hz band, spectrum levels higher than 102 dB are observed about 2% of the time. Similar distributions for a North Atlantic location are shown in Figure 10. The plots in this figure are nearly straight lines. This is indicative of a "normal" (gaussian) distribution of noise spectrum levels. The strongly curved lines in Figure 9 indicate a very non-gaussian state of affairs; loud bursts of noise are very likely.

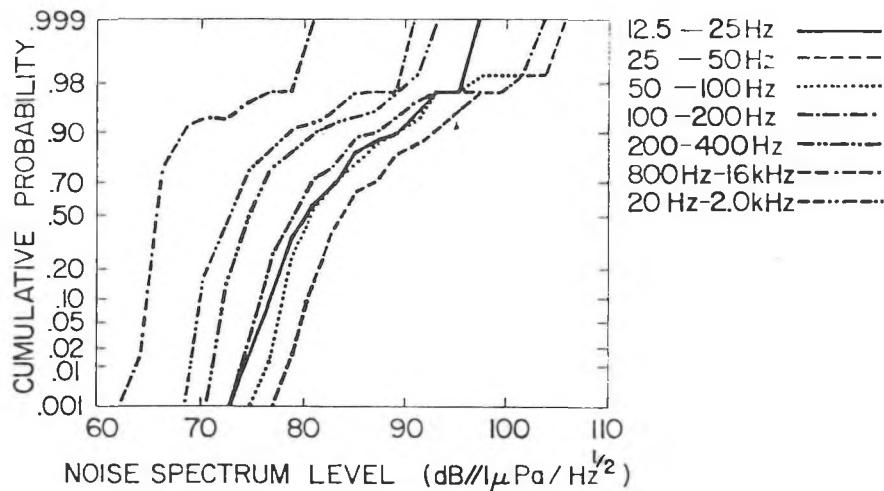


FIGURE 9: CUMULATIVE PROBABILITY DISTRIBUTIONS FOR UNDERWATER NOISE SPECTRUM LEVELS AT A LOCATION IN MELVILLE BAY (SUMMER 1973)

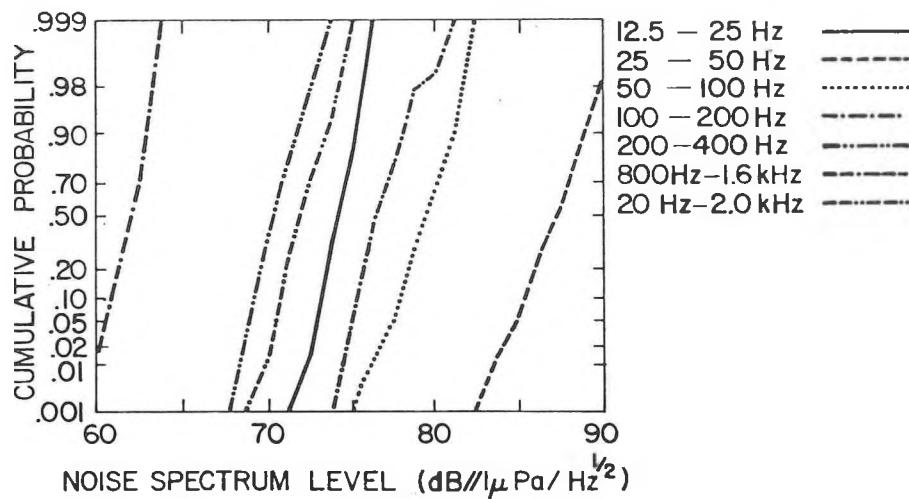


FIGURE 10: CUMULATIVE PROBABILITY DISTRIBUTIONS FOR UNDERWATER NOISE SPECTRUM LEVELS IN THE LABRADOR SEA (SUMMER 1973)

The non-stationary, non-gaussian noise conditions observed in Baffin Bay make it very difficult to provide a complete statistical description of the noise process. The sampling techniques employed would, in most ocean areas, provide confident measures of useful noise parameters. For Baffin Bay it can only be said that the data shown in Figure 9 are typical of observations made during cruises of one to three weeks duration in each of three summers. Under such highly variable noise conditions, long term measurements - preferably extended over several seasons - would be required in order to quantify the likelihood that observations could be repeated within specified limits.

Another noise characteristic, which may be of interest, is the maximum observed short term (one to three minutes) noise spectrum level. Figure 11 shows a comparison of the maximum noise spectrum levels observed in the Atlantic and in Baffin Bay. The maximum levels for the Atlantic represent a three minute average observed in the midst of intense fishing activity. The maximum levels observed in Baffin Bay represent a 40 second period during which a small iceberg rolled over about two hundred meters from the receiving hydrophone. It is speculated that the background noise in summer-time Baffin Bay arises from numerous such events distributed throughout the Bay.

Noise levels observed during other seasons of the year will depend very much upon ice and weather conditions. While winter conditions may occasionally (or perhaps usually) be quieter than summer conditions, it is probably not unreasonable to expect that during stormy weather conditions, ice generated noise levels in winter will be at least as high as those observed in summer. The only DREA non-summer measurements of noise levels were obtained in October 1970. These levels corresponded to the light traffic and sea state one reference curves shown in Figures 7 and 8.

3.3 Summary of Sound Propagation Data

The propagation loss at range R is defined as the ratio of the sound intensity at one yard from the source to the sound intensity at range R. It is usually expressed in decibels as ten times the logarithm (base 10) of this ratio.

Generally speaking, sound propagation conditions are quite "good" in Baffin Bay. That is, propagation losses are relatively low in Baffin Bay when compared to many other ocean areas. This probably accounts in part for the high noise levels observed. In comparing conditions in Baffin Bay with the North Atlantic, it could safely be said that over the deeper central part of the Bay sound propagation losses are

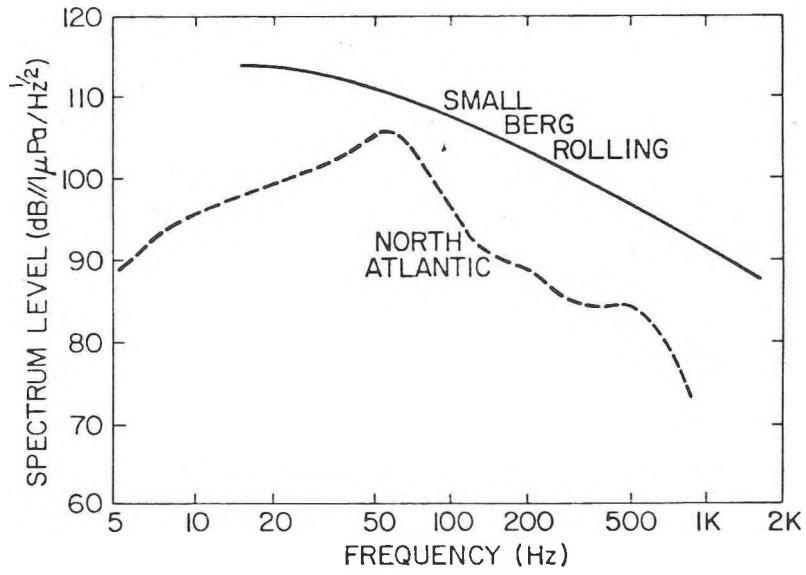


FIGURE 11: MAXIMUM UNDERWATER NOISE SPECTRUM LEVELS OBSERVED IN (SOLID LINE) BAFFIN BAY AND IN A (BROKEN LINE) IN THE NORTH ATLANTIC

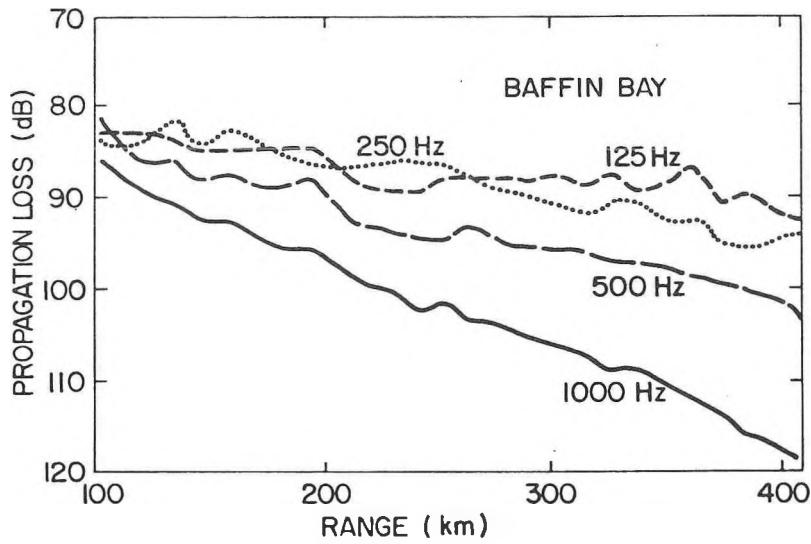


FIGURE 12: PROPAGATION LOSS VERSUS RANGE

about equal to the lowest losses observed in the North Atlantic.

Figure 12 shows typical propagation loss results in Baffin Bay for a number of one-third octave bands spanning the frequency range 125-1000 Hz⁹. Losses for data below 125 Hz are similar to that shown for 125 Hz. These results can be reasonably well modeled (even at ranges less than 50 nautical miles) by "cylindrical spreading" (loss in decibels proportional to ten times the logarithm of range) plus a linear absorption term (loss in decibels proportional to range). In equation form, the propagation loss H in dB is approximately equal to:

$$H = C_1 + 10 \log R + C_2 R \quad (6)$$

where R is range. C_1 and C_2 are constants which depend upon a number of factors: depth, temperature structure, sea bottom reflection loss, surface reflection loss, water viscosity, chemical composition of the water and sound scattering within the volume of the water. Usually these constants are chosen simply to yield a best fit to experimental data. For the Baffin Bay propagation loss data appropriate constants are shown in the table below for C_1 and in Figure 13⁹,

TABLE 2: BAFFIN BAY PROPAGATION LOSS CONSTANTS

FREQUENCY	C_1 R in kyd	C_1 R in Nautical Mile (NM)
31.5 Hz	62 dB	65 dB
63	61	64
125	61	64
250	62	65
500	63	66
1000	64	67

for C_2 . The attenuation coefficient, C_2 , may be obtained in dB per nautical mile by doubling the value shown in Figure 13 (since 1 kiloyard is approximately one-half nautical mile).

Where propagation paths include continental shelf areas, such as those found adjacent to the coasts of Greenland and Baffin Island, propagation losses increase sharply, particularly at low frequencies. These additional losses which

occur in shallow water (about 200 m deep) are a result of increased interaction with the sea bottom. Shallow water losses are quite variable, depending upon both the water depth and the nature of the bottom. Figure 14 shows propagation losses obtained at 63 Hz for the horseshoe shaped track shown in Figure 6. All points falling below the general trend correspond to parts of the track that entered shallow water. Not all points representing paths over shallow water are shown. Often the signal-to-noise ratio was too poor to obtain valid measurements. The effect can probably be approximately described by adding another term to the equation shown. The new term would be of the form $+ C_3 R_s$ where R_s is the path length in shelf water.

Two sound source depths were used in the measurements, 18.3 m and 100 m. The receiver depth was 30 m or 122 m. No significant differences were noted among the various combinations of source and receiver depth.

In view of the relative stability of temperature (and hence sound velocity) structure in northern waters, little seasonal change in sound propagation conditions would be expected at low frequencies. Since the sound propagates largely in an upward refracted, surface reflected mode, the presence of a rough sea surface or ice-water interface might be expected to introduce a larger value of C_2 , especially at high frequencies. The frequency at which this becomes significant will depend upon the roughness on the underside of the ice.

4. DISCUSSION OF RESULTS

Based on these estimates of the ship radiated noise, and the propagation and ambient noise information, it is possible to make reasonable predictions of the noise levels produced by the LNG carrier at specific points along the proposed shipping route.

Consider, for example, the noise level likely to be produced by the LNG carrier travelling at 26 knots in open water at a range of 100 nautical miles. If we direct our attention to the 31.5 Hz octave band, the propagation loss can be calculated, with the aid of Equation 6 to be 85 dB. Figure 4 shows that the broad band source level for this condition would be 172 dB//1 μ Pa. Thus the noise produced by the carrier at a range of 100 nautical miles would be 172-85 = 87 dB//1 μ Pa. Upon comparing this level with the ambient noise measured in Baffin Bay, Figure 7, we see that this level would correspond to the upper limit of the average spectrum levels observed. The maximum levels observed, Figure 11, are 25 dB higher than those expected from the carrier at this frequency. Figure 9 indicates that levels above 87 dB//1 μ Pa at 31.5 Hz

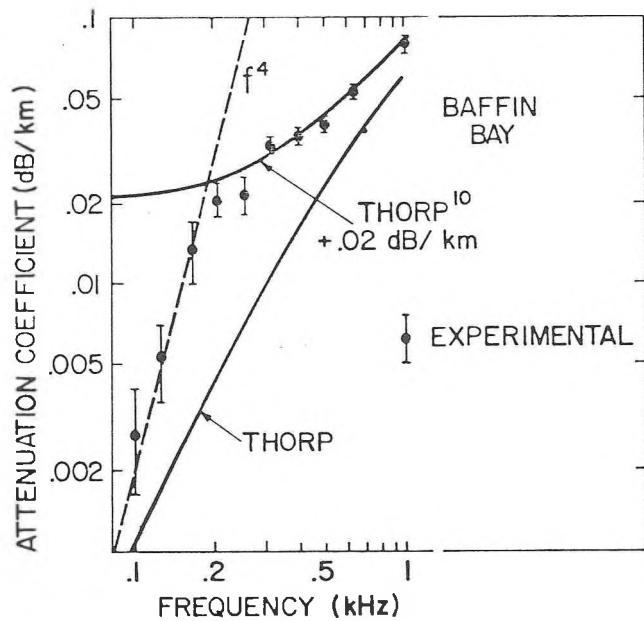


FIGURE 13: ATTENUATION COEFFICIENTS

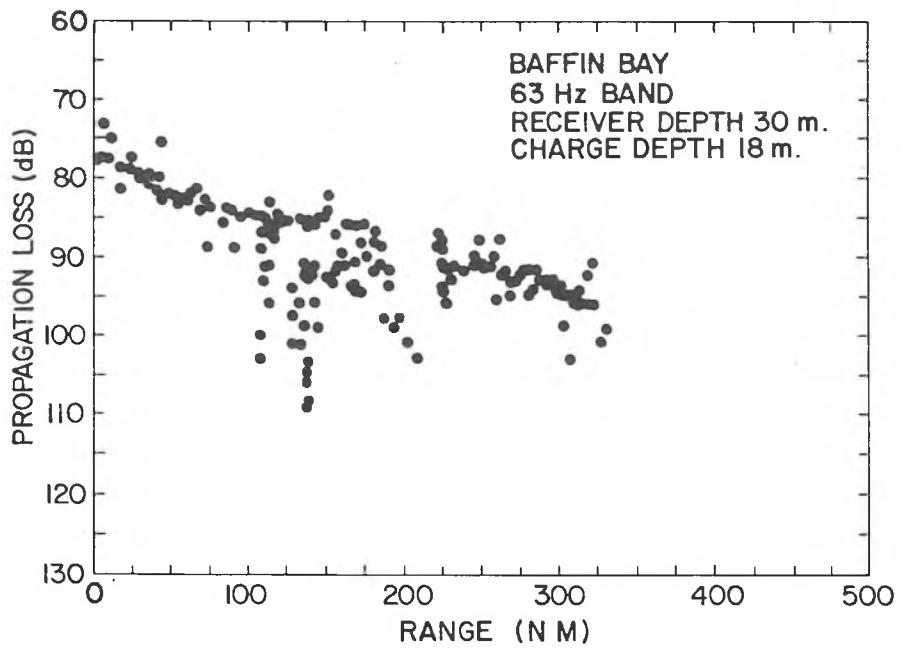


FIGURE 14: UNDERWATER SOUND PROPAGATION LOSS AT 63 Hz IN BAFFIN BAY (SUMMER 1973)

might be expected to occur about 30 percent of the time in Baffin Bay during the summer months.

For the light ice condition, the local noise level produced at 100 nautical miles would increase to 91 dB// $1\mu\text{Pa}$ and for heavy ice condition to 93 dB// $1\mu\text{Pa}$. Ambient levels in Baffin Bay probably exceed 91 dB// $1\mu\text{Pa}$ about 14 percent of the time and 93 dB// $1\mu\text{Pa}$, 8 percent of the time.

The maximum local level that blade-rate discrete frequencies would produce at 100 nautical miles in heavy ice is 116 dB// $1\mu\text{Pa}$ ($201-85 = 116$). This level does not occur very frequently in the ambient noise. It is approximately equal to the maximum ambient spectrum level observed (Figure 11) and approximately 30 dB above the average ambient noise condition (Figure 7). The relative amplitude of the ambient and blade-rate noise is dependent upon the effective bandwidth in which the ambient noise is measured. For example, if the ambient noise is measured with a 1 Hz wide filter, or reduced to a 1 Hz bandwidth as done in this report, then the energy in that band would be 86 dB// $1\mu\text{Pa}$. However, if the bandwidth of the filter is increased to 100 Hz, then the energy in the band would be 106 dB// $1\mu\text{Pa}$ ($86 + 10 \log 100$). The difference in level between the ambient noise and the tonal in a 100 Hz wide band would be 10 dB (ie. 116 dB// $1\mu\text{Pa}$ for the tonal minus 106 dB// $1\mu\text{Pa}$ for the ambient noise). Thus when comparing ambient with tonals, knowledge of the effective bandwidth of the receiver is essential.

The levels discussed above are determined from deep water propagation results. However, as discussed in Section 3.3 and illustrated in Figure 12, the propagation loss increases sharply, especially at low frequencies, in the shallow water over a continental shelf. A maximum increase in propagation loss of 25 dB is shown in Figure 14. If the local area of interest is the continental shelf near Greenland and 19 dB is used as a typical additional loss as a result of the shelf, the total propagation loss from a carrier in deep water 100 nautical miles away would be 104 dB. The maximum local level produced by blade-rate tones in this case would be 97 dB// $1\mu\text{Pa}$ and the low frequency broadband spectrum level, 74 dB// $1\mu\text{Pa}$.

The major results of the above discussion are summarized in Table 3.

5. CONCLUDING REMARKS

This report provides estimates of the noise levels likely to be produced by a large LNG carrier operating in Baffin Bay. Results indicate that broadband source levels as high as 178 dB// $1\mu\text{Pa}$ and discrete tones of levels up to 201 dB// $1\mu\text{Pa}$ may be produced by these ships.

Ambient noise levels in Baffin Bay tend by normal ocean standards to be high on the average. Also, the noise levels exhibit a skewed probability distribution such that higher noise levels are encountered more often than in the North Atlantic. In the shallow water near Greenland, it is expected that the highest LNG carrier broadband noise spectrum levels would be 74 dB// $1\mu\text{Pa}$ and the highest discrete tone levels, 97 dB// $1\mu\text{Pa}$ when the ship is 100 nautical miles away.

In central Baffin Bay propagation losses are low in comparison with many other ocean areas. However, shallow water over the continental shelf areas can produce large propagation losses around the perimeter of the Bay. Increases in propagation loss, over deep water conditions, of up to 25 dB may be expected.

The estimates of ship radiated noise levels presented in this report are based on full scale data and scaling relationships, and are judged to err on the high side. More accurate estimates could be obtained from a model test program which includes performance, cavitation and noise measurements. Special attention to features not addressed by the empirical model such as hull form and the use of a reduced noise propeller design would be beneficial for noise reduction.

REFERENCES

1. Ross, Donald, Mechanics of Underwater Noise, Pergamon Press, New York (1976).
2. Brown, N.A., "Cavitation Noise Problems and Solutions", International Symposium on Shipboard Acoustics 1976, TNO Delft, Elsevier Publishing Company, Amsterdam (1977).
3. Cybulski, J., "Probable Origin of Measured Supertanker Radiated Noise Spectra" Oceans '77 Conference, Record 1, pp.156-1 - 156-8 (1977).
4. Burrill, L.C. and Emerson, A., "Propeller Cavitation: Further Tests on 16in Propeller Models in the King's College Cavitation Tunnel. N.E.C. Inst. March (1963).
5. Bjøreheden, O., "Vibration Performance of Highly Skewed CP Propellers", RINA Symposium on Propeller Induced Ship Vibration, Dec. (1979).
6. Johnsson, A., Discussion to Reference 4 above. RINA Symposium on Propeller Induced Ship Vibration, Dec. (1979).
7. Tommasi, G.B., "Experimental Evaluation for a new Stern Shape", International Shipbuilding Progress Vol. 23, No. 258, Feb. (1976).
8. Wenz, G.M., "Acoustic Ambient Noise in the Ocean: Spectra and Sources", J. Acoust. Soc. Am. 32, 1936-1956 (1962).
9. Mellen, R.H., et al, "Low Frequency Sound Attenuation in Baffin Bay", J. Acoust. Soc. Am. 57, 1201-1202 (1975).
10. Thorp, W.H., "Analytic Description of the Low-Frequency Attenuation Coefficient", J. Acoust. Soc. Am. 42, 270(L) (1967).

TABLE 3: RELATION OF SHIP NOISE LEVELS TO SUMMERTIME NOISE IN BAFFIN BAY (1, 2)

SHIP CONDITION	SHIP NOISE SOURCE LEVEL		SHIP LEVELS AT 100 NM		% TIME AMBIENT > SHIP LEVEL	
	Broad band (L _O)	Blade rate tonal	Broad Band	Blade Rate tonal	Broad band (3)	Blade rate tonal (4)
Open Water 26 kt	172	195	87	110	30	-
Light Ice 10 kt	176	199	91	114	14	-
Heavy Ice 4 kt	178	201	93	116	8	-

- Notes:
1. Deep water results are presented above. Ship level at 100 NM should be reduced by 19 dB where sound propagates from deep water to a shelf area.
 2. All levels are dB re 1 μ Pa. Broad band levels are expressed as if measured in a 1 Hz band.
 3. For the 31.5 Hz octave band.
 4. Interpretation of these data require knowledge of the effective bandwidth of the receiver.

**acoustics and
noise control in canada**

**l'acoustique et la lutte
antibruit au canada**

FOR OFFICE USE ONLY/A L'USAGE DU BUREAU SEULEMENT

Receipt No. _____ Entered _____ File _____

USE THIS FORM TO:

- Apply for membership/subscription
- Advise of an address change
- Membership/subscription renewal

JE DESIRE:

- Devenir membre
- Avertir d'un changement d'adresse
- Renouveler mon adhésion/abonnement

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

NAME/NOM _____

ADDRESS/ADRESSE _____

POSTAL
CODE
POSTAL

Literature: I do Do not wish to receive direct promotional literature by mail.
Littérature: Je désire Ne désire pas que l'on me fasse parvenir de la publicité par la poste.

ANNUAL MEMBERSHIP/SUBSCRIPTION FEES

- | | |
|--|--|
| <input type="checkbox"/> Individual Membership @ \$10.00 | <input type="checkbox"/> Cotisation Individuelle - \$10.00 |
| <input type="checkbox"/> Corporate Membership @ \$10.00 | <input type="checkbox"/> Cotisation Institutionnelle - \$10.00 |

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.

J. MANUEL
5007 - 44 Charles Street W.
Toronto, Ontario
M4Y 1R8

STUDENTS WISHING AN EXEMPTION FROM MEMBERSHIP FEES SHOULD APPLY DIRECTLY BY LETTER TO THE SECRETARY OF THE CAA/LES ETUDIANTS DESIRANT ETRE EXEMPTES DE LA COTISATION DOIVENT EN FAIRE LA DEMANDE PAR LETTRE AU SECRETAIRE DE L'ACA.

RENEWALS DUE/ABONNEMENT DÛ, JANUARY/JANVIER 1, 1981

L'ASSOCIATION
CANADIENNE
DE L'ACOUSTIQUE



THE CANADIAN
ACOUSTICAL
ASSOCIATION

President

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

(613) 746-1923

Past President/Ancien President

C.W. Bradley
William Bradley & Associates
Suite 502, 3600 Ridgewood Avenue
Montreal, Quebec H3V 1C2

(514) 735-3846

Secretary/Sectaire

J. Manuet
5007-44 Charles Street West
Toronto, Ontario M4Y 1R8

(416) 965-1193

Treasurer/Tresorier

L.T. Russell
Dept. of Mechanical Engineering
Nova Scotia Technical College
Halifax, Nova Scotia B3J 2X4

(902) 429-8300
x-198

INCE Representative and Noise/News Correspondent/Représentant
d'INCE et correspondant du Noise/News

J.R. Hemingway
Decoustics Limited
65 Disco Road
Rexdale, Ontario M9W 1M2

(416) 675-3983

Directors/Directeurs

E. Bolstad, R. Cyr, S. Eaton, J.R. Hemingway,
M. Osman, J. Piercy, C. Sherry, D.J. Whicker

SUSTAINING SUBSCRIBERS/ABONNES DE SOUTIEN

The Canadian Acoustical Association gratefully acknowledges the financial assistance of the Sustaining Subscribers listed below. Annual donations (of \$85 or more) enable the journal to be distributed to all at a reasonable cost. Sustaining Subscribers receive the journal free of charge. Please address donations (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 publant ci-dessous leur nom et leur adresse. En amortissant les coûts de publication et de distribution, les dons annuels (\$85.00 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.

JOHN R. BAIN ASSOCIATES LTD.
CONSULTANTS IN ACOUSTICS
MISSISSAUGA, ONTARIO L4X 2C7
TELEPHONE: (416) 625-4773

BARMAN COULTER SWALLOW ASSOCIATES
ENGINEERS IN ACOUSTICS & VIBRATION
1 GREENSBORO DRIVE
REXDALE, ONTARIO, M9W 1C8
TELEPHONE: (416) 245-7501

BARRON & ASSOCIATES
CONSULTING ACOUSTICAL ENGINEERS
NOISE, VIBRATION, AUDIO/VIDEO
VANCOUVER: (604) 872-2508
EDMONTON: (403) 453-6991

H.L. BLACHFORD LIMITED
NOISE CONTROL PRODUCTS
ENGINEERING/MANUFACTURING
MISSISSAUGA: (416) 823-3200
MONTREAL: (514) 866-9775
VANCOUVER: (604) 926-4513

WILLIAM BRADLEY & ASSOCIATES
CONSULTING ACOUSTICAL ENGINEERS
INGENIEURS CONSEILS EN ACOUSTIQUE
MONTREAL, QUEBEC
TELEPHONE: (514) 735-3846

ECKEL INDUSTRIES OF CANADA LIMITED
NOISE CONTROL PRODUCTS
AUDIOMETRIC ROOMS - ANECHOIC CHAMBERS
MORRISBURG, ONTARIO, K0C 1X0
TELEPHONE: (613) 543-2967
TELEX: 05811550

SNC INC., ENVIRONMENT DIVISION
NOISE AND VIBRATION CONTROL
CONTROLE DU BRUIT ET DES VIBRATIONS
1, COMPLEXE DESJARDINS
MONTREAL, QUEBEC, H5B 1C8
TELEPHONE: (514) 282-9551

SPAARG ENGINEERING LTD.
NOISE AND VIBRATION ANALYSIS
WINDSOR, ONTARIO, N9B 1N9
TELEPHONE: (519) 254-8527