

Sociedad Española de Acústica

EL LEGADO DE ANDRÉS LARA

**Su labor científica a través de sus
conferencias y artículos de
divulgación acústica**



TEMAS DE ACÚSTICA
Sociedad Española de Acústica

EL LEGADO DE ANDRÉS LARA

**Su labor científica a través de sus
conferencias y artículos de
divulgación acústica**

El legado de Andrés Lara
© Sociedad Española de Acústica

ISBN: 978-84-87985-26-3
Depósito Legal: M-8323-2017

Colección Temas de Acústica. Volumen nº 5
Edita: Sociedad Española de Acústica
WEB: www.sea-acustica.es
E-mail: secretaria@sea-acustica.es
Editores: Antonio Calvo-Manzano, Antonio-Pérez-López y Salvador Santiago Páez
Composición de textos: Antonio Calvo-Manzano

Edición: Febrero 2017
Impresión: Discript Preimpresión, S.L.
www.discript.net

DEDICATORIA

Al cumplirse el tercer aniversario de la partida sin retorno del profesor Lara, hemos pensado que había llegado el momento de rendirle un homenaje, tanto a la persona como al trabajo desarrollado a lo largo de su fructífera vida dedicada a la acústica.

Desde que se produjo su fallecimiento, nos venía persiguiendo la idea de, cumpliendo con su voluntad, publicar el libro al que estaba dedicado durante la última etapa de su vida, libro con destino a la formación de las futuras generaciones de ingenieros del ICAI, entendiendo el profesor que esta materia era necesaria en el currículo de los conocimientos que debe poseer un futuro ingeniero.

Pensando el profesor en la posibilidad de que él no alcanzara a ver esta obra terminada y publicada, pidió a Salvador Santiago repetidas veces que, en tal caso, se hiciera cargo de su terminación y publicación. Fallecido el profesor nos pusimos manos a la obra para cumplir con su voluntad, encontrándonos que los textos estaban completos en sus nueve capítulos, pero faltaban una gran cantidad de gráficos, tablas y figuras, que eran necesarios incluir para dejar la obra en condiciones de ser publicada. A tal efecto solicitamos la colaboración, en la preparación de gráficos y figuras, de Pedro Cobo y Francisco Simón, del Instituto de Acústica, y de José Ignacio Linares, profesor de ICA, y de uno de sus alumnos, para que, sobre los esquemas que Andrés Lara había dejado, fueran preparando dichos gráficos y figuras; pero esos esquemas no alcanzaron al total de la obra, con lo cual ha sido imposible poder dar cumplimiento al deseo de que su gran trabajo haya sido publicado, por mucho que lo hemos intentado rebuscando en sus papeles, con autorización de su hermana, datos sobre la obra a la que estaba dedicado el profesor. Como ejemplo de lo que la obra podría haber sido, hemos incluido en esta publicación uno de los capítulos más completos, el capítulo IV, titulado Ambiente Acústico Exterior.

Así las cosas y muy desilusionados por el fracaso de no haber podido cumplir la última voluntad de Andrés Lara, se nos ocurrió la idea de que en su lugar podíamos ofrecerle el homenaje preparando una publicación en la que se recogieran algunos de los muchos trabajos que han quedado escritos en forma de

conferencias, ponencias en congresos, seminarios y cursos, y artículos en libros y monografías, que, afortunadamente, el profesor dejó para la posteridad.

Así, se ha preparado esta modesta publicación que recoge parte de ese legado, que debido a la muy variada procedencia de los originales y el estado de los mismos, el lector observará la diversa calidad que existe en las páginas de esta publicación, en la que hemos respetado tanto la tipografía de los originales, como el aspecto de los mismos.

Sirva esta publicación, como decíamos al inicio de esta dedicatoria, de un modesto homenaje al profesor Lara, cargado de todo el cariño que le seguimos profesando y el agradecimiento de todos los acústicos, tanto españoles como extranjeros.

Los editores
Antonio Calvo-Manzano
Antonio Pérez-Lopez
José Salvador Santiago Páez



**El Prof. Lara en el acto conmemorativo del
XXV aniversario de la SEA
Mayo, 1994**

IN MEMORIAM

ANDRÉS LARA SÁENZ

UNA VIDA DEDICADA A LA ACÚSTICA

El 26 de febrero de 2014 fallecía nuestro querido Presidente de Honor Profesor Andrés Lara Sáenz. Dejamos aquí un pequeño homenaje a la entrañable humanidad y extraordinaria labor científica e investigadora en el campo de la Acústica del Prof. Lara que, a lo largo de su dilatada carrera profesional, dejó como principales frutos la creación del Instituto de Acústica del Consejo Superior de Investigaciones Científicas y la fundación de la Sociedad Española de Acústica.

Andrés Lara formó parte de la primera promoción de Ingenieros Electromecánicos del ICAI que terminara sus estudios en el año 1943. Tras una corta actividad laboral en Madrid se traslada a Estados Unidos donde obtiene los títulos de *Master of Electrical Engineering of Communications* en el Politécnico de Brooklyn (1952) y *Master of Science* en la Universidad de Columbia (1953). A su vuelta de Nueva York en el año 1953, después de colaborar con Harvey Fletcher en la Universidad de Columbia, ingresa en el Consejo Superior de Investigaciones Científicas como Profesor de Investigación y crea la Sección de Acústica en el Instituto de Física Aplicada "Leonardo Torres Quevedo" del CSIC.

La dirección y gestión del Prof. Lara al frente del Instituto movió a las autoridades del CSIC al estudio de la necesidad de ampliar la investigación acústica en nuestro país. La continuada insistencia de D. Andrés ante el equipo directivo del Patronato Juan de la Cierva consiguió los suficientes recursos para dotar a la Sección de Acústica con instrumentación e instalaciones pioneras en España en este campo de la Física, y formar al equipo de jóvenes colaboradores que, en la mayoría de los casos, completaron su especialización en Centros extranjeros junto a las figuras más señeras de la Acústica, gracias al conocimiento personal de las mismas por parte del Prof. Lara debido a su activa participación en FASE e ICA, organismos internacionales de los que fue Presidente y Miembro del Consejo, respectivamente. Actualmente, éstos, ya no tan jóvenes investigadores, gozan de un reconocido prestigio a nivel nacional e internacional. El crecimiento imparable del equipo científico así formado trajo consigo la conversión de este embrión en el Departamento de Acústica y, posteriormente, en el Instituto de Acústica, del cual el Prof. Lara fue el primer Director. A su jubilación, el CSIC en reconocimiento de sus méritos acordó nombrarle Director Emérito del Instituto.

En 1968 surgió la idea de fundar la Sociedad Española de Acústica con el fin de integrar en el seno de la misma a todas las personas, entidades y empresas que en España tuviesen interés y relación con la Acústica. De nuevo el Prof. Lara ilusionó con su empuje y dinamismo a las personas más representativas de este sector, firmándose

el acta fundacional de la SEA en Abril del año siguiente. En sus cuarenta y cinco años de existencia, la Sociedad ha consolidado bajo su presidencia un prestigio nacional e internacional, plasmado en las actividades de Congresos, Reuniones y Conferencias desarrolladas a lo largo y ancho de toda la geografía ibérica, así como en varios países de Europa y América. En el año 1977 la Comisión Internacional de Acústica concede a la SEA la organización del 9º Congreso Internacional de Acústica, debido en gran medida al prestigio que el Prof. Lara ya tenía a nivel Internacional.

Su permanente dedicación al estudio le permite obtener el título de Licenciado en Ciencias de la Información y el Doctorado en Ingeniería que, junto a su pasión por la acústica, componente básica en su actividad profesional, le lleva a impartir un gran número de conferencias por invitación de universidades europeas y americanas, así como a prestar ayuda para la creación de sociedades de acústica en varios países iberoamericanos.

La labor del Prof. Lara a lo largo de su dilatada carrera en el Instituto de Acústica ha contribuido a formar a un numeroso grupo de científicos y especialistas acústicos que de una u otra forma han recibido la influencia de sus enseñanzas, prestando su colaboración y apoyo en el desarrollo de sus actividades profesionales, docentes e investigadoras.

Su actividad profesional fue galardonada con numerosos premios y distinciones que le fueron concedidos en reconocimiento a su labor científica e investigadora, como la Encomienda de Alfonso X el Sabio, la “Palme Académique” del Ministerio de Educación Francés y el Premio Nacional de Investigación Científica y Técnica del CSIC. El Prof. Lara es socio honorario de la Sociedade Portuguesa de Acústica y de la Associazione Italiana di Acustica, y miembro correspondiente de la Academia Nacional de Ciencias de Argentina.

Ha sido un miembro muy activo del Instituto de la Ingeniería de España del que fue Presidente de Comité de Terminología y en cuyo instituto tuvo la ocasión de dar a conocer en varias ocasiones sus aportaciones a la ciencia y tecnología acústica. Dicho Instituto reconoció su dedicación otorgándole la *“Magna dedicatio recognita est”*. Por su excepcional trayectoria profesional fue nombrado Académico Correspondiente por la Academia de Doctores.

En 1996 fue nombrado Presidente de Honor de la Sociedad Española de Acústica, en reconocimiento a la labor que como Presidente realizó desde su fundación, junto con el agradecimiento a su incansable esfuerzo y dedicación por la acústica.

Los acústicos españoles lamentamos la gran pérdida de nuestro querido maestro D. Andrés quien propulsó y enalteció la disciplina de la Acústica tanto a nivel nacional como internacional.

Por siempre estará en nuestra memoria

Índice

On the characteristics of the New Acoustic Laboratories of the Centro de Investigaciones Físicas «L. Torres Quevedo» 5th International Congress on Acoustics (ICA'65). Lieja, Bélgica, 1965	pg.15
Vehicle Noise Limit Indicator En colaboración con A. Pérez-López y J. Salvador Santiago 6th International Congress on Acoustics (ICA'68). Tokyo, Japan, 1968	pg.19
On technological experience and noise control infrastructure in Spain 6º Congreso Internacional para la reducción del ruido «Noise 2000» organizado por la Asociación Internacional contra el Ruido (AICB) Groningen, 1970 Revista de Acústica. Vol I, 1970	pg.23
Interacción entre el hombre y el ambiente acústico Revista de Acústica. Vol II, nº 1-2. 1971	pg.27
Análisis acústico de una manifestación pirotécnica: Mascletá Revista de Acústica. Vol III, nº 2-3. 1972	pg.31
Mecanismo del proceso de propagación de la onda sonora en el oído En colaboración con Carmen Delgado Revista de Acústica. Vol VI, nº 2. 1975	pg.36
Condicionantes acústicos en la edificación. Bases del control de ruido en Edificios. En colaboración con Antonio Moreno y José Salvador Santiago Revista de Acústica. Vol VII, nº 3-4. 1976	pg.39
Acoustics and human hábitat Conferencia inaugural del 9º Congreso Internacional de Acustica (ICA'77) Madrid, 1977	pg.83

Intervención en la Sesión de Apertura del I Simposio Luso-Español de Acústica Ambiental Lisboa, 1978	pg.91
Perturbaciones por ruidos en los núcleos urbanos Revista de Acústica. Vol X, nº 2. 1979	pg.93
Interferencia ruido-hombre En colaboración con G. L. Fuchs Revista de Acústica. Vol XI, nº 1-2. 1980	pg.97
Aspectos Acústicos en la Corrección Auditiva. Recepción binaural y estereofonía Revista de Acústica. Vol XI , nº 3-4. 1980	pg.106
Ambiente acústico y calidad de Vida Conferencia inaugural del II Simposio Luso-Español de Acústica Ambiental Madrid, mayo 1981 Revista de Acústica. Vol XII, nº 1-2. 1981	pg.112
El dBA. Vibraciones e Impulsos Conferencia del Seminario sobre Interpretación y Aplicación de la NBE-CA-81. Madrid, 1981	pg.120
Noise pollution: A special committee on problems of the environmental monograph En colaboración con R.W.B. Stephens 11º Congreso Internacional de Acústica (ICA'83). Paris, 1983	pg.134
La función de transferencia de modulación y la percepción sensorial III Simposio Luso-Español de Acústica Ambiental. San Miguel de Azores (Portugal), 1984 Revista de Acústica. Vol XV, nº 1-2. 1984	pg.138

Fundamentos de acústica aplicada Curso-Seminario sobre Control del Ruido y Vibraciones en instalaciones y Equipos Eléctricos Madrid, 1984	pg.146
Sobre el proceso de transmisión de energía acústica en el oído Revista de Acústica. Vol XV, nº 3-4. 1984	pg.156
El oído medio como acoplador de frecuencias Lección magistral en la Sesión de Entrega de Diplomas a la Primera Promoción de Audioprotesistas de la Escuela del Clot, Barcelona Barcelona, 1986	pg.164
On level limits for hearing protection Conferencia inaugural 8º Simposio FASE'89. Zaragoza, 1989	pg.167
Ruido Industrial Simposio Ruido en la Ciudad, Gestión y Control Madrid, 1991	pg.178
Sobre niveles límites para la protección de la audición Revista de Acústica. Vol XXIII, nº 1-2. 1992	pg.208
Acústica y Medio Ambiente Seminario La Contaminación Acústica. Evaluación, Efectos y Control Valencia, 1994	pg.216
Control de ruido en centros de transformación de potencia En colaboración de J. J. Martínez-Requena Jornadas Nacionales de Acústica -TECNIACUSTICA'94- Valencia, 1994	pg.241
On the generalised impedance concept. Analogies and acoustic applications Proceedings of the Institute of Acoustics of London. Vol 17, part 4. 1995	pg.245

Impedanciometría: Aspectos Físicos Simposio sobre Acústica Fisiológica y Audiometría Santiago de Compostela, 1995	pg.265
Radiación acústica: Sobre iluminación sonora de superficies XXX Jornadas Nacionales de Acústica y Encuentro Ibérico de Acústica -TECNIACUSTICA'99-. Ávila, 1999	pg.273
The evolution of acoustics in Spain Libro New Acoustics Selectec Topics. CSIC 2003	pg.287
Sobre la evolución del mecanismo de la audición X Jornadas de Historia y Filosofía de la Ingeniería, la Ciencia y la Tecnología organizado por el Instituto de la Ingeniería de España Revista de Acústica. Vol 36, nº 1-2. 2005	pg.293
Sobre la transformación Tiempo-Frecuencia y la aplicación del proceso de convolución a la dinámica de sistemas físicos. Aplicaciones acústicas Revista de Acústica. Vol 38, nº 1-2. 2007	pg.301
Ambiente acústico exterior Capítulo IV del libro en el que estaba trabajando el Prof. Lara en la etapa final de su vida	pg.308

ON THE CHARACTERISTICS OF THE NEW ACOUSTIC LABORATORIES
OF THE CENTRO DE INVESTIGACIONES FISICAS "L.TORRES QUE-
VEDO". MADRID.

Andres Lara Saenz
C.I.F. "L.Torres Quevedo". Madrid.

The C.I.F. located at Madrid belongs to the Patronato "Juan de la Cierva" of Scientific and Applied Research. The actual group of - Acoustics has its origine on former group in Audio-engineering res- ponsible of designs and projects mainly for Broadcasting Studios.

This paper describes the phylosophy of design, details of con- struction and characteristics of the acoustic facilities built soon after the last International Congress in Acoustics of Copenhagen.

The "Torres Quevedo" building is in a residencial area at 144, Serrano street, near to the group of buildings of the CONSEJO SU- PERIOR DE INVESTIGACIONES CIENTIFICAS.

For the new constructions was selected the interior yard and - part of the garden of the C.I.F. This can be seen in Fig. 1 where the main instalations are marked with thick lines.

Coming out from the C.I.F. building to the garden it is found first to the right the Anechoic Room, separated from the corridor by a antecamera common to the main laboratory. This laboratory in- cludes facilities for absolute calibration of transducers.

The vibration laboratory is besides the industrial laboratory where machines are tested for vibration control.

Going along the corridor and to the left is the laboratory for

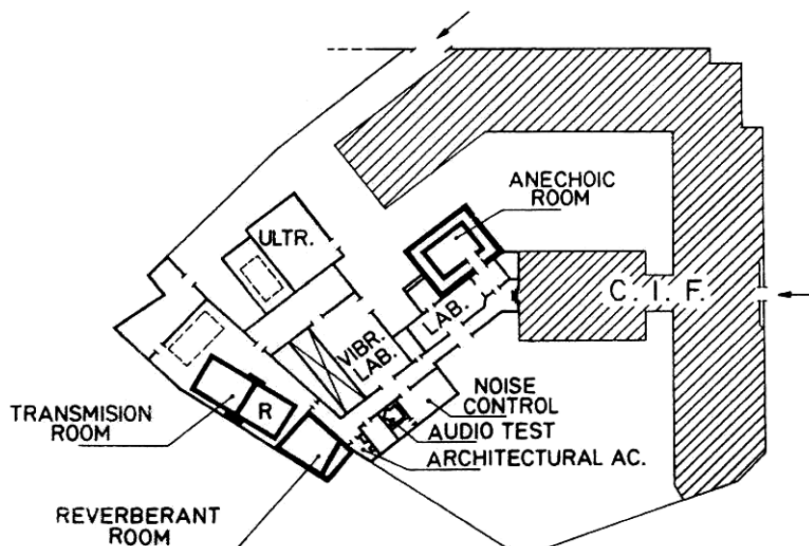


Fig.1

noise control including an audio test chamber.

Finally comes the architectural laboratories with Kundt tubes at the left, Reverberation Room in front and just finished Cameras for transmission measurements at right (P).

ANECHOIC ROOM,-

This room is inspired in the one at the PTB, in Braunschweig. It is little smaller in size, the free internal dimensions being (5.5 x 5.5 x 7.4 m³) what gives an approximate volume of air of 250 m³.

The isolation from outside noise is secured with a 40 cm thick brick shield. Inside of it is the Anechoic Room itself made out of concrete 25 cm thick, isolated from the foundation through steel dampers. This interior room weights 350 Tm approximately.

The air condition system is connected through flexibles ends removables for sealing the room when standard measurements or research work ask for minimum background noise. The inertness of the standard condition is of the order of two hours.

The sections of the Anechoic Room are rectangular, the largest dimension was taken as to have free fiel condition along a complete wave length of the cut-off frequency of the room, out of the walls effect.

This frequency was picked up to be 90 Hz as a compromises between reasonable lower working frequencies, wedges, size and price.

For this cut-off frequency wedges made of different materials were tested in a Kundt tube of 80 x 80 cm², 6 m long.

The poliuretano material was good in absorption and had advantages in cleanliness, lightness and facilities to work with but was disregarded because of lack of experience as far as aging is concerned. Other wedges were of mineral and glass fiber, selecting finally Sillan SP-80 with wedge total high 80 cm, and cubic base 20 x 20 x 15 cm³.

The modular wedge structure, 80 x 80 cm², was tested with differents relative orientations of the wedge ends. Finding no significant differences, the alternate disposition was selected.

The supporting structure after several tests, in the large

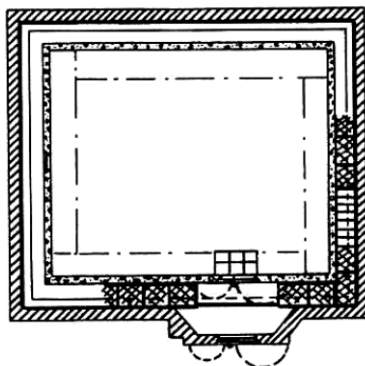


Fig.2

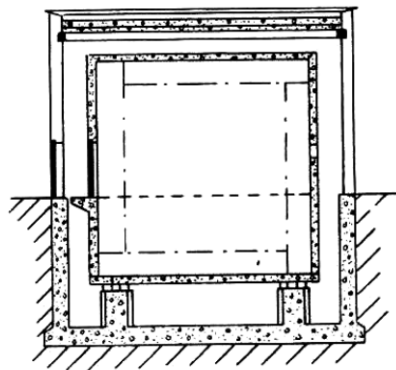


Fig.3

kund tube was made as to leave a Helmholtz resonator $40 \times 80 \times 5 \text{ cm}^3$. In this way the cut off frequency of the modular wedges structure was 90 Hz in the kund tube. See graph n° 4.

The isolation against vibration was secured with the steel springs in sandwich with to sheet of lead 1.5 mm thick, to improve the damping of the high frequency components.

The free field conditions are given in graph n° 5.

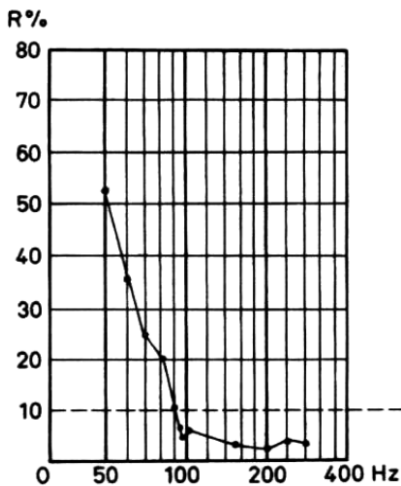


Fig. 4

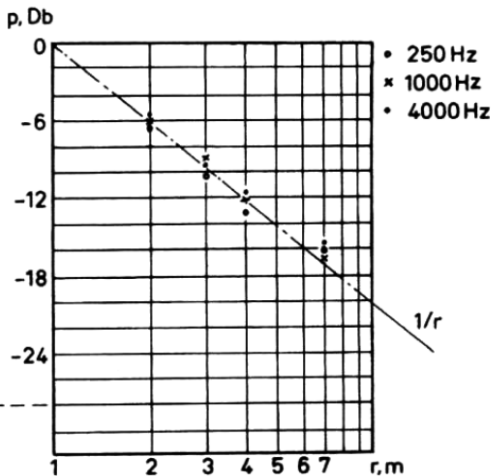


Fig. 5

REVERBERATION ROOM.-

This room was designed with a volume of 200 m^3 to be in accordance with ISO recommendation.

The criteria for the shape was decided to be that of non parallel walls. Both the interior and shield rooms are made out of brick with thicknesses of 40 and 25 cm respectively, with separated fondation and air gap of 15 cm filled with 5 cm of mineral wool.

The interior door is made of one single sheet of steel 15 mm thick reinforced with a tubular frame. The outside door is made, as those for the Anechoic Room, of 3 mm steel sheet, 5 cm of mineral wool, 2 mm sheet of lead on plywood, and 10 cm of dry sand.

In the left side there is an opening of the standard ISO size for the surface of the sample (11 m^2 approx.). This opening is closed with a "movable wall" made of 10 mm steel plate reinforced with 10 cm of concrete.

This "movable wall" can be displaced inside the opening as - to leave an air space of variable deepness behind the sample surface. The seal of this wall is secured at every position with steel profiles fixed with screws and rubber bands to the steel frame of the opening.

This design facilitates the checking of a sample with different air space behind it, or with other backing materials without having to remove or collapse the surface under test. It has also the advantage of avoiding edge effects as the sample is always even with the surface of the walls.

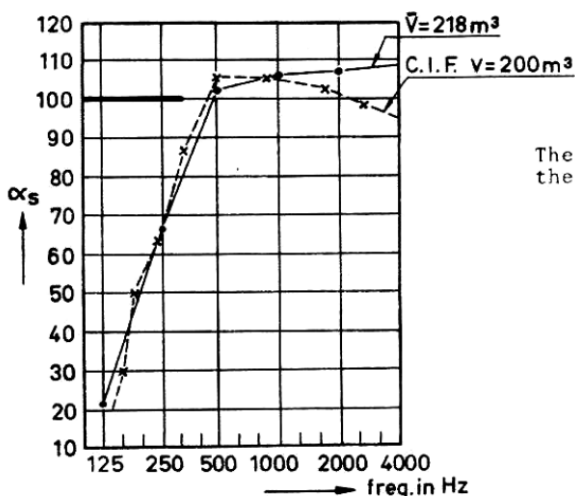


Fig.6

The reverberation times for the empty Room are :

11,5 s	at	125 Hz
7,5 s	"	250 Hz
6,8 s	"	500 Hz
6,0 s	"	1.000 Hz
4,6 s	"	2.000 Hz
3,0 s	"	4.000 Hz
1,3 s	"	8.000 Hz

The diffusivity condition of the Room for standard measurements absorption coefficient, according with the second Round Robin (C.W. Kosten, Acustica, Vol.10 N.5/6), is achieved with the aid of hunged diffusers. (See the paper in this Congress of our colaborator A. - Perez-Lopez , "Diffusivity characteristics of the Acoustic Field in the Reverberation Room at the C.I.F.") .

The absorption coefficient corresponding to the standard material used in the Robin (Sillan SP-100) is given in Fig. 6 . The solid line corresponds to the Robin test for rooms averaging 218 m^3 .

At the time of writing this paper, the rooms for horizontal transmission loss measurements, without flanking effects, are just finished.

The particular characteristic of the design , is the self supported T-structure in between the two rooms, made of reinforced concrete and having a test area of $13,5 \text{ m}^2$.

At both sides of the "T", and isolated also from the fondation, are the two rooms with volums around 100 m^3 each.

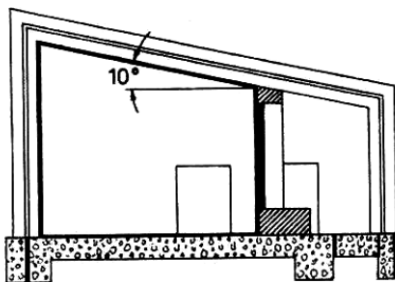


Fig.7

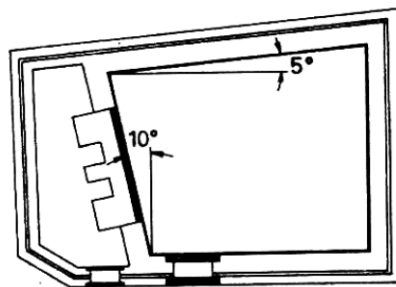


Fig.8

VEHICLE NOISE LIMIT INDICATOR

A. Lara, A. Pérez-López and J. S. Santiano
Acoustics Department
Centro de Investigaciones Físicas "L. Torres Quevedo"
Madrid. Spain

1.- Introduction

In this paper, a stationary measuring method for noise of motor vehicles is described, using a device, that we call "Vehicle Noise Limit Indicator" (VENLI), based on a standard Sound Level Meter and a Helmholtz resonator, combined in a single unit.

The method is intended to aid in the process of traffic noise control, permitting a simple and reliable measurement "in situ" by non-specialized personnel.

2.- VENLI

Due to the dependence of the exhaust noise with the engine revolutions, that requires the cumbersome use of a tachometer in current practice vehicle noise measurements, we came to the idea of detecting the revolutions of the engine directly from the exhaust sound signal.

In the noise spectrum, the frequency corresponding to the explosions in the engine is prominent and simply related with the r.p.m. A Helmholtz resonator is used to detect this frequency in the spectrum.

The Helmholtz resonator, with a conventional crystal microphone inside, is tuned to the fundamental frequency of the noise, corresponding to a previously selected r.p.m. of the engine.

The microphone signal is applied to one channel of a differential amplifier (Fig. 1). The resonance peak that appears when the engine turns at the selected r.p.m. activates a controlled diode, sending a current to a pilot light B). This light indicates that the engine has actually gone through the r.p.m. established for the measurement.

Vehicle noise limit indicator

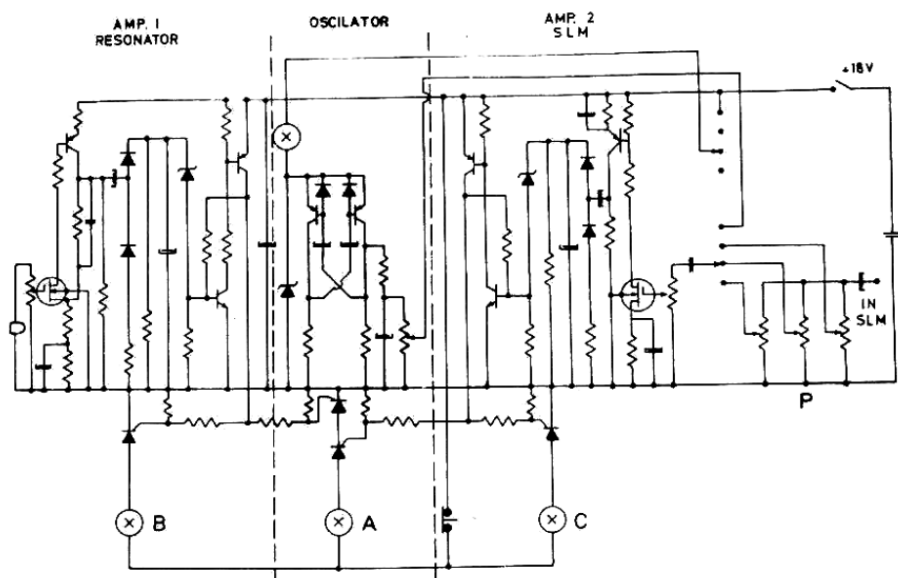


Fig.1

Simultaneously, the output signal from the sound level meter goes into other channel of the amplifier; this signal passes through a pre-selected potentiometer and when it is greater than a certain value, corresponding to the established limiting level, activates another controlled diode connected to a second pilot light (C).

In the case when the noise level overpasses the reference limit at the selected r.p.m., both circuits are simultaneously activated and a red alarm light (A) is switched on, to give a clearly understandable optical indication that the noise is outside the limit permitted by the regulations.

The VENLI incorporates a single frequency internal oscillator to check the noise limiting circuit.

In order to use this device for lorries and buses, cars and motorcycles, three input potentiometers can be switched on (P), each one having a different reference limit.

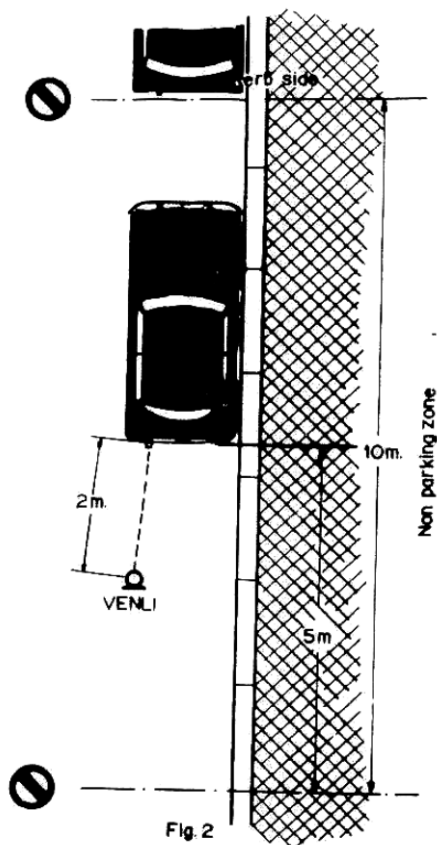


Fig. 2

3.- Measuring method

As a stationary method to be used in the field for preliminary routine measurements, its main features are simplicity and short duration.

With the vehicle to be tested parked by the kerbside (fig. 2) and a minimum of 5 m free space behind the vehicle, the VENLI system is held at 1.2 m above the ground level, in line with the exhaust pipe 2 m away from its end. In most cases a mean parking reservation of 10 m length is sufficient.

The vehicle under test must be slowly accelerated until almost full gas condition, to insure that the engine goes through the established r.p.m. The measurement should be repeated three times.

If two red light indications are obtained out of the

three measurements, the noise must be considered out of limits, and the vehicle noted to repair. If only one red light appears a warning should be given to the driver.

In the cases in which the control must be made in very noisy traffic conditions, as in the vicinity of cross-roads, main roads, etc., the measurements, due to its shortness, can be made when vehicles are stopped by traffic lights.

The r.p.m. selected for the measurements in this method correspond, in accordance with the ISO recommendation R362, to three quarters of the revolutions at which the engine develops its maximum power. The following engine speeds were chosen, corresponding with the most common

Vehicle noise limit indicator

type of vehicles :

Cars (4 strokes, 4 cylinders)- 3600 r.p.m.- Fundamental freq. 120 Hz
Lorries(4 " , 6 ")- 1800 r.p.m.- " " 90 Hz
Vans (4 " , 4 ")- 3000 r.p.m.- " " 100 Hz

When testing different types of vehicles, the Helmholtz resonator can be tuned to the corresponding fundamental frequencies by changing the mouth piece. The noise limit can also be changed by means of the three position switch (P).

4.- Preliminary field measurements

Preliminary measurements using the VENLI show a 90 % of agreement with conventional measures with sound level meter and electrical tachometer.

A statistical series of measurements is in progress to deduce the correlation between field measurements and ISO method. From this correlation, tentative permissible noise limits using the CIF measuring method will be recommended.

Acknowledement

We would like to express our acknowledgment to Dr.Ing.R.Chao and Mr.J.G.Zaragoza for their invaluable help in the design and construction of the VENLI.

Bibliography

T.Priede.- Noise and vibration problems in commercial vehicles ;
J.Sound Vib. (1967) 5,p. 129

Wilson Report on Noise

ISO recommendation R.362

"On technological experience and noise control infrastructure in Spain"

A. LARA SAENZ *

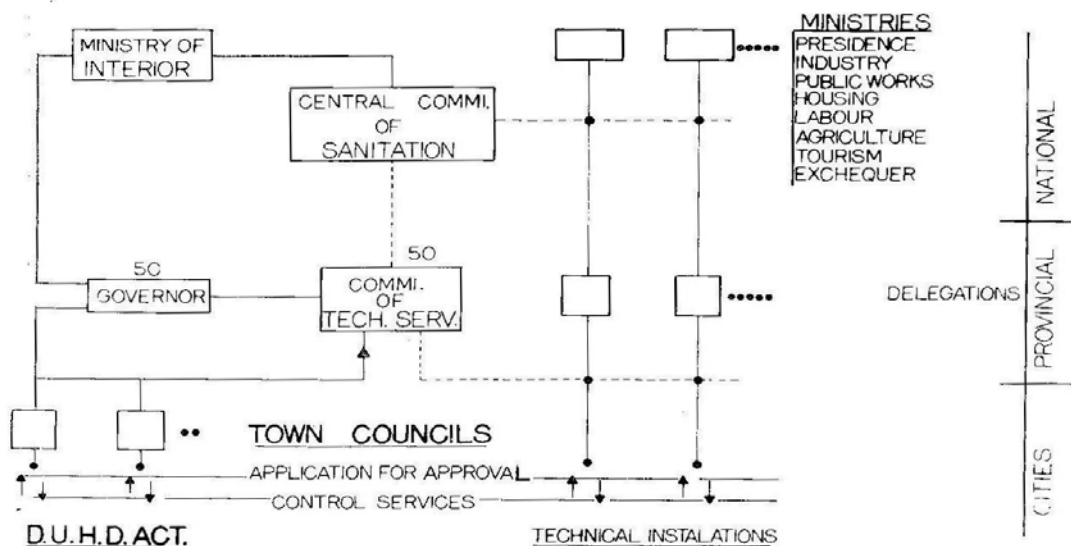
(Conferencia pronunciada en el VI Congreso Internacional para la reducción del ruido, «Noise 2000», celebrado en Groningen en mayo de 1970, organizado por la Asociación Internacional contra el Ruido (AICB).

The Noise Problem at National Level in Spain is contemplated in the National Regulations of November 1961 for disturbing, unhealthy, harmful and dangerous activities, which summarizes previous regulations.

According to this Regulation, activities are clasified and qualified. In general, those activities producing noise and vibrations are qualified as disturbing.

The rules are applied in the country through the Provincial Commissions of Technical Services. These commissions (Slide 1) exist in each one of the 50 provinces of the National Territory and its members are the Delegates of different Ministries in the province.

DISTURBING UNHEALTHY HARMFUL AND DANGEROUS ACTIVITIES (D.U.H.D. ACT) ESTABLISHMENT APPROVALS AND CONTROL



(*) Doctor Ingeniero, presidente de la Sociedad Española de Acústica.

Organically, these Commissions depend of the Ministry of the Interior, under the Presidency of the Governor of the province and through the Central Commission of Sanitation.

This Central Commission of Sanitation in the Ministry of the Interior has representatives of other Ministries as those for Industry, Labour, Public Works, Agriculture, Tourism and Exchequer.

The Noise problems are dealt with in a Technical Subcommittee of Industries and Classified Activities. The Commission works through the Plenum and two permanent Subcommissions, one for Sanitation and Public Security and other for Supervision of Clasified Activities.

The rules of the National Regulation are applied according to the lines shown in the organigram of Slide 1. Madrid, Barcelona and Bilbao have their own schemes. Applications for approval of new instalations are directed to the Town Councils and to the Technical Delegations.

The Provincial Commission of Technical Services works through Delegated Commissions of Sanitation, whose approval is required for the final delivery of the license of installation.

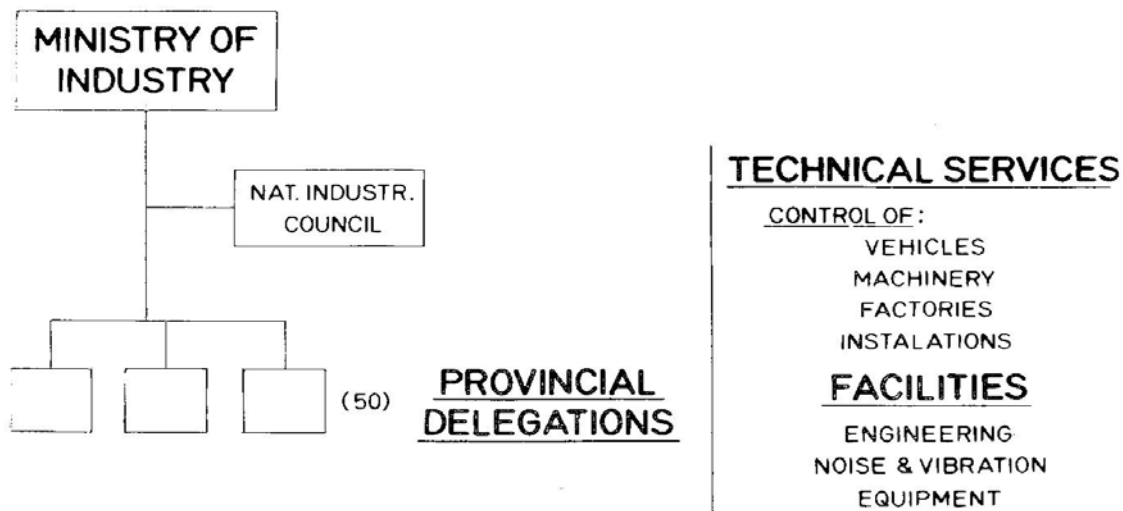
The task of the Provincial Commission includes the supervision and survey of the installations, claims and aplication of regulations, using the facilities of the Delegations of the different Ministries.

The Technical Services for the Industrial Control of Noise and Vibration are shown in Slide 2.

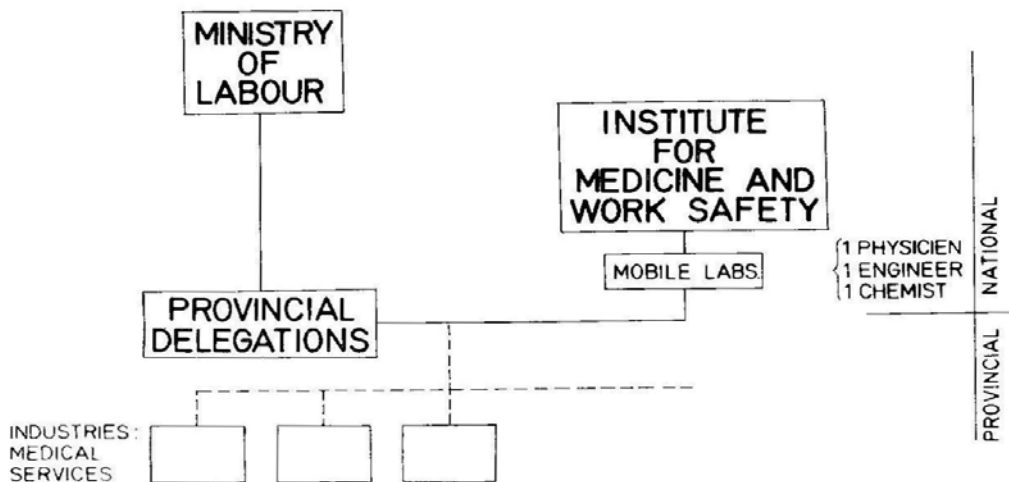
In each one the 50 provinces there is a Delegation of Industry, with the advice of the National Industrial Council.

These Delegations comprises doctor engineers and technical engineers with laboratory facilities, including equipment for noise and vibration inspection. Technical functions include control of vehicles, machinery, factories and installations.

NOISE AND VIBRATION INDUSTRIAL CONTROL



INDUSTRIAL HYGIENE : OCCUPATIONAL HEARING LOSS

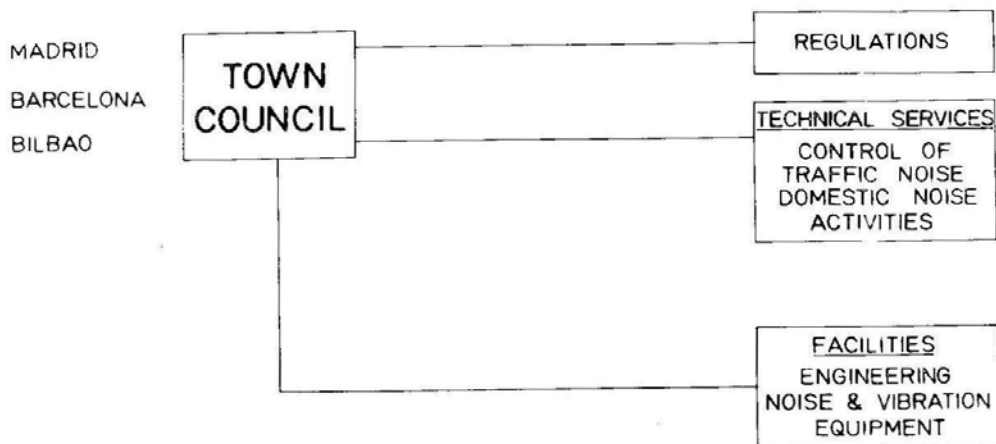


In Slide 3 is the diagram showing the Service for Occupational Hearing Loss depending of the Ministry of Labour.

At national level exists the Institute for Medicine and Work Safety with mobile laboratories to help the medical services in the industries. These laboratories include one physician, one engincer and one chemist. The calls for assistance and survey may come directly from the industries or from the Provincial Delegations of the Labour Ministry. These laboratories have facilities for noise survey and control of hearing.

The urban noise control depends of the town councils (Slide 4) which may establish local regulations and have facilities for noise control of traffic, domestic and public activities.

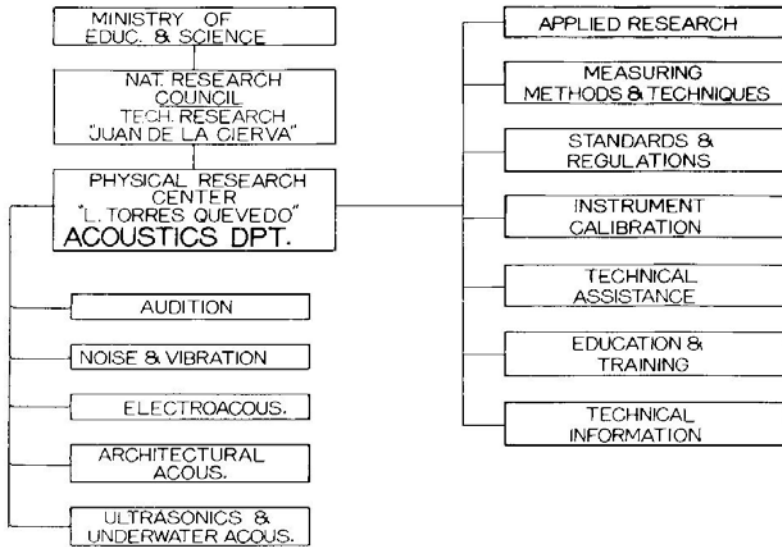
URBAN NOISE CONTROL



So far, we have briefly described the role of the Public Institutions related to the Noise Control.

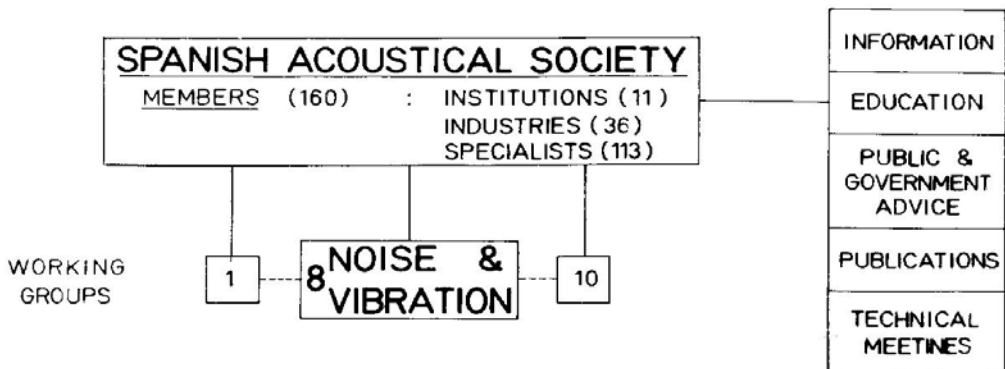
The technical infrastructure for the noise control in Spain is in contact with the Acoustics Department of the National Research Council in Madrid, the functions in relation to noise control being technical support in measurement, calibration, standards, information and training. Slide number 5 shows the dependence of the Acoustical Department, its different sections and functions.

**NOISE AND VIBRATION ABATEMENT:
CONTRIBUTION OF THE RESEARCH DPT. ON ACOUSTICS**



Finally we like to bring here the structure of the Spanish Acoustical Society, in its first year of operation, which, by the way, has just joined the AICB (Slide 6).

The working group number 8 of the Spanish Acoustical Society is devoted to Noise and Vibration problems.



For those interested, we have available information on regulations and general statistics on case experience.

Interacción entre el hombre y el ambiente acústico

Dr. A. LARA SAENZ

Presidente de la Sociedad Española de Acústica.

Por ambiente acústico entendemos los condicionamientos acústicos que influyen en la adaptación del hombre a su habitat.

Esta adaptación en su sentido ecológico no se refiere al hombre como individuo constituyente de la población, sino a la propia población o agregado de seres.

No obstante, para estudiar la interrelación población-medio ambiente, hay que tener presente las características y singularidades del hombre, tanto en cuanto a su dependencia de la naturaleza del medio como en lo que se refiere a sus relaciones con los seres de su misma o diferente especie que constituyen la comunidad biótica adaptada al habitat.

La influencia o condicionamiento de la naturaleza sobre el hombre ha ido disminuyendo con el transcurso del tiempo, primero muy lentamente, y últimamente, de una forma acelerada, consecuencia del progreso científico y tecnológico, refutando las teorías deterministas del medio.

Las distintas especies de seres vivos han sufrido una evolución y diferenciación de profundo carácter genético, para irse adaptando al medio y a las distintas poblaciones de sus habitats, apareciendo marcadas características ofensivas y defensivas, incluida la agudeza de algunos sentidos. Por el contrario, el hombre, por su inteligencia, al ir influyendo sobre el medio y disponiendo de recursos técnicos, lleva

a cabo una adaptación más equilibrada, menos especializada. Ello explica su adaptación a tan variados habitats sobre la tierra, al contrario de las limitaciones que la naturaleza impone a otras poblaciones.

La lucha por la vida en las especies inferiores al hombre que señalara Darwin, se transforma a nivel del hombre en la dureza de la vida. La inteligencia crea cultura, y el esfuerzo que exige la adaptación al medio es mucho menor, reduciéndose los cambios genéticos impuestos a especies inferiores a sólo cambios somáticos. Estos cambios, que se limitan al período de vida, son más fáciles a edades tempranas que maduras, lo que explica la reluctancia a innovaciones y al cambio en los mayores, y la mayor facilidad de adaptación de la juventud.

Llega, pues, el hombre a su estado actual como miembro de una comunidad adaptada a su habitat, con una cultura que le permite controlarlo, después de haber pasado por las distintas etapas que van desde un primitivo aspecto influyente del medio hasta convertirse en su dominador.

En este proceso dinámico de adaptación del hombre como Miembro de una Comunidad, nos interesa en cuanto a nuestro tema el sintetizar las características psicofisiológicas del individuo para, extrayendo de ellas las correspondientes al campo de la acústica, estudiar la influencia de las mismas en tal proceso de adaptación. Por otra parte, separaremos del medio natural las características físicas de naturaleza acústi-

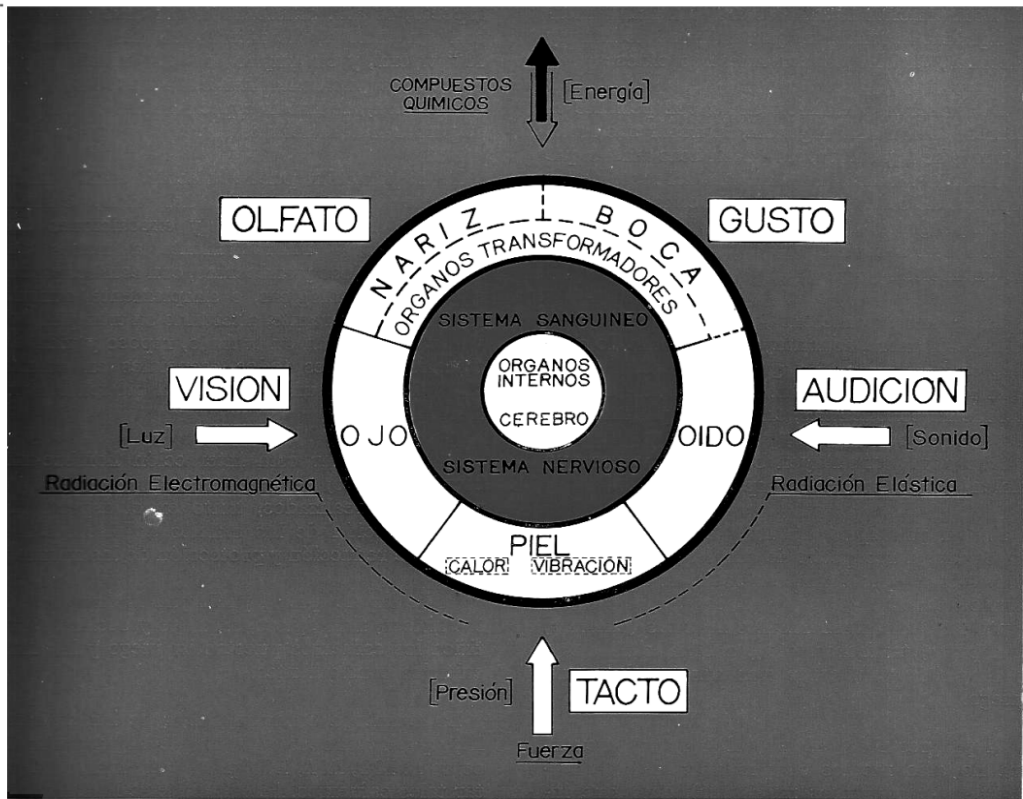


FIG. 1.—Interacción hombre-medio ambiente.
Interaction man-environment.

ca que, al excitar el sentido de la audición, cierran el ciclo de interacción hombre-medio ambiente.

Esta síntesis permítasenos presentarla (Figura 1) esquematizando el hombre en cuanto a su constitución fisiológica y su dependencia metabólica y sensorial del medio exterior, por un núcleo central constituido por los órganos internos, cerebro inclusive. Rodeando este núcleo, un medio ambiente interno, constituido fundamentalmente por el sistema sanguíneo, e incluyendo a este nivel el sistema nervioso en cuanto a su función de comunicación entre el núcleo central y el núcleo exterior en el que se distribuyen los órganos de los sentidos, y aquellos órganos que indicamos como transformadores (pulmones, intestinos, etc.), por su función en relación con los alimentos y demás compuestos químicos que le llegan del exterior.

Los productos transformados pasan al sistema circulatorio, operándose un continuado intercambio autocontrolado, que tiende a mantener constante este medio ambiente interior del

hombre dentro del proceso metabólico que suministra energía a los órganos motores.

El diagrama indica también cuáles son los estímulos que el medio ambiente envía al hombre y cómo éste los interpreta en forma de las distintas sensaciones a través de los órganos de los sentidos, sistema nervioso y cerebro, de acuerdo con las correspondencias:

Radiación electromagnética *	visión.
Radiación elástica *	audición
Inspiración nasal	olfato.
Ingestión (degustación)	gusto.
Presión mecánica *	tacto.

Es interesante recalcar que si bien las señales acústicas del medio son percibidas a través del órgano de la audición, el hombre emite directamente señales acústicas al medio independientemente de las que produce de forma indirecta

* La piel es sensible a ambos campos electromagnético y elástico, en frecuencias inferiores a las de la luz y sonido, percibiéndolas en forma de calor y vibración, respectivamente.

ta. Esta emisión de sonidos está tan íntimamente ligada a la audición, que, en frase de Harvey Fletcher, «hablamos con nuestros oídos.»

La fonación o emisión de la voz permite al hombre, con su inteligencia, expresar sus ideas a través de la palabra, características ambas que le distinguen fundamentalmente del resto de las especies de seres vivos, y son la causa principal de su progreso en cuanto a establecer comunicación con sus semejantes y lograr el control de su habitat.

En cuanto al ambiente, el aire, esencial a la vida del hombre, constituye en sí un medio elástico en el que se propagan con escasa atenuación las ondas acústicas. Las discontinuidades del medio constituidas, en general, por materiales que, en su mayoría, presentan propiedades elásticas, no constituyen barreras eficaces que aislen al hombre del campo acústico.

En un principio ello no planteó problemas en cuanto a recepción de señales no deseadas; más bien el problema consistía en lograr sistemas de «amplificación» de los sonidos en el sentido de encontrar fuentes intensas (cuernos, trompetas, tambores, etc.), o bien, concentrar y dirigir la voz, como nos enseña el Teatro griego.

Al progresar la cultura, el hombre, encuentra no sólo medios de producir sonidos musicales (instrumentos musicales), sino que incorpora técnicas e ingenios que, al ser contruidos con materiales elásticos, añaden ruido al medio ambiente, como producto residual, tanto en la fabricación como en la utilización de los mismos.

Estos ruidos constituyen de por sí señales acústicas, que denominamos negativas en contraposición con la voz, sonidos musicales y los ruidos de la propia naturaleza que denominamos, en principio, positivos; y decimos en principio, porque uno de los frutos de la inteligencia del hombre fue lograr por fin, aunque solo al principio de este siglo, la posibilidad de verdaderamente amplificar los sonidos a través de la transformación electroacústica y la electrónica. Ello trajo consigo la posibilidad de producir señales acústicas de muy alto nivel, que si bien han contribuido grandemente a la utilización y recepción de la palabra y sonidos, han contribuido, por otra parte, en determinadas circunstancias, a convertir estos sonidos positivos en sonidos no deseados o negativos, es decir, degradándolos en ruidos, constituyendo un factor más de polución del medio ambiente.

La mayoría de las máquinas e ingenios envueltos en la sociedad industrial actual, radian energía dentro del espectro audible. En este

aspecto, la alta sensibilidad del oído humano, con un umbral de intensidad del orden de 10^{-12} w/cm², y su amplio espectro relativo, con 10 octavas (incidentalmente, la vista sólo tiene una octava), le hacen especialmente sensible a la polución acústica.

Esta polución puede afectar tanto directamente a la fisiología del oído, cuando se trate de altos niveles y exposiciones duraderas, como indirectamente a través del sistema nervioso y endocrino, con consecuencias síquicas y patológicas, o simplemente, aunque no menos importante, alterando su tranquilidad e interfiriendo en su trabajo, reposo y vida de relación, factores todos esenciales en cuanto al equilibrio de una comunidad biótica con su habitat.

Para controlar esta interacción hombre-ambiente acústico, son muchas las investigaciones y trabajos realizados, tanto en el aspecto de caracterización de las señales acústicas como en los de reducción y protección de las mismas.

El hecho de que el problema incluya aspectos físicos, fisiológicos, síquicos y sociales, justifica los esfuerzos puestos en juego y las dificultades consiguientes.

En cuanto a caracterización de las señales, hay que reconocer la labor de organizaciones como la ISO, ASA, DIN para coordinar y orientar tales esfuerzos. Actualmente se han logrado algunas soluciones, y así podemos precisar que para ambientes tan generales como los de tráfico e industrial, existe un consenso en la utilización de los dB(A) de fácil lectura directa sonométrica, sustituyendo la compleja valoración subjetiva de las sensaciones a través de unidades como los fonios y sonios de elaboración obtención gráfico-matemática.

Igualmente, en cuanto a ambiente producido por el tráfico aéreo, otra fuente creciente y alarmante de polución acústica, los dB(D), de lectura directa, vienen a sustituir a los niveles de ruido percibidos PNdB y a los correspondientes NOYS o unidades de ruidosidad.

En cuanto a definir un nivel de polución general acústico, me es grato, en este sentido, hacer referencia aquí, delante de este grupo de colegas británicos, al intento que supone la fórmula recientemente propuesta por el doctor D. W. Robinson, del N. P. L. de Londres, que denomina nivel de polución de ruido (L_{NP}) y que es un intento de unificar criterios en cuanto a la intercambialidad de fórmulas previas, tales como el índice de nivel de ruido (NNI), el índice de ruido de tráfico (TNI) y el nivel continuo equivalente (L_{eq}), todas ellas utilizadas para caracterizar climas de ruidos temporales producidos por múltiples fuentes.

Podemos concluir que el hombre en cuanto a su relación con el medio ambiente que constituye su habitat, puede representarse por un sistema con múltiples entradas, cuyos estímulos procedentes del medio son procesados, y dan lugar a órdenes de acción o de almacenamiento, utilizando una energía que obtiene del medio por un proceso ecológico.

Para cada sentido cabría interpretarse en forma simplista un circuito con detección de señal y amplificación de energía, incluyendo un circuito de realimentación para control de la detección de la señal.

En un segundo estabón, las funciones motoras al actuar sobre otros individuos y el ambiente, provocan una reacción que se traduce a su vez en señales de estímulo hasta que se logra un equilibrio dinámico dentro del mismo principio simplificado en el circuito anterior.

Esta analogía eléctrica nos permitimos extenderla hasta el análisis del comportamiento del sistema en régimen permanente por medio de su respuesta al régimen transitorio, fenómeno éste físico que utiliza la transformada de Fourier, pasando de la función en el tiempo a la función en la frecuencia, lo que permite uti-

lizar para este análisis un impulso de excitación variable en el tiempo, como es el caso de las excitaciones a que se encuentra sometido el ser humano.

Actualmente nos encontramos ante un sistema que en cuanto al aspecto acústico no está en equilibrio. La polución aumenta, y sin dejarnos llevar por alguna opinión expresada en el reciente Congreso de la IACB, «Ruido 2000», en Groningen, en donde se dijo que para el año 2000 no habría problema de polución acústica porque el hombre tendría destruido el órgano de la audición, por los transportes supersónicos, reconocemos que el aspecto negativo de los sonidos reclama modificaciones en el habitat y la conducta de la comunidad, y admitiremos que en este proceso a la adaptación el hombre no buscará el equilibrio inhibiéndose a través de un proceso de mutación genética que conforme su fisiología al medio, ni tampoco buscando el silencio en las profundidades de los mares, a semejanza de algunas especies que a ellos volvieron. Creemos que se impondrá al ambiente, como lo ha venido haciendo hasta ahora, tanto en su aspecto de medio natural como cultural, condicionando, por un lado, su conducta y, por otro, investigando y utilizando las tecnologías apropiadas.

Análisis acústico de una manifestación pirotécnica: "Mascletà"

A. LARA SAENZ (*)

INTRODUCCION

Hace unos años visitaba yo esta ciudad en las fiestas de San José, y asistí, en la Plaza del Caudillo, a una de las demostraciones pirotécnicas más características de estas fiestas, conocida por la Mascletà.

Aquello me impresionó en varios aspectos; era, ante todo, un espectáculo, que, conforme se iba desarrollando, provocaba una inevitable atracción y admiración, superior a toda posible idea de apartamiento o defensa, reacción propia ante niveles tan elevados de ruido.

Y es que una de las características del ruido, en la que hemos insistido muchas veces, es la información, el mensaje que comporta, unas veces positivo, otras negativo, y que en este caso produce la admiración de propios y extraños cuando se logra mantener un ritmo y una continuidad dentro de la variación, como pudimos apreciar en aquella ocasión.

Pasaron unos años, se constituyó la Sociedad Española de Acústica, y se plantearon unas Jornadas de Acústica en Valencia.

Indudablemente, uno de los temas de mayor actualidad y extensión en el campo de la Acústica es el del control de ruido, tan vital para el desarrollo integral del ser humano en la sociedad altamente mecanizada de nuestros días.

Al incluir unas Conferencias en dichas Jornadas sobre este tema, tanto en los aspectos de ruido de tráfico como urbanístico e industrial, y su repercusión en el hombre, nos vino a la memoria aquella fabulosa impresión que nos produjo la Mascletà, y quisimos presentar

(*) Dr. Ing. I. C. A. I., Director del Centro de Investigaciones Físicas "Leonardo Torres Quevedo", Presidente de la Sociedad Española de Acústica.

en estas Jornadas lo que de positivo y bello hay en ello, analizando acústicamente sus características.

Con la ayuda del Laboratorio Móvil del Departamento de Acústica del Centro de Investigaciones Físicas «L. Torres Quevedo» (Señs. Delgado, García Zaragoza y Santiago), y con la atenta colaboración del Excmo. Ayuntamiento de Valencia, se hicieron en las fiestas de las fallas pasadas, unos registros directos de una Mascletà, desde el palco del Ayuntamiento, que analizamos e interpretamos en esta charla, con la que inauguramos estas Jornadas Acústicas en Valencia. Al objeto de una mejor interpretación del análisis, acompañamos las distintas representaciones gráficas, con las reproducciones sonoras correspondientes a través de un equipo cedido por el CIF «L. Torres Quevedo» y cuyos niveles sonoros podrán simultáneamente apreciar en el macrosónómetro que incluye el equipo.

Agradecemos, en este interesante ambiente de la Escuela Politécnica de Valencia, la presencia de su Rector Magnífico Excmo. Señor D. Rafael Couchoud, así como la de los Doctores Ingenieros Sebastián Carpi Vilar y Joaquín Febre Callis, que nos honran formando parte de la presidencia del acto.

PERCEPCION DE IMPULSOS

Para mejor claridad del análisis que presentamos y tratándose de un auditorio propio de un nivel universitario, me permitiré insistir en el fenómeno físico-matemático que explica, en su relación con el mecanismo de la audición, la sensación sonora producida por las perturbaciones elásticas, en forma de impulsos, a que dan lugar las explosiones que forman la Mascletà.

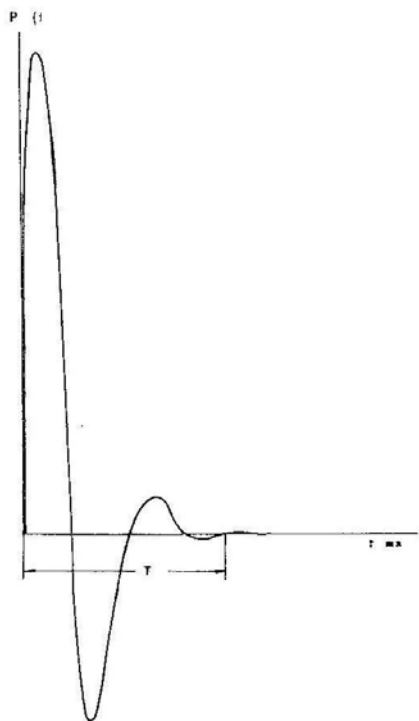


FIG. 1.—Variación de presión acústica producida por una explosión.

En principio, una explosión constituye una perturbación elástica, cuyo nivel de intensidad responde a un frente escarpado y un descenso más o menos rápido y uniforme dependiendo de la reverberación del entorno de la explosión.

En la fig. 1 se muestra un ejemplo cualitativo de la variación de presión acústica de un impulso.

Esta perturbación en función del tiempo, es percibida por el oído gracias al mecanismo de la audición, sensible a las distintas frecuencias contenidas en un determinado espectro, que en el hombre es aproximadamente el comprendido entre 20 y 20.000 Hz. Estamos ante un proceso análogo al tan común en el campo de la Electrónica de las Comunicaciones, de un impulso de tensión $v(t)$ que ha de ser transmitido por un canal caracterizado por su función de transferencia $H(\omega)$ función de la frecuencia.

El problema se resuelve, como es bien sabido, aplicando la función de transferencia $H(\omega)$ a la transformada de Fourier $V(\omega)$ y hallando la transformada inversa $r(t)$ de la respuesta $R(\omega)$.

$$V(\omega) \cdot H(\omega) = R(\omega)$$

$$r(t) = \mathcal{F}^{-1} R(\omega)$$

Este proceso matemático responde al fenómeno físico que representa el análisis de Fourier, por el que un impulso, corresponde a una superposición de frecuencias o armónicos distribuidos en el espectro, de acuerdo con la forma del impulso.

La expresión matemática de esta transformación tiempo-frecuencia es:

$$p(t) = \frac{1}{T} \int_{-\infty}^{\infty} P(\omega) e^{i\omega t} d\omega$$

en la que $p(t)$ es el impulso de presión acústica variable en el tiempo y $P(\omega)$ es la amplitud de cada uno de los armónicos dados por la transformación directa de Fourier:

$$P(\omega) = \mathcal{F} p(t) = \int_0^T p(t) e^{-i\omega t} dt$$

La representación cualitativa de los niveles de presión sonora de cada uno de los componentes armónicos que corresponden al impulso, aparece en la fig. 2, en la que ω_1 y ω_2 marcan los límites de audición, y, por tanto, la parte del espectro del impulso que contribuye a la sensación sonora percibida. Los componentes por debajo de la ω_1 constituyen infrasonidos, percibidos a través de vibraciones de nuestro organismo.

PROCESO DE ANALISIS

Después de esta síntesis sobre el fenómeno de la percepción sonora en relación con la Mascletá, presentamos a continuación diversas etapas del proceso de análisis que hemos llevado a cabo.

En primer lugar, aparece en la fig. 3 la variación del nivel en cada instante, a lo largo de los seis minutos aproximadamente que duró la Mascletá, en la que se aprecia al principio los impulsos correspondientes a las primeras explosiones con que se inicia la misma. En el gráfico se aprecian los niveles de los picos alcanzados por estos impulsos y el descenso

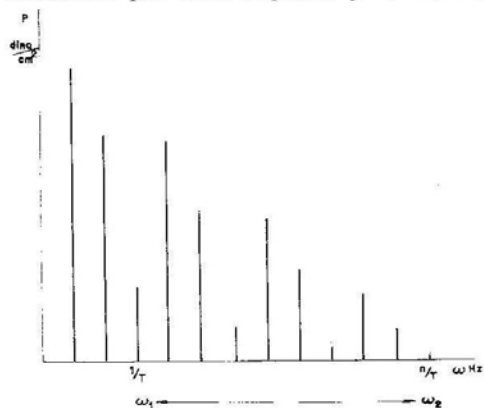


FIG. 2.—Componentes en frecuencia de una explosión.

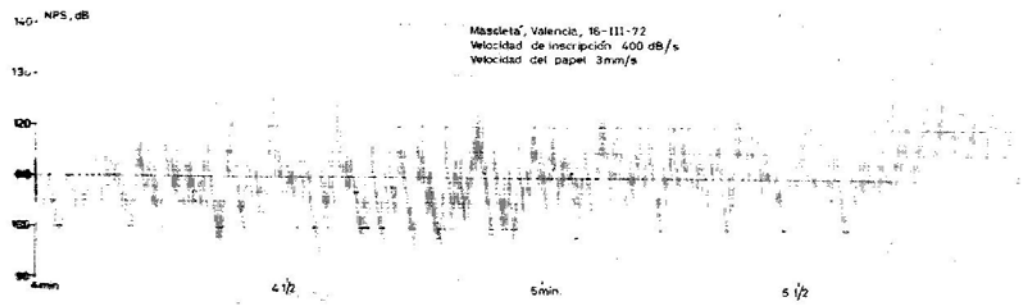
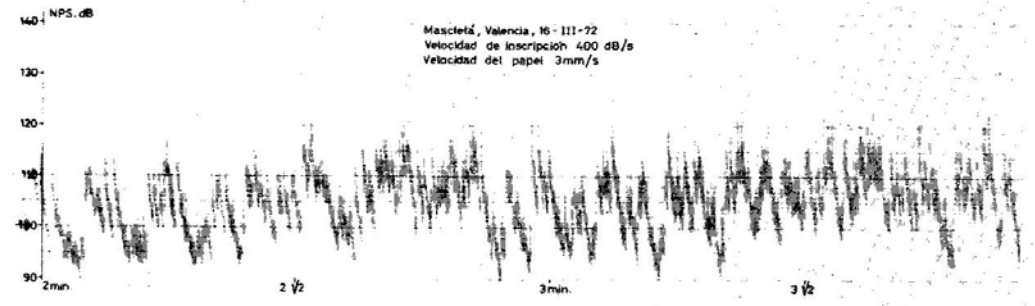
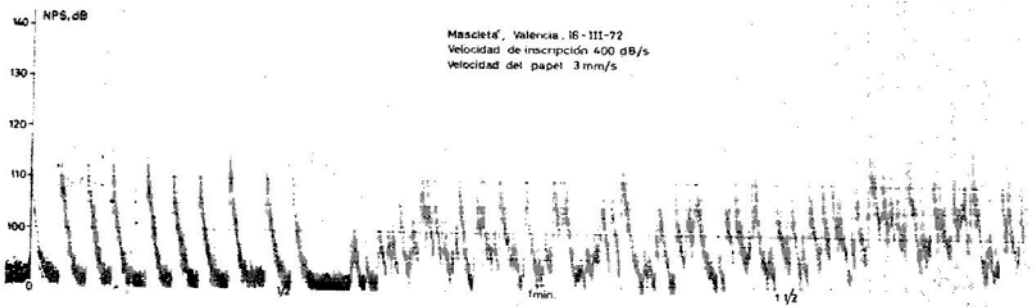
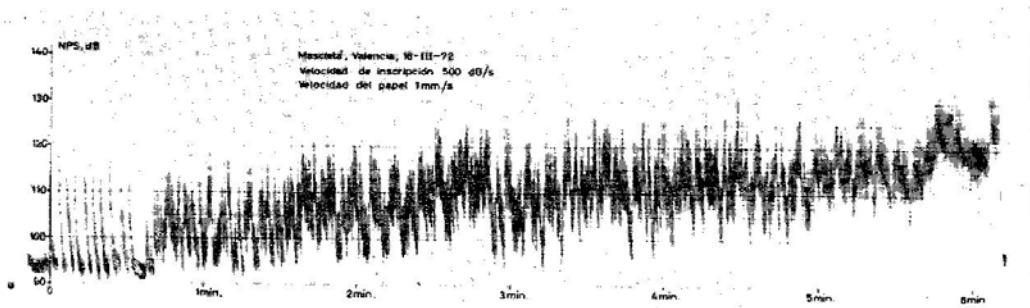


FIG. 3.—Variación en el tiempo de niveles acústicos: Duración total, seis minutos.
FIG. 4, 5 y 6.—Registros parciales a escala ampliada.

propio de la reverberación del recinto. Seguidamente se observa cómo la variación total de presión tiene una tendencia uniforme de crecimientos y con una repetitividad apreciada por la variación periódica de los máximos de nivel.

A continuación reproducimos el sonido del principio de la Mascletá pudiendo apreciar en el gráfico. Para mayor claridad nos referimos a continuación a tres figuras correspondientes a tres partes del espectro total en que dividimos los seis minutos de duración.

En estas figs. 4, 5 y 6 se aprecia el fenómeno de repetitividad; de continuidad en el crescendo

de nivel total que antes hemos aludido, y una permanencia de niveles sostenidos en un margen del orden de los 25 dB.

Paralelamente a este análisis de la variación total de nivel sonoro en el tiempo, hemos hecho el análisis espectral en frecuencia de explosiones correspondientes a cada una de las tres partes en que hemos dividido el fenómeno. Estos tres espectros aparecen en las figs. 7, 8 y 9, en las cuales se ha representado la envolvente de las componentes en frecuencia. Este análisis permite comprobar cómo a medida que avanza el tiempo, en la Mascletá el espectro de frecuencia varía de acuerdo con las tres curvas espectrales I, II y III, que represen-

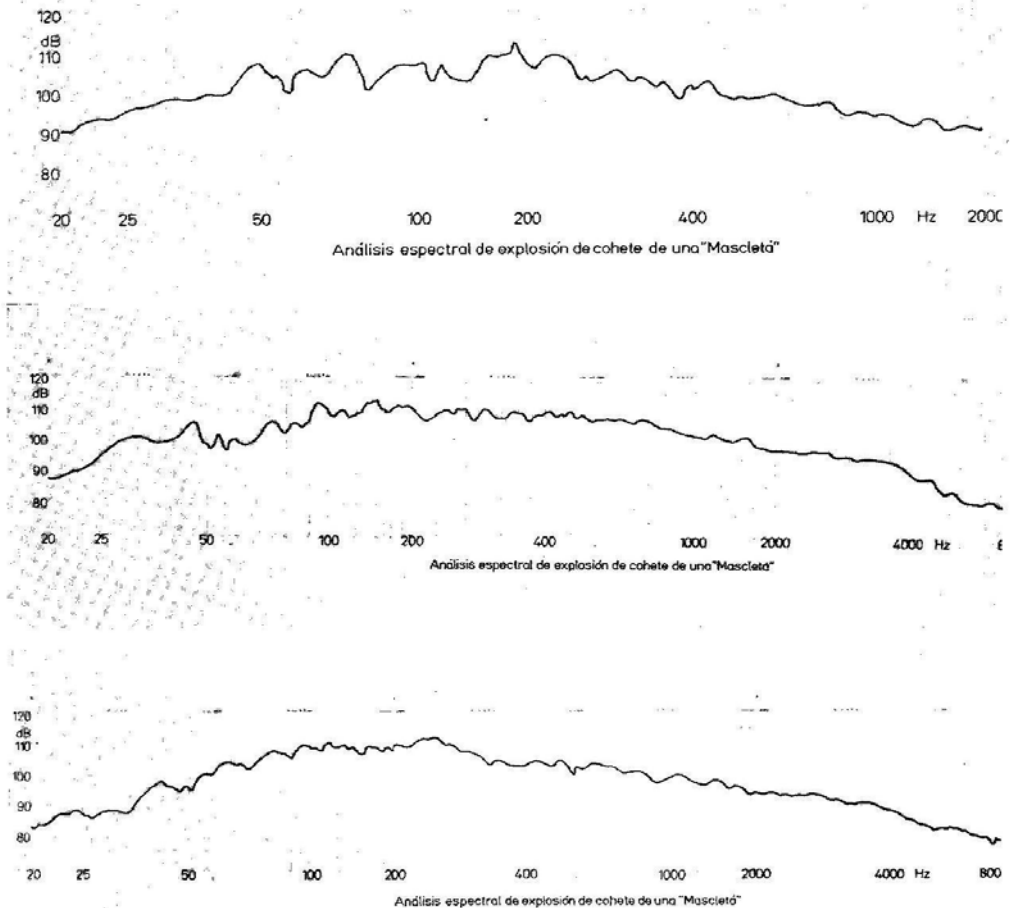


Fig. 7, 8 y 9.--Envolventes de los espectros en frecuencias correspondientes a 3 periodos de la Mascletá.

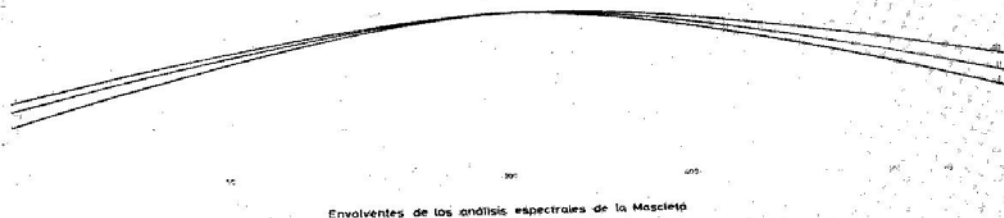


FIG. 10.—Comparación de los valores medios de las envolventes de los análisis espectrales.

tamos en la fig. 10, y en la cual vemos cómo gradualmente aumenta el contenido en frecuencias medias, lo cual contribuye a una mayor sensación de sonoridad para el mismo nivel, ya que las tres curvas se han referido a un mismo nivel a 200 Hz.

A continuación presentamos histogramas de valores de nivel de presión sonora a lo largo de los seis minutos. El primero de ellos, fig. 11, corresponde a una representación distributiva de niveles en función del tiempo que nos da un valor medio de 109,1 dB. En la siguiente figura aparece una distribución acumulativa de niveles en la que se aprecia cómo el nivel de 90 dB se mantiene durante el 100 % del tiempo y el valor de 120 dB corresponde al 10 % del nivel total.

A continuación reproducimos de nuevo la Mascletá, observando a lo largo del período de duración los niveles alcanzados en el macrosónómetro de acuerdo con variaciones apreciadas en el gráfico.

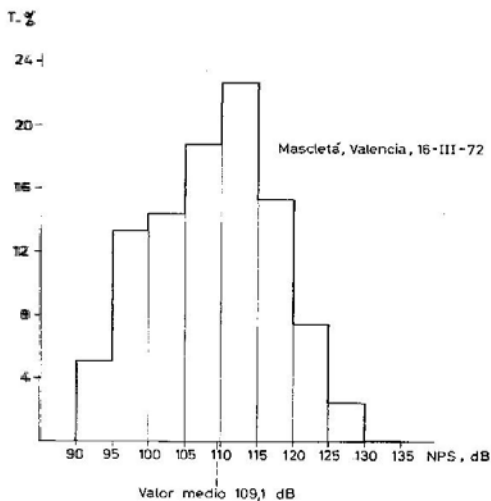


FIG. 11.—Distribución estadística de niveles sonoros en función del tiempo.

CONCLUSIONES

En resumen, se deduce que un análisis acústico de la Mascletá permite distinguir, aparte de niveles totales, la ley de variación de este nivel, un fenómeno de repetitividad o periodicidad, una tendencia de aumento a lo largo del tiempo y un margen sostenido de variación de niveles instantáneos, pudiendo concluir que la Mascletá constituye una manifestación pirotécnica en la que pueden apreciarse características de ritmo, armonía, continuidad y crescendo, con variaciones de nivel instantáneo del orden de 25 dB alrededor de un valor medio del orden de 110 dB, niveles que por su corta duración no constituyen dosis peligrosas de ruido. Asimismo y como consecuencia de que una parte del espectro de las explosiones caen por debajo del margen de audición del hombre, se perciben vibraciones a través del organismo, lo que contribuye a la sensación estimulante y atractiva, en parte, embriagadora, que envuelve la Mascletá y que nos permite añadir como símbolo final de nuestra admiración, que la Mascletá se siente en el corazón.

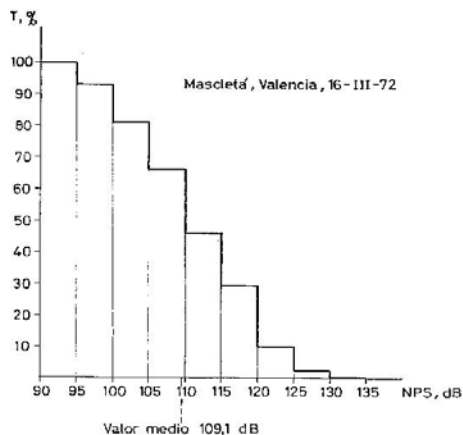


FIG. 12.—Distribución acumulativa en el tiempo de niveles sonoros.

Mecanismo del Proceso de Propagación de la Onda Sonora en el Oído

ANDRES LARA SAENZ y
CARMEN DELGADO BUENO*

Nos referimos al proceso de la onda sonora desde su incidencia en el oído externo hasta la excitación de las terminales nerviosas en el oído interno.

En la propagación de la onda sonora distinguimos los siguientes procesos: (Figura 1).

1.º Captación de energía acústica por el pabellón de la oreja y el conducto auditivo externo hasta excitar la membrana timpánica. En esta primera parte la onda se propaga en un medio igual al de procedencia y se dan fenómenos de difracción en el pabellón y de resonancia en el conducto auditivo.

2.º Transformación de la onda aérea en vibración de un sistema mecánico.

En este proceso se establece un cambio de medio en la propagación, que ahora se efectúa a través de un sistema mecánico sólido articulado. El cambio de propagación se produce a través de la excitación de la membrana timpánica.

3.º Transformación de la vibración del sistema mecánico en onda que se propaga en un medio líquido, excitado a través de la vibración de la ventana oval.

1.º La onda acústica que se propaga en el aire encuentra un obstáculo que deforma el

campo acústico. La presencia del pabellón de la oreja, con la cabeza, origina un fenómeno de difracción, debido al cual se produce un aumento de presión a la entrada del conducto auditivo externo. El comportamiento del conducto auditivo en primera aproximación es el de un tubo cerrado en un extremo. En tal caso dicho tubo, tiene una frecuencia de resonancia correspondiente a un cuarto de longitud de onda entre el principio y el final: Esta frecuencia para un conducto auditivo medio de 2.5 cm estaría en 3.400 Hz. Por tanto, alrededor de esta frecuencia el conducto produce un aumento de presión característico de la curva de resonancia.

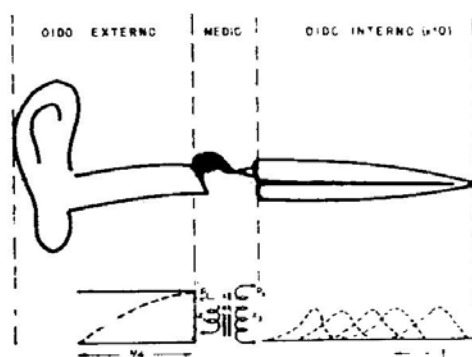


FIG. 1.—Propagación de la señal acústica en el oído externo y medio.

* Dpto. de Acústica, CIF "L. Torres Quevedo".

En la realidad el fenómeno no es tan simple ya que en el caso que tratamos sería de impedancia infinita. Igualmente existen reflexiones en las paredes del conducto. El comportamiento real del conducto en cuanto a aumento de presión en su extremo está influido por la impedancia terminal que es la timpánica, que no es la teórica de un tubo cerrado que, como decíamos sería infinita.

Analicamente se puede estudiar la influencia de la impedancia terminal en el comportamiento de un tubo sonoro. En el conducto auditivo es muy compleja y varía con la frecuencia debido a la fisiología de la propia membrana y da la carga mecánica presentada por el sistema vibratorio del oído medio.

En primer lugar, la membrana timpánica que vibra como un cono rígido alrededor de un eje horizontal anteroposterior en el borde superior, con desplazamientos máximos en el borde inferior, deja de vibrar como un todo a partir de la frecuencia 800 Hz presentando diversas resonancias, que unidas al comportamiento mecánico de la cadena oscilar, da lugar a las variaciones de impedancia cuya influencia en la presión de la onda sonora sobre la membrana timpánica queda reflejada en la curva de la (figura 2), curva obtenida por Bé-késy, en la que se representa el aumento de presión debido al efecto del tubo sonoro terminado por la membrana timpánica con su impedancia.

Combinando este efecto con el debido a la difracción de la cabeza y el comportamiento del oído externo, se obtiene finalmente la relación de presiones debida a la diferencia entre campo libre y la membrana timpánica (figura 3).

2.º Conocida la variación de presión con la frecuencia en la membrana timpánica, el sistema oscilar cuya respuesta mecánica ha sido reflejada en la impedancia presentada a la onda sonora por la membrana timpánica, transmite al oído interno a través de la ventana oval, la onda sonora captada por el tímpano.

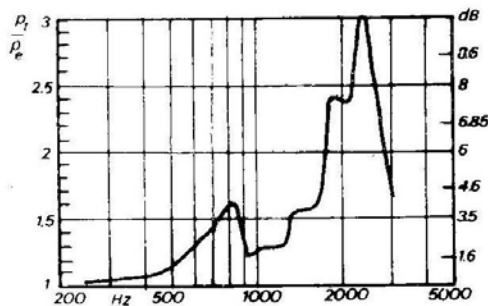


FIG. 2.—Relación de presiones en la membrana timpánica y en la onda de entrada.

El sistema mecánico del oído medio produce una transformación de presiones, tanto por la relación mecánica, como por la de superficies

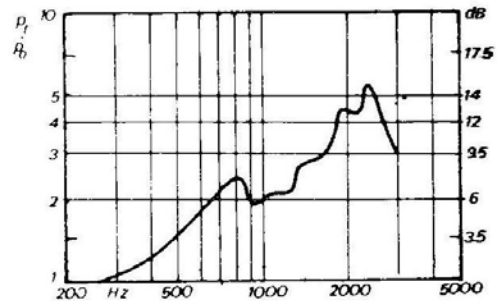


FIG. 3.—Relación de presiones en la membrana timpánica y en la onda sonora en campo libre.

timpánica a ventana oval; transformación que medida anatómicamente es del orden de 20.

Esta relación supone un aumento en la variación de presión de la onda sonora de 26 dB.

Es decir, el oído medio actúa mecánicamente en la transmisión de la onda sonora en dos aspectos:

1. Como carga mecánica del sistema timpánico influye en la impedancia terminal del conducto del oído externo.

2. Como un amplificador de presiones del orden de 26 dB. Esta amplificación de presiones contrarresta el efecto de la mayor impedancia del medio líquido con respecto al medio aéreo.

En su conjunto el oído medio actúa como un sistema de acoplamiento que transmite energía acústica del aire al líquido coclear, representado esquemáticamente por el transformador de la (figura 1).

3.º Excitación del líquido coclear.

Hay diversas interpretaciones en cuanto a las transducciones electroacústicas que tienen lugar en el oído interno. Estas se refieren fundamentalmente a dos procesos: uno, puramente de ondulatoria y el otro de formación de las señales eléctricas de excitación de la sensación sonora.

Aunque ambos están directamente relacionados, cabe su estudio por separado, y nuestra comunicación se concreta a la primera parte; pero considerando su relación con la segunda.

Según la experiencia existente todos los autores están de acuerdo en que hay una correlación entre la capacidad analítica del órgano de

la audición y las distintas partes de la membrana basilar, donde terminan las células cilindradas del nervio auditivo, de forma que puede establecerse una sensibilidad a las frecuencias localizadas a lo largo de la membrana basilar, decreciente en frecuencia a partir de la ventana oval hasta el helicotrema.

Igualmente, se puede establecer una correlación entre la excitación mecánica de estas fibras terminales y la generación de impulsos sensoriales.

Estos principios constituyen las grandes líneas de coincidencia de todas las teorías existentes sobre el mecanismo de la audición.

Tanto en el aspecto de excitación mecánica de la membrana basilar como de generación y composición de los impulsos sensoriales, existen diversos modelos.

En el aspecto mecánico distinguimos cuatro modelos, que si bien plantean un fundamento distinto en cuanto a la excitación mecánica, todos tienen de común el poner en vibración las distintas partes de la membrana basilar en correspondencia con la frecuencia de excitación (figura 4).

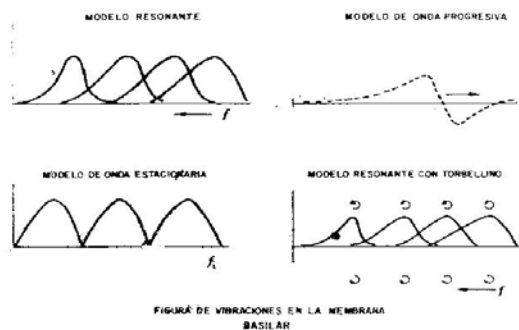


FIG. 4. Modelos de excitación de la membrana basilar.

La primera teoría tiene su máximo exponente en Helmholtz y se basa en un modelo resonante, según el cual, las distintas fibras transversales de la membrana basilar constituyen junto con su asiento en dicha membrana, sistemas mecánicos elementales con frecuencia propia de oscilación que disminuye a lo largo de la membrana basilar, debido, por una parte, al aumento de masa en este sentido, de la membrana y, por otra, a una disminución de la elasticidad.

Otro modelo cuyo principal investigador es Ewald, establece la existencia de la formación de ondas estacionarias de presión que excitan la membrana basilar de acuerdo con la configuración espacial de estas ondas. Este modelo supone una excitación de distintas regiones de la membrana basilar para una determinada frecuencia, tantas como máximos de ondas estacionarias existan y, por tanto, supone una posterior integración de las distintas fibras excitadas para componer la sensación final correspondiente a la onda acústica excitadora.

Un tercer modelo corresponde a la teoría de la onda progresiva que, o bien se amortigua a lo largo de la membrana, o se refleja, dando lugar a la producción de ondas estacionarias.

En el primer caso, los defensores de este modelo entre los que se encuentra Kuile, establecen que la sensación es proporcional al recorrido efectuado por la onda hasta que se reduce a un nivel por debajo de la excitación de la fibra nerviosa.

En el caso de la existencia de reflexiones (Hurst) el proceso se asimila al caso de las ondas estacionarias de Ewald.

Finalmente, mencionaremos un modelo basado en la formación de torbellinos a lo largo de la membrana basilar debidos a la propia vibración de dicha membrana que da lugar a una rotación del líquido límpido en ambos vestíbulos de la membrana basilar.

Este último modelo corresponde más directamente con las observaciones realizadas por Békésy en modelos en escala 2 y 4 veces donde se ha observado la formación de estos torbellinos de fácil explicación mecánica.

Estos torbellinos establecen una mayor selectividad a lo largo de la membrana basilar que la curva de resonancia observada estroboscópicamente, contribuyendo mejor a la selectividad de la membrana basilar, selectividad que como decíamos anteriormente, está ligada con el proceso complementario de contraste en la formación de las sensaciones sonoras.

En resumen, todos los modelos parten de una distribución espacial de localización de frecuencia a lo largo de la membrana basilar y un proceso neuronal de integración y contraste de señales de excitación.

Condicionantes Acústicos en la Edificación

BASES DEL CONTROL DE RUIDO EN EDIFICIOS

Por ANDRES LARA SAENZ,
ANTONIO MORENO ARRANZ
y JOSE S. SANTIAGO PAEZ

CAPITULO I

ANÁLISIS Y VALORACION DE RUIDO

RUIDO Y EDIFICACION

El ambiente creado por una edificación ha de responder a las exigencias básicas requeridas por las funciones a que se destina. Desde el punto de vista acústico, el ambiente, en aquellos recintos en los que el ser humano ejerce alguna de sus actividades (trabajo, vida hogareña, esparcimiento, etc.) debe permitir el oír de forma óptima los sonidos que se desean percibir: palabras, música, etc., así como presentar niveles adecuados de aquellos otros sonidos que por interferir con las distintas actividades del ser humano se catalogan como RUIDOS. Bajo este aspecto subjetivo todos los sonidos pueden convertirse, según las circunstancias, en RUIDO (1) (2).

Los ruidos afectan al hombre de muy distintas maneras. Ruidos de alto nivel de intensidad pueden producir daño fisiológico directo al órgano de la audición. Ruidos dentro de una amplia gama de intensidades y dependiendo de sus distintas características, así como de las circunstancias personales y ocasionales pueden, aparte de interferir con la palabra, música, etc., causar molestias psíquicas y orgánicas, tanto para la salud humana como para la vida de relación (3) (4) (5) (6) (7) (8).

RUIDO AEREO Y ESTRUCTURAL

Toda actividad motriz, humana o mecánica

va, inevitablemente, acompañada de una perturbación elástica. La inmensa mayoría de los materiales, incluidos los empleados en la edificación, tienen propiedades elásticas, lo que facilita la generación de vibraciones y su propagación al medio que nos rodea, produciendo sensación de ruido (9).

En este sentido cabe distinguir entre «ruido aéreo» y «ruido estructural», según se trate de vibraciones en el aire o en los cuerpos sólidos, como los que constituyen la edificación, admitida la licencia que supone el considerar a las vibraciones en sí como ruido. En la inmensa mayoría de los casos el ruido nos llega a través del aire, por lo cual tiene importancia cómo es transmitida al aire la vibración de los cuerpos o, transmisión que es tanto mayor cuanto mayor sea la superficie de radiación. De ahí la significativa contribución al ruido que tienen las vibraciones estructurales propagadas en los paramentos de cierre de los distintos recintos (10) (11).

MEDIDA Y VALORACION DE RUIDOS

Puesto que toda vibración puede llegar a constituir ruido al ser captada por el oído, la caracterización de ruidos ha de hacerse considerando las propiedades físicas de las vibraciones en relación con la función auditiva. Ello implica, pues, una medida de magnitudes físicas de la vibración y una valoración de esta medida conforme a la respuesta del oído.

Intensidad Acústica

En cuanto a su naturaleza física, las vibraciones se determinan fundamentalmente por su amplitud y su frecuencia. Estas vibraciones se propagan en los cuerpos y medios elásticos en forma de ondas acústicas, propagación que supone un transporte de energía mecánica. La energía transmitida en la unidad de tiempo a través de la unidad de superficie es la Intensidad acústica de la onda, expresada por razones prácticas en W/cm^2 (12) (13).

El órgano humano de la audición es de una notable sensibilidad y de un gran margen dinámico, ya que puede percibir sensaciones sonoras para intensidades acústicas de un valor umbral tan bajo como $10^{-12} W/cm^2$ (a 1.000 Hz) y soportar intensidades de hasta 10^{11} veces superiores (4) (14) (15) (16).

Este enorme margen de variación de intensidades, unido a que la sensación producida por un estímulo depende del estado previo de excitación, conduce a una unidad de medida de tipo logarítmico: el decibelio (dB) décima parte del Belio (4).

Por definición, entre dos intensidades existe una diferencia de un Belio cuando su relación es de 10.

Si la relación es de 10^n , la diferencia es de 2 Belios y, en general, si la relación de intensidades es de 10^n , n es el número de Belios. En consecuencia, el número de Belios en que difieren dos intensidades viene dado por el logaritmo decimal de su cociente:

$$\text{Núm. de Belios} = \log \frac{I_2}{I_1}$$

y, por tanto, el número de dB es 10 veces esta expresión; es decir:

$$\text{Núm. de dB} = 10 \log \frac{I_2}{I_1}$$

Si se comparan intensidades con una de referencia I_0 , el número de dB correspondiente a cada intensidad define un nivel de intensidad en una escala en la que el nivel cero (0 dB) corresponde a la intensidad de referencia. Por acuerdo internacional se toma como intensidad de referencia la correspondiente al umbral medio de percepción a 1.000 Hz ($10^{-12} W/cm^2$). Así, a una intensidad de $10^4 W/cm^2$ corresponde un nivel de:

$$10 \log \frac{10^4}{10^{-12}} = \log 10^{16} = 160 \text{ dB}$$

En cuanto a las frecuencias de las ondas acústicas, el oído humano percibe sensaciones sonoras dentro de un margen estadístico medio comprendido entre 20 y 20.000 Hz.

En relación con el control del ruido y particularmente en el campo de la Acústica en la Edificación, es de aplicación normativa el expresar las características que dependen de la frecuencia, tanto del ruido como de los elementos que intervienen en su reducción, en un margen significativo limitado a 5 octavas centradas en las frecuencias de 125, 250, 500, 1.000, 2.000 y 4.000 Hz (20) y que, agrupadas de dos en dos corresponden a aproximadamente con los valores de las zonas de frecuencias bajas, medias y altas comúnmente referidas en la Acústica de la Edificación.

Sonoridad: Ponderación en dB(A)

La magnitud de la sensación sonora (sonoridad), percibida por el ser humano, depende no sólo de la intensidad acústica de la onda, sino también de la frecuencia, con una mayor sensibilidad en la zona de frecuencias medias (14) (17).

Las curvas de igual sonoridad en función del nivel de intensidad acústica para cada frecuencia (ver figura 1) constituyen la base de la Acústica Psicológica, que, definidas primeramente por Fletcher y Munson en 1933 (18), han servido de base para establecer varias curvas de ponderación de la intensidad acústica en función de la frecuencia; entre ellas, la curva A, aceptada internacionalmente para la valoración de la mayoría de los ruidos (figura 2).

Medido un sonido completo con un aparato que incluya la curva de ponderación A, se obtiene directamente el valor de la intensidad sonora en dB(A). La medida en dB(A) se acepta como la valoración simple más aproximada a la sensación producida por música, palabra y ruidos comunitarios más generales, incluidos los de tráfico y electrodomésticos, y siempre que no se trate de ruidos con tonos predominantes (19).

Esta valoración de ruidos en dB(A) tiene, además, la gran ventaja de la facilidad de cálculo en relación con el comportamiento de materiales frente al ruido, para el que, como luego indicaremos, introducimos como parámetro de valoración global el dB(A).

Potencia Acústica, Fuentes

La generación o emisión de ondas acústicas supone un aporte de energía por parte de una

sfuentes. La energía emitida por unidad de tiempo constituye la potencia acústica de la fuente, que en unidades prácticas se mide en vatios.

Por su directa interrelación, procede distinguir entre nivel de potencia acústica de una fuente y nivel de intensidad producida por la

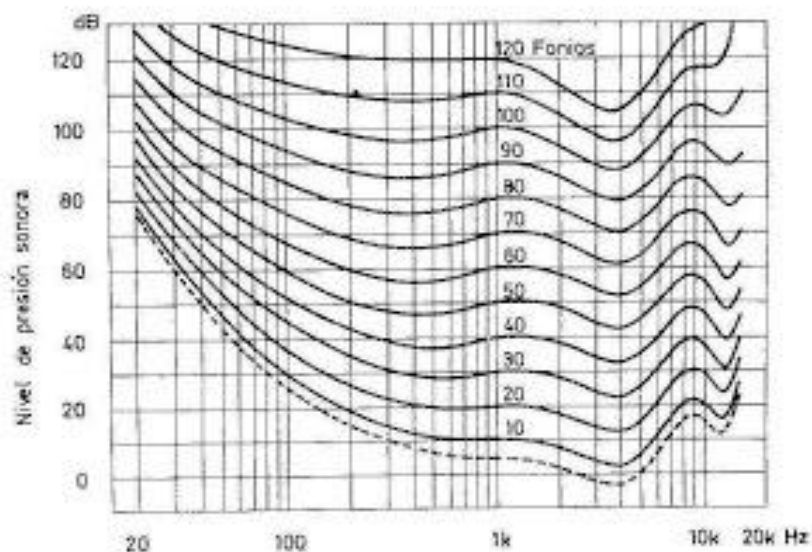


FIG. 1. Curvas de igual sonoridad para tonos puros.

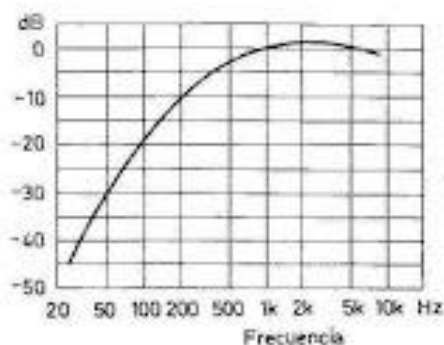


FIG. 2. Curva de ponderación A.

mismo en un punto determinado del espacio, ya que el nivel depende, además de la potencia de la fuente, de las circunstancias geométricas y acústicas del entorno (12) (13) (21).

El nivel cero de referencia en cuanto a potencia acústica está establecido en 10^{-12} W, potencia de orden ínfimo si se compara con valores de potencias usuales, como por ejemplo las del alumbrado de viviendas. Esta potencia acústica de referencia, emitida por una fuente de radiación esférica produce el nivel de intensidad umbral de percepción a una distancia de 30 cm. La voz humana, como fuente acústica, emite con un nivel de potencia medio del orden de 70 dB, es decir, 10^{-6} W, potencia de valor insignificante en cuanto a consumo de energía del organismo.

En general, las potencias acústicas de las distintas fuentes de ruido son también de valores muy pequeños, no obstante el elevado nivel de ruido que pueden producir. Por ejem-

plo, una aspiradora doméstica emite del orden de 10^{-3} W, un automóvil 10^{-2} W (13) (22), y sin embargo, producen niveles de intensidad sonora del orden de 70 a 80 dB(A).

Las fuentes sonoras, por tanto, pueden venir caracterizadas por el nivel de potencia acústica radiada, o bien por el nivel de intensidad que producen a una cierta distancia en condiciones determinadas.

En cuanto a la reducción de ruido en la edificación, es más útil, en general, caracterizar las fuentes por los niveles de intensidad que producen en los entornos en que habitualmente se encuentran.

En la tabla siguiente se relacionan los niveles de intensidad sonora de distintas fuentes y ambientes, indicando para cada fuente las distancias a las que corresponden tales niveles y añadiendo la potencia respectiva en vatios.

Ambientes y fuentes de ruido	Nivel de intensidad en dB(A)
Auditorio en silencio	30-35
Susurro (10^{-7} W)	35-38 (a 1 m)
Oficina privada	50-55
Oficina mecanizada	60-65
Conversación (10^{-6} W)	65
Aspiradora (10^{-3} W)	70-75 (a 3 m)
Automóvil (10^{-2} W)	70-80 (a 7 m)
Calle (tráfico ligero)	75
Reactor en vuelo (10^6 W)	75-80 (a 2 km)
Intensidad de automóvil a 100 km/h	75-80
Cuarto de grabación	80-90
Martillo neumático (1 W)	80-90 (a 15 m)
Grito (10^{-1} W)	90
Estación de Metro	95 (a 3 m)
Reactor en despegue (10^7 W)	120 (a 100 m)

CAPITULO II

FUENTES DE RUIDO EN RELACION CON LA EDIFICACION

A la hora de proyectar un edificio hay que tener en cuenta el ambiente de ruido propio del entorno al edificio, así como el ruido previsible de las fuentes de ruido en el interior del mismo. Por ello y en razón de los distintos condicionantes acústicos e influencia sobre la edificación, procede distinguir entre fuentes de ruido externas e internas al edificio.

FUENTES DE RUIDO EXTERNAS

Las fuentes externas influyen fundamentalmente en la situación, disposición de volúmenes y cerramientos del edificio, siendo adecuada su clasificación para el caso general de núcleos urbanos en los siguientes grupos:

Tráfico, distinguiendo tráfico rodado, ferrocarril (de superficie y subterráneo), aeronaves y embarcaciones.

Construcción, que comprende obras de construcción y demolición de edificios y trabajos en vías y servicios.

Industrias, incluidas las de servicios, particularmente molestas cuando están diseminadas en el casco urbano, en vez de distribuidas racionalmente en zonas específicas.

Comunidad, que incluye mercados y actividades comerciales, servicios de reparto urbano y de recogida de basuras, espectáculos y locales públicos de esparcimiento, colegios y juegos infantiles, zonas de recreo, etc.

Agentes atmosféricos, principalmente viento, lluvia y granizo.

En cuanto a la *contribución relativa de estas fuentes* al ambiente de ruido en una ciudad, puede estimarse en un 85 por 100 el debido al ruido de tráfico, seguido en importancia por el ruido industrial, así como el de obras públicas y construcción en determinados períodos y lugares.

En relación con la molestia producida en el interior de las viviendas por los distintos tipos de fuentes externas al edificio, se estima que en el 50 por 100 de los casos la causa es el ruido de tráfico, siguiendo a continuación el ruido comunitario, con un 25 por 100, y con valores inferiores al 10 por 100 los ruidos de construcción, obras públicas e industrial.

RUIDO DE TRAFICO

Ruido de tráfico rodado

El ruido de tráfico rodado tiene un carácter aleatorio debido a que está compuesto por las aportaciones de fuentes de ruido móviles, principalmente vehículos pesados y automóviles de turismo en los que cabe además considerar diversas partes productoras de ruido. En consecuencia, la caracterización del ruido de tráfico exige, además de conocer su aspecto energético (figura 3), evaluar su fluctuación en el tiempo.

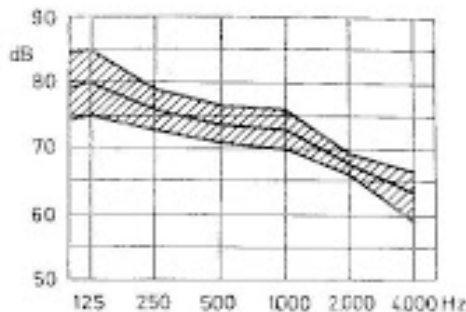


FIG. 3. Espectro típico de ruido de tráfico.

siendo necesario para ella un tratamiento estadístico que permita obtener un parámetro global (23) (24) (25) (26) (27) (28) (29) (30).

Los parámetros más utilizados para caracterizar el ruido de tráfico reflejan los niveles sonoros que se superan durante un determinado tanto por ciento del tiempo 10, 50 y 90: L_{10} , L_{50} y L_{90} (24).

Otra consideración a tener en cuenta en el ruido de tráfico es la configuración del entorno de las vías, que influye sobre la propagación del ruido y, por tanto, en las características del campo sonoro (22) (53).

Para la mayor correlación del ruido de tráfico con la posible molestia en el interior de edificios, adoptamos como más significativo para evaluar el ruido que incide sobre una vivienda el parámetro L_{10} , que representa, de acuerdo con lo anteriormente dicho el nivel sonoro sobrepasado durante el 10 por 100 del tiempo (26) (32).

Refiriéndonos a este parámetro L_{10} , en una vía urbana se pueden considerar como orientativos los valores que se relacionan a continuación, medidos al borde de la calzada, a 1,20 m de altura sobre el suelo (25) (26):

- Calle en cuesta adoquinada, tráfico muy denso y 30 por 100 de vehículos pesados 88 dB(A) (L_{10})
- Calle en cuesta asfaltada, tráfico denso, 15 por 100 de vehículos pesados 84 dB(A) (L_{10})
- Calle horizontal asfaltada, tráfico muy denso, 3 por 100 de vehículos pesados 82 dB(A) (L_{10})
- Calle horizontal asfaltada, tráfico poco denso, 10 por 100 de vehículos pesados 77 dB(A) (L_{10})

Ruido de aviones

El ruido producido por el tráfico de aeronaves requiere el empleo de unas unidades de medida que tengan en cuenta no sólo su espectro específico (figura 4) y nivel sonoro producido, sino también el número de vuelos en un período de tiempo y el que éstos sean diurnos o nocturnos (1) (31) (32) (33) (34), requiriendo un estudio especial las zonas próximas o aeropuertos.

Aunque existen unidades de medida especialmente desarrolladas para evaluar la molestia producida por ruido de aviones (EPN dB, NNI, NEF, etc.), se puede medir dicha molestia en base a dB(A), de acuerdo con el criterio adoptado en este trabajo.

Como niveles sonoros medios en dB(A) orientativos, de zonas próximas a aeropuertos, se pueden citar los siguientes:

- Sobrevuelo de avión reactor pesado, en aterrizaje, a dos kilómetros de la pista, 106 dB(A); ídem reactor de tipo medio, 97 dB(A).
- Sobrevuelo de un avión reactor a 300 m de altura, 103 dB(A); ídem de hélice, 88 dB(A).
- Avión turbo-hélice en el despegue, a 500 m del eje de la pista, 100 dB(A).

Ruido de ferrocarril

En el ruido de ferrocarril de superficie intervienen dos factores principales: el ruido producido por los vehículos y la frecuencia de tráfico en un período de tiempo determinado (22).

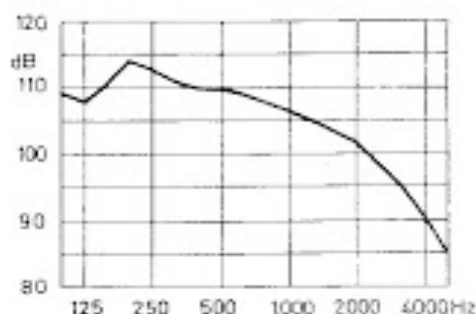


FIG. 4. Espectro típico de ruido de aviones. Operación de despegue.

El ruido producido por los vehículos tiene como fuentes principales el sistema ruedas-raíl y el sistema propulsor en los vehículos tractores. En el interior cabe considerar, además, el equipo auxiliar (ventiladores, compresores, etc.).

Como referencia, el paso de un tren a 30 m de distancia produce niveles sonoros que se pueden estimar entre 80 y 100 dB(A).

En cuanto a los ferrocarriles subterráneos, su contribución al ruido ambiente no influye más que en los casos en que emergen a la superficie. Sin embargo, y debido a la transmisión de vibraciones a través de las estructuras y del terreno, pueden inducir niveles apreciables de ruido y vibraciones en edificios próximos a los túneles del ferrocarril y, en ciertos casos, incluso con peligro para la estructura del edificio (ver capítulo VI).

RUIDO DE LA CONSTRUCCION

Los ruidos producidos por la edificación y obras públicas tienen como fuente principal la maquinaria empleada en ellas, generalmente de tamaño importante, que produce ruidos de carácter particularmente continuo, aunque de nivel fluctuante, junto con ruidos de tipo impulsivo (golpes, carga y descarga de camiones, martillos, etc.), propios del trabajo de dicha maquinaria (1) (35).

Al ruido producido por maquinaria de gran tamaño hay que añadir, a veces, el debido a operaciones subsidiarias realizadas, por ejemplo, con martillos automáticos, taladros, sierras, pulidoras, etc.

Como datos significativos relativos a niveles de ruido producidos a 15 m de distancia por el funcionamiento de maquinaria de construcción, podemos citar los siguientes valores, variables con la distintas cargas de funcionamiento:

RUIDO DE INDUSTRIAS

Los ruidos emitidos al exterior por las industrias son muy variables, tanto en la ocurrencia como en el valor del nivel sonoro, pues dependen, aparte de los procesos que en la industria se realizan, de las características y disposición de las edificaciones, cerramientos, toldados de almacenamiento, etc., y de las operaciones de acarreó y transporte de mercancías. Ello lleva consigo, dado el costo y dificultad de un adecuado aislamiento acústico, la conveniencia de centralizar las industrias en zonas reservadas a este fin exclusivo, evitando la proximidad de viviendas, ya que es bastante común encontrar niveles exteriores con valores superiores a 80 dB(A) (19) (23) (36) (37).

Las molestias producidas por estas fuentes de ruido se hacen mucho más patentes en los periodos de trabajo nocturno por su mayor ingerencia en la comunidad (1) (6) (22).

RUIDO DE ACTIVIDADES COMUNITARIAS

Estos ruidos comprenden los producidos por aquellas actividades no incluidas en los anteriores apartados y que tienen de común una ocurrencia temporal y un carácter a su vez localizado e identificable las más de las veces, lo que puede ser causa, además, de una componente psíquica especialmente molesta.

En cuanto a las características de los ruidos aquí comprendidos, destaca la intermitencia y la variación de niveles, que pueden alcanzar valores del orden de 90 dB(A) o más, como en los casos de megafonía, fuertes impactos, etc.

Una enumeración amplia, no exhaustiva, de estas fuentes comprende las siguientes actividades y situaciones, cuya presencia y valoración deberá considerarse en cada proyecto de edificación en particular.

MAQUINARIA	Nivel sonoro a 15 m
— Martinete de pilotaje (nivel del impacto)	105 dB(A)
— Pala retroexcavadora	90 - 100 dB(A)
— Grúa	85 - 100 dB(A)
— Camión	90 dB(A)
— Martillo neumático	80 - 90 dB(A)
— Compresor	80 - 90 dB(A)

Mercados y Actividades comerciales, incluidos *Anuncios*, tanto localizados como móviles.

Reparto urbano de mercancías, con el consiguiente tráfico, y en particular las operaciones de carga y descarga y sus posibles alteraciones de tráfico.

La *recogida de basura con camiones*, generalmente pesadas, con equipos y operaciones ruidosas que, en la mayoría de los casos, también dificultan el tráfico.

Los *espectáculos y locales públicos de esparcimiento*, cuya propia actividad supone, en general, emisión a zonas próximas, de música, efectos sonoros, anuncios e incluso diálogo amplificado, como en el caso del cine, aplausos y gritos de multitudes, aparte de las posibles interferencias en el tráfico rodado. Caso particular lo constituyen las *tómbolas, verbenas, parques de atracciones y ferias*, en general al aire libre, de marcada influencia sonora en la vecindad.

Finalmente, los *colegios* ocasionan aglomeraciones de tráfico y personas, con gritos de niños, acentuados a las horas de recreo, las más de las veces al aire libre, caso al que se asimilan los juegos infantiles en parques públicos.

RUIDO DE AGENTES ATMOSFERICOS

Los fenómenos atmosféricos pueden dar lugar a altos niveles de ruido en el interior de los edificios; si bien, normalmente, su ocurrencia es esporádica,

En el caso de lluvia y granizo, el ruido producido por los impactos en los elementos de cerramiento es transmitido por los mismos al interior de los recintos.

En determinados lugares en los que sean frecuentes vientos y lluvias será necesario considerar su efecto, especialmente en ventanas y cubiertas, pudiendo necesitarse precauciones especiales por llegar a producirse niveles ambientales extremos de 80 dB(A) o más.

FUENTES DE RUIDO INTERNAS

Constituyen fuentes de ruido internas en un edificio las producidas por los propios servicios y las debidas a la ocupación y utilización del mismo (22) (84) (90) (33) (34).

Aparte del ruido aéreo, muchas de las fuentes internas, y dependiendo de su ligazón con la estructura, pueden comunicar a la misma parte de su energía. Dada la generalmente débil atenuación que esta energía experimenta en su propagación en el medio sólido, no sólo por el hecho de sus reducidas pérdidas internas, sino por tratarse de una propagación guiada a través de la estructura, las fuentes internas son capaces de producir niveles apreciables de ruido aun en lugares del edificio muy alejados.

Los efectos de las fuentes internas deben tenerse en cuenta al plantear la distribución de recintos, la naturaleza y composición de los elementos de división horizontal y vertical, el emplazamiento y tratamiento de equipo e instalaciones, e incluso en la distribución general de volúmenes.

A la hora de evaluar los ruidos de origen interno es importante distinguir entre fuentes *propias* y *ajenas*, ya que el efecto de una misma fuente es distinto en un caso que en otro, no sólo por su mayor o menor aceptación subjetiva, sino también por el control de su ocurrencia y modo de utilización. A continuación describimos las fuentes internas más características, agrupadas en:

- Equipos e instalaciones comunitarias.
- Aparatos e instalaciones no comunitarios.
- Actividades de las personas.

EQUIPOS E INSTALACIONES COMUNITARIAS

Incluye este apartado lo correspondiente a calefacción, instalaciones hidráulicas, ventilación y climatización, ascensores, vertederos e iluminación.

La *caldera y quemadores* de las instalaciones de calefacción constituyen fuentes importantes de generación y radiación de ruido (84) (90).

La *caldera y quemadores* producen ruidos aéreos y de tipo estructural, alcanzando los primeros niveles en su propio recinto que se sitúan entre 70 y 90 dB(A) con un espectro rico en bajas frecuencias.

Las instalaciones de calefacción centralizadas incluyen, generalmente en la misma sala de calderas la *bomba de circulación* que genera igualmente ruidos aéreos de hasta inclu-

so 90 dB(A), y ruido en la estructura transmitido a través de soportes, canalizaciones e incluso por el propio fluido.

Las canalizaciones constituyen, por una parte, el lugar preferente de transmisión del ruido engendrado en la caldera, quemadores o bomba de circulación, y por otra, una fuente de ruidos propios originados por regímenes de circulación turbulentos debidos a altas velocidades de circulación del fluido, a un diseño hidrodinámico inadecuado de la red de distribución, uniones en L, T o X, variaciones de sección, de dirección, etc. (32) (33) (34).

La radiación sonora de las tuberías es escasa, pero su unión a los paramentos (o a toda superficie importante potencialmente radiante), caso de ser rígida, da lugar a niveles de ruido notables.

Los radiadores son en sí mismos fuentes de ruido de escasa importancia, aun cuando estén mal «purgados». Sin embargo, son excelentes emisores del ruido originado en la sala de calderas y en las propias tuberías.

Entre los ruidos producidos por las instalaciones hidráulicas cabe distinguir los debidos a la bomba de circulación, tuberías de llegada y evacuación de agua, grifos y llenado y vaciado de depósitos o recipientes.

La *Bomba de circulación* (sobre-elevación de presión) y las tuberías, producen ruidos de las mismas características que hemos señalado al hablar de los sistemas de calefacción.

Los *grifos* constituyen una fuente de ruidos particularmente importantes (figura 5), debido fundamentalmente a fenómenos de cavitación, cuyo nivel sonoro crece, en general, con la presión y la velocidad, variable con el grado de apertura del grifo (41).

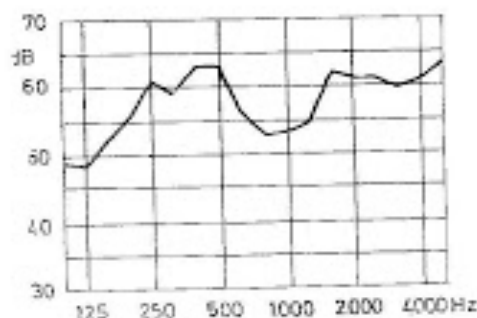


FIG. 5. Espectro típico de ruido de grifos.

El cierre brusco de un grifo puede dar lugar al denominado golpe de ariete, producido por una onda de choque que recorre las canalizaciones, cuya eliminación se consigue utilizando elementos de expansión en uso en fontanería. Al ruido de salida de agua se añade, en muchos casos, el de llenado de recipientes o depósitos (figura 6), producido por el chorro de agua, cu-

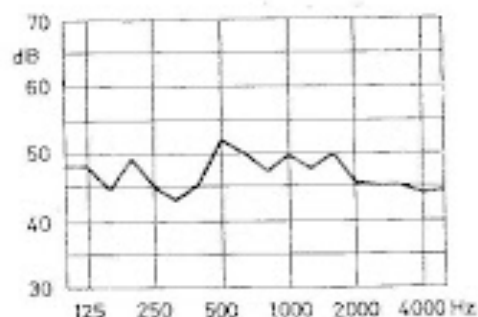


FIG. 6. Espectro típico de ruido de cisternas. Operación de llenado. Nivel global 58,5 dB(A).

diendo alcanzar en el recinto donde están instalados niveles globales de hasta 75 dB(A). Al vaciar estos recipientes se pueden producir cavitaciones que dan lugar a ruidos de niveles equivalentes.

Los sistemas de ventilación de cuartos de baños y cocinas constituyen, en muchos casos, una vía de fácil propagación de sonido aéreo entre locales e incluso de inmisión de ruido exterior.

En el sistema más común por chimenea de ventilación, la proximidad de ventanucos y rejillas de expulsión de los distintos locales aconseja una disposición tipo laberinto que aumenta la separación acústica, como indica la figura 7. A efectos de reducción, es de tener presente que un codo recto supone una atenuación media del orden de 3 dB(A) en la palabra (90).

En los sistemas de climatización, los conductos de aire acondicionado facilitan la propagación a lo largo de ellos de los ruidos y vibraciones originadas por los compresores y ventiladores de impulsión, a la par que constituyen una posible vía de transmisión de ruido ambiente entre recintos próximos (22).

La impulsión de aire a través de las rejillas constituye una fuente adicional de ruido, lo que exige un diseño aerodinámico de las mismas, favorecido con una disminución de la velocidad de impulsión del aire. Es normal encon-

trar niveles de ruido producido por las rejillas del orden de 40 dB(A).

La propagación por estos conductos se reduce mediante revestimiento de las superficies interiores con materiales absorbentes, particularmente efectivo en las frecuencias altas, lográndose una atenuación adicional en codos y ramificaciones por efecto de reflexión.

El ruido producido por los ascensores se centra principalmente en el cuarto de máquinas, tanto por el sistema motor como por el cuadro de maniobras, que producen ruidos aéreos

en su interior 80 dB(A) (90). En cuanto a su instalación, es conveniente que la conducción esté adecuadamente aislada de la estructura del edificio, siendo recomendable alojar la conducción de evacuación en el interior de un chimeo de obra. En el caso de conductos metálicos es imprescindible para reducir los ruidos de impacto, tratar la superficie exterior con resinas u otros productos amortiguadores de vibraciones. En todo caso, las compuertas de vertido deben quedar asimismo aisladas de la estructura con juntas elásticas y cierre a presión. Es igualmente importante el aislamiento del recinto donde se aloja el recipiente de recogida,

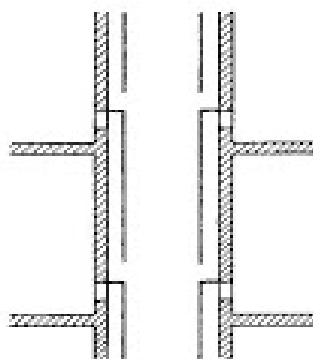
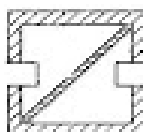


FIG. 7. Chimeo de ventilación de servicios.

y estructurales (90). La reducción de ambos tipos de ruido requiere cuidar el aislamiento del cuarto de máquinas respecto del interior del edificio, teniendo muy en cuenta su situación, la puerta de acceso, así como la magnitud y su montaje antivibratorio. Otras fuentes de ruido de la utilización de ascensores son la apertura y cierre de puertas en las distintas plantas e incluso las gúas de deslizamiento del cararín, que requieren un apropiado mantenimiento, máxime teniendo en cuenta que el hueco del ascensor constituye en sí una cavidad resonante, cuyo efecto puede reducirse con revestimiento absorbente ignífugo.

Los portadores de basura comunitarios constituyen una fuente esporádica de ruido aéreo y estructural con niveles que pueden alcanzar

que debe además amortiguar los ruidos de impactos.

En los sistemas de iluminación, los focos de ruido lo constituyen principalmente las reacciones y tubos fluorescentes, los interruptores y los riles de conmutación de los temporizadores de la iluminación de escaleras y vestíbulos (90).

Los ruidos producidos por las reacciones y fluorescentes, aun de niveles no muy importantes, pues rara vez superan los 60 dB(A), son especialmente molestos por emitir de manera continua ruidos de frecuencias discretas, frecuencias que coinciden con la de la red o alguno de sus armónicos o bien con las propias

de los sistemas resonantes originados por algún defecto de montaje.

Los ruidos producidos por los relés de conmutación, de carácter impulsivo, presentan niveles por encima de los 75 dB(A). La reducción de estos ruidos a niveles adecuados exige el montaje mediante un soporte elástico, que conviene generalmente suplementar con un blindaje adicional, con revestimiento interior absorbente resistente al fuego.

APARATOS E INSTALACIONES NO COMUNITARIAS

Comprende principalmente electrodomésticos de servicio y de reproducción sonora.

Los electrodomésticos de servicio, tales como lavadoras, escafadoras, aspiradoras, etc., generan ruidos tanto en el aire como en la estructura, siendo el más significativo el primero (32) (33).

Presentan un espectro con preponderancia en general de las frecuencias bajas y medias y con niveles sonoros que se sitúan alrededor de 70 dB(A), aunque algunos, como es el caso de los lavaplatos, pueden alcanzar valores de hasta 90 dB(A) y otros, valores netamente inferiores, como son los producidos por los frigoríficos, con niveles medios de 35 dB(A) (34).

Las lavadoras y lavaplatos plantean un caso especial, fundamentalmente debido a la toma y eructación de agua, lugares por donde transmiten, si no se toman las debidas precauciones, el ruido a las canalizaciones, con efectos en muchos casos superiores a los producidos por las propias instalaciones hidráulicas.

Los radiadores eléctricos, en los que pueden formarse sistemas mecánicos resonantes, son causa de ruido, en el que predominan frecuencias discretas, por lo que resulta especialmente molesto. Si los soportes de sujeción de los radiadores van rígidamente unidos a paramentos divisorios, se producen situaciones análogas a las descritas anteriormente para tuberías, etc.

Los acondicionadores de aire unitarios de instalación en ventanas o muros de fachada tienen un espectro de ruido con predominio de componentes de baja frecuencia, debidas al ventilador y compresor, completado con energía en las bandas de medias y altas frecuencias, por razón del flujo de aire forzado a través del condensador y rejilla.

En su instalación, ha de evitarse al máximo la transmisión directa de energía a la estructura del edificio, previniendo un alojamiento aislado con apoyo elástico, en particular a las bajas frecuencias, que fácilmente excitan los paramentos verticales, tanto más cuanto menos masa posean, como es el caso muy corriente de muro exterior con cámara de aire y tabique ligero interior.

En la mayoría de los casos, el nivel de ruido de los electrodomésticos aumenta apreciablemente con el envejecimiento.

El espectro emitido por los equipos de reproducción sonora está condicionado principalmente por el tipo de programa, pudiéndose decir que predominan los de palabra, música y canto, en los que destacan las bajas y medias frecuencias. El nivel depende del usuario, siendo 65 a 70 dB(A) un margen medio razonable de escucha; pudiendo, sin embargo, alcanzar de 80 a 90 dB(A) (42).

Algunos instrumentos musicales pueden producir niveles de 90 dB(A) a 100 dB(A), con intensidades máximas localizadas en la banda de frecuencias comprendidas entre 50 y 1.500 Hz (42) (43).

En la reducción del ruido producido por los instrumentos musicales hay que considerar particularmente aquellos que, como el piano, pueden transmitir una parte importante de su energía a la estructura del edificio a través de sus apoyos, si no se aíslan convenientemente.

Finalmente, por su incidencia en las relaciones de comunidad en un edificio, tienen gran importancia, no obstante su carácter esporádico, las obras de acondicionamiento, instalación y conservación, comunitarias o no, debiendo en todo caso regularse los horarios permisibles de trabajo, tanto en invierno como en verano, con particular referencia a los días festivos y excluyendo lógicamente los casos de emergencia.

ACTIVIDADES DE LAS PERSONAS

En este apartado se refieren los ruidos producidos por las propias personas en la ocupación y utilización del edificio.

Las pisadas de personas producen un típico ruido que se transmite fundamentalmente por la estructura, dependiendo sus características espectrales y nivel del calzado, ritmo y principalmente del tipo de suelos en cuestión (53) (31).

Por su importancia, el ruido de pisadas ha sido el origen del estudio general de los ruidos de impactos en edificios. Son ruidos con un contenido rico en frecuencias bajas, que se transmiten principalmente al recinto subyacente, en donde no es raro que se produzcan niveles del orden de 55 dB(A).

Los juegos de niños en las viviendas ocasionan ruidos análogos a los anteriores, cuyos niveles se pueden estimar en 5 dB(A) superiores por término medio (1).

El tránsito de personas por zonas comunes (pasillos y escaleras) puede transmitir importantes ruidos de impactos a la estructura y recintos colindantes, lo que ha de tenerse en cuenta en la etapa de planificación a efectos de localización y previsiones de tratamiento acústico.

El ruido producido en el arrastre de muebles, por su naturaleza, está íntimamente ligado a los anteriores (84). Para un suelo sin tra-

tamiento amortiguador pueden producir en recintos adyacentes niveles de hasta 65 dB(A).

El accionamiento de persianas constituye una fuente de ruido, por los golpes y rozamientos en las operaciones de subida y bajada, con fácil propagación a la estructura, tanto por el eje del rodillo como por los carriles de guía y los alféizares de ventanas y balcones, produciendo niveles del orden del apartado anterior.

La conversación produce un nivel sonoro medio del orden de 70 dB(A). El forzar la voz supone un aumento medio de 6 dB, pudiendo alcanzar los gritos hasta 100 dB(A) (84).

La palabra, por su carácter portador de información, requiere una atención especial en todo problema de acondicionamiento acústico en donde tenga lugar, tanto para evitar la transmisión a otros recintos como para mejorar la inteligibilidad en el propio. Su espectro medio es el indicado en la figura 8, con un máximo de intensidad en la banda de 200-800 Hz (38) (39) (40).

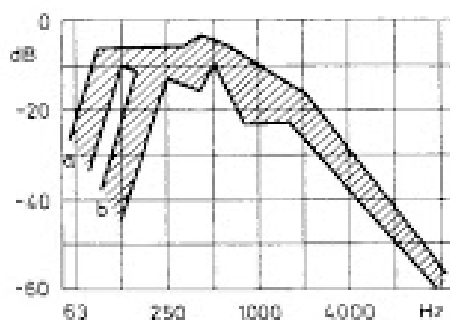


FIG. 8. Espectro medio de la voz en dB/Hz.
a) hombres, b) mujeres.

CAPITULO III

ABSORCION ACUSTICA

INTRODUCCION

La absorción acústica comporta un proceso de extracción de energía del campo acústico, extracción en la que intervienen dos fenómenos de naturaleza mecánica: resonancia y conversión en calor por fricción.

La mayoría de los materiales absorbentes acústicos poseen ambas propiedades, con marcado predominio de una de ellas, lo que permite distinguir entre materiales de tipo resonador y de fricción. Estos últimos constituidos fundamentalmente por materiales porosos (10) (15) (44) (45) (46).

COEFICIENTE DE ABSORCION

La absorción acústica de un material se caracteriza por el *coeficiente de absorción*, α , cociente entre la energía absorbida y la incidente (47). Este coeficiente es, en general, variable con la frecuencia. El valor de la absorción A_r de un material, a una determinada frecuencia f , corresponde al producto del coeficiente de absorción α_f a esa frecuencia por el área S de la superficie: $A_r = \alpha_f S$.

La característica de absorción de los materiales se expresa por el valor correspondiente a cada una de las frecuencias normalizadas (capítulo I), indicada en tabla o en forma gráfica (48).

REDUCCION DE RUIDO POR ABSORCION

A efectos de *reducción de ruido*, la absorción queda suficientemente caracterizada, en la mayoría de los casos, adoptando un coeficiente medio α_m , deducido de la característica de absorción.

La absorción de una determinada superficie S de material puede entonces venir dado por un solo valor A , correspondiente al producto $A = \alpha_m S$. Esta magnitud se mide en unidades Sabine, en honor de Wallace C. Sabine, unidad que dimensionalmente en el sistema práctico corresponde a m^2 .

La absorción ejerce una lógica acción complementaria del aislamiento acústico del recinto, al reducir el nivel de ruido en el interior

del mismo (22) (50) (51), por absorción de parte de la energía de incidencia.

En efecto, el nivel sonoro en un recinto en el que existe una determinada cantidad de absorción A , se reduce al introducir A' unidades de absorción (22) (49) (53), en un número de decibelios dados por

$$10 \log \frac{A + A'}{A}$$

Como todo recinto por su propia naturaleza y función incluye una cierta cantidad de absorción A , y por otra parte la superficie disponible habitualmente para introducir una absorción adicional A' difícilmente supera el 25 por 100 de la superficie total, no pueden lograrse, ni aun utilizando materiales muy absorbentes, valores de A' superiores a $10 A$, con lo que la *reducción máxima de nivel sonoro conseguida por efecto de absorción es del orden de 10 dB(A), límite que, en la mayoría de los casos, no alcanza los 5 dB(A), siendo lo normal reducciones de 2 a 4 dB(A)*. Esta reducción, aunque pequeña en cuanto a su valor considerado como contribución al aislamiento, puede tener, sin embargo, importancia como valor complementario, y sobre todo por la reducción que introduce en el tiempo de reverberación del recinto, característica relevante para determinados usos del mismo.

A este respecto, conviene recordar que en un recinto de volumen V (m^3), el tiempo de reverberación T (s) (tiempo transcurrido desde que cesa la fuente sonora hasta que el nivel de intensidad disminuye en 60 dB) depende de las unidades totales de absorción A (m^2), (47) (52), por la expresión.

$$T = 0,163 \frac{V}{A} \quad (s)$$

MATERIALES TIPO RESONADOR

Los elementos absorbentes de tipo resonador tienen un efecto predominante en una determinada banda de frecuencias, localizada alrededor de un máximo en la frecuencia de resonancia f_r , como se indica la figura 9, (10) (12) (15).

Estos elementos pueden utilizarse tanto para lograr una absorción en una banda estrecha

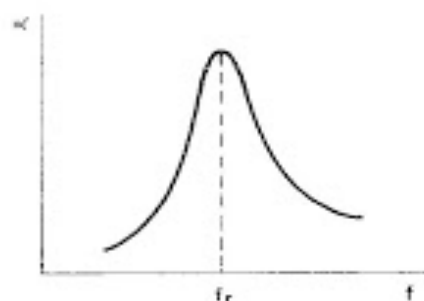


FIG. 9. Absorción típica de resonador.

de frecuencias como para una más amplia banda mediante resonadores del mismo o de distinto tipo acordados a diferentes frecuencias (figura 10).

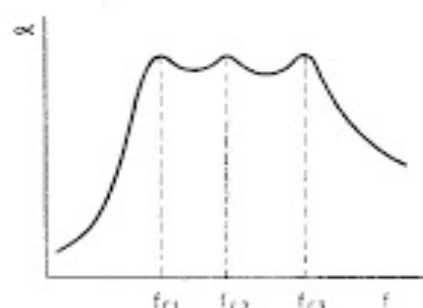


FIG. 10. Absorción global con resonadores a distintas frecuencias.

Se distinguen dos tipos fundamentales de absorbentes por resonancia:

- a) Resonador de membrana.
- b) Resonador de Helmholtz.

Los resonadores de membrana están constituidos por planchas ligeras de madera, plástico, metal etc., fijadas generalmente de modo que dejen una cámara de aire intermedia con los paramentos rígidos que las soportan (22) (45) (49).

Los de tipo Helmholtz se basan en el clásico resonador de este nombre, constituido por una cavidad comunicada con el recinto a través de orificios o rendijas (44) (54) (55) (56) (57).

En ambos tipos, las cámaras o cavidades pueden llenarse total o parcialmente de material poroso cuando se desea ensanchar la ban-

da de frecuencia, si bien a costa de reducir el valor máximo de absorción (figura 11), (44) (56).

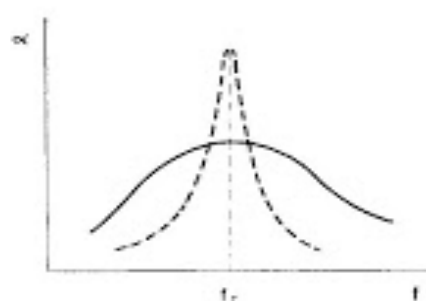


FIG. 11. Absorción de resonador con (—) y sin (---) amortiguamiento.

MATERIALES DE TIPO POROSO

Esta clase de materiales están fundamentalmente constituidos por partículas o fibras aglomeradas, dejando intersticios que le confieren su naturaleza porosa (44) (58). Los materiales expandidos pueden asimilarse en parte a esta clase de materiales.

La absorción ha lugar por una degradación de energía mecánica en calor, principalmente por rozamiento del aire en las superficies de contacto con el material, fenómeno que se extiende al aire de las cavidades por efectos de viscosidad (46) (58) (59) (60).

La curva típica de absorción se indica en la figura 12.

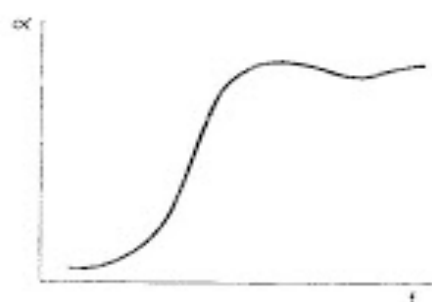


FIG. 12. Absorción típica de materiales porosos.

En el caso de materiales expandidos, como los ureicos, poliestireno, polietileno, etc., su

mayor o menor absorción acústica viene en gran parte condicionada por la proporción de alveolos abiertos que al comunicarse entre sí favorecen el flujo de energía acústica y, por tanto, el proceso de degradación en calor. Materiales con apariencia porosa, pero en los que no existe una comunicación entre alveolos, como es el caso de ciertos materiales expandidos y aglomerados, no proceden ser clasificados como materiales absorbentes porosos.

TABLAS DE REFERENCIA DE VALORES DE ABSORCIÓN DE MATERIALES

Se relacionan a continuación, a modo orientativo, diferentes materiales absorbentes representativos de los distintos tipos mencionados. El coeficiente de absorción α_n es un valor promedio en las bandas de absorción predominantes, debiéndose interpretar estos valores sólo como referencia para selección previa de elementos comerciales.

2. RESONADORES TIPO HELMHOLTZ					
Material	Formato	Espesor (mm)	Perforación	Cámara aire (mm)	α_n
Escayola	loseta perforada con trasdós	30	10 %	100	0.6
Fibras de madera aglomeradas	plancha perforada	5	15 %	150	0.5
Chapa metálica de 0,5 mm	laminas o planchas perforadas con trasdós	15	10 %	100	0.7
Chapa metálica de 0,5 mm	laminas	15	variable con rendija	100	0.6

1. MEMBRANAS RESONANTES					
Material	Formato	Espesor (mm)	Cámara aire (mm)	Banda de f. de máxima absorción	α_n
Contrachapado de madera	tablero	5	50	bajas	0.3
Agglomerado de madera	tablero	15	50	bajas	0.25
Escayola	planchas	10	150	bajas	0.25
Lana mineral con cubierta plástica	planchas o losetas	25	150	bajas y medias	0.6
Lana mineral con cubierta plástica microporosa	planchas o losetas	25	150	bajas, medias y altas	0.7

NOTA: La absorción de los resonadores reseñados se extiende a las bandas de frecuencias bajas y medias amplias, y corresponde a un espesor típico del orden de 20 mm de material poroso en el trasdós.

3. MATERIALES POROSOS			
Material	Formato	Espesor (mm)	α_n
Lana mineral (60 Kg/m ³)	placas	30	0.75
Espuma de poliuretano	planchas	20	0.6
Viruta de madera aglomerada	placas	30	0.4
Crin de yute		20	0.4
Amonto (borra)	placas	20	0.5
Moqueta	tapiz o losetas	8	0.4
Terciopelo	carpetas	5	0.5
Vermiculita expandida	capa continua por proyección	15	0.35

NOTA: Los valores de absorción anteriores se refieren a una banda de absorción preferente en medias y altas frecuencias, y al material adosado directamente al paramento.

CAPITULO IV

AISLAMIENTO ACUSTICO A RUIDO AEREO

INTRODUCCION

La propiedad aislante acústica de un elemento de construcción, estructura, etc., es la capacidad de reducir la transmisión de energía o intensidad acústica a su través.

Al hablar de aislamiento acústico en la edificación hay que distinguir el aislamiento entre recintos de la capacidad aislante específica de los elementos constructivos de los mismos (48) (50).

AISLAMIENTO ACUSTICO ESPECIFICO DE UN ELEMENTO CONSTRUCTIVO: LEY DE MASA

El aislamiento acústico, valorado por la re-

ducción de intensidad acústica, conviene expresarlo como ésta en dB, para lo cual basta multiplicar por 10 el logaritmo decimal de la relación de intensidades incidente (I_1) y transmitida (I_2)

$$\alpha = 10 \log \frac{I_1}{I_2} \text{ (dB)}$$

Con ello se consigue expresar el aislamiento como diferencia entre los niveles en decibelios de las intensidades acústicas incidente N_1 y transmitida N_2 :

$$\begin{aligned} \alpha &= 10 \log \frac{I_1/I_0}{I_2/I_0} = \\ &= 10 \log (I_1/I_2) = 10 \log (I_1/I_0) - 10 \log (I_2/I_0) = N_1 - N_2 \text{ (dB)} \end{aligned}$$

El aislamiento específico de un elemento constructivo es función de sus propiedades mecánicas y puede calcularse en forma aproximada

por la denominada Ley de Masa, que establece que la reducción de intensidad acústica a su través es función del cuadrado del producto de la masa unitaria (Kg/m^2) y de la frecuencia considerada (Hz) (15) (61) (62) (81):

$$a \approx (f \cdot M)^2$$

Expresada esta fórmula de aislamiento en decibelios, se deduce que un aumento de la masa al doble supone un incremento de 6 dB en el aislamiento y que 12 dB requerirán el cuadruple de masa, etc., lo que indica la fundamental dependencia del aislamiento de un elemento constructivo respecto de su masa, con la consiguiente limitación de peso que lógicamente imponen las exigencias constructivas.

Análogamente, para un valor determinado de la masa, el aislamiento crece con la frecuencia a razón de 6 dB por octava, lo que explica la mayor facilidad de aislar los sonidos agudos que los graves (figura 13).

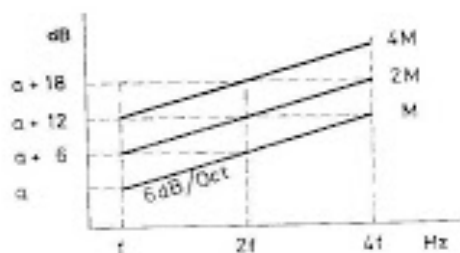


FIG. 13. Representación gráfica de la Ley de Masa del aislamiento acústico.

La ley de Masa está obtenida a partir de un modelo físico simplificado, que considera al elemento constructivo formado por masas independientes.

La naturaleza elástica de los elementos reales con la consiguiente ligazón elástica entre sus masas, da lugar, por la acción de la energía acústica incidente, a ondas de flexión en el mismo, responsables de la transmisión de energía a su través. El acoplamiento entre las ondas de flexión y las del campo acústico incidente ha lugar en una determinada zona de frecuencia, centrada en la denominada frecuencia de coincidencia f_c (63), lo que produce en esta zona una notable disminución del aislamiento.

Ello da lugar a que la representación gráfica del aislamiento en función de la frecuencia co-

rresponda a la forma de la figura 14, en la que aparece la disminución de aislamiento en la zona de coincidencia, disminución que viene

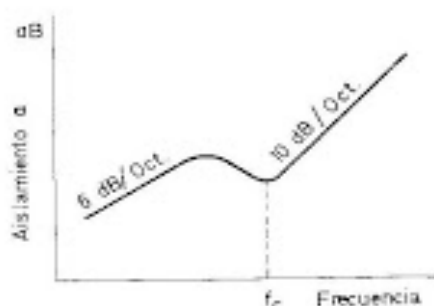


FIG. 14. Aislamiento: efecto de "coincidencia".

limitada por la disipación de energía por fricción en el propio material. La continuación de la curva, con una pendiente aproximada de 10 dB por octava, es también función de las características del material (81) (84) (90).

El aislamiento acústico específico así evaluado corresponde a elementos constructivos de superficie ilimitada. En las situaciones reales estos elementos tienen dimensiones limitadas por la unión a otros elementos, lo cual no influye de forma apreciable en el aislamiento, dentro de los valores de superficies normalmente encontrados en la edificación.

AISLAMIENTO ENTRE RECINTOS

Se define el aislamiento acústico entre dos recintos cualesquiera como la diferencia de niveles de intensidad acústica D en ambos recintos, considerado uno como emisor y otro como receptor (29):

$$a = D = N_1 - N_2$$

Su medida, conceptualmente simple, entraña dificultades técnicas a la hora de evaluar los niveles en ambos recintos, por la complejidad de la distribución espacio-temporal de la intensidad acústica en los mismos.

El caso típico de referencia en cuanto a aislamiento acústico en la edificación es el de dos recintos contiguos, con un elemento constructivo de separación vertical u horizontal.

En general, el aislamiento entre estos dos recintos no tiene por qué coincidir con el aislamiento acústico específico del elemento de separación, ya que el nivel de intensidad en el recinto receptor depende no sólo de la energía transmitida a través del elemento de separación, sino también de otros posibles caminos de transmisión y, a su vez, del área de la superficie de separación y de las condiciones de absorción de energía acústica en dicho recinto. Sin embargo, en la mayoría de los casos, es posible estimar con cierta aproximación el aislamiento acústico obtenido entre dos recintos contiguos, a partir del aislamiento específico del elemento de separación (61) (64) (65) (66).

AISLAMIENTO ACÚSTICO NORMALIZADO DE ELEMENTOS CONSTRUCTIVOS

El valor del aislamiento acústico normalizado R de los elementos constructivos se mide directamente en laboratorio entre dos recintos contiguos en condiciones acordadas internacionalmente (67) (68) (69) (70) (71) (72).

En estas condiciones el aislamiento acústico normalizado (reducción de ruido) de un elemento constructivo viene dado (67) (68) (69) por

$$R = D + 10 \log_e (S/A) = N_r - N_s + 10 \log_e (S/A)$$

fórmula en la que S es la superficie en m^2 del elemento de separación y A la absorción, expresada en m^2 , del recinto receptor, relación cuyo valor habitual es próximo a la unidad.

Una aplicación racional de estos valores de aislamiento acústico normalizado implica el estimar cuán distintas pueden ser las condiciones «in situ» de las de laboratorio. Estas condiciones se concretan desde el punto de vista acústico al volumen, superficie de separación,

absorción y transmisiones por vía estructural entre ambos recintos.

La influencia que la absorción y superficie de separación reales tienen en el aislamiento D entre recintos puede evaluarse mediante la fórmula:

$$D = R - 10 \log (S/A)$$

en donde R es el aislamiento acústico normalizado del elemento de separación y (S/A) se refiere, naturalmente, a las condiciones «in situ». En todo caso, conviene tener presente que este término corrector es también función de la frecuencia en razón de la dependencia de la absorción respecto a ella.

La evaluación de las transmisiones por vía estructural es compleja y está resuelta de forma aceptable para el caso en que todos los paramentos, horizontales y verticales, sean iguales, situación para la que el aislamiento entre recintos viene disminuido respecto al valor D anterior en la cuantía Δ :

$$\Delta = 10 \log (S/V)$$

en que S es la superficie en m^2 del elemento separador y V el volumen en m^3 del recinto receptor.

En la figura 15, y a título orientativo, representamos en forma simplista la distribución de energía estructural que da lugar en uniones tipo de elementos constructivos.

La reproducción en laboratorio de las circunstancias acústicas encontradas en las edificaciones, con vistas a la evaluación directa del aislamiento acústico de elementos de separación que tengan en cuenta estas transmisiones por vía estructural, ha sido objeto de las normativas de algunos países, si bien los resultados no han sido suficientemente satisfactorios, y es actualmente uno de los puntos de investigación acústica aplicada a la edificación.

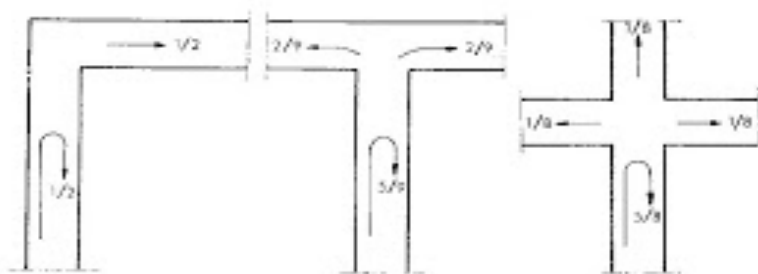


Fig. 15. Reparto de energía acústica reflejada en uniones típicas de paramentos (Vibraciones longitudinales.)

VALORACIÓN SIMPLIFICADA DEL AISLAMIENTO Y ABSORCIÓN ACÚSTICA EN dB(A)

Análogamente a como en la valoración de ruidos se justificó con determinadas limitaciones la valoración global mediante la escala de dB(A), en el caso del aislamiento acústico de un elemento constructivo se puede, dentro de las mismas limitaciones, prescindir de su dependencia de la frecuencia, utilizando una valoración simplificada con una sola referencia numérica en dB(A), que utilizamos en adelante. Ello tiene la ventaja, aparte de la simplificación de una característica de dependencia ciertamente compleja con la frecuencia, el disponer, como ya anunciamos, de una unidad común para relacionar el aislamiento con el ruido.

Para los cálculos, si no se dispone de valores de aislamiento en dB(A), se pueden deducir a partir de los valores correspondientes a las distintas frecuencias, apéndice I).

Con respecto a la absorción y en cuanto a su contribución a la reducción de ruido e influencia en el aislamiento acústico, puede mantenerse como válida la simplificación que supone utilizar el coeficiente medio de absorción α_m directamente en la evaluación en dB(A), por lo reducido de las diferencias respecto a la utilización en los cálculos de los valores en dB a las distintas frecuencias del espectro y su posterior conversión en dB(A).

Si bien hemos adaptado el dB(A) como valoración global, existen también otras unidades para valorar globalmente los ruidos; como, por

ejemplo, las «Curvas NC» (Noise Criteria) (53) (71), que permiten asignar un solo número correspondiente a la curva que más se ajuste dentro de ciertas desviaciones al espectro en frecuencia del ruido.






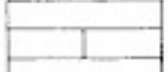


También para el aislamiento acústico se han ideado la unidad STC (Sound Transmission Class) (69); el «índice de aislamiento» Ia (68), etc., dados por un solo número correspondiente a aproximaciones a curvas de aislamiento adoptadas como referencia. No obstante, existe una tendencia actual a generalizar la utilización de la valoración global en dB(A) en concordancia con nuestro propio criterio.

VALORES DE AISLAMIENTO A RUIDO AEREO DE ELEMENTOS CONSTRUCTIVOS

En todo edificio y a efectos acústicos, conviene distinguir entre *elementos constructivos verticales* (muros, tabiques, etc.) y *horizontales* (forjados y cubiertas). Ambos establecen separación acústica entre recintos, siendo oportuno distinguir, dentro de los verticales, entre paramentos de cierre o fachada y de compartimentación.



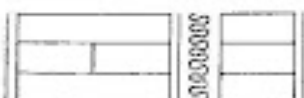
A título orientativo, referimos a continuación valores de aislamiento normalizado de distintos tipos usuales de elementos verticales y horizontales. Estos valores deben interpretarse como valores medios, previéndose ligeras variaciones debidas tanto a los materiales como a la ejecución (73) (74) (75) (76) (77) (78) (79) (80) (81) (83) (84).

ELEMENTOS VERTICALES. PARAMENTOS SIMPLES


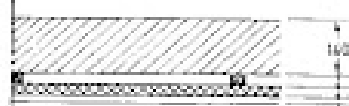



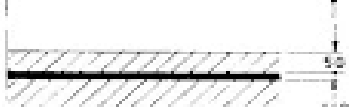
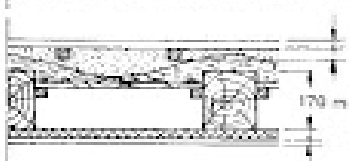
N.º	Fábrica de ladrillo enlucido ambas caras (1,5 cm)	Composición	Aislamiento dB(A)
1		Rasillo	25
2		Hueco sencillo	32
3		Hueco doble	38
4		Perforado 1/2 pie	45
5		Macizo 1/2 pie	47
6		Macizo 1 pie	51
Hormigón			
7		Placa 14 cm enlucido	52
8		Bloques de hormigón poroso 10-14 cm enlucido	42-46

N.º	Escayola	Composición	Aislamiento dB(A)
9		Placa prefabricada de 7 cm	33

PARAMENTOS DOBLES

N.º	Fábrica de ladrillo enlucidas ambas caras (1,5 cm)	Composición	Aislamiento dB(A)
10		1/2 pie de ladrillo macizo, cámara con material absorbente y ladrillo hueco doble enlucido	63
11		1 pie de ladrillo macizo, cámara con material absorbente y ladrillo hueco doble enlucido	68
12		1 pie de ladrillo macizo, cámara con material absorbente y 1/2 pie de ladrillo macizo enlucido	70

ELEMENTOS HORIZONTALES

N.º	Fofoados	Composiçión	Aislamiento dB(A)
13		Placa de hormigón con estucado	52
14		Placa de hormigón y plancha de escayola armada con estucado	58
15		Hormigón nervado y plancha de escayola armada con estucado	58
16		Bovedillas sobre viguetas con capa de compresión y estucado	46 - 52
17		Idem y plancha de escayola armada con estucado	52 - 58
18		Suelo flotante sobre placa de hormigón	58
19		Entarimado flotante sobre viguería de madera y plancha de escayola con estucado	50

AISLAMIENTO DE VENTANAS Y PUERTAS

Las ventanas y puertas constituyen los elementos de aislamiento acústico más débil en los cerramientos mixtos de recintos, tanto en fachada como en compartimentaciones interiores.

Aparte de su masa inferior a la de los paramentos que los soportan, su aislamiento se ve aún disminuido por su falta de estanquidad en la mayoría de los casos, por tratarse de elementos de cierre practicables. Esta disminución adicional, debida a las juntas, puede cifrarse en un valor aproximado del orden de 5 dB(A), lo cual constituye una cantidad significativa, habida cuenta del ya de por sí débil aislamiento propio de estos elementos de cierre (84). De ahí la importancia del adecuado tratamiento acústico de las juntas.

Las persianas enrollables, muy generalizadas como protección de ventanas e incluso de puertas, dan lugar también a una disminución de

aislamiento del orden de 5 dB(A) en soluciones corrientes, por razón de su alojamiento en caja accesible desde el interior y comunicada directamente, a través de la rendija de paso de la persiana, con el ambiente exterior. Aparte de la actuación sobre la rendija, a base de dimensiones mínimas y bandas de estanquidad, el aislamiento acústico se completa con el tratamiento de la caja, reforzando su estructura, particularmente la tapa de acceso y su junta de cierre, y añadiendo un revestimiento absorbente en el interior de la misma.

Un problema específico de las puertas es la rendija con el suelo, de no fácil eliminación, y que en la generalidad de los casos es causa por sí misma de una disminución de aislamiento del orden de 3 a 5 dB(A), que se pueden mejorar con bandas de estanquidad, resaltes, etc.

A continuación, se dan valores típicos del aislamiento de ventanas y puertas usuales, en dB(A), con las limitaciones ya referidas para esta medida numérica simplificada (75) (84) (85) (86) (87) (88).

VENTANAS

Clase	Vidrio Ext. (mm)	Cámara aire (mm)	Vidrio Int. (mm)	Juntas selladas	Absorción perímetro	Marcos	Aislamiento dB (A)
ventana simple	3	—	—	—	—	1	20
	3	—	—	Si	—	1	25
	4	—	—	Si	—	1	26
	6	—	—	Si	—	1	28
	8	—	—	Si	—	1	29
doble cristal	4	20	4	Si	—	1	26
	8	20	8	Si	—	1	30
ventana doble	3	80	3	Si	Si	2	32
	4	150	4	Si	Si	2	40
	8	200	10	Si	Si	2	46

El aislamiento de las distintas ventanas y puertas ha de interpretarse como su aislamiento específico normalizado, no significando que el hecho de cerrar una ventana o puerta

sugiera disminuir el nivel sonoro en el recinto en esa cuantía, sino en la resultante de considerar este valor integrado en el paramento mixto, según se trata más adelante.

P U E R T A S

Mate- rial	Bastidor	Tablero	Alma	Juntas tratadas	Rendija tratada	dB (A)
Madera	35 mm	2 de 3 mm	rellena de material poroso	NO	NO	12
				SI	SI	15
	40 mm	1 de 8 mm	—	SI	SI	20
	45 mm	1 de 10 mm	—	SI	SI	30

Es interesante resaltar que una ventana abierta en un módulo normal de vivienda produce una diferencia de nivel de ruido del orden de 10 dB(A) entre el recinto y el exterior. Este efecto ha lugar también en el caso de puertas, si bien menos marcado en el caso de puertas interiores, por la menor difusión del campo acústico exterior al recinto.

AISLAMIENTO DE CUBIERTAS

Esta parte del edificio no plantea problemas especiales en cuanto a aislamiento acústico en el caso general de las azoteas transitables, en que la cubierta, condicionada por razones de impermeabilidad y térmicas, constituye una estructura adicional al propio cerramiento del edificio.

Cuando éste no es el caso, su papel acústico es importante, lo que exige estructuras y materiales que proporcionen un aislamiento adecuado para la obtención de los niveles de inmisión límites admitidos en los recintos subyacentes. A este respecto hay que tener en cuenta que si bien la cubierta es menos sensible al ruido ambiente exterior de incidencia preponderantemente horizontal (tráfico rodado, ruido industrial, obras públicas), en cambio es más sensible a los de incidencia vertical, como el ruido de tráfico aéreo, y a los impactos propios de lluvia, granizo, etc. En todo caso, y en cuanto a ruido aéreo, el aislamiento de estos cerramientos debe no ser inferior al de los cerramientos verticales.

El aislamiento acústico, por razón de agentes atmosféricos influye fundamentalmente en el tipo de material de la cubierta, lo que desahorra el uso de planchas de materiales ligeros que generan elevados niveles de ruido por la acción de impactos, siempre que no se recien-

bran de una capa elástica amortiguadora, de intercorte o interior (89).

En los casos en que la cubierta constituye el cerramiento superior con cámara de aire y sobre todo en las cubiertas no visitables, el aislamiento acústico al ambiente exterior mejora con la inclusión en la cámara de aire, de material absorbente acústico como planchas de lana mineral o de vidrio que, a su vez contribuye al aislamiento térmico.

AISLAMIENTO GLOBAL DE PARAMENTOS MIXTOS

En la mayoría de los cerramientos, tanto exteriores como entre recintos, ocurre considerar la presencia de huecos con elementos de paso, ventilación o iluminación, como puertas, ventanas, lucernarios, etc.

El aislamiento acústico del cerramiento queda entonces afectado por la presencia de estos elementos que, en general, presentan un aislamiento significativamente inferior al propio del paramento.

Ello da lugar a considerar un aislamiento global del elemento mixto de cierre así constituido (65) (78) (90).

Este aislamiento depende del propio de los elementos componentes y de la relación de sus áreas, que para el caso de dos elementos se calcula mediante la siguiente expresión:

$$\alpha_0 = 10 \log \frac{S_1 + S_2}{\frac{S_1}{10^{\alpha_1/10}} + \frac{S_2}{10^{\alpha_2/10}}}$$

en que α_1 y α_2 son los aislamientos de los elementos de área S_1 y S_2 respectivamente.

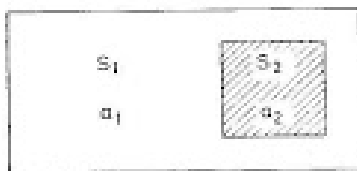


FIG. 16

Así, para el caso de un muro con ventana, de aislamiento, 50 y 20 dB(A), respectivamente, y con superficies de 8 y 2 m²:

$$\alpha_0 = 10 \log \frac{8 + 2}{\frac{8}{10^5} + \frac{2}{10^2}}$$

$$\approx 10 \log \frac{10}{0,02} \approx 27 \text{ dB}$$

Esta notable pérdida de aislamiento del muro por efecto de la ventana pone de manifiesto la importancia de los huecos en este tipo de cerramientos. En este caso, el hecho de reducir la ventana a la mitad supone sólo una mejora del aislamiento global de 2 dB.

En cambio, si se mejora la calidad acústica de la ventana hasta un aislamiento de 30 dB(A), el aislamiento global resulta ahora aproximadamente 36 dB(A); es decir, una mejora con respecto al caso primero de 9 dB(A).

Estos cálculos para el caso de dos elementos se evitan ventajosamente utilizando el ábaco de la figura 17 correspondiente a la representación gráfica de la fórmula anterior.

De este ábaco se puede deducir un hecho, del que haremos uso más adelante, en el capítulo VI, consiste en que para el caso de fachadas, el aislamiento global obtenible es como máximo 10 dB(A) superior al del elemento más

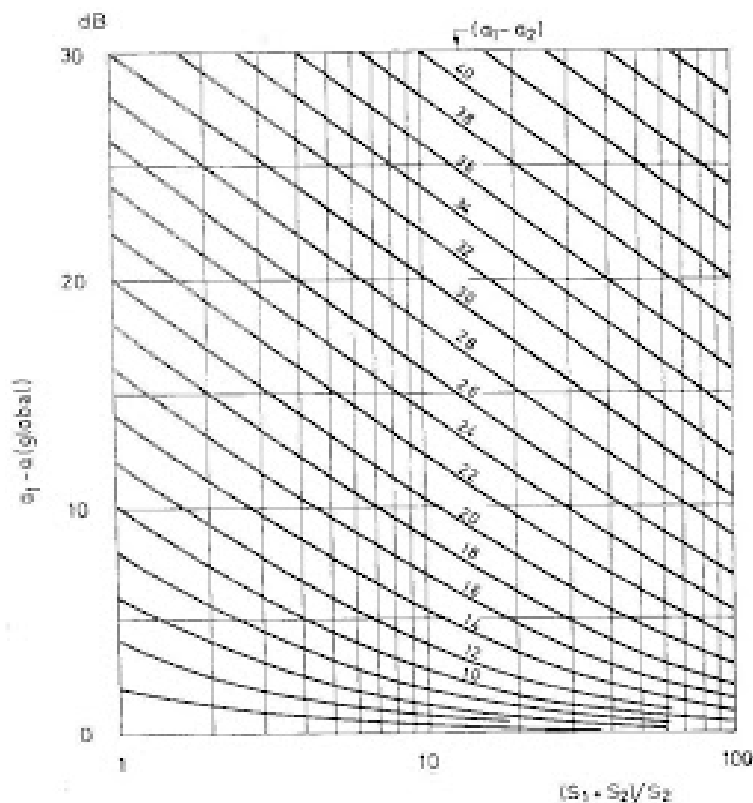


FIG. 17. Ábaco para el cálculo del aislamiento global de paramentos mixtos.

débil. En efecto, para una relación de área $r = 1/4$ entre ventana y fachada del recinto, lo cual es un valor medio bastante normal para viviendas, vemos que el aislamiento global viene determinado fundamentalmente por el de la ventana, ya que es igual al de ésta aumentado en 6 dB(A) para todas las soluciones constructivas que supongan una diferencia de aislamiento entre muro y ventana superior a 15 dB(A), que es el caso más corriente. Para relaciones de áreas inferiores, del orden de $r = 1/10$, que es un límite en viviendas, el aislamiento global

de la fachada es 10 dB(A) superior al de la ventana.

Cuando un elemento mixto de cierre está constituido por más de dos elementos, la expresión para el cálculo del aislamiento global toma la forma general:

$$\alpha_G = \frac{S_1 + S_2 + \dots + S_n}{\frac{S_1}{10^{\alpha_1/10}} + \frac{S_2}{10^{\alpha_2/10}} + \dots + \frac{S_n}{10^{\alpha_n/10}}}$$

CAPITULO V

REDUCCION DE RUIDO ESTRUCTURAL

INTRODUCCION

Varias de las fuentes de ruido, pertenecientes especialmente a las que hemos clasificado como internas, originan vibraciones mecánicas en la propia estructura del edificio. Las fuentes pueden ser de tipo impulsivo, como en el caso de pasos, golpes etc., o bien, continuo, como maquinaria o instalaciones en contacto más o menos directo con la estructura (91).

Dado el confinamiento de estas vibraciones dentro de la estructura y la poca atenuación de su propagación en ella, pueden alcanzar partes del edificio bastante distantes de las fuentes. La reducción del ruido producido por estas vibraciones puede hacerse, además de en la fuente misma, en dos perfiles bien diferenciados del edificio: zona de contacto con la estructura y camino o caminos de propagación en la misma.

La zona de contacto con la estructura se establece en los puntos de impacto, apoyos y en los soportes directos de maquinaria o instalaciones, en empotramientos y pasos solidarios de conducciones a través de la estructura, etc.

El tratamiento en la zona de contacto es prioritario, no sólo por ser la zona de origen y penetración de ruido en la estructura, sino por la mayor facilidad y eficacia del tratamiento aislante, ya que una vez excitada la estructura la propagación es compleja y su eliminación exige el intercalar elementos elásticos, las más de las veces en estructuras portantes (91) (92) (93).

TRATAMIENTOS ELASTICOS AISLANTES

El tratamiento típico para reducir la transmisión de vibraciones consiste en intercalar un material elástico entre la fuente y la estructura soporte. El conjunto constituye un sistema oscilante masamuelle cuyos elementos del modelo físico correspondiente se indentifican con la masa de la fuente m , rigidez k del material elástico intercalado y una componente disipativa η (figura 18).

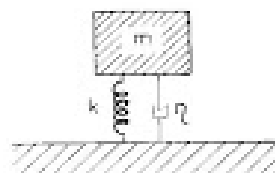


FIG. 18. Tratamiento elástico. Esquema del modelo físico equivalente.

El comportamiento del sistema queda fundamentalmente definido por su frecuencia de resonancia (f_r), en función de la cual se pueden distinguir dos zonas de comportamiento bien determinadas. Para frecuencias de la fuente superiores a f_r , $\uparrow f$ el sistema atenúa siempre la transmisión de vibraciones (zona de atenuación) en una cuantía creciente con la frecuencia. En la zona de frecuencias por debajo de f_r , $\downarrow f$ el sistema no sólo no atenúa la transmisión (figura 19), sino que produce un aumento notable de la misma en el entorno

de la frecuencia de resonancia (78) (92) (93) (94) (95).

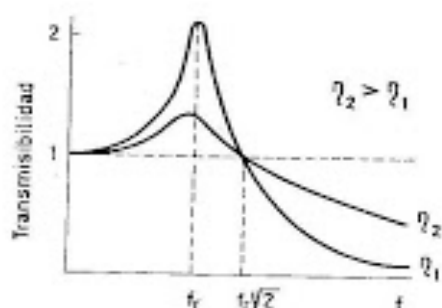


Fig. 19. Comportamiento típico de sistemas elásticos aislantes.

Esta notable transmisión se reduce al aumentar el factor disipativo, si bien ello supone una menor eficacia aislante en la zona de atenuación.

A título orientativo, la frecuencia de resonancia puede evaluarse de forma aproximada por la deflexión estática (δ) del material aislante correspondiente a la carga de la fuente, utilizando la fórmula

$$f_r \approx 5 / \sqrt{\delta} \text{ Hz} \quad (\delta \text{ en cm})$$

En todo caso, el efecto de la carga no debe sobrepasar el límite elástico del material.

En general, el tratamiento elástico se elige para que trabaje en la zona de atenuación. Un criterio orientativo es elegir un sistema cuya frecuencia de resonancia sea igual o menor que 1/3 de la frecuencia más baja de excitación. En cuanto al factor disipativo, ha de mantenerse lo más bajo posible (por ejemplo, muelles metálicos) para conseguir la mayor reducción en la zona de atenuación. No obstante, en el caso de fuentes con marcado régimen intermitente de funcionamiento (por ejemplo, motores con arrancadas y paradas frecuentes) en que inevitable y repetidamente se pasa por la zona de resonancia, el factor disipativo debe elegirse lo más elevado posible, compatible con la disminución de eficacia que introduce en la zona de atenuación del sistema.

Este comportamiento es válido no sólo para la amplitud de la vibración transmitida a la estructura, sino para la oscilación de la propia fuente, dependiendo de la relación de masas entre fuente y soporte, y situación que haya lugar en cada caso. Un ejemplo claro es el aislamiento de instrumentos de precisión frente a las vibraciones de la estructura soporte.

A título orientativo damos un cuadro-resumen de comportamiento típico de elementos usuales en estos tratamientos elásticos (22) (92).

Elementos elásticos		Carga máxima (Kg/cm ²)	Banda de frecuencia útil
1. Planchas	Corcho	10	> 20 Hz
	Goma maciza	5	
	Espuma de caucho o plástico	0,5	
	Fielros	30	
2. Apoyos	Metal-caucho y similares	4	> 10 Hz variable s/modelo
3. Resortes de acero	(Utilización preferente con amortiguadores adicionales)		> 2 Hz

Hay que señalar que cuando la suspensión elástica se apoya en una estructura no suficientemente inerte, como es el caso de las construcciones con estructura de acero, los valores de aislamiento del sistema clásico pueden quedar reducidos considerablemente por razón de un acople de vibraciones entre la base y el elemento a aislar, en cuyo caso debe elegirse un elemento elástico con una rigidez por lo menos inferior a la mitad de la necesaria cuando la base de sustentación es inerte.

RUIDO DE IMPACTOS: REDUCCIÓN POR REVESTIMIENTO

Por su marcada incidencia en los locales subyacentes, el ruido de impacto, fundamen-

parte en la mejora de aislamiento introducido por un revestimiento, los datos para distintos tipos de revestimiento corresponden a medidas de Laboratorio, utilizando cámaras de ensayos con forjados normalizados de placa de hormigón de 14 ± 2 cm de espesor (67).

En el caso de forjados cónicos, la eficacia en sitios de los revestimientos disminuye en una cuantía media del orden de 3 dB(A), debido a un efecto de resonancia de las cavidades (84).

A continuación, damos unos datos de mejora de aislamiento a ruido de impactos conseguidos con revestimientos usuales (97).

Revestimiento de suelos: Mejoras de aislamiento a ruido de impactos.

Naturaleza	Espesor	Substrato	ΔN dB(A)
Corcho (laminar)	8 mm	aglomerado de corcho y fibras	31
Filtro de poliánida	8 mm	—	26
Moqueta sintética (puncionada)	7 mm	—	26
Moqueta de lana y fibra	10 mm	—	34

talmente de pasos, reclama una primordial atención en edificios y en particular en la vivienda. Un procedimiento de reducción se refiere al revestimiento del suelo, supuesto que éste posea el correspondiente aislamiento establecido para ruido aéreo entre locales (96) (97).

La solución más simple es la del uso de moquetas o revestimientos con materiales naturales o sintéticos de gran amortiguamiento interno, al que pertenecen los derivados del corcho, fibras minerales o vegetales aglomeradas, materiales sintéticos como los acrílicos, polietileno, polipropileno y similares.

La reducción de ruido introducida por un tratamiento adicional de este tipo se mide por la disminución de nivel sonoro producido en el recinto subyacente, lo que se expresa en términos de la «mejora de aislamiento a ruido de impactos» (ΔN) (68) que, consecuente con el criterio de valoraciones adoptado en este trabajo, se indica por un solo número en dB(A).

Debido a que el propio forjado influye en

Las moquetas, de uso creciente por la utilización de materiales perdurables y de fácil conservación, presentan, además de su facilidad de instalación, una contribución a la absorción de sonido aéreo en el propio recinto, especialmente a las frecuencias altas (ver Materiales absorbentes).

En cuanto a la reducción de la propagación de ruido en la estructura, el tratamiento es complejo, por la intervención de diversidad de modos y vías de propagación, siendo el medio más eficaz el interrumpir con puntos elásticos la continuidad física de la estructura en determinados puntos, problemas de difícil solución compatible con la función soporte de la estructura, aparte de su incidencia económica (43).

SUELOS FLOTANTES

El principio operativo del suelo flotante es la eliminación del contacto rígido entre el pavimento y la estructura del edificio mediante

una capa intermedia elástica, dispuesta a matrajunta. Su colocación debe hacerse con el necesario cuidado, a fin de evitar la formación de «puentes acústicos» (contactos rígidos).

La función primordial del suelo flotante es la de reducir en alto grado la transmisión por la estructura de los ruidos de impacto sobre el pavimento. Aparte de ello, contribuye al aislamiento a ruido aéreo proporcionado por el forjado (64) (78) (81) (82).

En el elemento acústico denominado «suelo flotante» se distinguen: la estructura flotante, constituida por una capa rígida que soporta el pavimento, y la capa de material elástico.

Como capa de material elástico se utilizan principalmente (92) (93):

- Fibras minerales con espesores y densidades superiores a 15 mm y 30 Kg/m³.
- Plásticos expandidos con valores mínimos de 15 mm y 15 Kg/m³.
- Corcho aglomerado, fibras vegetales y fieltros densos, con espesores variables, función principalmente de su densidad.

En cuanto a la capa soporte del pavimento, los materiales más apropiados son:

- Hormigón.
- Anhídrita.
- Entarimado.
- Asfalto, etc.

En el caso del hormigón, la capa soporte debe tener un espesor no inferior a 5 cm para superficies del orden de 25 m², siendo preciso hacer el tendido del hormigón no directamente sobre la capa elástica, sino sobre una tela o papel impermeabilizado colocada so-

bre la misma, a fin de evitar que el hormigón rellene intersticios y dé lugar a la formación de puentes acústicos.

La capa flotante de anhídrita presenta mayor resistencia a la fractura y al pandeo que la de hormigón, pudiendo utilizarse espesores inferiores.

En los suelos de madera, ésta se puede apoyar directamente sobre la capa elástica, o bien a través de durmientes. En este segundo caso la capa elástica se puede reducir a bandas de anchura ligeramente superior a la de los durmientes, que deberán presentar un apoyo no inferior a 50 mm con un espacio recomendable del orden de 40 cm.

En casos en que la estanquidad sea esencial, como en zonas de servicios, se utiliza ventajosamente una capa flotante de colada o planchas de asfalto, con un acabado de baldosas recibidas con mortero.

Una solución intermedia de suelo flotante es utilizar una sola capa de hormigón ligero, en sustitución de las capas elásticas y soporte, seguida de un pavimento «blando» (lámina de goma, plásticos, etc.) recibido con un material impermeabilizado.

La valoración del efecto del suelo flotante se hace, análogamente, al caso de recubrimiento, comparando el nivel de ruido de impactos en el recinto subyacente antes y después del montaje del mismo. A diferencia del recubrimiento de suelo con un material tipo alfombra, en que el efecto de reducción del nivel de ruido se limita prácticamente a la zona de altas frecuencias, los suelos flotantes abarcan, además, la zona de frecuencias medias, siendo también apreciable su efecto en frecuencias bajas. *Las distintas soluciones de suelos flotantes referidos proporcionan un aislamiento adicional a sonido aéreo del orden de 5 dB(A). En cuanto a la mejora de aislamiento a ruido de impactos, depende de cada solución, con valores que pueden variar entre 20 y 30 dB(A).*

CAPÍTULO VI

CRITERIOS ACUSTICOS SOBRE NIVELES DE RUIDO, PLANIFICACION Y PROYECTO DE EDIFICIOS

INTRODUCCION

El conocimiento de las características y distribución de las distintas fuentes de ruido y vibraciones exteriores e interiores a una edificación permiten estimar los correspondientes ambientes, que junto con los criterios sobre niveles mínimos en los recintos, constituyen las bases de los condicionantes acústicos en la planificación y proyecto de edificios.

Analizadas en capítulos anteriores las características y modo de reducción de ruido de las distintas fuentes, clasificamos a efectos de planificación los ambientes por ellas generados, estableciendo zonas externas y áreas internas al edificio.

Una vez adoptados los niveles permisibles en función de los usos a que se destinan los distintos recintos, facilitamos la fase de proyecto con la inclusión de una selección de elementos constructivos, que basados en las técnicas actuales de la construcción, satisfacen el aislamiento acústico entre los distintos ambientes.

TIPIFICACION DE ZONAS URBANAS

En el capítulo II se describen las principales fuentes de ruido externas. A los efectos

de estimar su incidencia sobre la edificación, es útil distinguir zonas en una ciudad en función del ambiente de ruido, dando valores típicos de referencia.

1. Zona afectada por aeropuertos

La caracterización del ruido de esta zona requiere el establecimiento de mapas con líneas de iguales características de ruido, como por ejemplo líneas NNI (Noise and Number Index), en el que influyen no sólo los niveles de ruido producidos por los distintos tipos de aviones, direcciones de pista, perfiles de vuelo, topografía y vientos dominantes, sino también el número de operaciones, tanto de día como de noche.

Un aeropuerto, con tráfico de aviones a reacción en la situación actual, afecta a una zona de terreno que puede estimarse en primera aproximación en un ancho de 3 kilómetros a ambos lados de cada pista y del orden de 5 a 8 kilómetros a cada extremo de la misma en la dirección de vuelo. Ello viene a corresponder, para densidades de tráfico no extremas, a líneas de Índice de Ruido de valores comprendidos entre 30 y 35 NNI (figura 20), lo que equivale a que fuera de esta zona no se den, salvo casos muy esporádicos, niveles superiores a 80 dB(A), niveles que se superan ampliamente dentro de ella (1) (32).

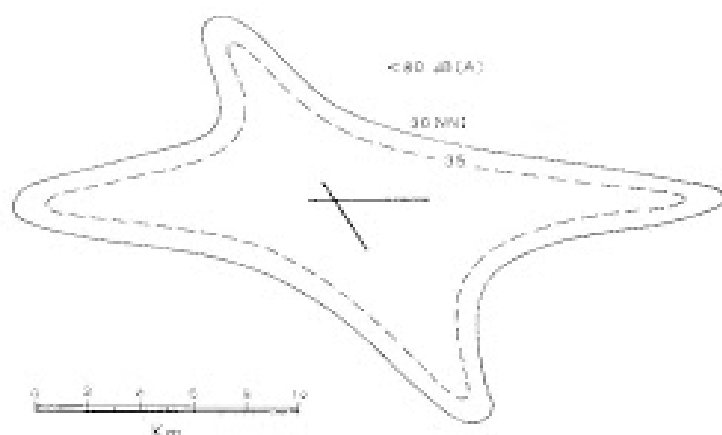


FIG. 20. Líneas de igual Índice de Ruido en Aeropuerto.

II. Zona afectada por vías de penetración con tráfico rodado pesado

Es probable encontrar en ellas niveles medios de ruido del orden de 80 dB(A), que en periodos de aglomeración de tráfico pesado pueden aumentar en 10 dB(A).

III. Zona con vías principales de tráfico de vehículos ligeros

Niveles medios del orden de 75 dB(A), que en horas punta pueden alcanzar 80 dB(A).

IV. Zona con vías secundarias de tráfico de vehículos ligeros

Niveles medios de 65 dB(A), que en horas punta aumentan de 5 a 10 dB(A).

V. Zonas residenciales con vías de tráfico local

Niveles medios de 50 dB(A), con aumentos esporádicos de 10 a 15 dB(A).

VI. Zonas industriales

Caracterizadas por ruidos de tipo generalmente monótono, especialmente molestos en los turnos de noche, con niveles medios variables entre 45 y 65 dB(A). Aparte de las posibles situaciones de tráfico antes referidas que se den en ellas.

En los periodos de disminución notable de tráfico, en particular durante la noche, puede estimarse que los valores indicados para las distintas zonas se reducen de 5 a 10 dB(A) para las zonas IV y V, y de 15 a 20 dB(A) para las II y III (1).

NIVELES DE INMISION DE RUIDO: LIMITES RECOMENDABLES

Entendiendo por nivel sonoro de inmisión en un recinto el producido en él como consecuencia del ruido exterior al mismo, referimos a continuación, en consonancia con la experiencia acumulada internacionalmente, niveles que consideramos recomendables como máximo de inmisión, de acuerdo con las funciones de los distintos recintos.

NIVELES DE INMISION RECOMENDABLES (MAXIMOS)

Recinto y Funciones	dB(A)
Dormitorio	40 (30 noche)
Sala de estar y reposo	40 - 45 (35 noche)
Despacho profesional	40 - 45
Servicios	50
Estudio de grabación sonora	25
Dormitorio de hospital	30 (25 noche)
Teatros y Salas de concierto	30
Sala de lectura	30 - 35
Cines	35 - 40
Aulas y Laboratorios docentes	40
Oficina numerosa	45
Restaurantes	40 - 45
Cafeterías	45 - 50
Grandes Almacenes	50

VIBRACIONES EN EDIFICIOS: LÍMITES RECOMENDABLES

Las perturbaciones mecánicas propagadas en la estructura dan lugar en parte a ondas en el aire y en parte a vibraciones confinadas en la propia estructura.

Las vibraciones mecánicas en sí mismas o independientemente de su conversión parcial o total en ruido, pueden producir efectos en las personas y en los edificios.

Los efectos producidos en las personas dependen fundamentalmente de la amplitud de

la vibración, del espectro en frecuencia, de su naturaleza continua o impulsiva, del ambiente de ruido simultáneo y del estado psicológico del sujeto (98) (99) (100).

La valoración global de las vibraciones, en relación con los posibles efectos en el individuo, puede hacerse mediante el factor K , que juega aquí un papel en cierto modo análogo al de la escala de ponderación A en la valoración de ruidos (101) (102) (103) (104).

Conocido el espectro en frecuencia de una vibración el factor K que le caracteriza viene dado por el mayor de los tres valores, K_1 , K_2 , K_3 , obtenidos de acuerdo con la tabla siguiente:

	Vibraciones verticales	Vibraciones horizontales
K_1	$0.001 A \cdot f^2$ ($f \leq 5$)	$0.002 A \cdot f$ ($f \leq 2$)
K_2	$0.005 A \cdot f$ ($5 \leq f \leq 40$)	$0.004 A \cdot f$ ($2 \leq f \leq 25$)
K_3	$0.2 A$ ($f > 40$)	$0.1 A$ ($f > 25$)

en donde A es la amplitud del desplazamiento de la vibración en micras y f la frecuencia en Hz, frecuencia que normalmente se sitúa de 0,5 a 100 Hz, con preponderancia del in-

tervalo comprendido entre 5 y 50 Hz.

En la tabla que sigue aparecen los valores recomendables de K a no sobrepasar en las situaciones que se indican.

K	Situación
0.1	Área de reposo nocturno.
1	Zonas industriales con vibraciones permanentes.
5	Vivienda de día.
10	Sólo tolerable en impulsos y en número inferior a 3 por día, en cualquier situación.

Los efectos de las vibraciones en los edificios son variables, dependiendo del tipo y dimensiones del mismo, de las propiedades elásticas de los materiales que lo constituyen y de las posibilidades de aparición de resonancia (92) (93).

El factor K para el caso de los edificios admite valores mucho mayores a los indicados anteriormente en relación con las personas, por lo que en edificios habitados la tabla anterior constituye referencia para el límite de vibraciones en estos edificios, valores que por otra parte no es corriente sobrepasar, a no ser que se trate de situaciones especiales de por sí fácilmente previsible o detectables.

En estas situaciones especiales, las fuerzas dinámicas al actuar en los elementos constructivos por efecto de las vibraciones, pueden producir una disminución de la resistencia de los materiales, incluso con roturas por fatiga cuando sobrepasan ciertos límites, aparte de una disminución de la estabilidad de los edificios, especialmente cuando se excitan sus modos propios de vibración (92) (93) (94) (95). Tema éste que constituye en sí mismo un amplio capítulo de la mecánica elástica y de la resistencia de materiales, fuera del ámbito propio del control acústico de ruido y vibraciones.

La reducción de vibraciones en la estructura obedece al principio general de interrupción de la continuidad de la misma, técnica nada fácil, indicada ya al hablar del ruido originado en la estructura (capítulo V) y que puede tener que extenderse a la cimentación o pilares cuando se trate de aislar el edificio de vibraciones transmitidas por el suelo.

En condiciones normales y una vez adoptadas las medidas adecuadas para el control de ruido aéreo y estructural, las diversas fuentes de ruido producen niveles de vibración que corresponden, generalmente, a valores del factor K que caen ampliamente dentro de los límites de tolerancia indicados. La existencia en edificios de vibraciones, se deberá a causas en general diversas, pero con el denominador común de un diseño o montaje inadecuados de determinadas instalaciones, que habrá que identificar y corregir convenientemente en cada caso concreto. Ejemplos de fuentes internas de tal naturaleza lo constituyen instalaciones defectuosas de sistemas de calefacción y refrigeración, ascensores etc.

CRITERIOS ACUSTICOS A NIVEL DE PLANIFICACION

Una vez estimados o valorados los distintos ambientes acústicos del entorno del futu-

ro edificio, y conocidos los usos de sus diferentes recintos, procede la determinación de las soluciones constructivas que satisfagan los correspondientes requisitos acústicos, teniendo en cuenta su compatibilidad con las restantes exigencias del edificio. Tales son las relativas a la resistencia de materiales, aislamiento térmico, funcionalidad, economía, disponibilidad de materiales en el mercado, etc., y las no menos importantes relacionadas con la estética.

Un buen criterio acústico a la hora de planificar supone el considerar una *distribución de volúmenes, orientación y distribución interna* del edificio que, compatibles con condicionantes de otra índole, favorezcan el aislamiento acústico del mismo frente al ambiente exterior.

En el caso más general de ambientes de ruido exteriores con fuentes localizadas o con direcciones de incidencia preferentes, está indicada una *distribución de volúmenes y orientaciones* que proteja por efecto *pantalla* las áreas más sensibles del edificio. Este apantallamiento puede ser natural, utilizando la propia topografía del terreno, cuando ello sea posible, o bien interponiendo edificaciones o partes del edificio con menos exigencias de aislamiento e incluso pantallas acústicas *ad hoc* (105) (106), como es oportuno, por ejemplo, en el caso de autopistas y pasos elevados urbanos, sin descartar el efecto favorable de un *retranqueo del edificio o alejamiento de la fuente*.

Otra alternativa en este sentido es contar con la ventaja que supone *orientar el edificio de forma que presente la menor superficie en la dirección de incidencia del ruido*, siempre y cuando en esta superficie no estén localizados los recintos más exigentes en cuanto a niveles de inmisión.

La distribución interna queda, por tanto, implicada en estas medidas generales de protección frente al ambiente exterior al edificio.

Para facilitar la planificación de la *distribución interna* es oportuno considerar particularmente en los edificios de viviendas, las áreas de *servicios y trabajo*, menos exigentes en cuanto a ruido, y aquellas otras destinadas principalmente al *reposo*, en las que estas funciones condicionan los niveles de inmisión admisibles.

Los mayores niveles de inmisión, según los distintos casos, pueden ser debidos al ambiente exterior, al interior o a ambos. De ahí la importancia de una distribución adecuada que favorezca el aislamiento acústico de los distintos recintos y áreas.

Medidas generales a tener en cuenta en la planificación de la distribución interna de edificios incluyen:

- Concentración de áreas pertenecientes a servicios comunitarios.
- Agrupación o concentración de áreas análogas, pertenecientes a propiedades distintas.
- Idem de recintos pertenecientes a una misma área dentro de una misma propiedad.
- Situación de puertas y ventanas lo más alejadas y desfiladas posibles, especialmente entre áreas y propiedades distintas. (En particular la puerta de acceso a las propiedades requieren atención especial por su comunicación con ambientes comunitarios ruidosos.)
- Atención especial a los paramentos comunes entre recintos de una misma o de distinta propiedad pertenecientes a áreas distintas. En este sentido es favorable, siempre que pueda utilizarse, la interposición de pasillos, armarios o recintos de exigencia acústica intermedia, que pueden suponer un incremento de aislamiento del orden de 10 dB(A).
- Las canalizaciones de agua para los distintos servicios de un edificio no deben empotrarse o adosarse rigidamente a las paredes, sino instalarla con fijaciones elásticas a las mismas de acuerdo con lo previamente indicado (capítulo V), a fin de evitar transmisión de ruido por la estructura. Para reducir la propagación del ruido aéreo a que puedan dar lugar las distintas clases de canalizaciones, debe tenderse a disponer sus recorridos generales concentrados en áreas de la menor exigencia, incluso con una protección común. Las chimeneas de ventilación pueden servir en muchas casos a estos fines. En todo caso, debe evitarse el apoyo de canalizaciones en paredes pertenecientes a recintos con exigencias acústicas y especialmente en los dedicados a reposo o actividad intelectual. Esta circunstancia es singularmente importante en el caso de viviendas y hoteles, en los que normalmente se sitúan los cuartos de baño al lado de los dormitorios.
- Una recomendación inmediata de orden general es no adosar a las mencionadas paredes medianeras los aparatos servidos por las distintas canalizaciones (lavabos, bañeras, cisternas, lavadoras, etc.).

— Es favorable desde el punto de vista de aislamiento acústico de techos y suelo conservar la misma distribución de áreas en las distintas plantas de un edificio, lo cual, por otra parte, coincide con la lógica continuidad en vertical de servicios y canalizaciones.

— A estos criterios generales referentes a planificación se añaden todas las recomendaciones y orientaciones dadas para la reducción de ruido al tratar de las distintas fuentes.

ELEMENTOS CONSTRUCTIVOS

Desde el punto de vista de control de ruido, la misión de los elementos constructivos es contribuir a que, en los recintos que conforman, no se sobrepasen los niveles de inmisión recomendados.

En cuanto a aislamiento acústico, el factor preponderante en los paramentos verticales es el aislamiento a ruido aéreo, al que se añade en el caso de los elementos horizontales el aislamiento a ruido de impactos, supuesto que se ha dado el tratamiento adecuado a posibles fuentes y caminos de penetración de ruido a través de la estructura, de acuerdo con las recomendaciones incluidas en el texto. No obstante, sólo en casos muy singulares, estas posibles transmisiones de ruido estructural llegan a ser preponderantes en relación con las de ruido aéreo y de impactos.

Cerramientos de fachada

El aislamiento acústico global de los paramentos mixtos que constituyen las fachadas viene condicionado por la diferencia de niveles del ambiente de ruido exterior y el de inmisión máximo admisible.

Teniendo en cuenta la importancia que suponen en el aislamiento de fachadas los elementos de cierre de huecos, más o menos practicables, y la preponderancia que en muchos edificios se concede a tales huecos y elementos, es imprescindible, para obtener un adecuado aislamiento frente al ruido exterior, el emplear ventanas y ventanales que tengan un aislamiento acústico no muy inferior al del marco de cerramiento, en consonancia con lo expuesto en el capítulo IV.

Considerando, por una parte, los niveles de ruido referidos para los distintos ambientes exteriores y por otra los niveles de inmisión

recomendados para los distintos recintos, se concluye que son necesarios en la mayoría de los casos aislamientos globales de fachada del orden de 45 a 50 dB(A), valores que, por otra parte, no es recomendable bajar, aun en casos favorables del binomio ambiente-uso, ya que dichos ambientes pueden presentar niveles esporádicos superiores, aparte de proporcionar un razonable margen para posibles evoluciones, tanto del ambiente exterior como del uso.

Un incremento de 10 dB(A) sobre el aislamiento del elemento más débil es prácticamente el valor máximo que se puede esperar para el aislamiento global en fachadas normales de viviendas (capítulo IV), lo que confirma el factor determinante que el valor del aislamiento de las ventanas supone en el de las fachadas. Ello lleva consigo la necesidad de un aislamiento de ventana del orden de 35 dB(A), en el caso más favorable de ventanas de reducida superficie ($r = 1/10$), y que puede requerir hasta 40 o más dB(A) para grandes superficies de ventana.

De acuerdo con estos valores de aislamiento y dados los valores de aislamiento de ventanas, reflejadas en la tabla correspondiente (capítulo IV), se concluye lo razonable de utilizar *ventanas dobles para conseguir un aislamiento global adecuado para la fachada.*

Partiendo de que los huecos o partes más débiles (ventanas, ventanales, lucernarios, etc.) tenga un aislamiento de 35 dB(A), muros de fachada que satisfacen el aislamiento global de 45 dB(A) son los formados por *paramentos dobles números 10 y 11 de la correspondiente tabla del capítulo IV, o bien el paramento simple número 6 en construcciones de carácter principalmente industrial.*

Conviene señalar que estas soluciones suponen un tabicón como paramento interior, que no debe nunca ser sustituido por un tabique de menor peso, formado a base de ladrillo hueco sencillo, o peor aún, de «rasilla», ya que estos paramentos ligeros de albañilería pueden incluso disminuir el aislamiento del muro exterior al facilitar la radiación de ruido transmitido por la estructura, lo que a su vez reduce el aislamiento entre los recintos adyacentes, tanto en vertical como en horizontal.

En los casos de cerramientos de fachada acristalada, para conseguir un aislamiento adecuado, es necesario utilizar paramentos dobles o estructuras específicas a base de cristales laminados múltiples.

Medianerías

Referimos como medianerías aquellos para-

mentos verticales que separan dos propiedades distintas, bien pertenecientes a un mismo edificio o a edificios contiguos.

En esta denominación incluimos igualmente aquellos paramentos que separan propiedades y áreas comunitarias como escaleras vestíbulos, ascensores, etc.

Estos paramentos tienen una gran importancia en cuanto a preservar la intimidad y requieren un aislamiento como mínimo del mismo orden que el de las fachadas. Su naturaleza de paramentos ciegos permiten soluciones más sencillas que las fachadas, estimándose suficiente los paramentos simples números 4, 5, 6, 7 y 8, indicados en el capítulo IV.

Las soluciones con tabiques dobles pueden dar mayor aislamiento, pero han de ser como mínimo de tabicón, preferentemente con material acústico absorbente en la cámara intermedia, que ha de ser de 3 cm al menos, y sobre todo con una cuidada construcción que garantice la carencia de puentes acústicos.

En este apartado y como caso singular de separación entre una propiedad y zona comunitaria se incluyen las puertas de acceso, que deben tener un aislamiento no inferior a 25 dB(A), contando con el aislamiento suplementario proporcionado por el vestíbulo o distribuidor. Ello supone el emplear puertas macizas con buena estanquidad, como las indicadas en la correspondiente tabla del capítulo IV.

Compartimentaciones internas en viviendas

De acuerdo con las exigencias propias de las distintas áreas establecidas anteriormente en el interior de las viviendas, es recomendable y siempre con carácter de mínimo, el uso de los tabiques números 2 y 9 (capítulo IV) para separaciones entre recintos de una misma área, y el número 3 para recintos pertenecientes a áreas distintas. En este segundo caso, y por las razones ya expuestas al tratar de paramentos mixtos, debe cuidarse que las puertas tengan un aislamiento no inferior a 15 dB(A).

Elementos horizontales de separación

En esta clase de elementos incluimos los forjados de pisos y los cerramientos de cubierta.

El aspecto débil, desde el punto de vista acústico, de los forjados es el aislamiento a ruido de impactos, ya que según vimos en el capítulo IV; gran número de los forjados dan aislamiento a ruido aéreo superior a 45 dB(A).

Por ello, la constitución de los suelos recomendables incluyen un tratamiento complementario específico para el ruido de impactos.

Estas soluciones son de menor a mayor aislamiento:

- Suelo flotante (capítulo V), sobre forjado número 4 (capítulo IV).
- Suelo flotante, sobre forjado número 1.
- Revestimiento (con mejora de aislamiento a ruido de impacto superior a 20 dB(A), sobre forjado número 5.
- Suelo flotante, sobre forjado número 3.
- Revestimiento (idem), sobre la solución anterior.

En cuanto a cubiertas, nos remitimos a lo expuesto en el capítulo IV.

Consideraciones finales

- Para aquellos lectores que hayan seguido con atención el planteamiento del problema general del control de ruido en la edificación (capítulo I y II), así como los específicos de absorción y aislamiento acústico (capítulo III, IV y V), las recomendaciones y soluciones de los distintos capítulos y, en especial de este capítulo VI, constituirán una orientación racional a la solución de la mayoría de los problemas.

— A lo largo de esta monografía ha quedado suficientemente patente la conveniencia, o mejor aún, la necesidad de incluir los condicionantes acústicos a la hora de iniciar la planificación de la edificación, por su decisiva influencia en el posterior compartimento acústico de los edificios.

— Muchos de los problemas de ruidos que aparecen en edificios pueden solucionarse sin gasto adicional o con un reducido incremento de costo, si se tienen en cuenta, a la hora de planificar, las recomendaciones y soluciones aquí expuestas. La actuación en etapas posteriores no sólo eleva con toda seguridad el costo, sino que en muchos casos puede hacer prácticamente inviables las soluciones.

— Los condicionantes acústicos, referentes tanto a la construcción como a las instalaciones, aconsejan la intervención en las etapas de planificación, proyecto y realización de personal especialista a los distintos niveles.

— Finalmente, y como consideración general, es de tener presente que tanto para construir un edificio con buen comportamiento acústico como para disfrutar de un ambiente acústico adecuado, es primordial el factor humano. La mayoría de las soluciones acústicas pueden perder parte de su eficacia bien por una falta de intencionalidad y cuidado a la hora de realización como por un uso indebido que no tenga en cuenta los requisitos mínimos de una convivencia ciudadana.

A P E N D I C E I

VALORACION DE AISLAMIENTO ACUSTICO EN dB(A)

La obtención de los valores globales en dB(A) en la evaluación del aislamiento acústico de un elemento de construcción es inmediata desde el punto de vista experimental utilizando un medidor de niveles sonoros que incluya la curva de ponderación A. No es éste el caso cuando se trata de utilizar, en etapa de proyecto, las abundantes tablas de valores de aislamiento al uso.

En este apéndice incluimos un esquema de conversión a valores globales en dB(A), par-

tiendo del aislamiento acústico dado en la forma habitual de tablas o gráficas, en función de la frecuencia (normalmente correspondientes a bandas de octava o 1/3 de octava), con lo que se extiende el margen de aplicación del criterio de evaluación global en dB(A) utilizado en este trabajo, limitado en cuanto a datos a la tabla correspondiente del Capítulo IV.

El diagrama adjunto indica el método de cálculo a seguir.

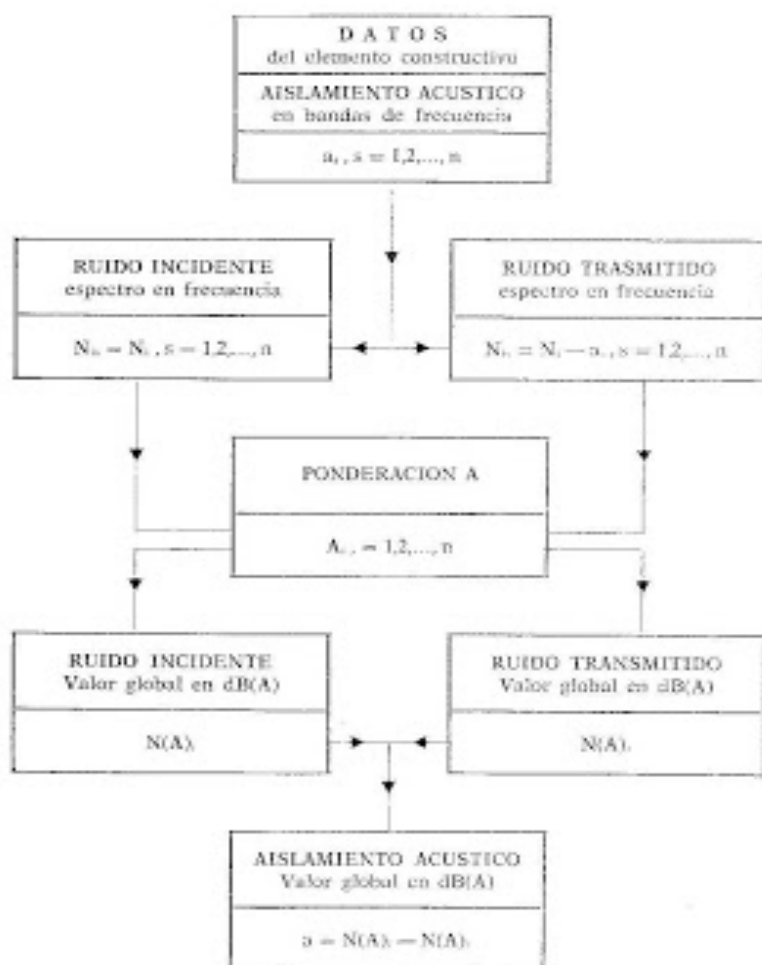


Diagrama de conversión del aislamiento acústico de un elemento constructivo, dado en tabla de valores a distintas frecuencias, a valor global en dB(A).

Al hacer esta evaluación hay que tener presente que, si bien un elemento constructivo tiene unas propiedades de aislamiento intrínsecas, su valoración global en dB(A) puede variar ante ruidos de espectros suficientemente diferentes.

La aplicación del criterio aquí seguido está basado en que la mayoría de los ruidos preponderantes en materia de aislamiento en la edificación pueden ser aproximados por un espectro medio, para el que las desviaciones en los distintos casos no plantean diferencias apreciables en la valoración global. Tal es el caso de un ruido rosa (ruido con espectro uniforme valorado en tercios de octava).

Partiendo de los valores espectrales del aislamiento acústico a_p y del ruido incidente $N_{i,p}$, se obtiene, por simple sustracción, el espectro $N_{t,p}$ del ruido transmitido.

La operación de ponderación A supone una corrección A_p en cada banda, seguida del cálculo del nivel global de acuerdo con la expresión

$$N(A) = 10 \log_{10} \left[\sum_{p=1}^n 10^{(N_p + A_p)/10} \right]$$

Cuando se conoce el aislamiento acústico de un elemento constructivo en los diez y ocho tercios de octava comprendidos entre 10 y 5.000 Hz, ambos inclusive, A_p toma los valores indicados en la tabla. Cuando, por el contrario, se dispone del aislamiento acústico en las ocho octavas centradas en 125, 250, 500, 1.000, 2.000 y 4.000 Hz, A_p toma los valores del tercio de octava correspondiente.

Este procedimiento de cálculo es, por otra parte, de fácil transcripción a un calculador electrónico, incluso de bolsillo.

Sea el caso de un tabique de ladrillos cerámicos de hueco doble enlucidos ambas caras, del que se conocen los valores de aislamiento en las seis octavas del espectro que nos interesa, según la tabla que sigue.

Frecuencia (Hz)	125	250	500	1.000	2.000	4.000
Aislamiento (dB)	31	30	32	40	47	52
$N_{i,p}$	100	100	100	100	100	100
A_p	-16,1	-8,6	-3,2	0	1,2	1
$N_{t,p}$	69	70	68	60	53	48
$N_i + A_p$	83,9	91,4	96,8	100	101,2	101
$N_{t,p} + A_p$	52,9	61,4	64,8	60	54,2	49

Tabla de valores de corrección según la curva de ponderación A.

Frecuencia (1/3 de octava)	Valor de Corrección A _p (en dB)
100	-19,1
125	-16,1
160	-13,4
200	-10,9
250	-8,6
315	-6,6
400	-4,8
500	-3,2
630	-1,9
800	-0,8
1000	0
1250	0,6
1600	1,0
2000	1,2
2500	1,3
3150	1,2
4000	1,0
5000	0,5

En ella se indica la aplicación del procedimiento al caso de un calculador de bolsillo para $N_{i,p} = 100$ dB. (El resultado final sería el mismo para otro valor de $N_{i,p}$.)

Las dos últimas filas representan los niveles acústicos en cada banda de octava una vez aplicada la correspondiente corrección A. (Nótese que las A_p son las de los tercios de octava centrales de cada banda.) Su integración da los niveles globales:

$$N(A)_i \approx 106 \text{ dB(A)}$$

$$N(A)_t \approx 67,7 \text{ dB(A)}$$

obteniéndose finalmente para el aislamiento del tabique el valor

$$N(A)_i - N(A)_t \approx 38 \text{ dB(A)}$$

A P E N D I C E I I

CÓRRELACIONES ENTRE LA VALORACION EN dB(A) Y OTRAS VALORACIONES GLOBALES (STC, CURVAS NC E ISO)

Para facilitar la ampliación de los conceptos, criterios, ideas y recomendaciones expuestos en este trabajo, manteniendo la misma pauta marcada en cuanto a valoración global de ruido y aislamiento en decibelios A, desarrollamos en este apéndice la correspondencia existente entre esta valoración global y algunas otras de entre las más difundidas y comúnmente aceptadas.

Correspondencia entre NC (Noise Curves) y Nivel Global en dB(A)

El uso de las curvas NC para la valoración global de ruidos es una práctica de uso bastante extendido, justificado sin duda por la importancia que en la definición de las mismas se concede al factor subjetivo del proceso auditivo y de molestia del ruido.

La curva NC-0 está definida por el conjunto de número de la tabla siguiente o, mejor aún, por su representación gráfica.

Las restantes curvas NC-m (m = 5, 10, 15 ..., 130) se expresan con suficiente aproximación en función de NC-0 anteriormente indicados para las distintas octavas, mediante la siguiente expresión:

$$NC-m = NC-0 + m \cdot k$$

La atribución de un valor NC a un ruido del que se conoce su espectro energético en bandas de octava se hace de la manera siguiente: representados en las mismas escalas de frecuencia y nivel en dB, las curvas NC y el espectro de ruido, se atribuye a éste el número de la curva inferior que contiene completamente al espectro de ruido.

Cuando se usa como representación de las curvas NC el conjunto de valores proporcionados por la tabla y expresión precedente, en lugar de la correspondiente representación gráfica,

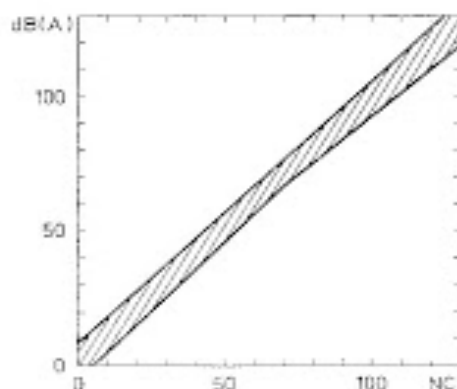
Niveles de presión sonora en bandas de octava (dB)						
Frecuencias centrales (Hz)						
	125	250	500	1000	2000	4000
NC · 0	22	12	4.8	0	-3.5	-6.1

(ISO R12886)

Corrección k	0.87	0.93	0.974	1	1.013	1.025
-----------------	------	------	-------	---	-------	-------

fica, la atribución de un valor NC a un ruido, se hace comparando en cada octava el nivel del ruido con el NC-m mínimo que le supera. El mayor de los valores NC-m así obtenidos es el que caracteriza al ruido en cuestión.

Utilizando los conceptos anteriores hemos construido la correspondencia entre las valoraciones globales de ruidos NC y en dB(A) que aparece en la figura siguiente, en la que se aprecia claramente su naturaleza no biunívoca.



Correspondencia entre Curvas NC y Nivel Sonoro en dB(A).

Es de resaltar que los puntos medios de los intervalos de dispersión de esta correspondencia verifican:

$$NC-m = m \text{ dB(A)}$$

es decir, que el número de la curva NC coincide con la valoración global en dB(A).

Correspondencia entre índices de aislamiento a ruido aéreo I_a y aislamiento a ruido aéreo en dB(A) de un elemento constructivo (ISO/R.717)

El índice de calidad del aislamiento a ruido aéreo de un elemento constructivo viene dado por el valor del aislamiento en decibelios a 500 Hz de la poligonal que, proporcionando la mejor aproximación a los puntos experimentales, según unos criterios bastante complejos para ser detallados aquí, tiene pendientes de 9 dB/octava hasta el final de escala.

Aplicando la valoración en dB(A) a hipotéticas curvas de aislamiento acústico a ruido aéreo coincidentes con poligonales como las descritas precedentemente, se obtiene la relación:

$$I_a = \text{aislamiento acústico en dB(A)} + 1,36$$

en donde la diferencia es tan reducida que nos permite concluir en la equivalencia de ambas valoraciones.

La dispersión entre las distintas curvas de aislamiento caracterizadas por un mismo valor I_a conduce a distintos valores de aislamiento en decibelios A, análogamente a lo visto para las curvas NC. No obstante, la expresión escrita anteriormente de una aproximación suficientemente buena entre ambas valoraciones, ósprovista de incertidumbre.

Correspondencia entre valoraciones globales del aislamiento acústico en valores STC y dB(A)

Análogamente a la asignación de un valor I_a para caracterizar el aislamiento a ruido aéreo de elementos constructivos, la valoración STC se hace por comparación con una poligonal de referencia.

En el cuadro que sigue se dan las definiciones de algunas STC, junto con la valoración global en dB(A) correspondiente.

STC	Hz						Valoración en dB(A)
	125	250	500	1000	2000	4000	
STC-20	0	9,5	15,5	18,5	20	20	16,53
STC-30	10	9,5	23,5	28,5	30	30	26,53
STC-40	20	29,5	35,5	38,5	40	40	36,53
STC-50	30	39,5	45,5	48,5	50	50	46,53
STC-60	40	39,5	55,5	58,5	60	60	56,53
STC-70	50	49,5	65,5	68,5	70	70	66,53

De este cuadro se deduce la ley general de correspondencia:

$$\text{Núm. STC} = \text{Valor del aislamiento en dB(A)} + 5,5$$

afectada de incertidumbre análoga a la indicada para I_n , caso de considerar las distintas curvas correspondientes a una misma STC.

Correspondencia entre índices de ruido de impactos I_i y valoración en dB(A)

El índice de ruido de impactos I_i de un forjado o suelo viene dado, según ISO/R-717, por

el valor del nivel en dB a la frecuencia de 500 Hz, de la poligonal que con pendientes de 0 dB/octava de 100 a 315 Hz, de -3 dB/octava entre 315 y 1.000 Hz y de -9 dB/octava a partir de esta frecuencia, se adapta mejor a los puntos experimentales.

Por aplicación inmediata de la fórmula del Apéndice I para la valoración global en dB(A) se obtiene la equivalencia:

$$I_i = \text{Valor en dB(A)} - 3,25$$

Esta correspondencia está afectada de la natural incertidumbre, análogamente a lo expuesto en las equivalencias anteriores.

**REFERENCIAS BIBLIOGRAFICAS POR ORDEN
DE APARICION EN EL TEXTO**

(Estos libros y artículos forman parte del fondo bibliográfico sobre Acústica del Centro de Investigaciones Físicas «LEONARDO TORRES QUEVEDO».)

CAPITULO I

1. Wilson Commission: Noise, final report. Committee on the problem of noise. HMSO (1963).
2. BELL, A.: Noise. An occupational Hazard and Public Nuisance. Public Health Papers n.º 30. World Health Organization (1966).
3. LARA, A.: Investigación sobre el hombre y el ambiente acústico. I Symposium Hispano-Español sobre ambiente acústico. Madrid, 1970. Rev. Acústica, Vol. II 1-2 (1971).
4. STEVENS, S. S.: Handbook of Experimental Psychology. John Wiley & Sons Inc. (1966).
5. BURNS, W.: Noise and Man. John Murray (1969).
6. BURNS, W. y ROBINSON, D. W.: Hearing and Noise in Industry. Her Majesty's Stationary Office (1970).
7. KAYLER, K. D.: The effects of noise on man. The Academic Press Inc. (1970).
8. ROBINSON, D. W.: Occupational Hearing Loss. Academic Press, Inc. (1971).
9. ISO/R 507: Procedure for describing noise around and airport (1970).
10. STEVENS, R. W. B. y BERT, A. E.: Acoustics and vibrational Physics. Wm. Clowes and Sons Ltd. (1966).
11. MALHOTRA, L.: Physical foundations of technical acoustics. Pergamon Press (1969).
12. KIMBALL, I. E. y FRY, A. R.: Fundamentals of Acoustics. John Wiley & Sons, Inc. (1966).
13. PETERSON, A. P. G. y GROSS, E. E.: Handbook of Noise Measurements. General Radio Co. Concord (1972).
14. FLETCHER, H.: Speech and Hearing in Communication. D. Van Nostrand (1953).
15. RICHMOND, E. G.: Technical Aspects of sound. I. Elsevier Publishing Company (1955).

16. FERREY, G.: Experiments in hearing. Mc. Graw Hill Book Co. Inc. (1960).
17. LARA, A.; PÉREZ LÓPEZ, A. y SANTIAGO, J. S.: Sobre la necesidad de ruidos. Revista de Ciencia Aplicada, N.º 63 (Noviembre-Diciembre, 1963).
18. FLETCHER, H. y MANSOUR, W. A.: Loudness, its definition, measurement and calculation. JASA 3 (1971) 82-108.
19. YOUNG, R. W.: Single number criteria for noise noise. JASA 36 (1964).
20. ISO/R 166: Preferred frequencies for acoustic measurements (1964).
21. Dpto. Acústica CIP L. T. Q.: Terminología acústica Electr. Fís. Apl. n.º 41 (Enero-Marzo 1964).
22. HARRIS, C. M.: Handbook of noise control. Mc Graw-Hill Book Company (1957).

CAPITULO II

23. N. P. L. Symposium. The control of Noise. H. M. S. O. (1962).
24. SANTIAGO, J. S.: Clases de ruido de tráfico en Madrid. Revista Electr. Fís. Apl. n.º 41 (Enero-Marzo 1963).
25. SANTIAGO, J. S.: Traffic noise climates. AIGB, Proceedings of the VII Congress of AIGB, London (1968).
26. SANTIAGO, J. S.: Prediction of traffic noise climates, Reports of the 6th ICA, F-2-5, Tokio (1968).
27. Lab. Ruido Dpto. Acústica CIP «L. T. Q.»: El ruido ambiental en el proyecto de un edificio. Rev. Acústica 3 (1971).
28. RAPIN, J. M. y GILBERT, P.: Etude des modes de propagation phonique aux bords des voies rapides urbaines. C. S. T. R. Rapport (3.7.1969).
29. SACCHETTI, G. G.: Le bruit dans les voitures automobiles. Rev. Electr. Fís. Apl. n.º 41 (Enero-Marzo 1964).

30. GÜNTHER, M.: Vehicle noise control. Rev. Electr. Fís. Apl. n.º 41 (Enero-Marzo 1968).
31. BERANEK, L. L.: Noise Reduction. Mc. Graw-Hill Book Co. (1965).
32. GÜNTHER, M. J.: Inter-Noise 73 Proceedings. INCE (1972).
33. PETERSON, O. J.: Inter-Noise 73 Proceedings. Inter-Noise 73, Technical University, Lyngby (Denmark) (1972).
34. Akadémiai Kiadó: Proceedings of the 5th ICA, Budapest (1971).
35. DELBRIEG, C. W.; FRANKLIN, P. A. y JONES, G.: Analysis of Community noise and a plan for noise control for the City of Boston, Air Pollution Control Commission, Bell, Bernack and Norman (1971).
36. PÉREZ LÓPEZ, A.: Arquitectura industrial y ruido. Reporte de la Asociación Española para el Progreso de las Ciencias, T. III (1965).
37. PAMPA, J. L.: Sistematización de las medidas de ruido de origen industrial-urbano. Rev. Electr. Fís. Apl. n.º 41 (Enero-Marzo 1968).
38. DELAUNE, C.: Test CIE Standard pour essais d'intelligibilité en Espagnol, 6th ICA, C-5-1, Tokio (1968).
39. TANNODER, T.: Espectro acústico medio de la palabra (Das durchschnittliche Frequenz-Spektrum der Sprache), Acústica, 24, 2 (1971).
40. BARKER, V.: Weighted average Spectrum of human speech: an approach. Proceedings 7th ICA, Budapest (1971).
41. AUGOU, S.: Le bruit des équipements: les cabinets. C. S. T. R. Cahier 759 (1967); Cahier 1084 (1972).
42. VAN ELL: My neighbour's radio. Proceedings 3rd ICA, Elsevier (1961) y 3th ICA, Lima (1965).
43. SIVIAS, L. J.; DUBO, HW. y WHITE, J. D.: Absolute amplitudes and spectra of certain musical instruments and orchestras. JASA. Vol. 2 (1931).
- CAPITULO III**
44. ZWISLOCKI, C. y KOSTIN, C. W.: Sound absorbing materials. Elsevier Publishing Co. (1960).
45. ESKINEN, V. O. y HANON, C. M.: Acoustical designing in Architecture. John Wiley & Sons, Inc. (1950).
46. BERANEK, L. L.: Acoustic Measurements. John Wiley & Sons (1949).
47. SARRIS, W. G.: Collected papers on acoustics. Dover Publications (1964).
48. ISO/R 354: Measurement of absorption coefficients in a reverberation room (1961).
49. RAIS, A. L.: Imbrun acoustico et acoustique architecturale. Ed. Chiron (1964).
50. FURBER, W.: Raum und Bauakustik für Architekten, Brückner Verlag (1956).
51. KOTTERUFF, H.: Room acoustics. Applied Science Publishers Ltd. (1972).
52. CONTUREL, L.: L'acoustique dans les bâtiments. Ed. Eyrolles (1965).
53. BERANEK, L. L.: Noise and vibration control. Mc. Graw-Hill Book Company (1971).
54. LEHMANN, R.: L'acoustique des bâtiments. Presses Universitaires de France (1961).
55. BASTUA, V.: Absorción selectiva con paneles perforados. Boletín de información, Instituto Linceo de Torres Quevedo (1965).
56. FERNANDEZ, R.: Absorción selectiva de resonadores de Helmholtz. Asociación de resonadores. Tesis de Licenciatura, CIF L. Torres Quevedo, Madrid (1967).
57. RUIZOLA, S.: Absorción selectiva en paneles perforados. Tesis de Licenciatura, CIF L. Torres Quevedo, Madrid (1967).
58. MORSE, F. M. y BOYD, R. H.: Sound Waves in Rooms. Rev. Mod. Phys., 16 (1944).
59. BERANEK, L. L.: Audic and Chair absorption in large Halls. II. JASA 45 (1969).
60. BARKER, V. y MORGAN, A.: Absorción acústica de bastos tapizados, con y sin personas sobre alfombras: Efecto de pantalla, I Symposium Hispano-Bélgica sobre ambiente acústico, Madrid 1970. Rev. Acústica, Vol. 2, 3-2 (1971).
- CAPITULO IV**
61. CREMONA, L.: Die Wissenschaftlichen Grundlagen der Raumakustik. S. Hirzel Verlag, Vol. I Geometrische Raumakustik (1948), Vol. II Statistische Raumakustik (1961), Vol. III Wellentheoretische Raumakustik (1950).
62. STEWART, E. G.: Sound insulation: basic principles. B. R. S. D. 140 (1972).
63. CREMONA, L.: Theorie de l'affaiblissement du son par les parois minces, dans le cas d'incidence oblique. (Memoria francesa del Archivo publicada en Akust. Z. (1942).
64. S. R. H.: Sound insulation of traditional dwellings I. B. R. S. D. 102 (1969), II. B. R. S. D. 103 (1969).
65. FURBER, H. J.: Building Physics: Acoustics. Pergamon Press. (1966).
66. FURBER, P. H.: Acoustics, Noise and Building. Ed. Faber & Faber (1969).
67. ISO/R 140: Mesure sur place et en laboratoire de la transmission des sons aériens et des bruits de choc (1960).
68. ISO R/717: «Evaluation de l'islement acoustique des habitations (1968).
69. ASTM E 90-70: Recommended practice for laboratory measurement of airborne sound transmission loss of building partitions ASTM (1970).
70. BARKER, V.: Consideraciones sobre las normas C. I. E. para control del ruido en la edificación. Revista Electr. Fís. Apl. n.º (Enero-Marzo 1968).
71. BERCH, J. T.: The application of the B & K measurements. Belg. G. R. (1967).
72. LARA, A.: Control de Ruido: Investigación y tecnología. Revista Electr. Fís. Apl. n.º 41 (Enero-Marzo 1968).

73. MARRAS, J. A.: The airborne sound insulation of plan. *App. Acoust.* 43 (1971).
74. LINDEN, A.: Transmission of reverberant sound through double walls. *JASA* 22 (1950).
75. ALIOT, S. y KRAH, M.: Etude des caractéristiques acoustiques de divers matériaux. C. S. T. B. Cahier 1187 (1973).
76. CSTB: Exemples de solutions pouvant satisfaire au règlement et (ou) aux définitions du Label Confort Acoustique. C. S. T. B. Cahier 1090 (1971).
77. TORRO, J. M.: El aislamiento y acondicionamiento acústico en la edificación. Instituto E. Torroja de la Construcción y del Cemento, Madrid (1968).
78. DIN 4109: Control del ruido en la edificación (Versión española) (1962).
79. INGERSLEV, F.: Acoustics in modern building practice. The Architectural Press (1972).
80. SALT, R. L.: Acoustic design and practice. Amc Publishing House (1966).
81. PARKIN, P. H.; PERKINS, H. J., y SCHOLLS, W. E.: Field measurements of sound insulation between dwellings. H. M. S. O. (1969).
82. SCHÜLLI: Les dalles flottantes. Eyrolles (1958).
83. ZALLER, W.: Technique de la défense contre le bruit. Editions Eyrolles (1954).
84. JOSSE, R.: Notions d'Acoustique à l'usage des architectes ingénieurs et urbanistes. Editions Eyrolles (1972).
85. EISENBERG, A.: «Die Schalldämmung von Glasern und Verglasungen», Deutschen Glastechnischen Gesellschaft E. V. n.º 8 (Agosto 1958).
86. ISJELANDSSON, S.: «Sound Insulating windows», Construction Report 3, Statens Institute for Byggnadsforskning, Stockholm (1968).
87. LANGE, P. A.: Sound insulation of glazing with respect to traffic noise. *App. Acoust.* 23 (1969).
88. Pilkington Glass Ltd.: The airborne sound insulation of glass. Environmental Advisors Service, Report 4 (June 1970).
89. ROSS, D.; UNGARD, E. E. y KARWIN, E. M.: Damping of plate flexural vibrations by means of viscoelastic laminae. A. S. M. E. Reports (1959).
90. KURTZ, G.: Física y técnica de la lucha contra el ruido. Ed. Urco, Bilbao (1969).

CAPITULO V

91. CRAMER, I. y HEGER, M.: Körpershall. Physikalische Grundlagen und Technische Anweisungen, Springer Verlag (1967).
92. HARRIS, C. M. y CRUDE, C. E.: Shock and vibration handbook, Mc. Graw-Hill Book Company (1961).
93. B. R. E.: Vibrations in Buildings, B. R. S. D. 117 (1970).
94. CRANDALL, S. H.: Random vibration, John Wiley & Son (1958).
95. NAFISQUANO, I. X.: Acústica técnica. Etegil (1968).
96. JOSSE, R.: Efficacité acoustique des revêtements de sol. C. S. T. B. Cahier 298.
97. S. S. T. B.: Qualité acoustique des revêtements de sol. C. S. T. B. Cahiers 399-471-572-671-749-852.
98. NÉKÉSY, G. von: Über die vibrationsempfindung. *Akust. Z.* 4 (1969).
99. LIPPERT, S.: Human vibration research, Pergamon Press (1961).
100. REINER, M. y MONTAN, F. J.: Forsch. Gebiete. *Ingenieurw.* 3 (1932).
101. DILCKMANN, D.: *Int. Z. angew. Physical Geophys. Arbeits physiol.* 16 (1957) y 17 (1958).
102. WISNER, A.: La gêne due aux vibrations dans les immeubles à usage d'habitation et de bureaux. C. S. T. B. Cahier 359.
103. DIN: Erschütterungen im Bauwesen Grundsätze und Ermittlung der Schwingungsgroßen, DIN 4150 (Entwurf) (1971).
104. ISO: Evaluation exposure of humans to whole body vibration, ISO Rept. 108/WG-7 (Secr. 6) (1967).
105. MARRAS, Z.: Environmental sound propagation. Invited Lecture, 8.º ICA, London 1974.
106. SCHOLLS, W. E. et al.: Field performance of a noise barrier. *J. Sound Vib* 16 (1971) 627, y también *Appl. Acoust* 5 (1972) 205, *Appl. Acoust* 4 (1971) 205.



ACOUSTICS AND HUMAN HABITAT

Lara-Sáenz, A.

Instituto de Acústica, Centro de Física Aplicada

"L. Torres Quevedo", C. S. I. C., Madrid-Spain

INTRODUCTION

It is becoming a regular procedure of these ICA Congresses, besides covering all branches of Acoustics, to select a topic to be given a special emphasis, devoting some of the Invited Lectures to it and calling for papers to this topic.

In the former ICA Congress in London in 1974, the selected topic was Environmental Acoustics. When planning for the present Congress the ICA Commission decided to complement the previous subject analyzing the Human Habitat from the acoustic point of view.

This Congress faces the presentation of over 900 contributed papers distributed among 18 branches of acoustics, discussion being favoured by the availability in advance of the papers abstracts. This has been possible thanks to the interest and cooperation of all of you, to whom we express our deepest recognisance.

Four out of the ten Invited Lectures are directed to the subject of the Human Habitat together with over 400 papers in related fields. In this line we are most grateful to the Acoustic Commission for giving us the opportunity of addressing this introductory lecture on the subject.

Acoustics as a social binder.

From a purely acoustical point of view we consider the human habitat as the ensemble of physical spaces, open or closed, in which Man spends his life both as an individual and as a member of society.

The human being, because of his developed intelligence and culture, has been able to conform Nature around him establishing more or less artificial habitats, all over the world. The rest of living beings are constrained to the spaces where they find natural ecological conditions to survive. Nevertheless Man is suffering from his own capabilities of conforming Nature through science and technology by degrading the environment which his technique contributes to create.

The sense of audition has played a main role in the evolution and development of association among living beings. The elasticity of the media where life has grown, either water or air, has allowed natural communication between individuals, a main factor for community life.

The present hearing system of man is the result of a long process of mutation in the evolution of the species for survival. Living beings while in water adapted easily their body impedance to their surround, thus facilitating the energetic re-



ACOUSTICS AND HUMAN HABITAT

ception of information conveyed by elastic waves, as is the case of the lateral line detectors along the body of fishes, directly connected to the corresponding brain center.

The transition of life from water to air, brought along with it the development of the middle and outer ear. Birds, as an intermediate step, developed a simple middle ear structure with a single bone, the columella. Some mammals like the whale on going back to the sea preserved their air developed hearing system.

Today's man hearing mechanism comprises a processus of adaptation of the high impedance of the inner ear to the low impedance of air. This localized highly elaborated mechanism, closely related to the faculty of expressing ideas by spoken language, gives man his predominant and unique position among living beings.

Incidentally, permit me to mention an anecdote which Prof. Sacerdote of Turin recalled me recently: The Spanish Cardenal Mendoza Counsellor of the Queen Isabel la Católica, discussing on the human nature of apes, said: Let them tell one single word and I will baptize them!.

Primitive man used hearing for orientation and communication, and as a permanent danger detector. It could be said that at night hearing "sees" while sight becomes "deaf".

At that time hearing was a fundamental sense, useful apart from defense, to locate living preys. Acoustics being concerned not only with hearing but with the generation and propagation of sound, one can realize the early ideas of producing strong and harmonious sounds with horns and drums, primitive wind and percussion instruments. The need to protect oneself from an annoying sound environment was far from existence, though we can imagine that man would instinctively protect his ears from intense natural phenomena like thunder.

Acoustic and first human settlements.

Ceramics, facilitating food storage and cooking, and later the apparition of agriculture, facilitates the establishment of the first urban nuclei of human habitats. These first settlements surrounded by intensive irrigated cultivation included further dry ones up to a distance compatible with sojourn in the village.

Dwellings evolved from simple caves and shelters into circular tents imitating the round forms in Nature until man, inventing the rectangular shape established the bases of what would evolve into the family house of present days.

Adobe, a primitive basic building material with unique thermal properties and compatible acoustical characteristics, together with the lack of artificial noise sources and scattered unfamiliar dwellings, favoured community life exempt of noise interference problems.



9 INTERNATIONAL CONGRESS ON ACOUSTICS

MADRID 4/9-VII-1977

ACOUSTICS AND HUMAN HABITAT

The growth and transformation of villages into cities is marked by the important social factors of work subdivision and public works reflected mainly in the construction of city walls. Incidentally, the acoustic reference to the walls of Jericho in the attack led by Joshua fifteen centuries before Christ can not be scientifically proved but archaeological discoveries have recently shown the existence of much older cities superposed in the same location with city walls dated down to 8.000 years B. C. This Jericho would be the oldest city known at present, before ceramics, agriculture and writing. Its population seems to have been of about 3.000 inhabitants. Other cities after Jericho such as Katal in Turkey show chess-board plans and an important sense of privacy favoured by massive windowless front walls and lateral access to a central patio.

The great civilizations of Nile, Indus and Yellow river Valleys, gave us apart from writing, mathematics and related sciences, the discovery of the wheel, base of today's road traffic, one of the main acoustic parameters of the human Habitat. Man's natural inclination for singing and dancing has produced at that time musical instruments like the Lyre, the Lute, the Timbrel and the Cane flute.

Immigration to cities, considered one of today's sociological facts responsible of city growth, was already present in Sumerian cities 3.500 B. C. such as URUK, a big city of that epoch with some 40.000 inhabitants surrounded by more than 100 villages with a great pressure of migration, mainly for protection reasons.

Old architecture and Acoustics.

Greece constitutes a step forward in the interaction between acoustics and social life. From Dithirambo to Tragedy and Comedy, song is the origin of a social event that gives birth to the building of the greek theaters, considered the beginning of rational acoustical design. Hipodamus of Mileto codified norms on systematic grouping of houses to form blocks divided by intermediate streets like Agrigento and Priene. The century of Pericles witnesses the first scientific findings of Psychophysical acoustics with the pithagorean correlation between excitation of strings and the sensation of harmony.

The State-City of Greece and the roman Civitas do not bring about detectable urban acoustical parameters. Rome, the largest city of its epoch, with a crowded downtown reflects in its legislation the first noise abatement regulation, relating hours, pavement and road traffic.

Roman architecture was mostly an engineering modification of the Greek one. Making use of the arch and of the etruscan dome, erected large enclosures as the Pantheon in Rome unsurpassed until the Crystal Palace of London in the XIX century. The knowledge on building construction and acoustics of the Greco-Roman period is reflected in the outstanding book of Marcus Vitruvius on Architecture (1).

The Middle Ages are characterized by large feudal constructions and modest



9 INTERNATIONAL CONGRESS ON ACOUSTICS

MADRID 4/9-VII-1977

ACOUSTICS AND HUMAN HABITAT

dwellings aggregated in a crowded and not organized way, forced by the space limitations imposed by defense needs. Neither the large constructions nor the dwellings were proper habitats in the present sense.

The Gothic architectural style, broadening the enclosed public physical spaces, introduced long reverberation times reflected in the liturgical Gregorian Chants.

In the Renaissance period, the "Burgs" and the bourgeois society enlarge the urban size in an intermediate step towards the modern city, the main difference being lower population density and traffic. The street is a part of social life. People are interested in street events and homes open onto them. Massive construction building elements contribute to acoustic isolation of the Habitats from street and neighbours.

Modern Architecture and Industrial Revolution.

The second half of the XVIII century with the rise of archeology profoundly affects the architectural authority of Renaissance classicism. The excavations of Herculaneum and Pompeii and the archeologic work on Athens made a great impact on architecture, which reflecting the social life of the epoch, maintained along centuries rigid and authoritative rules of design following Vitruvius and Palladium (2). This marks the initiation of Modern architecture, in a changing society from absolutism to liberalism, whose first expression, Neoclassicism, allows more freedom of form and design.

This architectural revolution coincides with the explosion of scientific knowledge. Great mathematicians together with the interest of physiologists and physicians in the mechanism of hearing, and the gigantic work of Lord Rayleigh, set the basis of Acoustic Science.

Let us recall the work of the Spanish Nobel Prize in Medicine Santiago Ramón y Cajal (3), whose research on Neurophysiology has contributed greatly to the Psychophysiology of hearing, and pay tribute here and profound homage to our colleague Georg von Békésy, also a Nobel Prize in Medicine.

The Industrial Revolution brings about big changes in social life with marked consequences on the Habitat. Concentration of population around industrial centers and the growth of cities are the causes of collective buildings, slums and their related acoustic promiscuity. What took Man millennia to change primitive Habitat through agricultural and industrial revolutions became now centuries and later even decades.

Architecture already liberated from its rigid canons of previous periods, opens now to functional criteria, lead by masters such as Frank Lloyd Wright, Le Corbusier, Walter Gropius, Mies van der Rohe, Pier Nervi, Kenzo Tange and many others. Utilizing new materials, in particular reinforced concrete, the



ACOUSTICS AND HUMAN HABITAT

architecture adapts itself to the needs of the new epoch. Building techniques almost unchanged along many centuries by introducing light construction elements brings up the problems of acoustic insulation and privacy.

The technological explosion makes available a variety of elements and systems which improve man's standard of living. The automobile industry first and soon after the aviation brings in new important acoustic parameters.

Electronics opens the field of acoustical instrumentation, a fundamental tool for acoustic measurements and research. Sound recording and reproduction, based on electroacoustic transduction, is a great achievement that contributes both to the enjoyment and diffusion of music and speech and to the acoustical design of closed and open air Habitats. Incidentally the coincidence of this Congress with the Centenary of the invention of the Phonograph is reflected in a Satellite Symposium on Sound Recording and Reproduction in Barcelona and a special session dedicated to this event during the Congress.

The Acousticians role.

Acoustics, in trying to attain the adequate acoustic environments for the different functions and situations of man, at work, rest or leisure, has the essential mission of contributing to obtain the appropriate conditions for a good audition of the desired sounds, and the elimination or reduction of the unwanted sounds or noise.

Industrial sites, commercial offices and public centers ask for specific acoustic solutions to prevent hearing damage and annoyance. New and large enclosures demand acoustic design for intelligibility and good audition. Collective buildings, traffic and services need acoustic solutions in new Habitats in correlation with city planning.

What has been the contribution of the acoustic community to this task and what should it be in the future?

After the work of Sabine in Harvard in the twenties, Room Acoustics stands as an applied branch of Acoustics whose foundations are well established at present as far as the desirable parameters both for open and closed spaces are concerned. Electroacoustics and sound reinforcement constitute an important complementary design element.

Specific acoustic materials are made available, in particular porous materials for sound absorption, light sandwich partitions for insulation, and vibration isolation systems.

Acoustic research, first in universities and in state research centers, extends later to private concerns mainly in the applied field. Private acoustic consultancy develops as a professional career.



9 INTERNATIONAL CONGRESS ON ACOUSTICS

MADRID 4/9-VII-1977

ACOUSTICS AND HUMAN HABITAT

Acousticians in different nations group themselves in acoustical societies. The first one was the Acoustical Society of America in 1929. Its first President Harvey Fletcher, now in his lucide nineties and to whom Acoustic science owes so much, especially invited by us, has understandably declined but has honoured us with the coauthorship in a contributed paper (4). I would like to express on this occasion the recognition and homage of all his Congress' members to which I would like to add my personal reverence as his former student back in the early fifties at Columbia University.

Today there are over twenty acoustical societies to which we should add the International entities: G. A. L. A. (Group of Acousticians of Latin America), F. A. S. E. (Federation of Acoustical Societies of Europe) and International INCE.

In 1931 the I. C. S. U. (International Council of Scientific Unions) of UNESCO was founded incorporating the spirit of National Academies of Science as old as the British Royal Society (1660), the French (1666) and Russian (1725) Academies. This Council brings together Unions of different fields of Science with subsidiary associations. The International Commission on Acoustic a specialized body of I. U. P. A. P. (International Union of Pure and Applied Physics) initiated in 1950 the series of International Congresses on Acoustics held uninterruptedly every three years. These Congresses have greatly contributed to the advancement of Acoustics. We are much honoured to have in this Congress an Advisory Committee formed by past presidents of the ICA and of the eight previous Congresses, with the regrettable exception of Professor Erwin Meyer, dead a few years ago.

A main task at international level has been performed by the I. S. O. (International Organization for Standardization) by preparing and editing standards and recommendations for the measurement of materials, elements and equipment in Acoustics, which are basic for national codes and legislation. It is worth mentioning the influence of I. S. O. in the fields of building acoustics and noise assessment (5).

Noise pollution and international cooperation.

Since the last decade an international concern is felt on the deterioration of the Environment. The Biosphere as a system appears as a concept that compels man to avoid the destruction of Life itself as a part of our Ecology. (6) Along this line I. C. S. U. creates the Scientific Committee on Problems of the Environment (S. C. O. P. E.) in 1970, with representatives of Scientific Unions related with the pollution of the environment. Professor Malecki, President of I. C. A. on the occasion of the Madrid Meeting of I. C. S. U. late in 1970, succeeded in including a member of ICA in SCOPE as representative of IUPAP, to deal with the acoustic aspects of the environment. I was honoured with that nomination.

A first result was the inclusion in the International U. N. Stockholm Conference of the Human Environment in 1972, of a resolution recognizing noise as one of the environmental pollutants (7).



ACOUSTICS AND HUMAN HABITAT

A next step was the preparation of an ICA document on noise pollution during Dr Mattei's presidency with the valuable collaboration of Dr. Edgar Shaw, proposing five subjects of research basic to a better understanding of noise pollution assessment and control. With the endorsement and moral encouragement of SCOPE, five corresponding working groups were established on the occasion of the 8 ICA in London, as follows:

WG 1: Hearing Thresholds of Isolated Human Populations

WG 2: Sound Propagation Outdoors

WG 3: Noise Propagation in Buildings

WG 4: Effects of Noise on Wildlife Communication

WG 5: Effects of Noise on Sleep.

Each Working Group has an ICA representative and an Animator.

During this Congress there will be special sessions for each group to summarize and discuss the ongoing progress. The work prepared by the groups are reflected in different papers whose abstracts are included in the Proceedings in a special section devoted to SCOPE.

In a world increasingly interrelated and technologically interdependent, the coordination of research and reglamentation in Acoustics is becoming an unavoidable requirement. In this respect the encouragement given by the International Commission on Acoustics for research Coordination as shown in this Congress and the Federation of Acoustical Societies of Europe's next Congress on Noise Legislation, are substantial initiatives along these lines.

Actual legislations on noise control are very recent. Regulations to protect workers in industry, and control of automotive vehicle noise, start in 1914 mainly on a qualitative basis and it takes over 40 years to make them quantitative. Only in this last decade, national regulations on control of the acoustic environment are being established.

Closing considerations.

Because of its interdisciplinary nature, Acoustics accumulating the knowledge of Physics, Engineering, Physiology, Neurology, Architecture, Psychology and Sociology among others attempts to identify, evaluate and control the parameters of the sound field. These parameters are numerous and diverse due to the complexity of Man whose senses imply specific and sinergetic relations.

It can be said that of the three main acoustic aspects of generation, propagation and reception of sound there is a marked predominance of the first two over the third, as far as knowledge and applications is concerned. In the reception there still is wide controversy and a need to clarify subjective aspects. More research and synthezising work is required to facilitate the management and control of subjective parameters such as annoyance and community reaction to un-



ACOUSTICS AND HUMAN HABITAT

wanted sound as well as subjective evaluation of acoustic quality of enclosures.

Electronic data processing facilitating the application of mathematical algorithms and models, Real time analysis and frequency time transformations, contribute to progress in acoustical research.

Science has made great progress since Copernico and Galileo's times and so has technology. Man who has been capable of big achievements in fields like Physics, Electronics, Biology and exploration of space, has failed to make comparable progress in basic Habitat technology and materials. Building construction still depends on some basic materials utilized by man over ten thousand years. While other technological fields have taken advantage of industrialization, building relies almost entirely on conventional manual techniques.

Prefabrication, an attempt at mechanization, is still in an incipient state and rather than help acoustic performance, tends to deteriorate it.

New construction techniques, using "in situ" solidifiable fluids with moving molds, are still in an almost imaginative state.

Meanwhile, the concentrated increase of urban nuclei, confirms the existence of "megalopolis" of over 10 million inhabitants and the advent of "ecumenopolis" in a world with an expected population of the order of 30.000 million people towards the end of next century (8).

In planning the modern Habitat a double coordination is required. One that could be called internal, centered on Man through his senses, constituting a bio-physical system in which parameters such as temperature, illumination, energy, humidity, ionization, etc. have to be integrated with sound. A second coordination that may be called external, contemplates the Habitat as an element of a system integrated at city, state, country or even world level. In this system, planning has to consider jointly such important factors as population, energy sources, geography and topography, natural resources, echo systems, communications, etc. which condition the Global territorial planning (see picture).

Acoustics must be present at the planning and design stage of both internal and external systems which will be responsible for the Habitat of the future.

Intervenção do Presidente da Sociedade Española de Acústica, Sr. Andrés Lara-Saenz

Autoridades, Colegas, Señoritas y Señores:

En primer lugar, en nombre de la Delegación Española, quisiera expresar nuestro reconocimiento y gratitud a los Colegas Portugueses que han tenido la amabilidad de organizar este I Simposio Luso-Español de Acústica Ambiental.

Esta iniciativa arranca del último Congreso Internacional de Acústica celebrado en Madrid, donde tuvimos ocasión de entrar en contacto con el Ingeniero Martins da Silva, quien nos propuso esta iniciativa de reunirnos para tratar en común problemas de tanta actualidad y de tanto interés para nuestros países, como es todo lo relacionado con la Acústica.

La Acústica es una ciencia interdisciplinaria que tiene como objetivo final al Ser Humano. Por eso, confluyen en esta rama de la Ciencia tantos otros aspectos, científicos y técnicos, que hacen que tenga esa importancia y esa transcendencia en la vida, en momentos en que la Civilización nos reúne en aglomeraciones urbanas y nos envuelve en una tecnificación permanente.

Todo esto hace que tengan la mayor transcendencia todos los trabajos científicos y técnicos, tendentes a preservar la salud en todos los aspectos físicos y psíquicos del Ser Humano.

La Delegación Española está muy agradecida a la simpática, cariñosa y afectiva acogida que hemos encontrado al llegar a esta ciudad, que nos ha recibido con una temperatura y un tiempo muy agradables, y con una sonrisa y un afecto de todos los medios con que nos hemos aproximado a ella.

Tanto los que hemos venido en avión, como los llegados en tren o en coche, hemos encontrado siempre a un Colega Portugués que nos ha

acogido y nos ha hecho muy agradable ese primer contacto con esta ciudad.

Les damos a todos las gracias por esa acogida, que nos ha hecho sentirnos naturalmente en un País Hermano, que es como en nuestra casa.

Creemos que esto no debe ser nada más que el principio de una colaboración entre ambos pueblos, que tienen tantas raíces comunes y tienen tanto en común, a todos los niveles. La Sociedad Española de Acústica se siente muy honrada con esta llamada de sus Colegas Portugueses para trabajar en común.

Creemos que esto será el principio de una colaboración efectiva, que redundará en beneficio de ambos países y, a la postre, servirá a la sociedad y al Ser Humano, motivo fundamental de todo lo relacionado con la Acústica.

Antes de iniciar las sesiones, queremos agradecer tantas adhesiones, a la vista de las respuestas tan formidables que ha tenido en Portugal esta iniciativa. Hemos visto un espectro muy amplio de participantes en el Congreso, en el cual vemos representadas la Ingeniería, la Arquitectura, las Ciencias en diversos aspectos, como la Física y las Matemáticas, y a organizaciones privadas y públicas.

Esto nos anima a esperar de estas reuniones un resultado científico y técnico importante y, lo que es más notable aún, el conocimiento y entrar en relación con todos estos representantes de los distintos sectores del País Hermano.

Muchas gracias a todos, muchas gracias a las Autoridades y al Excelentísimo Señor Secretario de Estado que, con su presencia, realza esta sesión inaugural y esperamos no defraudarle con nuestro interés y con nuestro trabajo en estos días.

Perturbaciones por ruido en los núcleos urbanos*

Por A. LARA SAENZ

INTRODUCCION

En el proceso de la Audición toda perturbación mecánica del medio produce una señal audible en la mayoría de los casos, que se propaga generalmente en todas las direcciones y que nos alcanza incluso a través de los límites de los recintos por la facilidad del medio y de los materiales que nos rodean de transmitir las señales acústicas. La propagación acústica es una facultad del medio en cualquiera de sus estados, siendo muy raros los materiales que no presenten elasticidad en mayor o menor grado.

El ser humano, y refiriéndonos a la audición está provisto de un órgano detector de perturbaciones elásticas, el oído, que si bien es de mayor importancia para recibir información, en particular a través de la percepción e interpretación de la palabra y en general de toda actividad en su entorno (dinámica de las personas, agentes atmosféricos, urbanos, etc.), no obstante, este detector está muy indefenso con respecto a la contaminación acústica por la dificultad de seleccionar sonidos deseados dentro de un marasmo de señales acústicas, prácticamente omnidireccionales, sin la facilidad de protegerse de las mismas por apantallamiento, como en el caso de la visión, careciendo como protección última de dispositivo orgánico comparable a los párpados. En esencia, el oído es un órgano de alerta que vigila y protege nuestro ser, incluso en la oscuridad y en el sueño, de extremada sensibilidad con limitadas facultades de selectividad y autoprotección.

Tengamos presente que el oído humano es capaz de percibir señales acústicas, en el margen de 20 a 20.000 Hz., con un umbral energético tan débil como del orden de 10^{-16} W/cm² con niveles normales de audición del orden de 10^{-10} W/cm²; de ahí que potencias acústicas tan reducidas como las que ha lugar en el proceso de la fonación (del orden de decimas de milivatios), permitan oír cómodamente la palabra a distancias conversacionales.

* Ponencia Presentada en las I Jornadas Internacionales sobre Medio Ambiente Urbano.

NIVELES DE EMISION

La propagación acústica en un medio isotrópico tridimensional es prácticamente omnidireccional, correspondiente al modelo teórico de fuente puntual, por lo que en condiciones de campo libre progresivo corresponde una disminución de intensidad acústica proporcional al cuadrado de la distancia; es decir, 6 dB al doblar la distancia (6 dB/dd). En el caso de fuentes próximas alineadas, la propagación es de tipo cilíndrico, disminuyendo la intensidad proporcionalmente con la distancia; es decir, 3 dB/dd. Este es el caso, por ejemplo, al que se asimila una carretera con tráfico denso.

El problema de la evaluación y control de contaminación acústica, y denominando en adelante ruido a toda señal acústica no deseada, se centra en el análisis de las fuentes de ruido, su propagación y su recepción a través de la audición.

Comprende, pues, aspectos físicos, fisiológicos y síquicos a los que hay que añadir médicos y sociólogos al contemplar la salud del individuo y su influencia en el comportamiento como miembro de una comunidad.

Refiriéndose al caso de las grandes aglomeraciones urbanas hay que distinguir las diferentes clases y localización de fuentes de ruido y la incidencia en el individuo según las distintas situaciones en que éste se encuentre.

En cuanto a la interferencia del ruido con el ser humano cabe diferenciar una acción directa sobre el órgano de la audición y una más general sobre la salud en su doble aspecto psicósomático.

La acción directa es consecuencia fundamental de la dosis de ruido percibida, dosis que como toda forma de energía tiene dos factores, uno de intensidad y otro de capacidad, que en nuestro caso son el nivel de decibelios y el tiempo de exposición.

La unidad de valoración actual a la que se refieren la mayoría de las normas y reglamen-

taciones es el dBA, correspondiente a la curva de ponderación A de la instrumentación de medida de niveles sonoros.

Niveles por debajo de 60 dBA no hay evidencia científica que se produzcan efectos directos sobre el oído por mucho tiempo que actúen. No obstante, es actualmente una incógnita su posible influencia en el umbral de audición de la sociedad actual que está inmersa a niveles de ruido de fondo superiores a generaciones anteriores, independientemente del conocido y constatado fenómeno de la presbiacusia o pérdida de la audición con la edad.

A partir de 80 dBA y en función del tiempo de exposición se constatan daños directos por pérdida de audición, estimable en parte a través de medidas del cambio temporal del umbral de audición.

El hombre generalmente no se encuentra sometido de forma continuada a estos altos niveles más que en situaciones de trabajo en fábricas, talleres, medios de transporte, etc., y son las legislaciones laborales las que incluyen limitaciones en cuanto a niveles de ruido (apéndice).

Conjugando los dos factores intensidad y tiempo, como regla se admite para ambientes ruidosos una reducción del nivel límite en 3 a 5 dB cada vez que se dobla el tiempo de exposición, manteniendo así el principio de igualdad de dosis energética recibida.

Ello en cuanto al ser humano como individuo. Como miembro de una sociedad la influencia sobre su salud puede afectar, y de hecho lo hace, a las relaciones de convivencia con las más variadas e incluso serias consecuencias.

Estos efectos indirectos son los más notables en grandes núcleos urbanos, donde la alta concentración de población eleva la interferencia acústica comunitaria.

En todo caso hay que tener en cuenta la que denominamos componente síquica del ruido que influye en la interpretación subjetiva del mismo, dando lugar a un mayor o menor grado de aceptabilidad. Así es más fácil aceptar un ruido de origen indiscriminado como puede ser un ruido de fondo de tráfico rodado que, por otra parte, obedece a una necesidad, que un ruido en cierto modo evitable que implique una desconsideración por parte del emisor.

RUIDO DE TRAFICO

El tipo de ruido más común en núcleos urbanos, es decir, el que afecta al mayor número de personas, es el ruido de tráfico rodado.

En cuanto a la molestia influyen fundamentalmente las discontinuidades y las puntas de intensidad producidas bien por un estado defectuoso de los vehículos, en particular su silenciador, o por el modo impropio de conducción, cuando no se trate de vehículos en sí ya ruidosos en exceso como los grandes camiones o como los vehículos deportivos, incluidas la mayoría de las motocicletas.

La valoración estadística de este tipo de ruido se hace fundamentalmente a través de dos niveles, L_{10} y L_{90} , que corresponden a los niveles presentes en un 10 y en un 90 por 100 del tiempo, respectivamente. El nivel L_{10} corresponde pues más directamente a las puntas de discontinuidad y el de L_{90} al ruido de fondo. La diferencia entre ambos niveles establece el clima de ruido de tráfico.

La protección contra este tipo de ruido tan común empieza con el control de la fabricación de los vehículos y sobre todo en la vigilancia de su uso a nivel municipal. Esto requiere al menos dos escalones de control, uno móvil en las vías de circulación, detectando cualitativamente las fuentes ruidosas y otro escalón a nivel cuantitativo, de laboratorio, para comprobación oficial.

Los niveles de emisión más comunes corresponden a valores de L_{10} de 80 a 100 dBA y L_{90} de 50 a 70 dBA.

Para la valoración de ruido y en particular el de tráfico existen diversos índices y niveles globales que tienen en cuenta la distribución energética en el tiempo. El índice de ruido de tráfico (TNI) corrige el ruido de fondo con la diferencia entre valores de pico L_{10} y de fondo L_{90} a través de la expresión $TNI = L_{90} + 4(L_{10} - L_{90}) - 30$, en que 30 es un término a los simples efectos de situar el índice de tráfico en valores numéricos apropiados.

Una unidad muy significativa en la valoración del ruido es el nivel sonoro continuo equivalente L_{eq} , que es una medida de la media energética del ruido durante un tiempo determinado de la presión sonora instantánea con la compensación A y P_0 . Una expresión aproximada para la L_{eq} en función de distintos niveles $L_1, L_2, L_3, \dots, L_n$

mantenidos durante cortos periodos de tiempo $T_1, T_2, T_3, \dots, T_n$.

A partir del nivel equivalente y corregido con la diferencia de niveles L_{20} y L_{90} se establece el denominado nivel de polución LNP

$$LNP = L_{eq} + L_{20} - L_{90}$$

Este nivel es de uso general incluso para aviones. No obstante, este tipo de ruido por

su creciente incidencia ha motivado una serie de valoraciones específicas cuya unidad básica es el ruido percibido en dB (PNdB). Así tenemos el índice de ruido y operaciones (NNI) basado en los PNdB más un término función del número de operaciones de los aviones con ponderación distinta en el día y la noche.

$$\text{NNI} = \text{PNdA} + f(n) \text{ND}$$

Otras valoraciones se basan en una curva de ponderación D de los medidores de niveles sonoros y establecen la previsión de exposición del ruido (NEF) o bien la valoración de NCR.

El problema del tráfico en sus distintas modalidades traspasa las fronteras nacionales y constituye problema a nivel internacional. El certificado de ruido de aviones, por ejemplo, trata de resolver este problema de emisión de ruido de aviones a nivel internacional.

OTROS RUIDOS URBANOS

Una fuente importante de ruido urbano son las obras públicas y la edificación con su secuencia de demolición, transportes y materiales y plantas de obras. Los niveles correspondientes a distancia estándar de 15 m varían entre 80 y 100 dBA. Este tipo de ruido requiere el control de las fuentes de ruido urbano y la regulación de su empleo, tanto en localización como en horario.

Otros ruidos de actividades comunitarias comprenden Mercados y zonas comerciales, incluidos anuncios con refuerzo electrónico de sonido, reparto de mercancía, recogida de basuras, espectáculos y locales públicos al aire libre, en particular verbenas, festejos, etc., incluyendo los colegios y parques infantiles. Las características principales de todos estos ruidos comunitarios es su carácter variable en horas delimitadas, y de fácil identificación, lo que suele añadir una componente de rechazo síquico. Los niveles pueden alcanzar hasta 90 dBA, y su control requiere reglamentación en cuanto a niveles de emisión como de inmisión.

Hasta aquí hemos considerado fuentes de ruido urbano exteriores a la edificación. En las propias edificaciones hay que incluir las debidas a su utilización y a los servicios. En la mayoría de los casos hay que tener en cuenta una transmisión de energía acústica a través de la propia edificación, lo que plantea serios problemas por la escasa atenuación del ruido propagado por la estructura que da lugar a niveles apreciables en lugares lejanos de las fuentes (cuarto de calderas de calefacción, ascensores, etc.).

Entre los servicios figuran un conjunto de

electrodomésticos que pueden plantear problemas de convivencia comunitaria, en particular, el uso abusivo y desconsiderado, especialmente en cuanto a horario, de instrumentos y equipos de sonido, destacando por su generalidad la radio y la TV.

Los acondicionadores de aire constituyen una importante fuente de ruido aéreo y estructural que exige apropiado montaje antivibratorio.

En cuanto a los ruidos de la ocupación de la edificación por personas, éstos son de los más variados y cobran mayor importancia en las viviendas. Los juegos de niños, los portazos, los golpes, subidas y bajadas de persianas, etc., dependen grandemente del espíritu de convivencia que debe reinar en toda comunidad, no sólo en la forma de producir estos ruidos, en gran parte evitable, sino a la hora de producirse.

NIVELES DE INMISION

Analizadas las fuentes de ruido y su caracterización y evaluación, es decir, conocidos los niveles de emisión, procede fijar los límites admisibles de inmisión a que estará sometido el receptor, lo cual depende fundamentalmente de la función y de su situación.

Así, cabe distinguir en primer lugar que se trate de descanso o trabajo, y dentro del descanso si requiere concentración o no, o si corresponde a un período de dormir. En cuanto al trabajo, si éste es manual o intelectual, si bien cabe distinguir diferentes situaciones: oficina, despacho, biblioteca, etc.

Para todas estas distintas situaciones se han fijado niveles de inmisión basados fundamentalmente en los requisitos de descanso y sueño, interferencia con la palabra y reacción comunitaria de molestia. Así, se han establecido niveles de inmisión desde 20-25 dBA para Hospitales y zonas residenciales de noche, y hasta 50 o más dBA en oficinas o lugares comunitarios. Distintas legislaciones, ordenanzas, etcétera, fijan tanto niveles de emisión como los de inmisión.

A la acústica arquitectónica y a los consultores en acústica en particular corresponde a la hora de planificar las ciudades y diseñar las edificaciones lograr un control de la emisión y propagación de los ruidos que partiendo de conocidos niveles de emisión consiga en cada caso los niveles de inmisión permitidos, según las funciones de los distintos recintos.

No obstante la influencia de la técnica a la hora de diseño, planificación y control, el problema del ruido en las ciudades incluye una

importante componente subjetiva que implica un comportamiento ciudadano como miembro de una comunidad consciente de los condicionantes que para la convivencia ciudadana supone el ruido comunitario. Ello aconseja una información a todos los niveles de la importan-

cia y trascendencia del sentido de la audición y de la influencia que para la salud y el bienestar como individuo y miembro de la sociedad constituye un ambiente acústico adecuado, aparte de disponer de una legislación adecuada y razonablemente aplicada.

CONSEJO NACIONAL DE SEGURIDAD

III Jornadas Interamericanas sobre ruido
y la comunidad

Viña del Mar, 25 al 30 de noviembre de 1979

A. Lara Sáenz
G. L. Fuchs

INTRODUCCION

El medio que nos rodea, aparte de proporcionarnos elementos básicos para el metabolismo nos sirve de vinculación con el mundo externo. Toda manifestación de vida supone un consumo de energía y en general una dinámica que origina vibraciones del medio, las cuales son transmitidas por el mismo en forma de ondas.

El hombre, como culminación de la evolución de las especies animales, dispone de un sistema detector de las perturbaciones elásticas transmitidas por el aire, altamente especializado y localizado en el mecanismo auditivo.

La audición es una sensación producida en el ser vivo como consecuencia de la excitación del oído por ondas elásticas de determinadas características físicas. Estas características corresponden a un margen de frecuencias e intensidades que en el hombre actual van de 20 Hz a 20 KHz y de 10^{-12} w/m² a 1 w/m².

Frecuencias inferiores y superiores a este margen constituyen los infrasonidos y ultrasonidos respectivamente, que si bien no producen sensación sonora pueden afectar tanto al oído como a otros órganos.

El margen de frecuencias audibles supone aproximadamente diez octavas, lo que permite percibir una amplia gama de tonalidades que encuentran su máxima aplicación en la música y la palabra.

El margen de intensidades tiene una amplia dinámica, superior a cualquier sistema detector físico, con una relación entre los umbrales de percepción y de dolor, de un millón de millones de veces (10^{12}).

Ello justifica el empleo de unidades de medidas logarítmicas, que en base 10 reducen el valor numérico de esta relación a 12 (Belios), o 120 decibelios (dB). A su vez la medida de la variación de intensidades en decibelios, se ajustan razonablemente al comportamiento psicofísico de la sensación sonora según las leyes de Weber (1834) y de Fechner (1860).

Desde el punto de vista físico, las energías involucradas en el proceso de la audición son extremadamente pequeñas comparadas con las de otros procesos que no son comunes, hasta el punto de que el umbral auditivo humano está próximo al nivel de la agitación térmica de las moléculas del aire. Con un umbral de 10 dB más bajo oíríamos los choques moleculares al calentarse el aire.

Las señales acústicas en general (palabra, música, etc.), implican transitoriedad temporal y variabilidad espacial. Las características psicofisiológicas de la audición permiten interpretar tanto una como otra. El sistema neurofisiológico preserva la información temporal, completada con la función binaural, en cuanto a localización espacial.

RUIDO

En la teoría de las comunicaciones toda señal que transmite información va inevitablemente acompañada de señales no útiles a la misma, técnicamente caracterizadas como RUIDO. Por analogía, en Acústica se denomi-

na ruido a cualquier señal ajena a la información deseada.

La gran sensibilidad del oído, unida al hecho de que no puede ocluírsele naturalmente, contrariamente al ojo, si bien justifican su capacidad de alerta, plantean el problema de su indefensión. Esta indefensión somete al hombre de modo *permanente* a un conjunto de señales y ruidos, que en el entorno urbano actual cobra especial relevancia.

Descartando el riesgo de daño directo a la audición, de carácter médico-social, ampliamente tratado por los especialistas en este campo nos centramos ahora en la interferencia que el Ruido Acústico, en su sentido más amplio de señal no deseada, produce en las diversas actividades del hombre. De los efectos de estas interferencias se deducen los criterios acústicos.

El ruido como causa de molestia.

El ruido, aún a niveles relativamente moderado [40 a 60 db(A)] puede interferir en múltiples actividades del hombre. Se ha dado en llamar genéricamente *molestia* a estas interferencias, utilizando un término con fuertes connotaciones psicológicas y emocionales, las cuales unidas a la gran variabilidad individual de reacción ante el ruido, dificultan la cuantificación adecuada de este parámetro, lo que limita las posibilidades de correlacionar las reacciones subjetivas con mediciones físicas de niveles sonoros e índices estadísticos (dBA, L_{eq} , L_{10} , etc.).

La *Molestia* presenta por añadidura problemas semánticos que hacen más difícil su correcta evaluación. En Castellano, la molestia puede definirse como falta de confort requerido en circunstancias diversas, pero es difícil lograr un juicio subjetivo vinculado únicamente al ruido en sí, ya que las respuestas a cuestionarios y entrevistas quedan inevitablemente sujetas a factores mentales y emocionales tales como ideas preconcebidas sobre el ruido y sus efectos (temor, aversión, etc.), o a condiciones psicofisiológicas, difíciles de cuantificar (neuroticismo, hipocondría, etc.).

Por otra parte, las instrucciones y cuestionarios utilizados para obtener juicios sobre molestia, distorsionan las respuestas, como lo ha hecho notar John Molino del National Bureau of Standard (USA) quien ha tratado de obtener respuestas sin encuestar a los sujetos, presentándoles varios ruidos a diferentes niveles y dándoles la posibilidad de elegir entre distintos ruidos por medio de pulsadores mientras realizan una tarea prefijada. Luego analiza mediante computación la conducta de los sujetos frente a cada tipo de señal.

Aunque prometedora, esta nueva técnica que elimina la influencia de las instrucciones de las encuestas, nos parece sólo aplicable a niveles superiores a los de muchos ruidos que causan sensación de molestia. En efecto, en diversas experiencias realizadas en el CIAL (Argentina), se ha observado una especie de «umbral» del juicio sobre molestia (40-50 dBA) por debajo del cual se pierde la capacidad de emitir juicios confiables y correlacionables sobre él o los ruidos que originan molestias.

Estos experimentos son más fiables cuando se basan en mediciones sobre la aparición de efectos fisiológicos, o bien mediante encefalogramas en el caso de sueño. Debemos destacar las dificultades que supone el realizar este tipo de mediciones sin afectar de alguna forma al sujeto analizado.

Efecto del ruido sobre actividades específicas.

Referidas las dificultades para cuantificar y correlacionar la molestia con el ruido en general, se justifica el recurrir a la evaluación de sus efectos sobre actividades concretas como la comunicación, el trabajo, la intimidad (privacidad) y el sueño.

La *comunicación oral* o la telecomunicación, factor primordial en la vida de relación, es afectada en su inteligibilidad y comprensión por la presencia del ruido, siendo sus efectos cuantificables objetivamente.

Los efectos sobre el *trabajo*, aunque más difíciles de correlacionar especialmente por la diversidad de tareas, permiten una evaluación razonable en base a distinguir dos clases generales de actividades que denominamos:

1. *Mentales simples*, en el amplio concepto de tareas manuales o no, que supongan funciones elementales de la mente;
2. *Mentales complejas*, las que suponen funciones mentales superiores que impliquen una mayor o menor concentración.

La *intimidad*, tanto propia como ajena, es afectada por la intrusión de ruido y en particular la palabra.

Finalmente, *el sueño* en sus distintos niveles de profundidad, constituye un campo de interferencia del mayor interés y con efectos también susceptibles de cuantificación.

Interferencia con la comunicación.

Al definir el ruido anteriormente, se lo hizo como elemento perturbador que acompaña toda señal. El objeto de la señal es transmitir un mensaje y el efecto del ruido su enmascaramiento que depende tanto de la relación señal-

ruido cuanto del contenido espectral de ambos. Por ejemplo, es sabido que los sonidos graves tienen un efecto enmascarador mayor que los sonidos agudos.

La *palabra* como señal es un elemento fundamental que, enmascarada por ruidos de banda amplia, admite relaciones señal ruido de hasta -10 dB antes de perder totalmente la inteligibilidad del mensaje. Las condiciones óptimas de comprensión requieren un mínimo de relación señal ruido de $+10$ dB.

El parámetro que cuantifica la inteligibilidad de la palabra es el *Porcentaje de Articulación*, cuya medición está normalizada utilizando listas de monosílabos incoherentes del sistema fonológico de cada idioma, computándose el porcentaje de logatomos correctamente identificados. La inteligibilidad mide la *nitidez de percepción* de las señales como lo destacara Busnel (8.º ICA) en Londres, 1974. En cambio, la *comprensión* del lenguaje conexo, implica

operaciones sicofisiológicas en los centros superiores del cerebro que son más complejas y subjetivas y por ende de mayor dificultad de cuantificación.

La relación entre inteligibilidad y comprensión es tema de constante investigación, sin que se pueda afirmar que existan actualmente ensayos que la determinen fiablemente.

En cuanto a criterios de aceptabilidad para comunicación se utiliza el nivel de interferencia con la palabra (SIL). Este nivel es la media aritmética de los niveles de las bandas de octava, de un ruido de banda ancha, centradas en las frecuencias de 500, 1.000 y 2.000 Hz.

Ensayos estadísticos han permitido relacionar estos niveles de interferencia con los esfuerzos de emisión de voz y las distancias máximas para comprensión aceptable, como se indica en la Tabla adjunta. Figura 1.

PSIL dB				
Distancia en metros Locutor - Oyente	EMISION DE LA VOZ			
	NORMAL	ELEVADA	MUY FUERTE	GRITADA
0.15	74	80	86	92
0.30	68	74	80	86
0.60	62	68	74	80
1.20	56	62	68	74
1.80	52	58	64	70
3.70	46	52	58	64

TABLA FIGURA 1

Webster ha materializado en una gráfica clásica estas relaciones. La figura 2, muestra una gráfica adaptada por E. A. G. Shaw (NRC, Canadá) en la que aparecen distintos grados de aceptabilidad en función de niveles globales del ruido en dB(A) y distancia locutor-oyente en metros. Para mensajes transmitidos con señales distintas de la palabra o para la palabra en presencia de niveles enmascaradores muy altos, el criterio debe asegurar la correcta *interpretación* aún en presencia de distorsiones no lineales.

Actividades mentales simples.

La interferencia del ruido sobre actividades mentales simples o rutinarias es un hecho comprobado, tanto en el aspecto de productividad como en el de calidad. Los niveles para ruidos

continuos de banda ancha han de ser superiores al margen de 60 a 70 dBA, para que puedan aparecer efectos perceptibles.

Otro tipo apreciable de efecto es la alteración de los tiempos de reacción, así como los post-efectos estudiados por Glass y Singer en USA y en el CIAL, Argentina.

Ruidos impulsivos, impactos y la presencia de tonos puros muy marcados plantean una amplia gama de reacciones en las que influyen notablemente las singularidades personales.

Los trabajos de D. E. Broadbent en la Unidad de Psicofísica Aplicada de la Universidad de Cambridge, Gran Bretaña, en la década de los cincuenta, constituye la referencia fundamental a este tema de eficiencia y seguridad

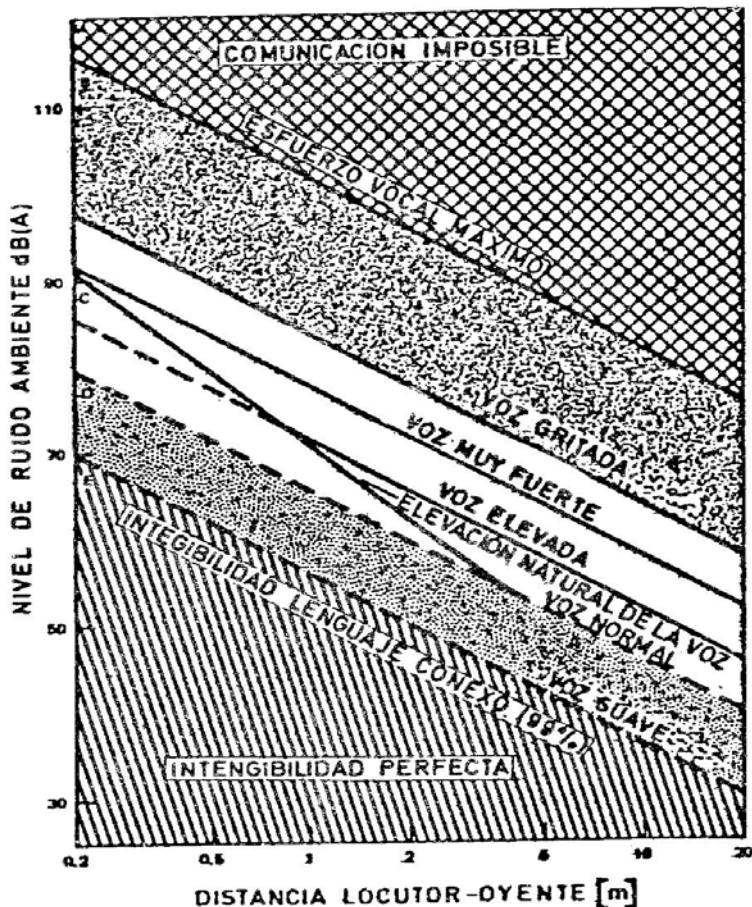


FIGURA 2

en el trabajo, tema que sigue muy debatido en la investigación.

Actividades mentales complejas.

El umbral de interferencia del ruido con respecto a las actividades que requieren una intervención compleja de la mente, es mucho más bajo que en el caso anterior; estimándose el nivel de 40-50 dBA, como límite superior de tolerancia.

Tareas que requieran un importante esfuerzo de concentración mental, tales como estudio, reflexión, labor creativa, alta cirugía, etcétera, reclaman niveles inferiores a 35 dBA.

Intimidad.

La intimidad (privacidad) es un aspecto par-

ticular muy de tener en cuenta dentro del concepto general de *molestia* producida por ruidos ajenos. En concreto se refiere a la intromisión acústica de la actividad ajena, y viceversa en el ambiente propio.

El derecho a la intimidad en general, sancionado incluso por las Naciones Unidas, tiene en su aspecto acústico un punto débil que requiere especial atención a la hora de aplicar adecuadamente criterios de inmisión sonora.

Un aspecto crítico de la intimidad lo constituye el caso en que la intromisión comporta palabra. Este aspecto es a nuestro conocimiento el único que se ha logrado cuantificar concretamente. W. J. Cavanaugh y colaboradores en USA establecieron en 1962 un criterio en función de la comprensión de mensajes, con

un umbral correspondiente al 5 % de inteligibilidad.

El hecho de que el nivel de inmisión de la palabra no permita más de un 5 % de comprensión no garantiza, no obstante, el que se perciban otros sonidos distintos de la palabra que todavía perturban la intimidad por su contenido informativo asociado.

Interferencia con el sueño.

Uno de los efectos más críticos y de mayores consecuencias en la salud y vida de relación del hombre, es la interferencia del ruido con el sueño. Es amplísima la literatura sobre este tema (G. Lehmann, Kraiter, Lamure y otros). Pero surgen claramente de ellas la disparidad de resultados entre los distintos investigadores.

Un factor de importancia del ruido que adquiere particular relieve en el caso del sueño, son las características temporales del ruido. Tal es el caso de las señales transitorias intensas. (Frenadas y arrancadas bruscas de vehículos, golpes, gritos, etc.). De hecho estamos ante un problema muy afectado por factores difícilmente definibles y cuantificables.

Hay coincidencia en caracterizar al sueño como la situación más sensible al ruido, resaltando la necesidad de preservar los períodos profundos de sueño. Según G. Lehmann del Max Planck Institut de Dortmund (R.F.A.) esos periodos no deben ser inferiores a dos horas.

Los niveles máximos admitidos por los distintos autores y reflejados en numerosas regla-

mentaciones, no exceden de $L_{50} = 35$ dBA y (L_{90}) para ruidos relativamente estables, con picos escasos de amplitudes no superiores a 15 dB.

En definitiva, el sueño plantea situaciones más críticas que la vigilia, la cual cuenta con una capacidad de abstracción y recuperación rápida. En el sueño en cambio se trata de una interrupción de un proceso psicofisiológico de mucha mayor latencia. La vigilia es menos perturbada por la aparición de picos y por otra parte reclama un cierto nivel ambiente. (Como lo hacen notar H. Hoermann y G. Jansen de la R. F. A.), por lo que admite valores de L_{50} superiores en unos 20 dB.

NIVELES DE INMISION ADMIRABLES PARA DIVERSAS ACTIVIDADES

Las interferencias y efectos previamente analizados constituyen un conjunto valioso de datos, pero de difícil empleo práctico en su aplicación.

En aras de su mejor utilización y simplificación, establecemos en la Tabla siguiente los niveles de inmisión aceptables en recintos en los cuales se desarrollan distintas actividades, clasificando éstas en grados de sensibilidad (ver Tabla, figura 3).

Estos valores no son aplicables para ruidos impulsivos ni para aquellos que contengan tonos puros. En estos casos los valores han de calcularse mediante índices estadísticos apropiados a cada tipo de ruido, de acuerdo con la Tabla, figura 4.

NIVELES DE INMISION ACEPTABLES EN RECINTOS EN FUNCION DE LOS GRADOS DE SENSIBILIDAD ACUSTICA DE LAS ACTIVIDADES

SENSIBILIDAD A LA INMISION	ACTIVIDAD	NIVELES DE INMISION ACEPTABLE EN EL RECINTO dB(A)
INSENSIBLES	Toda tarea que genera ambientes internos $L_1 \geq 70$ dB(A)	$L_1 - 10$
POCO SENSIBLES	Tareas mentales simples (Rutinarias)	50 - 60
SENSIBLES	Comunicación normal Audición, música, palabra	40 - 50
MUY SENSIBLES	Tareas mentales complejas sueño	< 40

TABLA FIGURA 3

MEDICIONES	CRITERIOS	OBSERV.
dB(A)	$< 75 \text{ dB (A)}$	E.P.A.
$L_{eq} = 10 \log_{10} \left(\frac{1}{t_2 - t_1} \int_{t_1}^{t_2} 10^{\left(\frac{L_A(t)}{10}\right)} dt \right)$	$L_{eq(24)} \leq 55 \text{ dB (A)}$	ec 1
$L_{dn} = 10 \log_{10} \left\{ \frac{15 \left[10^{\left(\frac{L_d}{10}\right)} \right] + 9 \left[10^{\left(\frac{L_n + 10}{10}\right)} \right]}{24} \right\}$	$L_{dn} \leq 55 \text{ dB (A)}$	ec 2
$TNI = 4 (L_{10} - L_{90}) + L_{90} - 30$	$TNI \leq 74$	ec 3
$L_{10} = (6 \text{ a.m.} - 12 \text{ p.m.}); 100 \text{ }^5/\text{h}$	$L_{10} \leq 70 \text{ dB (A)}$	EEPN nivel efectivo equivalente corregido por tonos y crecimiento
$PNdB; EPNL; (EEPNL)$	$PNL \leq 95 \text{ PNdB}$	
$NEF = EPNL + 10 \log N - 68$ $N = n_d + 17 n_n$	$NEF < 30$	ec 4
$NNI = PNL + 15 \log N - 80$	$NNI \leq 45$	ec 5
$L_{NP} = L_{eq} + K\sigma$	$L_{NP} < 80 \text{ dB (A)}$	Según Robinson $k \cong 2,56$ ec 6
$L_{NP} \cong L_{50} + (L_{10} - L_{90}) + \frac{(L_{10} - L_{90})^2}{60}$	Gaussiano	ec 7
$L_{NEW} = K \log_{10} \left\{ \left(\frac{1}{T} \int_0^T 10^{L(t)/k} \cdot (1 + \left \beta \cdot \frac{dL(t)}{dt} \right ^j) \cdot dt \right) \right\}$		Johnston

TABLA FIGURA 4

A la hora de aplicar los valores de la Tabla anterior, hay que tener presente que la actividad puede ella misma generar un nivel de ruido ambiente que sea incluso superior a los niveles de interferencia citados. Esto se traduce en una aparente reducción de la sensibilidad

Gran Bretaña para interiores de automóviles, y el propuesto por Kryter de Stanford (USA) para vehículos aéreos, Tabla (figura 7).

Este tipo de ambientes por sus altos niveles, puede plantear situaciones que rozan el

AMBIENTES CORRESPONDIENTES A DISTINTAS SENSIBILIDADES
A LA INMISION SONORA

INSENSIBLES	TALLERES Y FABRICAS VEHICULOS DE TRANSPORTE SALAS DE MAQUINAS
POCO SENSIBLES	MONTAJES INDUSTRIALES ARTESANIA ESTABLECIMIENTOS MERCANTILES Y COMERCIALES OFICINAS Y SERVICIOS PUBLICOS RECREATIVOS Y SOCIALES ZONAS DE SERVICIO Y CIRCULACION EN EDIFICIOS
SENSIBLES	DORMITORIOS Y ZONAS DE DESCANSO DESPACHO Y AULAS
MUY SENSIBLES	DORMITORIOS DE HOSPITALES Y SANATORIOS BIBLIOTECAS SALAS DE CONCIERTO TEATRO, CINE, OPERA ESTUDIOS DE RADIO Y TV.. Y GRABACION SONORA

TABLA FIGURA 5

del recinto a la inmisión, siendo de general aplicación en estos casos, el criterio de mantener la inmisión 10 dBA por debajo del ruido ambiente propio. Ello proporciona la posibilidad de utilizar el ambiente propio como enmascarador del ruido de inmisión, reduciendo el problema de aislamiento y en su caso, mejorando las condiciones de privacidad o intimidad.

Como complemento de la clasificación de actividades por grados de sensibilidad, referimos en el siguiente cuadro (figura 5) una relación de ambientes y grados de sensibilidad.

Para el caso de habitats dinámicos damos a títulos de referencia, los valores de la Tabla (figura 6) propuestos por Bryan en Salford en

aspecto de riesgo de daño a la audición o incluso el tema de accidentes de tráfico. A nuestro juicio, por estas razones y por su creciente participación en la vida actual constituye un tema que reclama un esfuerzo investigador y una adecuada formulación de criterios.

Efectos de las Vibraciones sobre el Hombre

Las vibraciones pueden interferir las actividades del hombre y su salud, por transmisión sólida sin intervención del aparato auditivo. De las distintas variables físicas que caracterizan la energía vibratoria, la aceleración es la de más fácil correlación con los efectos sobre las diversas actividades.

CRITERIO DE NIVELES ACEPTABLES EN INTERIOR DE AUTOMOTORES

NUM.	EVALUACION SUBJETIVA	NIVELES MÁXIMOS dB A.	OBSERVACIONES *
1	SILENCIOSO	57	MERCEDES BENZ FIAT (noche)
2	PERCEPTIBLE	73	PEUGEOT
3	INTRUSIVO	79	VOLSWAGEN VOLVO (noche)
4	MOLESTO	85	
5	MUY MOLESTO	91	FIAT (día) VOLVO (día)

Criterio "Salford" Bryan, J. S. V., 48 (4) 1976.

* Mediciones de Alf y Sarna, Applied Acoustics, Vol. 11, Núm. 4, 1978, p. 277.

TABLA FIGURA 6

CRITERIO PARA VEHICULOS AEREOS

K. D. Kryter

CONDICION	dB (A)	PN dB
IDEALMENTE TRANQUILO	77	89
CONFORTABLE	87	100
CUASI CONFORTABLE	97	111
INCOMODO	110	116
MUY MOLESTO	117	124

Para automóviles: ≤ 70 dB (a) (L. L. BERANEK)

TABLA FIGURA 7

Los parámetros que definen los efectos de las vibraciones en función de su aceleración son su frecuencia y su duración. La Recomendación ISO representada en la figura 8 materializa un criterio de aceptabilidad para tres condiciones: límite máximos admisibles; aparición de fatiga o deterioro de la eficiencia; y reducción del confort.

A título simplificador, por la complejidad del análisis en frecuencia de una vibración, resulta aconsejable tomar los valores pico de

aceleración correspondientes a las frecuencias más molestas (3 a 12 Hz) y para tiempos de exposición realistas según los casos. Por ejemplo, cuatro horas para una jornada industrial.

Quedan así concretados un conjunto de criterios acústicos, base de planificación y control de toda actividad que pueda contemplar la interferencia del ruido con el hombre. El diseño del habitat constituye uno de los campos de aplicación más amplios de estos criterios.

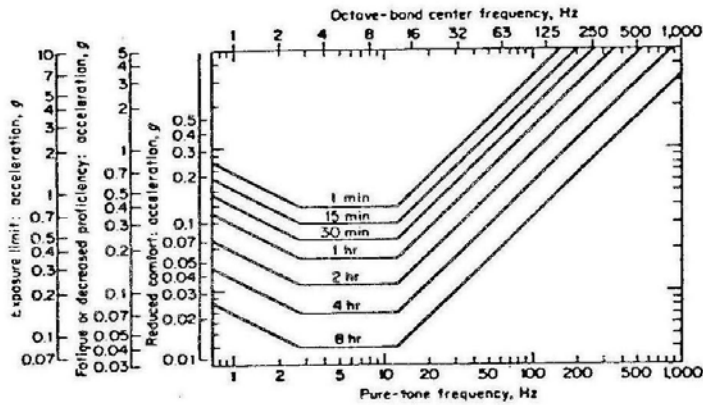
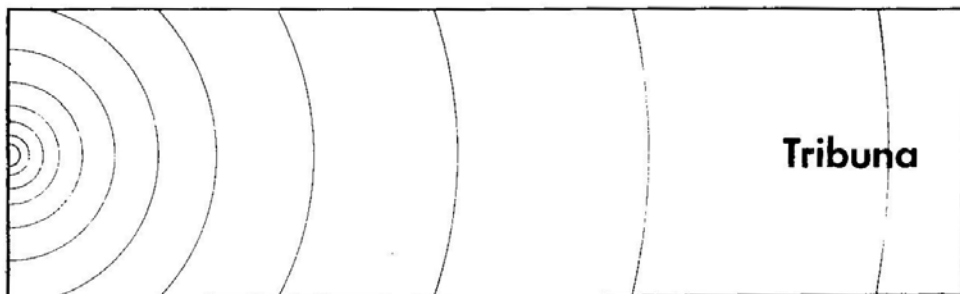


FIGURA 8



ASPECTOS ACUSTICOS EN LA CORRECCION AUDITIVA

RECEPCION BINAURAL Y ESTEREOFONIA

Dr. Ing. A. LARA SAENZ

Presidente de la Sociedad Española de Acústica. Director en mérito del Instituto de Acústica del Consejo Superior de Investigaciones Científicas

Reproducción de la Conferencia invitada pronunciada en el Primer Congreso Nacional de Audioprotesistas celebrado en Madrid en Noviembre de 1979.

Introducción

La Acústica como ciencia surge en conexión con los procesos que se relacionan con la audición, si bien hoy día su campo se entiende extendido a fenómenos infrasonicos y ultrasónicos. El denominador común que caracteriza a todos los fenómenos que abarca actualmente la Acústica es el de generación, propagación y recepción de ondas elásticas, independientemente que la frecuencia específica caiga dentro del margen audible del ser humano. Esta extensión de la Acústica por razones fenomenológicas de carácter físico, tiene su correlación en el campo de la fisiología al considerar al hombre como receptor de perturbaciones elásticas tanto audibles, como no, que pueden dañar su sen-

tido de la audición y en su concepto más amplio su salud sico-somática.

Incluimos con ello los efectos de los infrasonidos y ultrasonidos que tan amplio campo de investigación presentan en relación con su acción en el hombre.

Características sico-físicas de la Audición

Centrándonos en las perturbaciones elásticas que producen sensación sonora en el hombre, nos encontramos con un fenómeno de carácter físico de generación y propagación de ondas que transportan energía mecánica a través de medios y materiales elásticos. Ondas lla-

madras sin rigor sonoras, ya que su carácter es puramente elástico, y pueden "sonar" solo cuando encuentran un detector sensible a su margen de frecuencias, como es el oído humano.

El margen de frecuencias audibles como es de todos sabido se extiende en aproximadamente 10 octavas, correspondiente a una relación de 1000 veces ($\approx 2^{10}$) entre las frecuencias extremas 20.000 y 20 Hz respectivamente.

Este amplio número de octavas permite la variedad de tonalidades y timbre que caracterizan y diferencian los sonidos de la naturaleza, los instrumentos musicales, y en particular la personalización de la voz humana.

Otra característica fundamental del oído humano es su amplio margen de percepción de intensidades acústicas. Entre los umbrales máximos y mínimos de audición hay una relación de 10^{14} , lo que sitúa al oído humano por encima de todos los instrumentos de medida, que no pueden alcanzar tal margen sin cambiar de escala. Esta enorme cantidad justifica el empleo de una unidad logarítmica, para relacionar intensidades acústicas. En logaritmos de base 10, el margen de intensidades se reduce a 14 Belios que se amplía a 140 si se utiliza como unidad la décima parte del Belio, el decibelio (dB).

Las investigaciones llevadas a cabo en los laboratorios de la Bell en los años 20 bajo la dirección del Dr. Harvey Fletcher, (fundador de la Sociedad Acústica Americana, en 1929) contribuyeron decididamente a aclarar la respuesta del oído, a base de curvas isofónicas en campo libre (Fig. 1) que indican los valores que a distintas intensidades producen la misma sensación de sonoridad (fonios) que la frecuencia de 1000 Hz. Estas curvas tienen una enorme importancia en el proceso de la corrección auditiva, en particular en la obtención de la curva umbral audiométrica de referencia para las Audiometrías liminares.

Aspectos mecánico-anatómicos

La adaptación al medio, primero al agua y luego al aire, ha supuesto mutaciones importantes del órgano de la audición en la evolución de las especies animales. De una directa adaptación de impedancia en los peces, a una complejidad creciente en reptiles y aves hasta llegar al increíble sistema auditivo del hombre con un oído externo captando las ondas sonoras y el oído medio en función de adaptación a la alta impedancia del oído interno. En este, las ondas elásticas se amortiguan en un medio líquido después de activar las descargas neuronales del sistema auditivo a través de los terminales ciliares distribuidos en la membrana basilar.

Esta adaptación de impedancias si bien no completa, permite utilizar parte de la energía mecánica transportada por las ondas. La energía no transmitida a la coclea es utilizada y degradada en parte en el oído medio, y otra parte es reflejada por la superficie timpánica.

A los efectos de transmisión de energía, el oído medio actúa como un transformador de impedancia, con sus correspondientes pérdidas, que hace aparecer en el primario (Tímpano) un valor menor, de la impedancia de carga en el secundario (ventana oval). Fig. 2. La relación de transformación, del orden de 30, es debida principalmente a la relación existente entre las superficies útiles del tímpano y ventana oval y a la propia del sistema de palancas de la cadena oscilar.

El oído externo presenta las características de un tubo cerrado por uno de sus extremos con una resonancia fundamental para una frecuencia con $\lambda/4 \approx 20$ mm es decir del orden de 3.500 Hz, que supone una ganancia en el tímpano con respecto al campo acústico a la entrada de aproximadamente 10 dB (Wiener y Ross 1946). Fig. 3.

La impedancia timpánica constituye un elemento de la mayor significación en cuanto al

diagnóstico del oído medio. Se trata de una característica global del comportamiento dinámico del mismo, compuesta por elementos resistivos (disipativos) y elementos reactivos (masa y elasticidad del sistema). La reactancia se anula para frecuencias del orden de 800 Hz con lo que la impedancia presente un primer mínimo que corresponde con la singularidad de la curva umbral de audición, en esa zona.

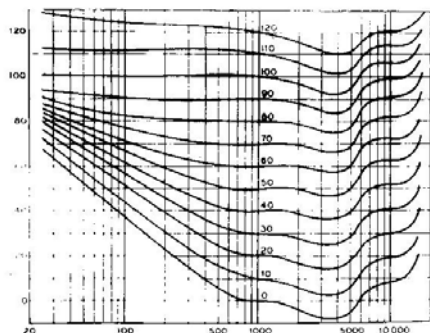


Figura 1

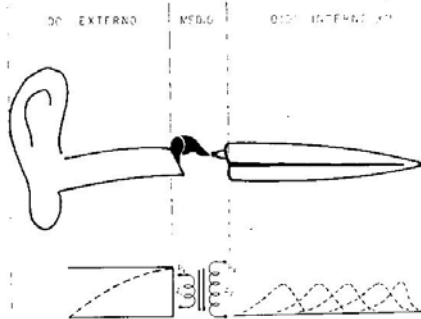


Figura 2

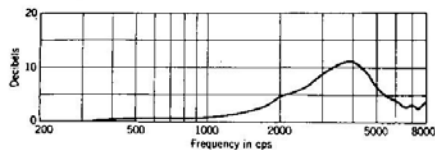


Figura 3

Corrección Auditiva: Cualidades de la Audición

El objetivo fundamental que persigue la corrección auditiva es lograr establecer o implantar las cualidades propias del sentido de la Audición. Estas cualidades o características están basadas no solo en los márgenes e incrementos de frecuencias e intensidades a percibir, sino en otras propiedades dependientes de la estructura sico-fisiológica del sentido de la audición en particular la binauralidad, siendo de lo más importante las que se refieren a la localización espacial de las fuentes. Esta localización de las fuentes es una de las propiedades que más ha influido en la supervivencia y desarrollo filogenético de las especies.

La localización en el plano horizontal de fuentes sonoras es debida a varias características de la audición binaural. Para tonos puros depende de la frecuencia. Bajas frecuencias se localizan por la diferencia de fase interaural, mientras que las altas lo son por diferencias de intensidad.

Los sonidos complejos y los impulsivos se localizan mejor que los tonos simples.

El hecho de que un sonido sea recibido por los dos oídos en lugar de por uno supone un aumento de nivel de sonoridad. Este aumento es de 3 dB en el umbral de percepción y aumenta hasta 6 dB para un nivel de intensidad acústica de 40 dB (Chavasse 1942), permaneciendo constante para intensidades superiores.

La presencia de la cabeza distorsiona el campo acústico por efecto de difracción produciendo diferencia de niveles en el oído en sombra que van desde 7 a 10 dB para tonos puros hasta 3000 Hz, con un valor de 30 dB para 10.000 Hz. Para la palabra Fletcher da un valor del orden de 7 dB.

La diferencia de llegada de tonos puros a uno y otro oído produce un desfase que puede proporcionar información siempre que este sea inferior a media longitud de onda. Para una se-

paración entre oídos de 20 cms, $\lambda = 0,4$ m. que supone un margen de frecuencias utilizables hasta aproximadamente 800 Hz.

Según Wallach la localización espacial del campo acústico mejora con ligeros movimientos de cabeza que produce variaciones de intensidades y tiempo.

Recientemente ha vuelto a cobrar interés el análisis de la influencia del pabellón auricular en la audición y en particular en la localización de fuentes sonoras. Influencia que es de menor cuantía frente a las producidas por las diferencias de tiempo e intensidades. No obstante hay un cierto grado de localización monoaural, y la binaural en el plano sagital, que no se pueden basar en diferencias inexistentes.

Cuando una fuente de tono puro como el diapason se sitúa en distintas posiciones, disminuye de sonoridad al pasar de delante a otras del Pabellón y en general varía con la posición. Estos básicos experimentos fueron realizados por E. Bloch en 1893.

La influencia del pabellón en varias especies animales es ampliamente reconocida, como por ejemplo el caballo, y el murciélago, no obstante el mismo Darwin en "The descent of man" (1907) y apoyándose en observaciones del Otólogo Toynbee (1860) mantenía su tesis de que los pliegues del pabellón eran solo vestigios de estructuras que permiten en animales inferiores mantener eniesto el pabellón. (Las observaciones de Toynbee fueron con un paciente que carecía prácticamente de pabellón izquierdo, no encontrando diferencia de agudeza entre ambos oídos).

Binauralmente Perekalin (1929) observó disminución en porcentaje de localización de fuentes al insertar unos tubos de 10 cm de longitud en cada oído. La influencia del pabellón fue confirmada por Freedman y Fisher (1968) colocando pabellones artificiales al extremo de tubos del orden de 20 cm insertos en ambos oídos. Otros ensayos debidos a Gilse y Roelofs

(1930) con el pabellón relleno con plasticina demostró igualmente una disminución en el grado de localización. En general disminuye la localización, delante-atrás y arriba-abajo.

La interpretación teórica de estos resultados es básicamente coincidente, en las diferencias de timbre debidas a la presencia del pabellón en el campo acústico.

Facultad discriminadora: Análisis binaural

El enmascaramiento de la señal por ruido es causa principal de la disminución de inteligibilidad del mensaje transmitido lo que es particularmente sensible en el caso de la palabra.

Experimentos de análisis binaural, comprueban la mejora de la detección de mensajes en presencia de señales enmascaradoras a través de diferencias interaurales entre la señal y el ruido.

El clásico experimento de análisis binaural, es el que presenta a ambos oídos una señal y un ruido, ajustándose la señal al nivel mínimo perceptible. Al reducir 5 dB la señal en ambos oídos deja de percibirse. Si ahora se elimina la señal en uno de los oídos, se percibe la señal incluso bajando el nivel otros 5 dB.

Un parámetro muy significativo en cuanto a discriminación señal/ruido por efecto binaural, es la diferencia de nivel de enmascaramiento binaural ΔE que para su detección en distintas situaciones de estimulación binaural señal/ruido, comparada con la estimulación monoaural.

A este proceso es clarificadora la clasificación introducida por STUMPF en 1916 relativa a las condiciones de estimulación interaural:

- Monótica, para estimulación en un solo oído
- Diótica, para estimulación idéntica en ambos oídos.
- Dicótica para estimulación distinta en cada oído.

De acuerdo con Green y Yest (1975), estas diferencias correspondientes a una señal de 500 Hz presentada en una duración de 10 - 100 m sec. con un ruido de ancha banda con un nivel espectral mínimo de 60 dB, son las indicadas en la tabla siguiente, en que S refiere a la señal y E al estímulo enmascarador, y los índices indican: m, monótono; d, diótico; π diferencia de fase interaural de 180° ; n enmascaramiento sin correlación entre ambos oídos.

Situación interaural comparada con $S_m E_m$	ΔE dB
$S_m E_m, S_d E_d, S_m E_n$	0
$S_\pi E_n$	3
$S_d E$	4
$S_m E_\pi$	6
$S_m E_d$	9
$S_d E_\pi$	13
$S_\pi E_d$	15

Puesto que ΔE es cero tanto en la situación monótona ($S_m E_m$) como en la diótica ($S_d E_d$) es corriente tomar como referencia la situación diótica en vez de la monótona.

Los primeros estudios sobre ΔE fueron en 1949 por la Ira Hirsh con señales sinusoidales y por Licklider con palabras.

Actualmente existen dos modelos teóricos básicos para explicar estas diferencias: el de Webster-Jeffriess (1948-51) y el de Durlach (1963), sin que el fenómeno esté con mucho suficientemente aclarado. La hipótesis de Webster-Jeffriess supone que la razón para la mejora en la detección binaural con respecto a la monoaural reside en la diferencia de tiempo de llegada de la forma de onda a los oídos, producida por la interacción de la señal y el ruido en ambos.

El Modelo de Durlach, supone un proceso de ecualización anulación de las señales a través de la adición o sustracción de las mismas en ambos oídos, que da lugar a una extracción de la señal del ruido.

La diferencia de nivel de enmascaramiento ΔE varía no solo en las condiciones de estimulación, sino con las características de los estímulos. Así la frecuencia de la señal es muy determinante. Para frecuencias bajas del orden de 200 Hz, es máximo, disminuyendo hasta un valor entre 0 y 3 dB a partir de frecuencias del orden de 1500 Hz.

La fase interaural es también importante, Hirsh (1948) comprobó la influencia de la diferencia de fase en situaciones de enmascaramiento diótico sin diferencia de fase E_o y con diferencias de fase. Las mayores diferencias corresponden a 180° de diferencia de fase interaural entre la señal y el ruido, es decir situaciones $S_d E_\pi$ ó $S_\pi E_d$, como indica la tabla anterior.

En cuanto a diferencia de niveles, y basado en que la situación $E_d S_\pi$ mejora la detección en 6 dB con respecto a $E_d S_m$ Zerlin (1966) encontró una relación lineal entre ΔE y la atenuación en uno de los oídos con un máximo cuando la señal es igual en ambos oídos.

Extendidos los análisis de interacción binaural a la palabra, los resultados son análogos a los obtenidos con tonos con señales sinusoidales y por Licklider con palabras.

Hennebert (1968) anota que mejora la inteligibilidad de la voz enmascarada en un fondo de conversación (cocktel-party) dirigiendo el oído hacia la persona en lugar de mirar hacia ella.

En cuanto al ruido enmascarador en general la audición binaural es mejor para niveles altos de la señal enmascaradora. La mayor diferencia correspondiendo al margen entre 20 y 40 dB (Hirsh 1948). Por debajo de 20 dB no hay mejora, y esta permanece constante por encima de 40 dB. Análogamente la detección

es máxima cuando los niveles del ruido son iguales en ambos oídos.

Conclusiones

— La recepción binaural es básica no solo en la localización de fuentes sonoras, sino en la reducción de enmascaramiento de la señal, como aclaran los ensayos de análisis binaural.

— La prótesis para reponer la función auditiva completa, conservando su facultad de localización de fuentes y discriminación de señales, debe mantener la independencia funcional de ambos oídos. Por otra parte la recepción (micro) debe estar situada a nivel del pabellón de la oreja, lo cual se aproxima con las prótesis retroauriculares, y más aún con las intrauriculares. Ello ha abierto el campo de la esteroaudiometría pre y post aparillaje con pruebas de localización espacial de fuentes en campo libre, sin ruido y en presencia de ruido, y de discriminación espacial en base principalmente a porcentaje de inteligibilidad de palabras.

— El aparillaje diótico, aunque binaural, no preserva la estereofonía por carecer de las dos condiciones, antes mencionadas, en particular la independencia funcional de los oídos.

— Los sistemas CROS y BRICROS si bien de gran utilidad en casos específicos no son estereofónicos, pues no captan el sonido a nivel del oído estimulado (lo hacen en el opuesto).

Terminaremos recordando que la binauralidad es condición necesaria pero no suficiente para la estereofonía, y que para ello la corrección auditiva debe preservar la independencia funcional de ambos oídos, y recibir la señal a nivel de los mismos.

REFERENCIAS BIBLIOGRAFICAS

- F.M. Wiener and D.A. Ross
"Pressure Distribution in the Auditory Canal",
JASA vol. 19, 1947.
- H. Fletcher
Speech and Hearing, Van Norstrand, 1953.
- H. Wallach
"The role of head movements, and vestibular and visual cues in sound localization". Journal of experim. Psychology, vol. 14, 1940.
- E. Bloch
"Das Binaurale Hören". Z. Ohrenheilk vol. 24, 1893
- W.E. Perekalin
"Über die akustische orientierung" Z. Ohrenheilk, vol. 25, 1929.
- S.J. Freedman, H.G. Fisher
"The role of the pinna in auditory localization"
Chapter 14, The neuropsychology of spatially oriented behavior. Dorsey Press, 1968.
- V. Gilse, D. Roelofs
"Untersuchungen über die Schalllokalisation" Acta oto-laring, vol. 14, 1930.
- D.M. Green, W.A. Yost
Binaural Analysis, Chapter 11, Handvook of sensory Physiology, vol. II, Springer-Verlag, 1975.
- I.J. Hirsh
The influence of interaural relations upon the masking of speech by white noise JASA, vol. 20, 1948, vol. 21, 1949.
- J.C.R. Licklider
The influence of interaural relations upon the masking of speech by white noise, JASA, vol. 20, 1948.
- F.A. Webster
The influence of interaural phase on masked thresholds, JASA, vol. 23, 1951.
- L.A. Jeffress
A place theory of sound localization J.D. Physiology, Psydology, vol. 41, 1948.
- N.I. Duzlach
Note on the aqualization and cancellation theory of binaural masking-level differences, JASA, vol. 35, 1963.
- S. Zezlin
Interaural time and intensity difference and the MLD, JASA, vol. 39, 1966.

AMBIENTE ACUSTICO Y CALIDAD DE VIDA

Prof. Andrés Lara - Sociedad Española de Acústica

Al iniciar la preparación de este segundo Simposio - de Acústica Ambiental, con nuestros colegas portugueses, pareció oportuno al Comité Organizador introducir el aspecto de calidad de vida en relación con el ambiente acústico.

Los condicionantes básicos del ambiente físico: aire acondicionado, iluminación y acústica, juegan un papel preponderante en las circunstancias en que el hombre ejerce sus distintas actividades. Cada uno de estos condicionantes son definidos por parámetros que determinan los niveles adecuados para las distintas actividades. La apropiada y armónica conjunción de todos ellos contribuyen, tanto directa como indirectamente, a mejorar las condiciones de vida y en consecuencia la calidad de vida.

En general, el hombre ejerce estas actividades, trabajo, descanso, relaciones sociales, sueño, actividades culturales, etc, en locales cuyas características de ambiente físico vienen establecidas por las funciones a que se dedica el edificio (viviendas, hoteles, hospitales, colegios, fábricas, etc.). Son tales actividades las que marcan y limitan los márgenes de variación de los parámetros del ambiente físico. Dado que el hombre se opera una interacción a nivel individual y colectivo de las sensaciones asociadas a los parámetros físicos; existe una cierta sinestesia o correlación y dependencia entre ellos. Así, un exceso de frío o calor, influye en la percepción sonora y visual y análogamente ocurre entre visión y sonido, etc.

Dejando a un lado esta correlación o lo que es lo mismo, suponiendo constantes y adecuados, para cada actividad, los parámetros distintos de los acústicos, nos referimos a es

tos que es el tema de la conferencia.

Toda actividad mecánica comporta una perturbación del medio; el aire, medio en el que se desarrolla la vida del hombre, que por su elasticidad, así como por la propia de la inmensa mayoría de los materiales de que nos servimos, empezando por la tierra, permiten la propagación de tales perturbaciones en forma de ondas elásticas o acústicas. Estas ondas, bien en sólidos o en fluidos, cuando llegan al órgano del sentido de la audición, producen la sensación de sonido dentro de una banda sónica distinta según las especies (en el hombre cubren 10 octavas, desde 20 a 20.000 Hz), banda extendida en ambos extremos en ondas subsónicas y supersónicas. Si bien las sónicas son las determinantes del ambiente acústico, en un amplio contexto de bienestar, es necesario considerar las bandas subsónicas e hipersónicas por la influencia en el organismo humano, y no necesariamente por su acción a través del órgano de la audición.

Refiriéndonos a las sónicas, al considerar los condicionantes del campo acústico, hay que tener presente que una de las fuentes más importantes por no decir la más importante, es el propio hombre a través de sus órganos de fonación, que convenientemente articulados, le permiten expresar en forma de señales acústicas codificadas, ideas, conceptos, pensamientos, relacionados con su propio ser y el mundo exterior, lo que constituye la base de la comunicación a través del lenguaje hablado.

Esta facultad que distingue y eleva al hombre sobre todas las demás especies, vá íntimamente ligado con la facultad de percibir e interpretar sensaciones sonoras a través del órgano de la audición.

El preservar y facilitar esta comunicación hablada, es uno de los condicionantes acústicos, más definitorios de una calidad de vida.

La correlación entre las señales acústicas codificadas y el mundo exterior establece una prioridad relevante en

la percepción del mensaje acústico a través de la sensación sonora.

Los procesos mentales apoyados en la memoria ayudan en gran manera a la interpretación de mensajes acústicos. No obstante a la hora de definir los condicionantes acústicos ambientales, en función de la comunicación hablada, se plantea la medida objetiva de estas condiciones. Aparece así el concepto de porcentaje de inteligibilidad, o tanto por ciento de palabras fonéticamente equilibradas que son distinguidas de un conjunto. Estas palabras aisladas no conllevan ninguna información de relación entre sí, ni de redundancia, y sirven para evaluar objetivamente la acción perturbadora del ambiente acústico y señalan límites a los parámetros del ambiente acústico en función del porcentaje de inteligibilidad que se pretende preservar.

La perturbación de la inteligibilidad, cualitativamente es estimable por la acción enmascaradora del ambiente. El fenómeno de enmascaramiento es muy complejo y depende en particular del espectro en frecuencia de la energía perturbadora en relación con el espectro de la señal, ambas son muy dinámicas. En particular, la palabra y el ambiente acústico o ruido, constituyen fundamentalmente una sucesión de regímenes transitorios que hace aún el problema más complejo al intervenir la respuesta acústica propia de los recintos, con sus modos de resonancia y la diferente absorción de cada uno de ellos.

De una forma simplista, se valora la acción perturbadora del ambiente acústico en la comunicación oral por el valor medio de los niveles de presión sonora, de su espectro, en las bandas centrales en 500, 1000 y 2000 Hz. Este parámetro es el

SIL (Speech interference level).

Esto en cuanto a la inteligibilidad de la palabra a efectos de comunicación.

La liabilidad propia del organo de la audición, ex--
puesto permanentemente cual ventana abierta al exterior, cons
tituye factor determinante en la definición de los parámetros
ambientales.

Por otro lado, la interrelación entre las facultades
mentales y centros motores, con la sensación sonora, así como
con el sistema nervioso y fisiología humana en general, hace
de la sensación sonora un factor importante en las activida--
des humanas y en su salud tanto física como mental.

Nos encontramos así ante dos efectos bien diferencia
dos de la sensación sonora debida al ambiente acústico, Uno -
directo sobre el organo de la audición, con consecuencias de
pérdida de audición y otro indirecto sicosomático sobre la sa
lud y en los que el hombre juega un papel pasivo de receptor,
en contraposición al efecto sobre la comunicación hablada en
la que él es parte activa y principal.

A estos efectos el ambiente acústico ha de ser el --
apropiado para cada actividad. Aquí cabe hacer una amplia dis
tinción entre aquellas actividades rutinarias y las que requie
ren un mayor o menor grado de concentración mental.

Esta distinción nos parece más oportuna que la de tra
bajos manuales y mentales, ya que puede haber trabajos manua--
les que requieran una gran concentración como por ejemplo ciru
gia, o bien trabajos en los que sólo interviene la mente y sin
embargo no requieren atención convirtiéndose en rutinarios, co
mo puede ser el caso de ciertas tareas informativas, de ofici
na, etc.

El ambiente acústico adecuado a cada actividad requie
re una amplia investigación de causa-efecto para determinar -
los límites o márgenes de los parámetros definitorios del am-
beinte acústico.

Estos parámetros, referidos al aspecto físico inclu-
yen: Intensidad, Sonoridad, espectro en frecuencia, continui-
dad, transitoriedad, variabilidad, direccionalidad, etc. --

Otros parámetros referidos al aspecto subjetivo son también muy importantes y pueden tener influencia decisiva, tales como intencionalidad, desconsideración, mensaje, asociaciones indirectas, etc.

La presbiacusia, o pérdida de la audición con la edad, es en parte debida a la degeneración de neuronas con los años, pero también cuentan un conjunto de causas tales como, tóxicos, enfermedades y dosis de ruido. Niveles de 80 o más dBA pueden añadir pérdida en exposiciones frecuentes y prolongadas. Es difícil de evaluar, pues lo que cuenta es la exposición total; trabajo, transporte, distracciones etc.

Niveles intensos y continuados pueden destruir las células ciliadas del órgano de Corti y sus estructuras accesorias, reducir el número de fibras nerviosas en el ganglio coclear e incluso producir la degeneración de neuronas auditivas, con el agravante de que, estas neuronas no son regenerables. Un primer efecto, que sirve para alertar del peligro, es el cambio temporal del umbral de audición y a su vez para valorar el efecto.

Niveles del orden de 80 o más dBA, pueden producir pérdida de audición en exposiciones frecuentes y prolongadas. A efectos cuantitativos se establecen límites de niveles de acuerdo con la duración de la exposición, dentro del criterio de contabilizar la energía acústica recibida o dosis de ruido.

Los efectos sobre la audición son difíciles de cuantificar y además depende en parte de las características personales, siendo oportuno distinguir entre:

- | | |
|--------------|--|
| Deterioro: | cambio de la normalidad |
| Impedimento: | cambio que afecta a la eficacia en la vida cotidiana |
| Incapacidad: | incapacidad para el empleo |

Esta valoración se cuantifica en seis niveles por medio de audiometrías tonales a 1000, 2000 y 4000 Hz (valor medio de la pérdida)

A < 25	25 < B < 40	40 < C < 55	55 < D < 70	70 < E < 90	90 < F
normal	ligera	suave	marcado	severo	total

(Academia Americana de Oftalmología y O.R.L.)

Entre los efectos indirectos que no dañan la audición está la interferencia con el sueño. No puede haber bienestar si no dormimos bien.

La valoración del ruido con respecto al sueño se basa, primero en un conocimiento de los distintos estados de sueño (cuatro estados y uno intermedio, el REM, en el que tienen lugar movimientos rápidos de los ojos) analizando la influencia en cada uno de ellos, incluso el paso de un estado a otro, los niveles necesarios y el tipo de ruido.

En los estados I y II, hacen falta de 30 a 40 dBA, sobre el umbral de detección y 50-80 dBA en los estados III y IV.

De todas formas influyen gran cantidad de variables tanto del ruido como de la persona y circunstancias (Un hecho comprobado es que las mujeres tienen el sueño más ligero).

Otro efecto indirecto es la MOLESTIA.

Para cuantificar esta molestia, se recurre directamente a respuestas subjetivas; o bien indirectamente, analizando las clases de actividades que son perturbadoras y su mando tales actividades.

A nivel comunitario, la molestia se refiere igualmente a valores estadísticos, en base a respuestas a cuestionarios o a protestas. Influyen multitud de variables, en particular del propio ruido, como intensidad, duración y número de sonidos indetectables, ruido de fondo, etc.

Numerosos índices tratan de evaluar la correlación señal-respuesta; (NNI, INI, L_{eq} , L_{10} , L_{90} , L_p , etc.)

Otro efecto indirecto es el que tiene lugar sobre el rendimiento humano. Ruidos constantes o uniformes con niveles inferiores a 90 dBA, no interfieren, si son discontinuas, pueden afectar a niveles inferiores y más si son de carácter agudo que grave.

Es interesante hacer notar que la influencia más que cuantitativa es cualitativa; es decir, no afecta al rendimiento numérico, sino a la calidad. Los trabajos delicados son más afectados que los sencillos; incluso cuando el ruido no afecte al trabajo, supone un coste psicológico.

En todo caso, el ruido produce un alertamiento, que a veces es favorable, por ejemplo con personas propensas a dormirse, seguido en escala por "distracción" y finalmente efectos específicos.

Un aspecto de la mayor importancia en la vida de relación es el derecho a la intimidad. Aquí el sonido o ruido, puede causar trastornos psíquicos del mayor alcance. Los casos de desordenes mentales debidos a ruido, dato curioso, es mayor en mujeres separadas de su marido y de tipo neurótico.

Finalmente la salud puede verse afectado por efectos fisiológicos.

Son detectables directamente reacciones musculares - tales como orientación de cabeza y ojos, parpadeo, flexiones, movimientos ritmicos. La electromicrografía es un auxiliar valioso.

Un ruido continuo de 90 dBA, aumenta la tensión muscular, pudiendo interferir una determinada respuesta.

Sonido breves del orden de 70 dBA, producen constricción de vasos sanguíneos periféricos, cambio de ritmo cardíaco y respiratorio, alteran el tamaño de pupilas, cambio en niveles hormonales, composición de la sangre, etc.

Niveles intensos en animales, han mostrado una disminución de resistencia a los virus y otros efectos patológicos tales como hipertrofia de glándulas adrenales, daño cerebral y anormalidades fetales.

La respuesta neuroendocrina a niveles altos es similar a la respuesta al stress, disminuyendo las tres etapas clásicas de alarma, resistencia y agotamiento, incluso se aplica la teoría de las enfermedades de adaptación en el periodo resistente.

Todos estos efectos constituyen medio de investigación constante, por la complejidad de separar y cuantificar causa-efecto. Este campo condiciona los criterios de aceptabilidad de los distintos ambientes acústicos y constituye por tanto referencia en cuanto a niveles permisibles, de acuerdo con las actividades humanas.

Como siempre, la investigación es necesaria en el conjunto de disciplinas que inciden en la Acústica y el conocimiento racional de las situaciones y soluciones específicas para lograr condiciones de bienestar y calidad de vida.

EL dB(A). VIBRACIONES E IMPULSOS

Andrés Lara Sáenz
Instituto de Acústica
Madrid

En la NORMA se hace uso del dB(A) y por tanto es necesario conocer su origen y uso.

Empezaremos por aclarar que el dB(A) es una unidad que se utiliza para valorar sonidos complejos, compuestos de diversas frecuencias, teniendo en cuenta la variación de la sensibilidad del oído con la frecuencia. El dB(A) en lugar de una medida física directa de la intensidad del sonido, es una medida física modificada teniendo en cuenta la sensación que produce a través del oído.

Recordemos aquí que la mayoría de los sonidos y en particular los ruidos están compuestos por un conjunto de frecuencias, relacionadas con la estructura y dinámica de la fuente generadora del ruido.

Así un automóvil por ejemplo incluye las explosiones del motor, que a su vez originan vibraciones de otras partes del motor y del chasis, así como las transmitidas por la marcha del vehículo, al que se suma el ruido de la rodadura de los neumáticos y el aerodinámico de distintas partes de la carrocería.

La intensidad de cada vibración es variable con la velocidad del motor y del vehículo por lo que no es de extrañar que el espectro de intensidades en función de la frecuencia sea amplio y a su vez variable en el tiempo.

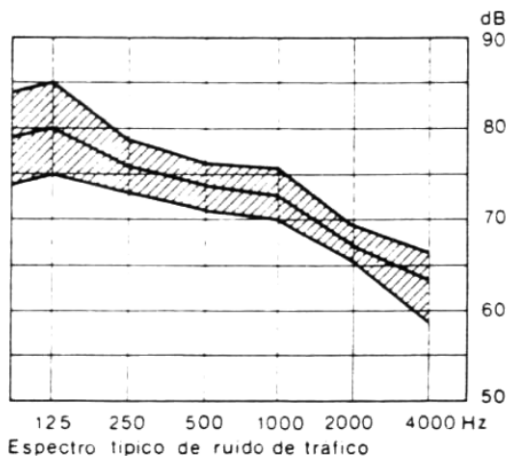


Figura 1

La fig. 1 representa el espectro típico de ruido de automóvil medido desde el exterior. El gráfico representa la intensidad medida en dB en función de la frecuencia. Es por tanto una representación de la composición energética del ruido. La energía total por unidad de tiempo en el punto considerado es la medida física de la intensidad acústica. Si esta medida se hace sin ninguna corrección en función de la frecuencia (filtrado) la medida se expresa en dB. Si se introducen filtros con distintas respuestas los valores resultantes se adjetivan con las iniciales correspondientes a la curva de atenuación de cada filtro obteniéndose así valores distintos en dB(A) dB(B) dB(C) y dB(D), según que se utilicen las curvas A, B, C o D, fig. 2.

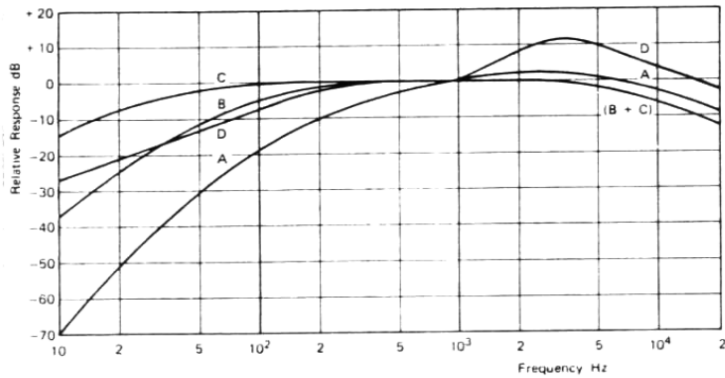
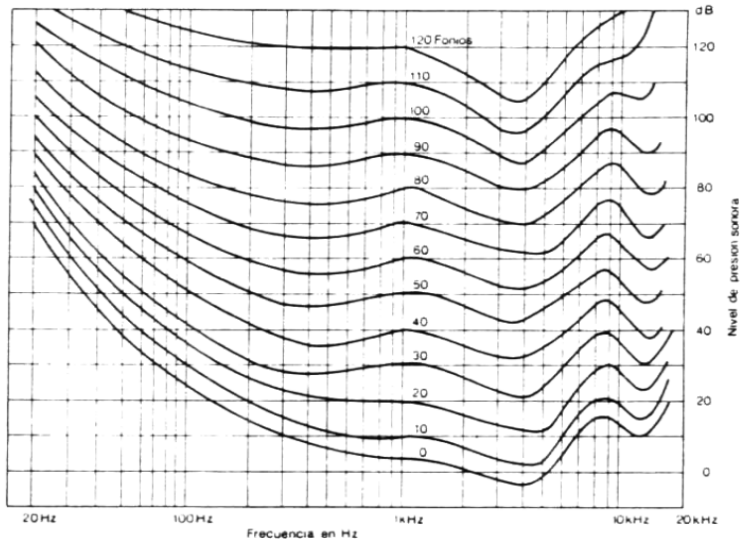


Figura 2

Para entender la razón de estas curvas de filtrado o ponderación nos referimos a las curvas de la fig. 3 que representan la sensibilidad del oído humano a distintas intensidades, en función de la frecuencia.

En el eje de abscisas están las frecuencias y en las ordenadas la intensidad acústica en dB. Estas curvas se llaman isofónicas o de igual sonoridad y representan las intensidades físicas que requiere cada frecuencia para producir la misma sensación de intensidad sonora o sonoridad que a la frecuencia de 1000 Hz.



Curvas isofónicas de igual sonoridad para tonos puros

Figura 3

La curva inferior corresponde a 0 dB a 1000 Hz y las restantes vienen igualmente numeradas por su intensidad a 1000 Hz hasta llegar a la superior de 140 dB a 1000 Hz que marca el umbral en el que se percibe una sensación de molestia. Los valores de las intensidades a 1000 Hz, tomadas como referencia de sonoridad de cada curva isofónica, reciben el nombre de fonios, así las curvas van de 0 fonios a 140 fonios. La curva de 0 fonios se aproxima al umbral de audición medio del hombre; que está algo por encima de esta curva.

Estas curvas indican básicamente dos hechos:

En primer lugar la mayor sensibilidad del oído a las frecuencias medias entre 600 y 4000 Hz, sobre todo en relación con las bajas frecuencias, y en segundo lugar que estas diferencias disminuyen sobre todo con las bajas frecuencias a medida que aumenta la intensidad, (las curvas se aplanan).

Al objeto de tener en cuenta estos dos efectos las curvas de compensación filtran (atenuan) las bajas frecuencias fundamentalmente, y en distinta cuantía unas de otras.

En principio se intentó utilizar la A para valores de intensidad del orden de 40 dB y la B para valores del orden de 70 dB etc. llegándose finalmente al acuerdo después de amplias experimentaciones, que la curva A es suficientemente un compromiso para la mayoría de los sonidos y ruidos ambientales (excepto, aviones y en general sonidos con tonos muy sobresalientes) y en particular por su mayor correlación con la valoración de los ruidos industriales a los efectos de seguridad en el trabajo.

Es pues hoy consenso generalizado el uso de la curva A para ponderar el espectro energético de la mayoría de los ruidos por lo que la norma de la construcción siguiendo esta tendencia ha adoptado el dB(A) para la valoración de los ruidos en relación con los niveles de emisión, inmisión y aislamiento.

Así, si el ambiente acústico exterior a un recinto es de 70 dB(A) y el nivel de inmisión apropiado al uso del recinto es de 40 dB(A) el aislamiento medio del recinto frente al ruido exterior deberá ser al menos de 30 dB(A). Esto que dicho así parece muy simple es bastante más complejo y tendrán ocasión de conocerlo en el capítulo de aislamiento acústico.

El dB(A) aunque trata de valorar los sonidos en relación con la sensación sonora, la escala de niveles de sonido o ruido en dB(A) no da una idea directa de la sensación ya que no se trata de una escala lineal sino logarítmica. Así entre 60 dB(A) y 70 dB(A) no hay la misma diferencia de intensidad que por ejemplo entre 70 dB(A) y 80 dB(A). Y naturalmente dos sonidos de por ejemplo 30 dB(A) no suman 60 dB(A).

En primer lugar nos referimos a la escala lineal de sonoridad, primeramente definida por H. FLETCHER (fig. 4) al igual que las primeras curvas isofónicas. Esta curva que relaciona fonios con sonios (unidad lineal de sonoridad) utiliza la parte recta de la curva a partir de 40 fonios, nivel al que asigna el 1 de la escala de sonios. A partir de este valor vemos que a un aumento de 10 fonios corresponde el doble de sonoridad, aproximadamente.

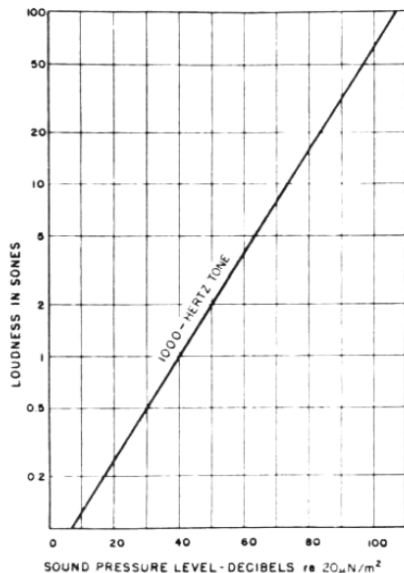


Figura 4

Como normalmente las fuentes sonoras no se especifican en sonios sino en dB, conviene recordar el modo en que se suman varias fuentes para conocer el nivel total.

Puesto que el nivel en dB de un sonido viene dado por diez veces el logaritmo decimal de la relación entre su intensidad y la intensidad de referencia ($I_0 = 10^{-16} \text{ W/cm}^2$), un sonido que tiene doble intensidad que otro tendrá una relación doble con la Intensidad de referencia y por tanto tendrá un nivel de intensidad superior al otro en $10 \log_{10} 2 = 10 \times 0,3 = 3 \text{ dB}$.

Es decir cada vez que se dobla la intensidad de un sonido, se aumenta su nivel en 3 dB y en general el aumento (o disminución) viene dado por el valor $10 \log_{10} \frac{I_2}{I_1}$.

Por tanto la suma de dos sonidos del mismo nivel, supone el doble de intensidad, y por tanto un aumento de 3 dB. En el caso de 3 sonidos del mismo nivel el aumento será de $10 \lg 3 = 5 \text{ dB}$ etc.

Si dos sonidos tienen una diferencia de nivel de 5 dB, por ejemplo 70 y 75 dB, quiere decir que uno tiene el triple de intensidad que el otro, por lo tanto su suma sólo añade al de mayor nivel $10 \log \frac{3 + 1}{3} = 10 \lg 4/3 = 1,25 \text{ dB}$ es decir el nivel resultante de sumar 70 dB y 75 dB es 76,25. Si la diferencia es de 10 dB el aumento es inferior a medio dB.

$$(10 \log \frac{10 + 1}{10} = 0,414)$$

Esta relación nos sirve para dar una idea que para doblar la sensación de un sonido es necesario aumentarlo en el orden de 10 dB(A).

Así, una ventana que atenua 10 dB reduce la sensación a la mitad y se necesitan 20 dB(A) de atenuación para reducir la sensación a una cuarta parte.

A continuación pasamos un sonido, al que escalonadamente le introducimos atenuaciones de 10, 20 y 30 dB(A). Si partimos de un nivel en el recinto del orden de 70 dB(A) podemos apreciar la atenuación necesaria para no percibir molestia o bien no distinguirlo si se trata de una conversación. Naturalmente la percepción del ruido intrusivo, será tanto mayor cuanto menor sea el propio ruido ambiente del recinto receptor, de ahí que se fijan niveles máximos de inmisión para los distintos locales según sea su utilización.

La gráfica de la fig. 5 permite calcular la suma de niveles distintos en dB.

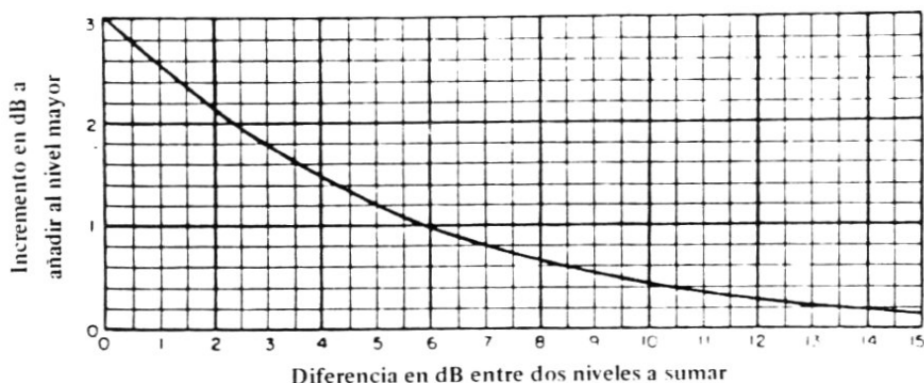


Figura 5

Matemáticamente se puede calcular la adición de niveles a partir de la propia expresión de los logaritmos.

En efecto:

$$L_i = 10 \log 10^{L_i/10},$$

y por tanto para sumar varios niveles basta con aplicar la expresión

$$L_i = 10 \log \left(\sum 10^{L_i/10} \right)$$

A un aumento de 10 veces corresponde un nivel superior en $10 \log 10 = 10$ dB.

Por tanto para doblar la sensación sonora, para lo que hace falta un aumento de 10 dB, se requiere una intensidad 10 veces superior, lo que sería en el caso de fuentes iguales multiplicar estas por 10. Así un aumento del tráfico por 10 supone de forma simplista el doblar la sensación o bien si se atenúa un ruido en 10 dB se ha reducido su intensidad a la décima parte y por tanto su sonoridad a la mitad.

La mayoría de los ambientes sonoros que han lugar en relación con la edificación están constituidos por un conjunto de fuentes cuyas intensidades varían en el tiempo y por tanto unos valores de dB(A) globales, variables en el tiempo.

Es difícil entonces valorar un ambiente con una sola o varias medidas del nivel sonoro en dB(A). Para resolver este importante aspecto se recurre a valoraciones estadísticas y así aparecen los índices L_n en que n es el % de tiempo total en que el nivel L es igualado o superado. Así aparecen los L_1 L_{10} L_{50} L_{90} fundamentalmente, cuya obtención se ve claramente en la fig. 5 bis

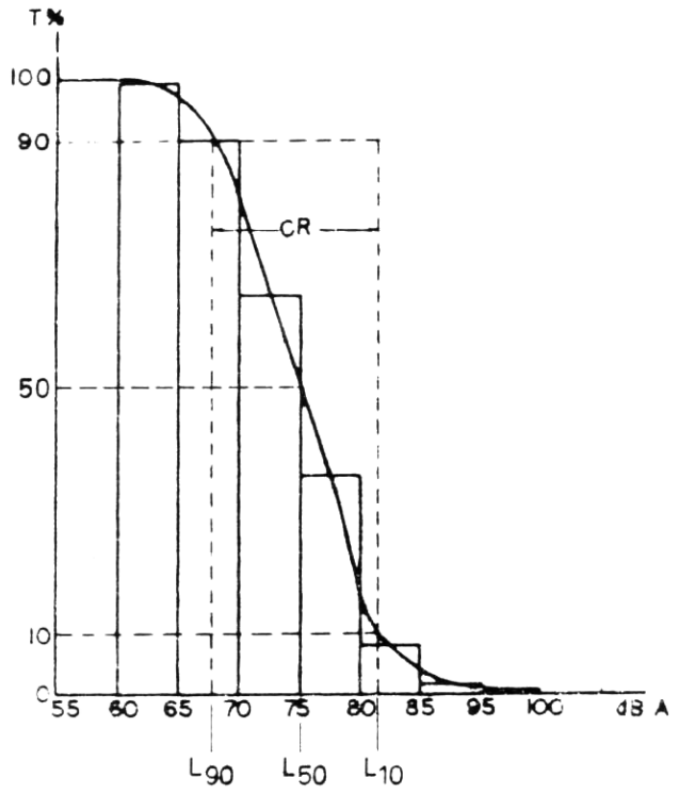


Figura 5 bis

Distribución acumulativa de ruido de tráfico:
Niveles percentiles en el tiempo: L_{10} , L_{90} , L_{50} y CR (Clima de ruido)

en la que a partir de la distribución acumulativa de niveles medidos con aparatos a saltos de 5 dB, en el eje de ordenadas, se obtienen en el eje de abcisas los niveles correspondientes a los distintos tantos por ciento de ocurrencia.

L_{90} es decir el nivel que ha sido igualado o superado durante el 90% del tiempo representa una aproximación al nivel de fondo del ambiente, mientras que L_1 lo es de los picos pronunciados, L_{10} a niveles altos y L_{50} al nivel medio.

La diferencia entre L_{10} y L_{90} se denomina clima de ruido y es una buena indicación del ruido ambiental.

El índice TNI (Índice de Ruido de Tráfico) está basado en el clima de ruido y en el ruido de fondo: $TNI = 4(L_{10} - L_{90}) + L_{90} - 30$ en que 30 es un número añadido para centrar la escala de TNI. El primer término pondera la variabilidad del ruido con respecto al ruido de fondo representado por el segundo.

Este índice da una buena correlación con la respuesta comunitaria al ruido de tráfico, sin embargo requiere considerar su validez en casos extremos.

En ambientes de ruido con espectro singular ha venido siendo práctica el definir los niveles máximos admisibles en lugar de un valor determinado de dB(A), por medio de curvas limitativas del espectro. Ello sugiere por tanto un análisis del ruido en bandas de octava o tercios de octava para situar el espectro con respecto a las curvas limitativas. Estas curvas conocidas por NC (noise criteria) o curvas NR (noise ratings, I.S.O.) fueron deducidas en base a la interferencia con la palabra, y son por tanto apropiadas para recintos en que la inteligibilidad de la palabra es importante (oficinas, aulas, auditorios, etc.).

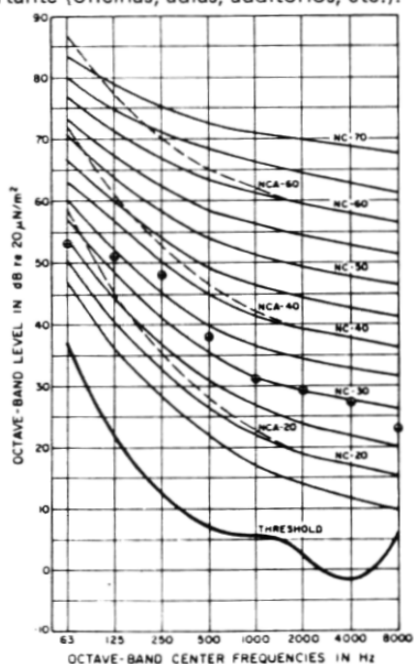


Figura 6

La fig. 6 representa estas curvas y la valoración de un espectro de ruido lo marca la curva de mayor nivel alcanzado.

La limitación o fijación de niveles máximos de inmisión, tiene una doble vertiente, según se trate de altos niveles que pueden afectar directamente a la audición, o bien de niveles que sin ser elevados pueden interferir con las actividades humanas tanto privadas (lectura, descanso, recreo, sueño) como sociales (trabajo mental, diálogo, etc.).

En esta norma no se contemplan los ambientes industriales, que es donde se pueden producir altos niveles sonoros que afecten al hombre, por lo que los límites están relacionados con las molestias de tipo general que el ruido puede producir al afectar a las actividades o incluso a la salud humana.

Aunque no es perfectamente conocida la correlación entre niveles sonoros y molestias y otras interferencias, existe relativo acuerdo, después de múltiples datos, de investigaciones con base estadística para establecer unos niveles de inmisión máximos aceptables en distintos recintos, lo cual constituye recomendaciones a nivel científico traducidas a reglamentaciones específicas en distintos países con las adecuadas adaptaciones. El cuadro de la Tabla A indica valores típicos recomendados.

NIVELES DE INMISION RECOMENDABLES (MAXIMOS)

Recinto y Funciones	dB (A)	
Dormitorio	40	(30 noche)
Sala de estar y reposo	40 - 45	(35 noche)
Despacho profesional	40 - 45	
Servicios	50	
Estudio de grabación sonora	25	
Dormitorio de hospital... ..	30	(25 noche)
Teatros y Salas de concierto... ..	30	
Sala de lectura	30 - 35	
Cines	35 - 40	
Aulas y Laboratorios docentes	40	
Oficina numerosa	45	
Restaurantes	40 - 45	
Cafeterías	45 - 50	
Grandes Almacenes	50	

Tabla A

Vibraciones

El sonido es consustancial con el fenómeno vibratorio. Un diapasón vibra, pone en vibración las moléculas de aire, que transmiten esta vibración en forma de onda elástica que fundamentalmente al alcanzar el oído produce la sensación de sonido. Un ventilador que gira pero no vibra, produce compresiones periódicas en el aire que lo rodea por medio de sus palas, compresiones y enrarecimientos, que son transmitidos por el aire en forma de ondas análogas a las del diapasón.

La mayoría de los sistemas mecánicos vibran al ser excitados por un cuerpo exterior, si la fuerza es instantánea, impulsiva, el sistema vibra en régimen libre con su frecuencia propia, si la fuerza es oscilatoria el sistema mientras esté ligado a la fuerza vibra en sincronismo.

Para que un sistema mecánico vibre requiere tener masa de inercia que al ser accionada tienda a seguir desplazándose, y una fuerza de oposición que se oponga al desplazamiento. La mayoría de los cuerpos exhiben estas dos propiedades simplificadas idealmente en una masa m concentrada en su centro de gravedad y en un resorte sin masa de constante elástica K (fig. 7).

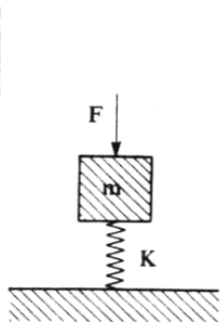


Figura 7

Al serle aplicada una fuerza F en forma impulsiva o bien sometiendo el sistema a un desplazamiento inicial, el sistema oscila, es decir vibra.

En toda posición X del movimiento la fuerza de inercia de la masa $m \frac{d^2 x}{dt^2}$ es contrarrestada por la fuerza de reacción elástica $- Kx$ i.e.

$$m \frac{d^2 x}{dt^2} = - K x \qquad \frac{d^2 x}{dt^2} = - \frac{K}{m} x \qquad (1)$$

Esta ecuación tiene por solución una función trigonométrica seno o coseno de un ángulo ωt función del tiempo y de una constante ω del sistema.

En efecto si $x = \cos \omega_0 t$ $\frac{dx}{dt} = -\omega_0 \sin \omega t$ y

$$\frac{d^2 x}{dt^2} = \omega_0^2 \cos \omega_0 t = -\omega_0^2 x \text{ es decir } x \text{ verifica la ecuación (1) con tal que } \omega_0^2 = \frac{K}{m} \text{ luego la}$$

solución es

$$x = \cos \sqrt{\frac{K}{m}} t = \cos \omega t \qquad \omega_0 = \sqrt{\frac{K}{m}}$$

Si llamamos T al tiempo que tarda en una oscilación completa $\omega T = 2\pi$ (radianes)
 $\omega = \frac{2\pi}{T}$ pero $\frac{2\pi}{T}$ es el arco recorrido en la unidad de tiempo α ;

$$\begin{array}{l} T'' \text{ ————— } 2\pi \\ 1'' \text{ ————— } \alpha \end{array}$$

$$\alpha = \frac{2\pi}{T} = \omega \quad \text{i.e. la velocidad angular en radianes por segundo.}$$

El número de oscilaciones por segundo, f , o número de vueltas es la velocidad angular ω dividido por el n^0 de radianes en una vuelta (2π).

$$f = \frac{\omega}{2\pi} = \frac{1}{2\pi} \frac{K}{m}$$

La consonante $\sqrt{\frac{K}{m}} = \omega_0$ recibe el nombre de frecuencia angular propia o de resonancia del sistema.

El sistema mecánico incluye siempre alguna fuerza de oposición, F_R como rozamiento, etc. que en general es proporcional a la velocidad de desplazamiento (fig. 8)

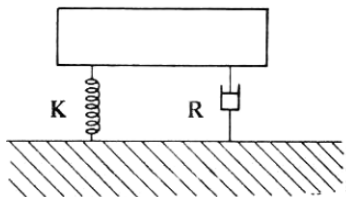


Figura 8

$$F_R = -R \frac{dx}{dt}$$

La ecuación de movimiento incluyendo este término es

$$m \frac{d^2x}{dt^2} = - (Kx + R \frac{dx}{dt})$$

La solución sigue siendo una función trigonométrica

$$x = R_e e^{-\gamma t} = e^{-\alpha t} \cdot \cos \omega_r t \qquad \gamma = \alpha + j\omega_r \qquad \alpha = \frac{R}{2m}$$

$$y \quad \omega_r = \sqrt{\omega_0^2 - \alpha^2} = \omega_0 \sqrt{1 - \frac{\alpha}{\omega_0}} = \omega_0 \sqrt{1 - \eta^2}$$

El amortiguamiento crítico es tal que $\omega_r = 0$

$$\text{i.e. } \alpha = \omega_o = \frac{R_c}{2m} \qquad R_c = 2m\omega_o = 2m\sqrt{\frac{K}{m}} = 2\sqrt{Km}$$

La constante de amortiguamiento del sistema es

$$\eta = \frac{R}{R_c} = \frac{R}{2\sqrt{Km}} = \frac{\alpha}{\omega_o}$$

Si se aplica una fuerza senoidal $F_E = F \cos \omega t$ primero a un sistema sin amortiguamiento, la transmisibilidad T o cociente entre la fuerza transmitida y la aplicada es:

$$T = \frac{K \cdot x}{F \cos \omega t} = \frac{1}{1 - \left(\frac{\omega}{\omega_o}\right)^2} = \frac{1}{1 - \Omega_o^2} \qquad \Omega_o = \frac{\omega}{\omega_o}$$

Si el sistema tiene amortiguamiento

$$T = \frac{R \frac{dx}{dt} + Kx}{F_E} = \frac{(1 + \omega R/m)^2}{1 + \omega^2 \left[\left(\frac{\omega m}{K}\right) - \frac{2m}{K} + \left(\frac{R}{m}\right) \right]}$$

$$= \left[\frac{1 + (2\eta\Omega_r)^2}{(1 - \Omega_r)^2 + (2\eta\Omega_r)^2} \right]$$

$$\text{en que } \eta = \frac{R}{R_c} = \frac{R}{2\sqrt{mK}}$$

$$\Omega_r = \frac{\omega}{\omega_r} = \omega \sqrt{\frac{m}{K}}$$

La fig. 9 representa gráficamente la expresión de la transmisibilidad para distintos factores de amortiguamiento.

Las perturbaciones mecánicas propagadas en la estructura dan lugar en parte a ondas en el aire y en parte a vibraciones confinadas en la propia estructura.

Las vibraciones mecánicas en sí mismas e independientemente de su conversión parcial o total en ruido, pueden producir efectos en las personas y en los edificios.

ε TRANSMISIBILIDAD Y AMORTIGUAMIENTO

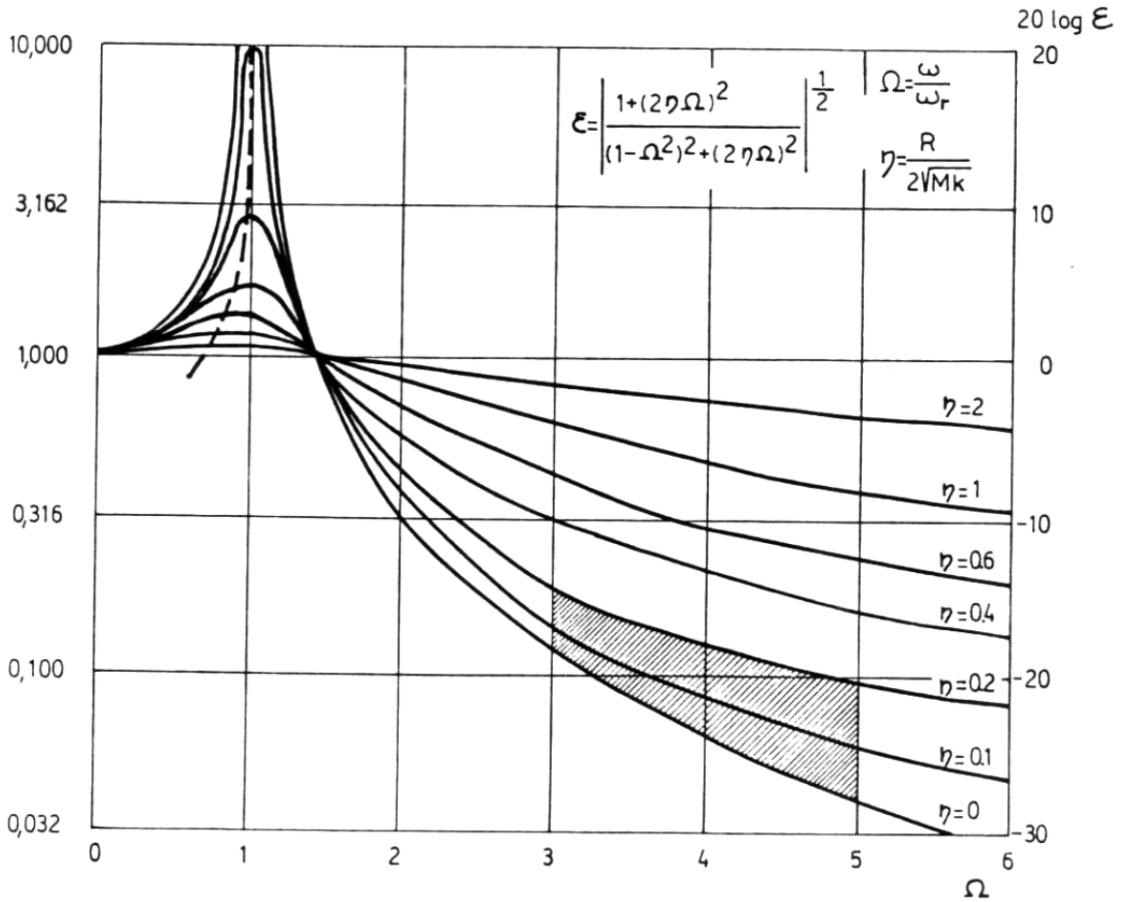


Figura 9

En cuanto a las personas, los límites de exposición a distintos niveles de vibración se indican en la figura 10, donde se expresan los valores admisibles de aceleración en m/s^2 y en unidades "g", para vibraciones verticales.

La valoración global de las vibraciones, en relación con los posibles efectos en el individuo; puede hacerse mediante el factor K, que juega aquí un papel en cierto modo análogo al de la escala de ponderación A en la valoración de ruidos.

LIMITES DE ACELERACION LONGITUDINAL EN FUNCION DE LA FRECUENCIA Y DEL TIEMPO DE EXPOSICION

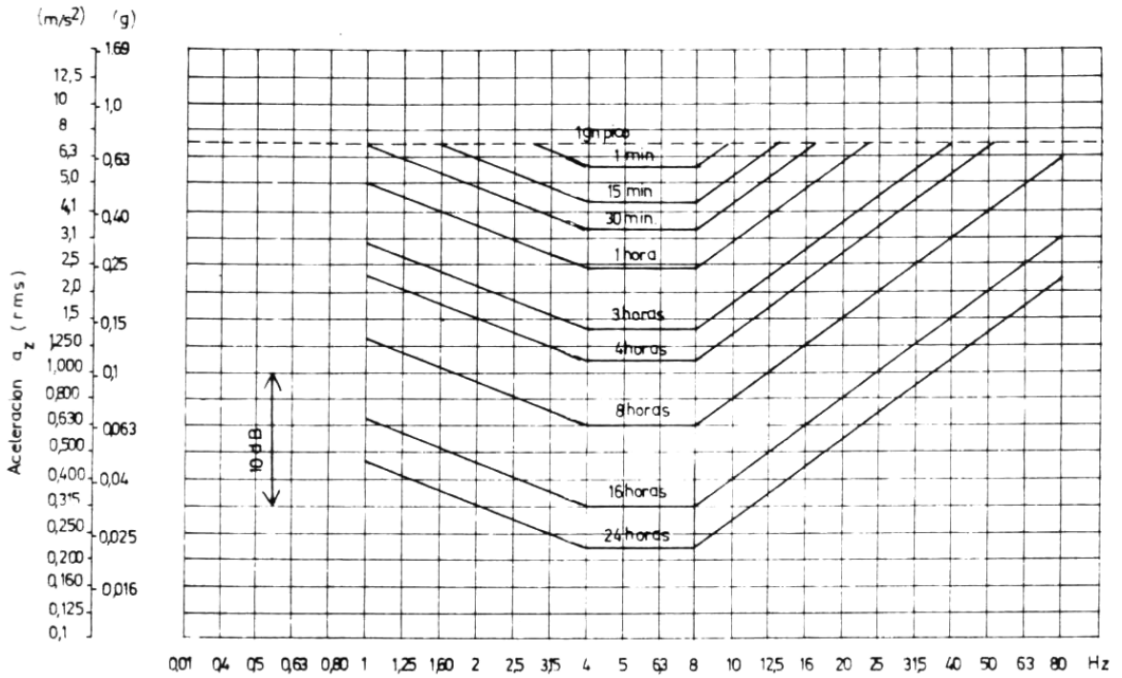


Figura 10

Conocido el espectro en frecuencia de una vibración, el factor K que le caracteriza viene dado por el mayor de los tres valores, K_1 , K_2 , K_3 , obtenidos de acuerdo con la tabla siguiente:

	Vibraciones verticales	Vibraciones horizontales
K_1	$0.001 A \cdot f^2$ ($f \leq 5$)	$0.002 A \cdot f^2$ ($f \leq 2$)
K_2	$0.005 A \cdot f$ ($5 \leq f \leq 40$)	$0.004 A \cdot f$ ($2 \leq f \leq 25$)
K_3	$0.2 A$ ($f \geq 40$)	$0.1 A$ ($f \geq 25$)

en donde A es la amplitud del desplazamiento de la vibración en micras y f la frecuencia en Hz, frecuencia que normalmente se sitúa de 0,5 a 100 Hz, con preponderancia del intervalo comprendido entre 5 y 50 Hz.

En la tabla que sigue aparecen los valores recomendables de K a no sobrepasar en las situaciones que se indican.

K	Situación
0.1	Area de reposo nocturno.
1	Zonas industriales con vibraciones permanentes.
5	Vivienda de día.
10	Sólo tolerable en impulsos y en número inferior a 3 por día, en cualquier situación.

Los efectos de las vibraciones en los edificios son variables, dependiendo del tipo y dimensiones del mismo, de las propiedades elásticas de los materiales que lo constituyen y de las posibilidades de aparición de resonancias.

El factor K para el caso de los edificios admite valores mucho mayores a los indicados anteriormente en relación con las personas, por lo que en edificios habitados la tabla anterior constituye referencia para el límite de vibraciones en estos edificios, valores que por otra parte no es corriente sobrepasar, a no ser que se trate de situaciones especiales de por sí fácilmente previsible o detectables.



NOISE POLLUTION**LARA SAENZ, A.**

Instituto de Acústica, C. S. I. C., Serrano 144 - Madrid 6

STEPHENS, R. W. B.

Chelsea College, Dpt. of Physics, Pulton Place, London SW6 5 PR

Introduction

The decade of the 70's marked a main concern of society in problems of the environment. The scientific community represented by the International Council of Scientific Units (ICSU) in view of the multiple disciplines involved in the subject create in 1969 a Special Committee on Problems of the Environment (SCOPE) with the objective of:

- . To advance knowledge of the influence of humans on their environment, as well as the effects of these environmental changes upon people, their health and their welfare - with particular attention to those influences and effects which are either global shared by several nations.
- . To serve as a non-governmental, interdisciplinary and international council of scientists and as a source of advice for the benefit of governments and inter-governmental and non-governmental bodies with respect to environmental problems.

The Committee seeks to identify problems of global concern and intends to make a useful contribution to the understanding of such problems.

The membership of SCOPE includes 17 adhering International Scientific Unions and Committees and over 35 National members. The International Union of Pure and Applied Physics (IUPAP) is included among the adhering International Scientific Unions. The Commission of Acoustics (ICA), interested in having the noise included as one of the problems of the environment, succeeded in the nomination by IUPAP of a member of ICA (Dr. Lara-Saenz) as representative in SCOPE.

A first report on the noise problem in the Environment was presented to the U.N. Conference on Environment in Stockholm (1972). As a result in the Documents of the Conference it was made reference to noise and in particular the noise was quoted as one of the Environment Pollutants.



A. Lara-Saenz, R.W.B. Stephens, Noise Pollution

With the occasion of the VIII International Congress on Acoustics, London 1974, there were established 5 working groups ICA-SCOPE that reported their work (18 papers) in the IX ICA Congress in Madrid, 1977.

Noise Pollution is the title of a monography of the serie SCOPE prepared to give an up dated general presentation of the different processes involved in the multidisciplinary field of Noise Pollution.

It follows an outline prepared for SCOPE by Prof. LARA-SAENZ in collaboration with Prof. G. L. FUCHS with the approval of the International Commission on Acoustics (ICA), that appointed Professor R. W. B. STEPHENS as coeditor. The subject became one of the SCOPE Projects.

The aim of the Project was to have the contribution of specialists in the several fields of Science and Technology involved in the Noise Pollution Problem. The basic list of coauthor was suggested by members of the ICA and later completed according with the possibility of collaboration from the different specialists and from suggestions from national committees for SCOPE.

The Monography is intended to serve as a basic introduction in the field to graduates in different disciplines. In this line mathematics has been kept to a minimum necessary to present basic phenomena. Emphasis was asked to be put in fundamental processes without exhaustive information, with simple graphisms and accessible references to help in the progression in the different subjects. The main lines of the Project include, Fundamental of Noise and hearing, Effects of noise on man, Source of noise and its control.

The editorial work has taken about three years of correspondence and several Joint meetings of the editors to better adapt and to homogenize the final manuscript.

Prof. John B. Large, Director of the Institute of Sound and vibration Research of Southampton has been the reviewer appointed by SCOPE and is writing an epilogue about the future.

The table of contents and authors membership is as follows

I. Fundamentals of Noise and Hearing

1. Introduction; Noise Pollution, Man and Sound.
R. W. Stephens (U.K.)
2. Physics of Noise; Vibrations and Sound Waves, Noise measurements
A. Lara-Saenz (Spain)
3. Noise Propagation in the Atmosphere
J. E. Piercy, T. F. W. Embleton, L. C. Sutherland (Canada)
4. Aural Reception
E. A. G. Shaw (Canada)



A. Lara-Saenz, R.W.B. Stephens, Noise Pollution.

5. Hearing Mechanism
E.F. Evans (U.K.)
6. Psychophysics of Hearing
E. Zwicker (F.R.G.)

II. Effects of Noise on Man

7. Auditory After-effect of Noise
W. Dixon Ward (U.S.A.)
8. Non-auditory effects of Noise: Physiological and Psychological effects.
G. Jansen, E. Gros (F.R.G.)
9. Noise interference with oral communication
T. Tarnoczy (Hungary)
10. Noise-induced sleep disturbances
B. Griefahn (F.R.G.)
11. Hearing Conservation
A. Glorig (U.S.A.)

III. Sources of Noise and its Control

12. Road Traffic Noise: Generation, Propagation and Control
C. Lamure (France)
13. Aircraft Noise Generation and Control - Noise Around Airports
J.O. Powers (U.S.A.)
14. Acoustic Shielding: Sound diffraction by Thin and Wide Barriers
Z. Maekawa (Japan)
15. Solid borne Noise Control in Buildings and Machinery
M. Heckl (F.R.G.)
16. Impact Machinery Noise - Prediction and Control
E.J. Richards (U.K.)
17. Buildings Noise Control: The main problems, available technology and future trends.
T.J. Schultz (U.S.A.)
18. Possibilities on Noise Control
G.L. Fuchs (Argentina)
19. Legal Aspect of Noise Control
W. Aeicherli (Switzerland)
20. Epilogue
J.B. Large (U.K.)

The support from SCOPE has been of \$ 1.000. Most of the editors meetings have the support of the Spanish National Research Council. The Royal Society of U.K. The Institute of Acoustic of Madrid and the Spanish SCOPE Committee.



11^e ICA

Paris 1983
Lyon-Toulouse

120

A. Lara-Saenz, R.W.B. Stephens. Noise Pollution.

International conferences were also used as occasion to meet some of the coauthors. The monography of about 400 pages is in press by John Wiley & Sons and will be the 30th in the International Series of SCOPE Publications, to appear by the end of 1983.

LA FUNCION DE TRANSFERENCIA DE MODULACION Y LA RECEPCION SENSORIAL : ACUSTICA DE SALAS

A. LARA SAENZ
Inst. Acústica, CSIC, Madrid

En la biosfera tienen lugar transmisiones de energía por medio de ondas sónicas y luminosas denominadas así porque son detectadas por los seres vivos produciendo respectivamente las sensaciones de sonido y de luz.

Tanto el oído como el ojo, órganos periféricos de los sentidos de audición y visión, contemplados como sistemas transductores de energía mecánica y electromagnética, en impulsos eléctricos neuronales, poseen características de transmisión muy deficientes. La perfección de la imagen sonora o visual se logra en ambos sentidos por la intervención de los propios sistemas neuronales, que filtran, codifican y transmiten los impulsos eléctricos generados en los órganos periféricos a las distintas áreas de recepción corticales donde tienen lugar no sólo la recepción sensorial de la excitación, sino su percepción. Esta fase final supone la intervención de funciones mentales tales como, memoria, atención, interés, etc. que dan una valoración o interpretación subjetiva de la imagen en relación con el universo físico que las genera.

Existe pues un paralelismo básico entre los sentidos de la visión y la audición, si bien las ondas físicas que transportan la infor-

mación al receptor son de carácter completamente distintas; unas, las electromagnéticas se pueden transmitir en el vacío, o en medios que no eliminen los campos eléctricos o magnéticos, mientras que las otras son de carácter mecánico y requieren la presencia de medios elásticos como el aire, agua, etc., y en general cualquier clase de material que posea elasticidad en mayor o menor grado.

El denominador común de ambos procesos en la ondulatoria, entendiéndose por tal la abstracción matemática que caracteriza los campos de ondas y en los que son comunes conceptos tales como ecuación de onda, velocidad de propagación, frecuencia, intensidad, longitud de onda, etc. No obstante el carácter de los fenómenos envueltos da lugar a dos campos muy distintos de la Física: La Óptica y la Acústica, en los cuales se conserva la analogía onda-excitadora, transducción, recepción y percepción sensorial.

Las dimensiones geométricas diametralmente distintas de ambas clases de ondas, consecuencia de la enorme diferencia en la velocidad de propagación, constituye por otro lado la complementariedad de ambos sentidos. Las ondas electromagnéticas, detectadas

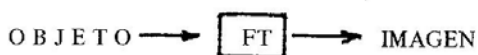
a través del ojo, corresponden a longitudes de onda del orden de media micra, dimensión tan pequeña en relación con el tamaño de los objetos reales, que no ha lugar a difracción de bordes, produciendo sombras definidas. La onda luminosa llega al receptor o bien directamente, o reflejada, pero no refractada. Se trata pues de ondas muy direccionales. Por el contrario las ondas elásticas percibidas a través del oído, tienen una longitud media del orden del metro lo que da lugar a difracciones en los bordes de los objetos que nos rodean, que al no producir zonas de sombra permiten "oir" sin "ver" la fuente, es decir sin estar alineados directamente. Así afortunadamente podremos percibir el claxon de un automóvil en un cruce antes de que se nos eche encima!

El hombre desde muy antiguo se las ingenió para canalizar las "ondas" tanto luminosas como sonoras, utilizando primariamente los fenómenos de reflexión. La refracción mucho más sensible en el campo electromagnético que en el acústico permitió la amplificación pasiva con sistemas ópticos dando lugar a la aparición del telescopio y posteriormente del microscopio. Las ondas sonoras necesitaron la aparición de la electrónica para lograr una amplificación activa, a través de una transducción electroacústica y la aportación de energía eléctrica, en los amplificadores de audio.

Se distinguen así los sistemas ópticos y acústicos, para cuya caracterización aparece relativamente reciente el concepto de Función de Transferencia, aplicable tanto a sistemas distribuidos (por ej. medio ambiente) como a sistemas localizados (lentes, amplificadores, etc) e inclusive a los sistemas Sico-fisiológicos que constituyen la visión y la audición.

La función de transferencia es definida en Optica como la forma en que un sistema óptico "transfiere" la distribución espacial de la luz en un objeto a su imagen. Es decir a par-

tir de la distribución de luz en el objeto y la función de Transferencia se obtiene la distribución de luz en la imagen.



Distribución de luz x FT = Distribución de luz

Si el objeto es un plano iluminado con barras negras y blancas, la relación de intensidades da el contraste en el objeto. El contraste de la imagen obtenida a través de un sistema depende de la respuesta del mismo a una rendija infinitesimal de luz que constituye la función de dispersión del sistema fig. 1. Es decir la imagen de la línea iluminada no es una

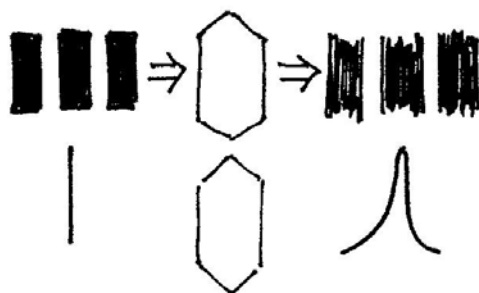


Figura 1

línea definida sino que se difunde con una curva de dispersión más o menos amplia según el sistema. Esto trae como consecuencia que los bordes de las intensidades de la imagen se redondeen fig. 2. Si aumenta la frecuencia de las barras (número de barras por mm) el efecto de los bordes al acercarse limitan la amplitud de intensidad de la imagen reduciendo su contraste, con lo que llegará una frecuencia que marca un contraste mínimo según se trate de un observador, una película fotográfica, etcétera.

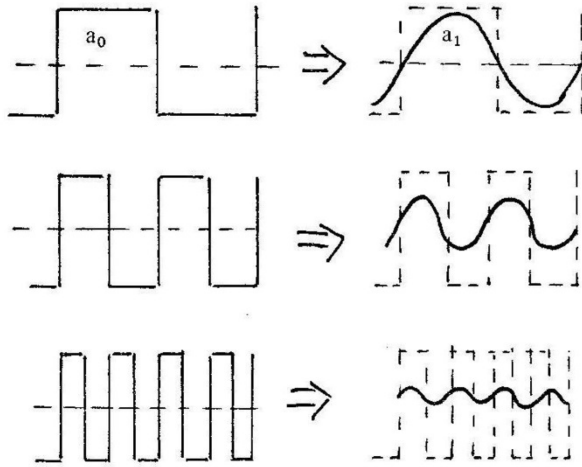


Figura 2

Representando el contraste como una modulación de amplitud variable entre 0 y 1

$$m = \frac{a_1}{a_0} = \frac{\text{Max} - \text{Min}}{\text{Max} + \text{Min}}$$

para $a_1 = 0$ y $a_1 = a_0$. En función del número de líneas por mm se obtiene la curva de modulación de la imagen. fig. 3.

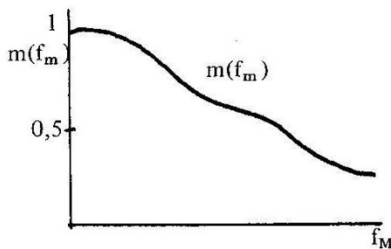


Figura 3

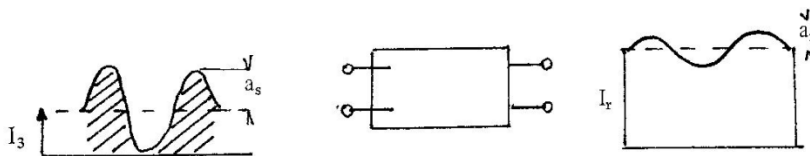
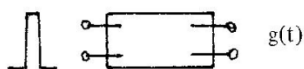
En óptica, la integral de Fourier en dos dimensiones permite representar cualquier distribución planar de intensidades en suma

de funciones sinusoidales, en la que la Función de Transferencia Óptica de un sistema corresponde a la función de transmisión de un filtro pasivo lineal respecto a frecuencias espaciales de dos dimensiones, en el que se dan las condiciones de superposición lineal e isoplanismo. Para iluminación incoherente la Función de Transferencia da la relación de intensidades entre puntos correspondientes de la imagen y el objeto, a cada frecuencia: a intensidades sinusoidales en el objeto corresponden intensidades sinusoidales en la imagen lo que permite definir la función de transferencia óptica por la relación de las intensidades transmitidas e incidentes de una iluminación sinusoidal. Esta función de transferencia es compleja en general; la relación entre sus amplitudes recibe el nombre de Función de Transferencia de Modulación y la relación de fases, Función de Transferencia de Fase.

Así como para calificar un sistema óptico se utilizan señales elementales reducidas a variaciones sinusoidales de intensidad de iluminación con relación al espacio, los sistemas acústicos se pueden igualmente caracteri-

zar a partir de la respuesta a variaciones sinusoidales de intensidad sonora con relación al tiempo. Sabido es que si la respuesta impulsional de un sistema lineal es $g(t)$, la respuesta a cualquier excitación $I_s(t)$ viene dada por la integral de convolución de la señal de entrada con la respuesta impulsional:

$$I_r(t) = \int_0^{\infty} I_s(t - \tau) g(\tau) d\tau = I_s(t) \otimes g(t)$$



$$I_s(t) = I_s (1 + [e^{j\omega t}]) \quad \Rightarrow \quad I_r(t) = I_r (1 + m[e^{j\omega(t-\theta)}])$$

$$m_s = \frac{a_s}{I_s} = 1$$

$$m_r = m = \frac{a_r}{I_r} = \frac{I_{\max} - I_{\min}}{I_{\max} + I_{\min}}$$

$$I_r(t) = I_s [A + (\overline{B} e^{j\omega t})] = AI_s [1 + \frac{\overline{B}}{A} e^{j\omega t}]$$

$$A = \int_0^{\infty} g(\tau) d\tau \quad \overline{B} = \int_0^{\infty} e^{-j\omega\tau} g(\tau) d\tau$$

$$m = \frac{|\overline{B}|}{A} = \frac{F[g(\tau)]}{\int_0^{\infty} g(\tau) d\tau} = G(\omega)$$

$$TM = 20 \log m$$

$$FTM = 20 \log m(f_m)$$

Si la excitación es una señal modulada en amplitud, es fácil deducir que la FTM es la transformada de Fourier de la respuesta impulsional:

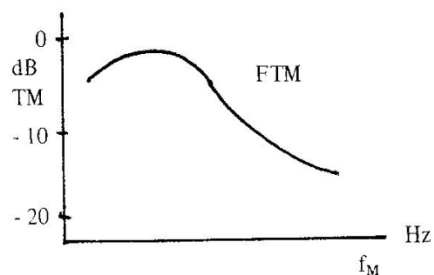


Figura 4

Tenemos así definida la FTM de un sistema acústico, como la respuesta en amplitud de un filtro lineal de paso bajo, o curva de atenuación entre las señales de entrada y salida, fig. 4.

La visión y la audición no responden de una forma lineal con la frecuencia a las variaciones de intensidad de excitación, es decir tienen también su FTM, representadas cualitativamente en la fig. 5.

El ojo, para frecuencias de modulación inferiores a 30 hz. distingue las variaciones de intensidad en forma de parpadeo. Para frecuencias superiores funde imágenes sucesivas, fenómeno en el que se basa la cinematografía.

El oído es más sensible a las variaciones de intensidad sonora, es decir a la modulación de amplitud, si estas se producen con una

cadencia del orden de 4 Hz. por lo tanto su FTM tiene un máximo alrededor de 4 Hz.

La palabra fluida, formada por impulsos sonoros correspondientes a las sílabas, presentan una variación en el tiempo de intensidad, cuya envolvente tiene un espectro en frecuencias dado por la transformada de Fourier con un máximo alrededor de 5 Hz. que corresponde a una cadencia de emisión de sílabas del orden de 0,2 seg. fig. 6.

Este espectro de la modulación se desplaza a la izquierda o derecha para locución más lenta o más rápida de lo normal, como se indica en la figura por las curvas de trazos.

Es notable que esta función $I(f_M)$ coincide prácticamente con la FTM del oído, lo que confirma la idoneidad del oído para percibir la Palabra.

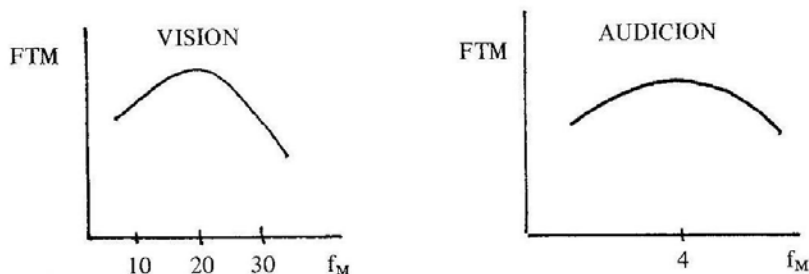


Figura 5

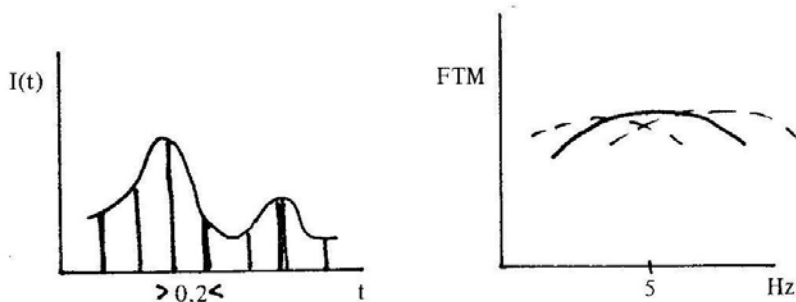


Figura 6

APLICACION A LA ACUSTICA DE SALAS

Conocida la respuesta impulsional de una Sala, como un sistema transmisor de señales acústicas, se puede deducir su FTM a través de la Transformada de Fourier.

Naturalmente, aunque laboriosamente, se puede medir el índice de modulación de una Sala construida, a partir de una señal modulada sinusoidalmente en amplitud. Esto plantea entre otras dificultades el simular las características de la fuente y receptor, si se trata de reproducir las condiciones de transmisión de la voz humana. Ello supone la utilización de altavoces con determinada direccionalidad, y una recepción que se adapte al procedo binaural de señales. Por la dificultad de esto último, se utilizan micrófonos omnidireccionales, valorando el resultado como caso más desfavorable. Además para cada par posiciones de emisión-recepción se obtendrán resultados distintos, dependiendo de la distancia y grado de difusión de la Sala.

Una primera aproximación analítica puede hacerse considerando condiciones de campo reverberado difuso, con lo que la caída de la intensidad, o respuesta impulsional es de forma exponencial, condiciones supuestas en la deducción de la fórmula de reverberación de Sabine. En estas condiciones

$$g(t) = I_0 e^{-\frac{AC}{4V} t}$$

y en función del tiempo de reverberación Sabine,

$$T_R = 0,163 \frac{V}{A}$$

$$g(t) = I_0 e^{-\frac{13,8}{T} t}$$

con lo que el índice de modulación se obtiene directamente resolviendo la transformada de Fourier de la exponencial

$$\begin{aligned} m(f_m) &= \frac{|F[g(t)]|}{\int_0^{\infty} g(t) dt} = \\ &= \frac{|\int_0^{\infty} e^{-\frac{13,8}{T} t} e^{-j\omega t} dt|}{\int_0^{\infty} e^{-\frac{13,8}{T} t} dt} = \\ &= \left| \frac{1}{1 + j \frac{\omega T}{13,8}} \right| = \frac{1}{\sqrt{1 + \left(\frac{f_m T}{2,2}\right)^2}} \end{aligned}$$

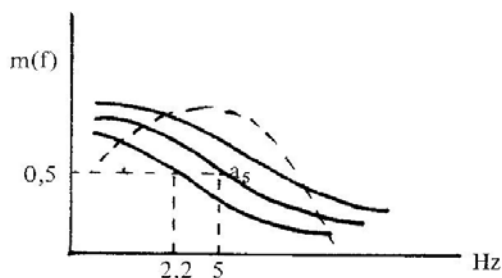


Figura 7

Esta función es de fácil representación Fig. 7 con el tiempo de reverberación como parámetro.

De igual forma se puede incluir analíticamente en la FTM, la influencia del ruido ambiente o de fondo, a partir de la relación señal-ruido.

Si el ruido tiene una intensidad media I_R : la intensidad resultante en puntos del recinto será ahora

$$\begin{aligned} I_{\text{Total}} &= I_r(t) + I_R = \\ &= (I_r + I_R) \left[1 + m \frac{I_r}{I_r + I_R} (e^{j\omega t}) \right] \end{aligned}$$

es decir, el ruido introduce un factor de reducción del índice de modulación

$$m_R = \frac{I_r}{I_r + I_R}$$

Expresando el ruido por la relación señal-ruido en dB.

$$S/N = 10 \log \frac{I_r}{I_R}$$

o lo que es lo mismo

$$\frac{I_r}{I_R} = 10^{S/N/10}$$

se obtiene para el factor de modulación

$$m_R = \frac{1}{1 + 10^{-S/N/10}}$$

con lo que el índice de modulación de una Sala en función del tiempo de reverberación y del ruido de fondo es

$$m(f_m) = \frac{1}{[1 + (\frac{f_m T}{2.2})^2] (1 + 10^{-S/N/10})}$$

La relación entre el factor de reducción de modulación y la relación señal-ruido permite expresar estas interferencias indistintamente por uno u otro parámetro.

En efecto

$$m_R = \frac{I_r}{I_r + I_R} \quad \frac{I_r}{I_R} = m_R (1 + \frac{I_r}{I_R})$$

$$\frac{I_r}{I_R} = \frac{m_R}{1 - m_R} \quad S/N = 10 \log \frac{m_R}{1 - m_R}$$

Así por ejemplo tienen el mismo efecto sobre la transmisión de modulación una relación señal-ruido de 3 dB que un índice de modulación de 0,66, ya que

$$\frac{m_R}{1 - m_R} = 10^{3/10}$$

$$m_R (1 + 10^{0,3}) = 10^{0,3} \quad m_R = 2/3 = 0,66$$

lo que permite incluir una escala de S/R equivalente a $m(f_m)$ en la gráfica de $m(f_m)$ en función de T (hasta una relación S/R límite de ± 15 dB). Fig. 7.

Representando en la misma gráfica, la FTM del oído, por una curva de trazos, se puede no solo visualizar sino valorar la influencia tanto del tiempo de reverberación como de la relación señal-ruido, en la percepción de la modulación de intensidades por el oído. Las curvas del índice de modulación reducen en mayor o menor grado la respuesta del oído reduciendo su sensibilidad a la modulación y por lo tanto la inteligibilidad.

Para un tiempo de reverberación del orden de 1 seg. la Sala introduce una atenuación de 3 dB (frecuencia de corte del filtro) a la frecuencia de modulación de 2,2 Hz, como se deduce de la expresión

$$\frac{1}{1 + (\frac{f_m T}{2.2})^2} = 0,5 \quad \therefore f_m T = 2.2$$

es decir, la sala atenúa en 3 dB la FTM del oído a esa frecuencia.

LA FTM Y LA INTELIGIBILIDAD DE LA PALABRA

Evaluados los efectos que el tiempo de reverberación y el ruido de fondo tienen en la FTM de una Sala, cabe predecir a nivel de Pro-

yecto, el efecto de estas interferencias respectivamente en la transmisión de la palabra y particularmente en su inteligibilidad. Para ello es necesario encontrar una correlación entre la FTM y la inteligibilidad de la palabra.

Hougast y Steeneken (1973) midieron el tanto por ciento de palabras identificadas, con listas fonéticamente equilibradas, en distintas condiciones de reverberación, ecos aislados, y ruido de fondo, calculando en cada caso la FTM de la Sala. Fig. 8.

A partir de estos valores y a fin de poder referir el porcentaje de palabras identificadas con valores únicos de FTM, se define una FTM compensada (FTMC) teniendo en cuenta las contribuciones de las n bandas en que se analiza la frecuencia de modulación (21 bandas de 1/3 de octava entre 0,25 y 25 Hz, que se reducen a 14 entre 0,63 y 12,5 Hz o incluso a 6 bandas de una octava entre 0,5 y 16 Hz). de acuerdo con la expresión

$$FTMC = \sum_1^n P_n C_{(TM)_n}$$

en que P_n es un parámetro y $C_{(TM)_n}$ la contribución de cada banda (TM en dB).

La contribución de cada banda se ajusta con la relación

$$\frac{1}{1 - K(TM)_n}$$

con lo que la expresión para la FTM compensada resulta

$$FTMC = \sum_1^n P_n \frac{1}{1 - K(TM)_n}$$

Las variaciones de P_n resultan irrelevantes frente a las variaciones de K, por lo que se elige para P_n un valor constante, precisamente el que normaliza la FTMC al 100% para $TM = 0$ en todas las bandas (no interferencia), y $k = 0,3$ para una mejor regresión con las medidas experimentales.

Cuando la transmisión depende de la frecuencia portadora, como es el caso del tiempo de reverberación de muchas salas J del espectro del ruido de fondo, una buena aproximación para la (FTMC) se obtiene calculando la FTMC global en 5 banda de octava centradas en el margen de 250 a 450 Hz. Y utilizar el valor medio.

Concluimos pues resaltando las ventajas que la FTM presenta en el diseño y análisis de Salas en relación con la transmisión de series acústicas al auditorio y en particular de la palabra.

FUNDAMENTOS DE ACUSTICA APLICADA

CURSO SEMINARIO SOBRE CONTROL DE RUIDO Y VIBRACIONES
EN INSTALACIONES Y EQUIPOS ELECTRONICOS
(Madrid, Noviembre 1984)

Dr. Ing. D. Andrés Lara
Prof. de Invest. CSIC.
Instituto de Acústica.

Al ser esta la introducción del curso sobre ruido de instalaciones eléctricas, parece oportuno referir algunos conceptos físicos que intervienen en la generación, caracterización y evaluación de los ruidos.

El ruido es una sensación sonora que tiene su origen en la vibración mecánica de la materia en cualquiera de sus tres estados.

En el caso por ej. de los transformadores, las chapas magnéticas que constituyen el núcleo, vibran excitadas -- por el campo magnético alternativo generado por la red de alimentación. Se trata de una vibración forzada y sostenida por la red, vibración que consume una parte muy pequeña de la energía transmitida por el transformador, y que se degrada en calor y en excitar ondas elásticas (acústicas) en el medio fluido -- que rodea las chapas: aceite o aire. Estas ondas, excitan la carcasa exterior que al vibrar radia energía elástica en forma de ondas acústicas en el aire, que son la causa de la sensación característica del ruido de transformadores.

Tanto la vibración como las ondas son oscilaciones de la materia. La diferencia está en que hablamos de vibraciones cuando el sistema mecánico está constituido por elementos localizados (chapas), mientras que en el caso de fluidos los elementos oscilantes, masa y elasticidad, están distribuidos

formando un medio continuo. La oscilación de una parte del fluido (en contacto con el sistema vibrante) se transmite en el mismo, en forma de ondas de presión, en el sentido de que la vibración de las chapas producen sucesivamente compresiones y expansiones que son fácilmente detectadas por transductores de presión (micrófonos en gases, hidrófonos en líquidos).

IMPEDANCIA ACUSTICA

La oscilación de la materia requiere la presencia de masa y elasticidad, (bien concentradas o distribuidas) de forma que pueda haber una transformación cíclica entre la energía de movimiento de la masa y la potencial almacenada y de vuelta en cada ciclo por el elemento elástico del sistema. A estos dos elementos básicos se añade la pérdida en calor por fricción interna, y la energía radiada.

Estos elementos se combinan en el parámetro: impedancia (z) que caracteriza la oposición que presenta a la excitación el sistema mecánico.

La excitación en el caso de los sistemas mecánicos localizados es la Fuerza (F), y la respuesta, el movimiento caracterizado por la velocidad (u), con lo que $Z_m = \frac{F}{u}$ impedancia mecánica. En los sistemas distribuidos la excitación es definida por la fuerza actuando sobre una superficie, i.e. presión acústica $p = \frac{F}{S}$ que da lugar a una velocidad de desplazamiento de volumen del medio $X=S.u$, con lo que la impedancia del sistema es ahora $Z_A = \frac{P}{X}$ o impedancia acústica. Ahora bien como $p = \frac{F}{S}$ y $X=S.u$, $Z_A = \frac{F}{u S^2} = \frac{Z_m}{S^2}$.

ONDAS ACUSTICAS

En los sistemas distribuidos la transmisión de energía es gobernada por la llamada ecuación de onda

$$\nabla^2 \phi = c^2 \ddot{\phi}$$

en que ϕ es cualquier variable que caracteriza la excitación del medio (presión, velocidad o aceleración de oscilación). La

solución de esta ecuación es cualquier función ϕ en la que las derivadas segundas con respecto al espacio ($\nabla^2 = \frac{\partial^2}{\partial x^2} + \frac{\partial^2}{\partial y^2} + \frac{\partial^2}{\partial z^2}$) difieran de las derivadas segundas con respecto al tiempo en la constante c^2 , i.e. $\phi = f(ct-r)$ función que corresponde a un perfil $f(t)$ que se desplaza a la velocidad c , o velocidad de propagación de la onda.

Esta velocidad de propagación es función de las características vibratorias del medio: masa por unidad de volumen ρ , y modulo de elasticidad de volumen $B (= - \frac{P}{\Delta V})$ por la relación, $c = \sqrt{\frac{B}{\rho}}$. (En el aire $c = \sqrt{\frac{\gamma p_0}{\rho_0}} = 340$ m/s.).

POTENCIA ACUSTICA

La onda acústica transmite la energía recibida (energía de radiación) sin deformar el perfil de excitación $\phi(t)$, (siempre que no se pase la linealidad del medio con altas excitaciones) y con unas pérdidas internas despreciables siempre que no se trate de altas frecuencias.

La energía radiada en la unidad de tiempo define la potencia acústica de la fuente $W = \frac{E}{t} = \frac{\text{Julios}}{\text{seg}} = \text{vatios}$.

El flujo de energía por unidad de superficie en la unidad de tiempo es la intensidad acústica $I = \frac{\text{Vatios}}{\text{m}^2}$.

La potencia acústica radiada por la mayoría de las fuentes de ruido, incluso los transformadores de potencia es muy pequeña no pasan del orden de las unidades de vatios.

La medición se expresa por el nivel de potencia acústica o número de decibelios con referencia a un nivel cero por la relación $L_W = 10 \log \frac{W}{W_0}$ dB.

W_0 está elegida de forma que una fuente que radie uniformemente en todas direcciones (radiación esférica) produzca una intensidad I_0 sobre una superficie esférica de 1 m^2 , coincidente con el umbral medio de audición

$$I_0 = 10^{-12} \text{ W/m}^2 \quad \text{i.e.} \quad W_0 = 10^{-12} \text{ vatios}$$

así una fuente que radie un vatio tiene un nivel de potencia acústica $L_W = 10 \log \frac{1}{10^{-12}} = 10 \log 10^{12} = 120 \text{ dB}$

La radiación está supuesta en condiciones de campo libre ó de onda libre progresiva, en cuyo caso la relación entre la intensidad y la presión acústica es $I = \frac{p^2}{\rho c}$; ρc es una constante para cada medio, y define la relación entre la presión acústica y la velocidad de oscilación $\rho c = p/u$ valor que coincide con el de impedancia acústica por unidad de superficie ($Z_A = p/Su$) y recibe el nombre de impedancia característica del medio $Z_0 = \rho c$.

En el aire vale aprox. $400 \frac{\text{N} \cdot \text{seg}}{\text{m}^3}$ (Rayls MKS)

$$\rho c \equiv \left| \frac{\text{Kg}}{\text{m}^3} = \frac{\text{N} \cdot \text{seg}^2}{\text{m}^4} \right|$$

por lo tanto la presión acústica umbral es del orden de

$$p_0^2 = \rho c I_0 = 400 \times 10^{-12} \quad p_0 = 20 \cdot 10^{-6} \frac{\text{N}}{\text{m}^2} = 20 \mu\text{Pa}$$

El nivel energético del campo acústico se puede definir tanto en función de la intensidad como de la presión

$$L_W = 10 \log \frac{W}{W_0} = 10 \log \frac{p^2}{p_0^2} = 20 \log \frac{p}{p_0} = L_p$$

esta segunda expresión se denomina nivel de presión sonora.

AUDICION

El oído humano tiene un margen de audición para tonos puros comprendidos entre 20 y 20000 Hz aproximadamente, pero con una sensibilidad mayor en las frecuencias medias. Por eso al definir el umbral de audición se hace referencia a una frecuencia, precisamente de 1000 Hz, en la zona media (el máximo de sensibilidad está en el orden de los 3000 Hz).

El umbral de molestia está aproximadamente en los 130 dB.

Esta diferencia de niveles corresponde a una relación de intensidades de 10^{13} es decir del orden de billones - de veces. Ningún instrumento tiene tal enorme margen.

SONORIDAD DE LOS RUIDOS

Puesto que el oído tiene una sensibilidad distinta según las frecuencias, tonos de distintas frecuencias y con la misma intensidad, producen sensaciones de distinta sonoridad. Unas suenan más fuertes que otras.

Los ruidos en general están compuestos de un multitud de frecuencias. Para conocer su sonoridad es necesario conocer su espectro en frecuencia. Con fines de viabilidad se analiza el ruido en bandas de frecuencias que difieren en octavas o en tercios de octava. El cálculo de la sonoridad es un proceso complejo pues no solo intervienen la distinta sensibilidad a las frecuencias del oído, sino que influye el fenómeno de enmascaramiento por el que varía el umbral de un sonido en presencia de otro, enmascaramiento que varía también con la frecuencia siendo mayor el enmascaramiento producido por el tono de menor frecuencia y según la separación.

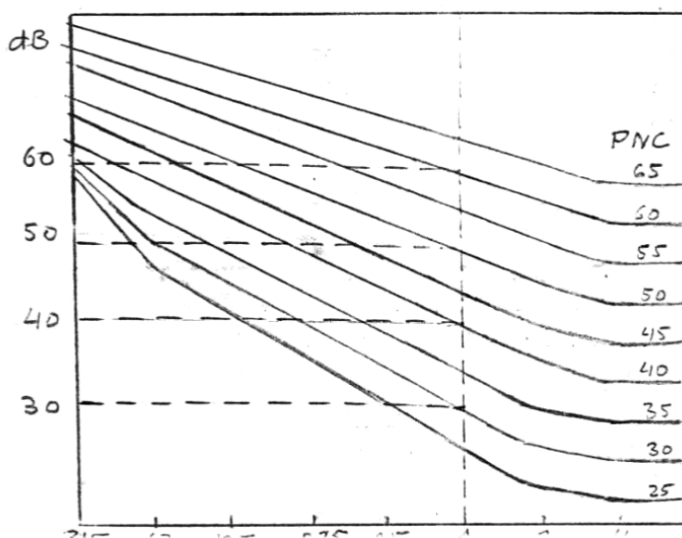
Para obtener una medida objetiva simple del ruido que se corresponda aproximadamente con su sensación, se incorporan en los aparatos de medida, redes de compensación normalizadas internacionalmente; La curva universalmente aceptada y que mejor se correlaciona no solo con la sensación sino, lo que es más importante, con sus efectos, es la curva A que reduce la respuesta en graves en la proporción de 10dB a 200Hz, 20dB a 100Hz, 30dB a 50Hz y 50dB a 20Hz.

Las indicaciones de los sonómetros con esta red corresponden a decibelios A, ó dBA.

NIVELES DE RUIDO AMBIENTE

El análisis de ruido en bandas de frecuencias permite aplicar criterios de niveles recomendados o fijados para distintos tipos de recintos.

Así se han establecido curvas de criterios de Ruido NC que limitan el nivel en bandas de 1/3 de octava, Fig. y tabuladas de acuerdo con el nivel admitido a 1000Hz, variando desde NC-20 a NC-60 según se trate de recintos muy sensibles o poco sensibles al ruido.



Radiación Sonora: Instalaciones en recintos abiertos y cerrados

La transmisión de energía vibratoria al medio circundante constituye la radiación acústica.

Dependiendo de la frecuencia y de las dimensiones de la fuente, los frentes de onda (superficies formadas por los puntos en igual fase de la oscilación) se clasifican por su geometría en esféricos, planos y cilíndricos, con la correspondiente denominación de las ondas.

Las dimensiones de las fuentes ℓ , se relacionan con la frecuencia f , por medio de la longitud de onda λ correspondiente a la velocidad de propagación c de las ondas. En el aire $c \approx 340$ m/seg con lo que $\lambda = \frac{c}{f} = \frac{340}{f}$ m

Para $\lambda \gg \ell$ la radiación es omnidireccional generando ondas esféricas. El caso límite teórico es el de una fuente puntual.. (Para $\lambda \gg \ell$ la radiación es altamente direccional). A distancias $d \gg \ell$ las ondas esféricas se aproximan a ondas planas. La generación de ondas planas requiere superficies extensas y bajas frecuencias. Un caso particular es el de un pistón radiando en un tubo.

Las ondas radiadas se aproximan a cilíndricas cuando la fuente es lineal i.e. formada por una sucesión de fuentes puntuales. Un caso real de ondas cilíndricas aproximadas es el caso de un tráfico denso en carretera o el paso de un tren.

La importancia de la geometría de la ondas es la dispersión de energía en función de la distancia.

En ondas esféricas la intensidad producida por una fuente de potencia acústica W varía inversamente con el cuadrado de la distancia

$$I_d = \frac{W}{4 \pi d^2}$$

i.e. cada vez que se dobla la distancia la intensidad se reduce 4 veces, lo que supone una disminución de nivel sonoro de 6 decibelios:

$$10 \log \frac{I_d}{I_{2d}} = 10 \log 4 = 6 \text{ dB}$$

En el caso teórico de ondas planas la energía no sufriría dispersión geométrica por lo que la Intensidad sería constante en todo el semiespacio. Esta es la razón de la buena propagación sonora en tubos, utilizada en las comunicaciones internas en barcos.

En la propagación cilíndrica la superficie aumenta en razón directa de la distancia por lo que la disminución de intensidad es de 3 dB cada vez que se dobla la distancia ($10 \log 2 = 3 \text{ dB}$) en lugar de los 6 dB de la propagación esférica.

La forma de onda está pues condicionada por la geometría de la fuente y los tres casos referidos se aproximan a los casos teóricos de fuentes puntual, plana o lineal.

Tanto al aire libre como en recintos las formas de propagación son las mismas, lo que varía son las distancias y la existencia de mayor o menor número de superficies reflectantes y los posibles efectos de difracción en bordes como ocurre con las barreras naturales o artificiales.

En el caso del ruido eléctrico cabe distinguir los casos en que la fuente esté en un recinto cerrado o al aire libre.

En el primer caso el recinto actúa como blindaje acústico reduciendo la potencia acústica radiada al exterior pero aumentando la intensidad acústica en las proximidades de la fuente debida a las reflexiones en las superficies interiores.

El campo acústico en el interior está influenciado por la posible absorción de las superficies, y la geometría que en general por su forma paralelepípedica favorece la excitación de modos propios del recinto o frecuencias de resonancia y que se producen en aquellas direcciones en que el recorrido de la onda es un múltiplo de la longitud de onda. Esta coincidencia da lugar a ondas estacionarias con máximos y mínimos separados en el espacio por un cuarto de la longitud de onda correspondiente. Este efecto es notable en el caso de por ej. en subestaciones de transformación en las que el ruido radiado lo es a frecuencias discretas múltiplos de la de la red eléctrica.

Estas variaciones espaciales de intensidad en el interior de recintos, obliga a la hora de medir niveles sonoros el tomar medidas en distintos puntos.

El nivel medio alcanzado en un recinto cerrado es función de la potencia acústica total W (vatios) y de las absorciones en el interior A (m^2) tanto de las paredes como de mobiliario etc.

$$\text{Nivel del campo sonoro} = 10 \log \frac{4W}{A} / 10^{-12} \text{ dB}$$

Tanto en el caso de recintos cerrados como en el de aparatos al aire libre, la propagación puede producir niveles de ruido en las áreas circundantes superiores a los recomendados o limitados por ordenanzas.

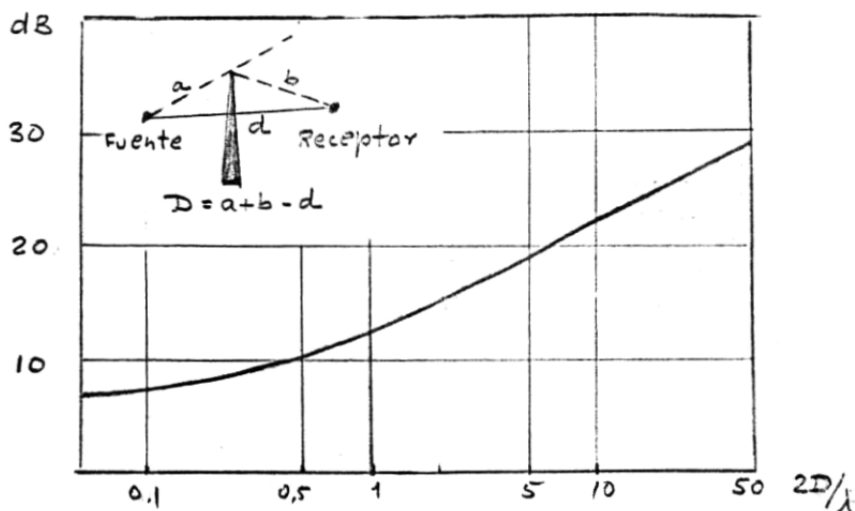
Si este es el caso hay que recurrir a mayores aislamientos acústicos del recinto y/o a apantallamientos en el camino de propagación.

En el aislamiento del recinto hay que tener presente el aislamiento global, que tienen en cuenta las posibles distintas aislaciones de las superficies del recinto. Así un hueco o ventana puede bajar el aislamiento de un muro en 10 o más decibelios.

La propagación al aire libre es un fenómeno complejo que depende no sólo de la fuente sino de la topografía y características del terreno. No obstante en cada caso se puede predecir dentro de ciertos límites los niveles de inmisión en las zonas colindantes lo que es motivo de un amplio y complejo estudio acústico.

Un cálculo aproximado del exceso de atenuación producido por una barrera se puede obtener del gráfico de la figura (Maekawa).

Las ordenadas son el exceso de atenuación en decibelios y las abscisas corresponden a la relación entre la diferencia de distancias D entre el recorrido por encima de la barrera y el directo, y la longitud de onda, por lo que la atenuación incluye el efecto de los distintos componentes en frecuencias del espectro del ruido.



SOBRE EL PROCESO DE TRANSMISION DE ENERGIA ACUSTICA EN EL OIDO

ANDRES LARA SAENZ

Dr. Ingeniero ICAI. Profesor de Investigación del Instituto de Acústica, C.S.I.C., Madrid

SUMARIO

Utilizando las analogías electroacústicas y teoría de circuitos eléctricos se analiza la función de transferencia del sistema constituido por el canal auditivo externo, la cadena oscilar y sus membranas terminales.

Introducción

La sensación sonora tiene su causa natural en la llegada de ondas sonoras al órgano periférico en la audición: el Oído.

El oído externo encausa la energía acústica de la onda sonora por medio del pabellón auricular y el conducto auditivo hasta la membrana timpánica, en donde se opera una transformación de la presión acústica en fuerza mecánica. El sistema mecánico alojado en el oído medio transmite esta fuerza que produce una presión acústica muy superior sobre la reducida superficie de la ventana de comunicación con el oído interno, formando las correspondientes ondas en el fluido coclear. Estas ondas de carácter progresivo (Bekesi, 1960) excitan mecánicamente los terminales de las células del nervio auditivo alojadas en la membrana divisoria longitudinal del caracol iniciando así la transducción y codificación mecano-eléctrica seguida de la transmisión neuronal, decodificación, reproducción e in-

terpretación de la imagen sonora a nivel del Órgano Central de la audición en la corteza cerebral.

La figura 1 muestra una representación simplista del órgano periférico de la audición con sus tres etapas, oído externo, oído medio e interno según dibujo de von Helmholtz (1863).

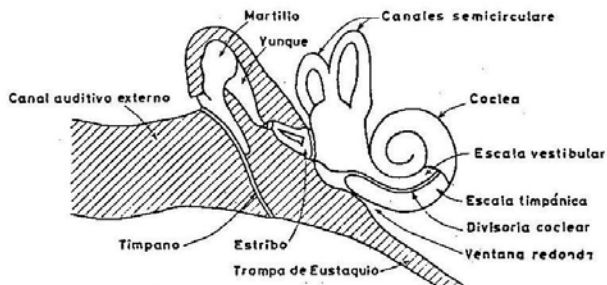


Figura 1

En este trabajo analizamos apoyándonos en la analogía electroacústica el proceso físico de transmisión de energía sonora donde la entrada del canal auditivo al oído interno en función de la respuesta dinámica del sistema mecánico que constituye el oído medio, teniendo en cuenta sus acoplamientos ante al generador (onda sonora) como a la carga (oído interno). Prescindimos por tanto de los efectos de difracciones tanto por la presencia de la cabeza como del pabellón auditivo, de interés cuando se trata de audición en campo libre, por su influencia en particular con respecto a las direcciones de incidencia de la onda sonora. No obstante el análisis es básico tanto si se trata de audiciones en campo libre o con auriculares.

Mecánica del oído medio

La mecánica del oído medio ha sido preocupación de científicos de diversos campos desde fisiólogos como Helmholtz hasta ingenieros como von Békés premio Nobel de medicina de 1961 por su contribución al conocimiento del mecanismo de la audición.

El oído medio tal y como aparece en la especie humana, es en esencia un mecanismo de adaptación, desarrollado en el paso del medio acuático al aire, a lo largo de la evolución de las especies y que en los vertebrados superiores y en particular en los mamíferos consiste en una cavidad neummatizada en la que se aloja un sistema mecánico articulado formado por tres huesos diminutos (cadena osicular) conectados por un lado con la membrana timpánica que cierra el canal auditivo externo y por el otro por la ventana oval que comunica con el caracol donde se aloja el oído interno.

La cadena osicular está situada en una cavidad alojada en el hueso temporal, variable de unas especies a otras. En el hombre es del orden de 1 cm^3 con forma aproximada de un 8 abierto, (Fig. 2), que distingue la cavidad timpánica donde se sitúan el tímpano, las ventanas oval y redonda y el canal neummatizador o trompa de Eustaquio, y la cavidad superior o supratimpánica que aloja la unión de la cabeza

del martillo con el yunque y los ligamentos sustentadores. Los tres huesos denominados de acuerdo a su forma y funciones, tienen masas respectivamente de: Martillo 23 mg., Yunque 27 mg., Estribo 2,5 mg.

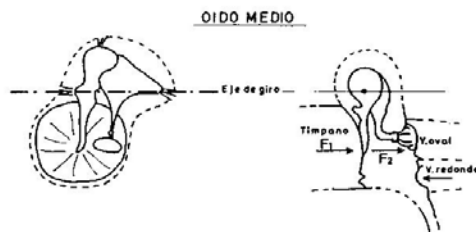


Figura 2

El martillo unido por parte de su mango al tímpano, tiene la cabeza de tipo esférico, encajada en la concavidad del yunque, constituyendo una unión elástica solidaria capaz de girar según un eje anteroposterior constituido por el ligamento anterior del martillo y el posterior de la apófisis corta del yunque. Este eje de rotación pasa próximo al centro de gravedad del conjunto martillo-yunque por lo que por ser pequeño el momento de inercia del sistema reduce el efecto inercial en la oscilación de la masa de la cadena osicular. Esto explicará posteriormente, sobre todo a baja frecuencia, el que el oído a nivel del tímpano se pueda representar con suficiente aproximación por solo su compliancia o componente elástica del sistema. El conjunto martillo-yunque constituye una palanca (Fig. 3), en que el

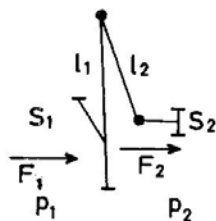


Figura 3

mango del martillo es el "brazo de Potencia" l_1 , y la apófisis larga del yunque el "brazo de Resistencia" l_2 ; l_1 es un 30% superior a l_2 lo que contribuye a aumentar la transmisión de la fuerza F_1 ejercida sobre el tímpano (S_1) por la onda sonora. El par de oposición lo ejerce la fuerza F_2 que presenta la ventana oval (S_2) a su desplazamiento, fuerza que es transmitida por el estribo a la apófisis larga del yunque, a través de su extremo lenticular que constituye a modo de junta universal de conexión.

La condición de equilibrio de la palanca establece la relación

$$F_1 \cdot l_1 = F_2 \cdot l_2 \therefore F_2 = F_1 \cdot \frac{l_1}{l_2} = 1.3 F_1$$

A este aumento de transmisión de fuerza se añade, y como factor más importante, a efectos de aumento de presión, la relación entre las superficies móviles del tímpano (55 mm^2) y de la ventana oval (3.2 mm^2).

La onda sonora que llega al tímpano con un nivel de presión sonora correspondiente a p_1 origina la fuerza $F_1 = p_1 S_1$; que se transforma en $F_2 = F_1 \cdot l_1/l_2$ sobre la ventana oval y ésta al actuar sobre una superficie S_2 17 veces inferior a S_1 , produce una presión sonora

$$p_2 = \frac{F_2}{S_2} = p_1 \frac{S_1 \times l_1}{S_2 \times l_2} = p_1 \times 17 \times 1.3 = 22 p_1$$

es decir una ganancia en nivel de presión sonora del orden de

$$10 \log \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^2 = 10 \log (22)^2 \simeq 27 \text{ dB}$$

Por lo tanto el sistema oscilar proporciona un aumento de nivel de presión en-

tre sus dos membranas terminales del orden de 27 dB, lo cual favorece la transmisión de energía del oído externo al interno que es precisamente la misión del oído medio.

Naturalmente el oído medio es un acoplador pasivo es decir no puede aumentar la energía sonora que "absorbe" el tímpano. El hecho de elevar la presión (excitación) es a base de reducir la velocidad de volumen Q (respuesta) y por tanto en el mejor de los casos (sin pérdidas por fricción en el oído medio) se conserva la energía mecánica E (sonora) en ambas membranas, es decir

$$E_1 = p_1 Q_1 = p_2 Q_2 = E_2$$

y como la respuesta es igual a la excitación dividida por la impedancia

$$Q = \frac{P}{Z} \quad \text{resulta} \quad \frac{p_1^2}{Z_1} = \frac{p_2^2}{Z_2}$$

en que Z_2 es la impedancia de "carga" o impedancia que presenta el oído interno en la ventana oval y Z_1 es la impedancia que aparece reflejada a nivel del tímpano

$$Z_1 = Z_2 \times \left(\frac{p_1}{p_2} \right)^2 = Z_2 \times \frac{1}{Z_2} \times \frac{Z_2}{500}$$

es decir el oído medio actúa como un transformador de acoplamiento que reduce la impedancia de carga por el cuadrado de la relación de transformación.

$$\tau = \frac{n_2}{n_1} = \frac{p_2}{p_1}$$

Esta reducción es fundamental ya que la ventana oval ha de generar ondas en el líquido linfático que llena el oído interno, lo que hace que la impedancia de carga del oído medio sea bastante superior a la del aire. Sin la acción reductora de impedancia del oído medio la onda

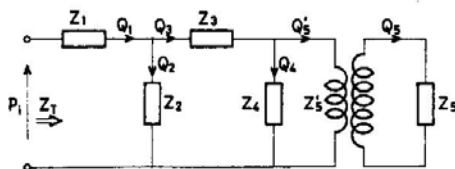
aérea incidente sería en su mayor parte reflejada en el tímpano, con lo que la transmisión de energía sonora al oído interno sería muy baja.

El sistema mecánico transmisor de energía tiene pocas pérdidas, es decir pocos frotamientos por lo que transmite prácticamente toda la energía "absorbida" a nivel del tímpano. Ahora bien, el tímpano presenta una impedancia Z_T que es función de las características mecánicas del oído medio, y de la impedancia de carga que presenta el oído interno a nivel de la ventana oval, reducida por la transformación de impedancias.

La impedancia de carga es prácticamente resistiva, (Zwislocki 1948) en cambio la propia del oído medio comporta principalmente elementos elásticos (C_m) y elementos inerciales (m) por lo que la impedancia tímpanica obedece a la expresión general

$$Z_T = R + j \left(\omega m - \frac{1}{\omega C_m} \right)$$

Un primer análisis dinámico del oído medio permite plantear un circuito acústico equivalente (Fig. 4) excitado por una presión sonora incidente P_1 y en el que las impedancias Z_1 a Z_5 agrupan respectivamente a elementos del oído medio con velocidades de volumen, Q_1 a Q_5 .



$$\tau = n_2/n_1 = 22$$

Z_1 = Cavidades

Z_2 = Tímpano (parte no solidaria con la cadena oscilar)

Z_3 = Tímpano - Martillo - Yunque

Z_4 = Junta lenticular

Z_5 = Coclear + Estribo

Distintos autores han propuesto diferentes circuitos con ligeras variaciones conceptuales y mayores variaciones cuantitativas (Onchi 1949, 1961, Zwislocki 1957, 1962, Möller 1961, 1963).

El cálculo de cada elemento de circuito es complejo, deduciéndose unos directamente a partir de sus características mecánicas y otros indirectamente por ajuste a medidas de la impedancia en oídos con distintos defectos, en particular a las resonancias. (Por ejemplo un oído con otosclerosis supone un circuito abierto a la entrada del transformador, y un oído sin yunque, equivale a cortocircuitar Z_4 etcétera).

Así por ejemplo se puede calcular directamente la inercancia acústica que añade la masa del estribo (2.5 gr)

$$M_A = \frac{m}{S^2} = \frac{2.5 \times 10^{-3}}{(3.2)^2 \times 10^{-4}} =$$

$$= 2.4 \times 10^{-3} \frac{\text{din} \cdot \text{seg}^2}{\text{cm}^5} = 2.4 \times 10^{-1} \Omega_A \cdot \text{seg}$$

La Fig. 5 representa los valores de las componentes resistiva y reactiva de la impedancia del oído a nivel del tímpano, compendio de resultados de medidas por distintos procedimientos y diversos autores (Shaw 1974).

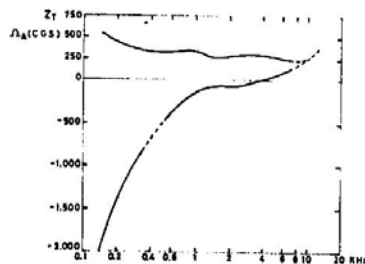


Figura 5

Estas curvas muestran claramente como a baja frecuencia la componente reactiva es negativa y domina ampliamente a la resistiva que se mantiene en un amplio margen de frecuencias en un orden de $300 \Omega_A$ CGS.

Este comportamiento coincide con el análisis mecánico del oído medio, de preponderancia de los componentes elásticos sobre la masa dinámica efecto mucho más acusado a baja frecuencia.

$$\left(\frac{1}{C_A \omega}\right) \gg M_A \omega$$

Compliancia a nivel del tímpano: volumen equivalente

La variación de la componente reactiva en la zona de baja frecuencia, alejada de la resonancia (~ 3500 Hz), se aproxima a una hipérbola equilátera referida a sus asíntotas (X, f) como ejes, $X \cdot f = Cte$, lo que coincide con la curva de reactancia debida a una compliancia pura C_A .

$$X = \frac{1}{C_A \omega}$$

es decir con la hipérbola

$$X \cdot f = \frac{1}{2\pi C_A}$$

Esta es la razón de por qué en la técnica impedanciométrica en otología, se utiliza una frecuencia baja (220 Hz) para determinar la compliancia timpánica. A esta frecuencia el valor medio de X_A de acuerdo con las curvas medidas es del orden de

$$|X_A| = 1300 \Omega_A \left[\frac{\text{din} \cdot \text{seg}}{\text{cm}^5} \right]$$

Lo que da para la compliancia un valor de

$$C_A = \frac{1}{2\pi f X_A} = 0.55 \times 10^{-6} \frac{\text{seg}}{\Omega_A} \left[\frac{\text{cm}^5}{\text{din}} \right]$$

Ahora bien la compliancia acústica de un volumen de aire es la "capacidad" de variación de volumen por unidad de presión

$$C_A = \frac{\Delta V}{p} = \frac{S}{p} = \frac{\int S u dt}{p} = \frac{\int Q_A dt}{p}$$

expresión análoga a la de la capacidad eléctrica de un condensador o cociente entre la carga eléctrica y el voltaje aplicado,

$$C_e = \frac{\int I dt}{V_e} = \frac{Q_e}{V_e}$$

de acuerdo con la analogía electroacústica:

$$\left[\begin{array}{l} p \equiv V_e \\ Q_A \equiv I \end{array} \right]$$

En un volumen de aire las variaciones de volumen y presión se rigen por la ecuación de los gases perfectos diatómicos para procesos adiabáticos

$$PV^{1.4} = Cte. \quad ; \quad dPV^{1.4} = -1.4 PV^{0.4} dV$$

$$dP = -1.4 \frac{PdV}{V} \quad \text{pero } P = P_0 + p \text{ luego}$$

para presión atmosférica $P_0 = 10^6 \text{ dina/cm}^2$ constante, $dP = p$ y $P = P_0$ es decir

$$p = -1.4 P_0 \frac{\Delta V}{V} \quad \frac{\Delta V}{p} = -\frac{V}{1.4 P_0}$$

y por tanto

$$C_A = \left| \frac{\Delta V}{p} \right| = \frac{V}{1.4 P_0} \left[\frac{\text{cm}^5}{\text{din}} \right]$$

y finalmente

$$V = 1.4 \times 10^6 C_A \text{ cm}^3$$

Es decir a baja frecuencia la impedancia timpánica se puede expresar por la compliancia acústica de un volumen de aire equivalente, cuyo valor medio en el hombre es de

$$V \cong 1.4 \times 10^6 \cdot 0.55 \times 10^{-6} = 0.77 \text{ cm}^3$$

Lo que justifica se considere en otología como valor normal equivalente de la compliancia del oído a nivel del tímpano un volumen medio del orden de 0.7 cm^3 (Borke K.S. y otros, 1970).

Influencia del conducto auditivo externo

A los efectos de transmisión de energía a partir de la transportada por la onda en el aire y una vez conocida la impedancia Z_T a nivel del tímpano hay que tener en cuenta la influencia del oído externo.

Diversos autores empezando por Wiener y Ros (1946), Zwislocky (1962), Shaw (1972), etc., han medido la relación de presiones entre el tímpano y distintos puntos del oído externo para diferentes condiciones de campo acústico incidente (campo libre, campo difuso, auriculares o insertos).

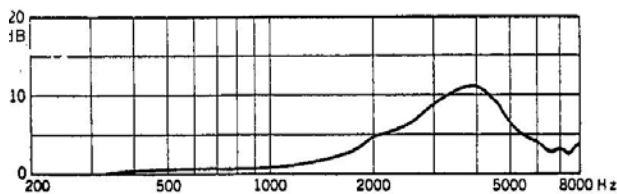


Figura 6

La Fig. 6 muestra la ganancia de presión entre el tímpano y la entrada del oído externo, ganancia del orden de 10 dB entre el mínimo a la entrada y el máximo en el tímpano, de la onda estacionaria en el canal auditivo correspondiente a $\lambda/4$ de su longitud efectiva, $l = 2.2 \text{ cm}$, $\lambda = 8.8 \text{ cm} = 3500/f$, $f = 4000 \text{ Hz}$. (Fig. 7).

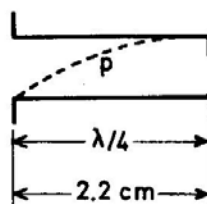


Figura 7

Esta ganancia selectiva de presión, a frecuencias del orden de la resonancia de la Z_T ($\sim 3.500 \text{ Hz}$) y superiores, vienen a compensar la pérdida que supone en la transmisión, la preponderancia que empieza a tener el término inductivo o inercial $M_A \omega$ al aumentar la frecuencia (reactancia positiva).

El conducto auditivo hace las veces pues de un circuito elevador de presión, es decir, de un transformador de relación

$$\tau = p_2/p_1 \cong \sqrt{10}$$

relación que es función de la frecuencia y del punto de medida externo. Para el caso de auriculares y tomando la referencia a la entrada del conducto la $\tau(\omega)$ tiene el máximo en el orden de los 3000 Hz, lo que contribuye a la mayor sensibilidad de las curvas isofónicas en esta zona de frecuencias.

Cálculo de la componente resistiva de Z_T

La medida de la relación de onda estacionaria ROE en el conducto auditivo permite comprobar el valor de la componente resistiva de la impedancia timpánica.

En efecto,

$$ROF = \frac{P_{\max}}{P_{\min}} = \frac{P_v + P_r}{P_i - P_r} = \frac{1 + |R|}{1 - |R|}$$

en que $|R|$ es el coeficiente de reflexión en el tímpano.

$$|R| = \frac{Z_T - Z_C}{Z_T + Z_C}$$

siendo Z_C la impedancia acústica característica del canal auditivo,

$$(Z_C = \rho c/s = \frac{40,5}{0,45} \approx 90 \Omega_A \left| \frac{\text{din s}}{\text{cm}^5} \right|)$$

con lo que queda $ROE = Z_T/Z_C$. Ahora bien Z_T tiene la resonancia ($X_T = 0$), aproximadamente a los 3,5 kHz y en ese entorno

$$ROE = \frac{R_T}{Z_C} \approx \sqrt{10}, \text{ luego } R_T \approx \sqrt{10} Z_C$$

con lo cual se deduce

$$R_T \approx \sqrt{10} \cdot 90 \approx 300 \Omega$$

que es el valor medio medido, y que puede tomarse como constante a excepción de las frecuencias muy bajas o en las muy altas.

Transmisión de energía

Finalmente la transmisión de energía se puede plantear en base a la equivalencia electroacústica, Olson (1943), utilizando el teorema de Thevenin (1883) para representar el generador equivalente a la onda sonora en

el aire, constituido por un generador de presión de valor correspondiente a la presión que genera la onda incidente P_i sobre una carga infinita (generador en vacío), es decir $2P_i$, y con una impedancia interna $\rho c = 40,5 \Omega_A$, con lo que el circuito equivalente a efectos de transmisión de energía es Fig. 8.

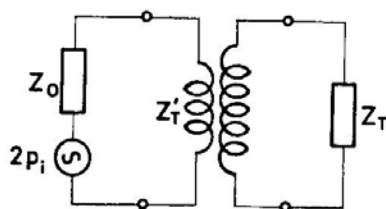


Figura 8

La energía transmitida W_T es función de la relación:

$$r = \frac{Z'_T}{Z_0} ; W_T = Z'_T Q_0^2 = Z'_T \left(\frac{2P_i}{Z_0 + Z'_T} \right)^2 = \frac{4 P_i^2}{Z_0} \frac{r}{(1+r)^2}$$

cuyo valor es máximo para $r = 1$

$$W_{T_{\max}} = \frac{P_i^2}{Z_0}$$

Al actuar el conducto auditivo en la zona de resonancia como un transformador de relación $\sim \sqrt{10}$ supone una reducción de R_T por un factor de 10, con lo que en esta zona la transmisión es óptima, al presentar el oído una carga

$$R'_T \approx \frac{300}{10} \Omega_A$$

muy próxima a la Z_0 del aire.

BIBLIOGRAFIA

- Bekesi G. Experiments in Hearing McGRAW-HILL N.Y (1960)
- Helmholtz H.L.F. On the sensation of tone (1863) and Ed, 1885
- Zwislocki J. "Theoric der Schnecken mechanik". Acta Oto-Laring. Supplem. 72 (1948).
- Onchi, Y. A Study of the Mechanism of the Middle Ear. Journal of the Ac. Soc. Of Am. Vol. 21 n^o 4 (1949).
- Onchi Y. Mechanism of the Middle Ear. Journal of the Ac. Soc. of Am. Vol. 33, n^o 6 (1961)
- Möller "Network Model of the Middle Ear". Journal of the Ac. Soc. of Am. Vol. 33 (1961).
- Wiener F.M. Ros D.A. The Pressure Distribution in the Auditory Canal in a Progressive Sound Field. Journal of the Ac. Soc. of Am. Vol. 18 (1946).
- Borke K.S., Nilgest T.C., Henry G.B. Middle Ear Impedance Measurements. Journal of Speech and Hearing Research Vol. 13, n^o 2 (1970)
- Zwislocki J. Analysis of the Middle Ear Function: Part I. Input impedance. Journal of the Ac. Soc. of Am. Vol. 34, n^o 8 (1962).
- Shaw E.A.G. "The External Ear" Hand Book of Sensory Physiology Vol. V/1 Auditory System Chap. 14. Springer-Verlag Berlin, N.Y. (1974)
- Olson H.F. Dynamic Analogies. Van Nostrand, N.J. (1943).
- Thevenin L. Sur un hoorean theoreme d'electricité dynamique. Acad. Sci. Paris Comp. Rendu Vol. 97 (1883).

EL OIDO MEDIO COMO ACOPLADOR DE IMPEDANCIAS*

Dr. Ing. ICAI, Andrés Lara Sáenz
Prof. de Investigación del CSIC
Presidente de la Sociedad
Española de Acústica



El Dr. Lara durante su conferencia.

Barcelona, 13 de Diciembre de 1986

* Lección Magistral en la Sesión de entrega de diplomas a la 1ª promoción de Audioprotesistas de la escuela del Clot, Barcelona.

El oído medio como acoplador de impedancias.

Introducción

La audición es una percepción sensorial que tiene su origen en la vibración de la materia. Los cuerpos al vibrar excitan el fluido circundante generando ondas elásticas captadas por el órgano periférico de la audición, u oído.

En el oído se opera una transducción de la energía mecánica transportada por la onda, en potenciales de acción o impulsos eléctricos neuronales que transmitidos al cerebro producen (dentro de un determinado margen de frecuencia e intensidad de la onda) la llamada sensación sonora. Por extensión las ondas elásticas que ex-

**ESQUEMA SIMPLIFICADO DEL PROCESO
ESTIMULO ACUSTICO - PERCEPCION SONORA**

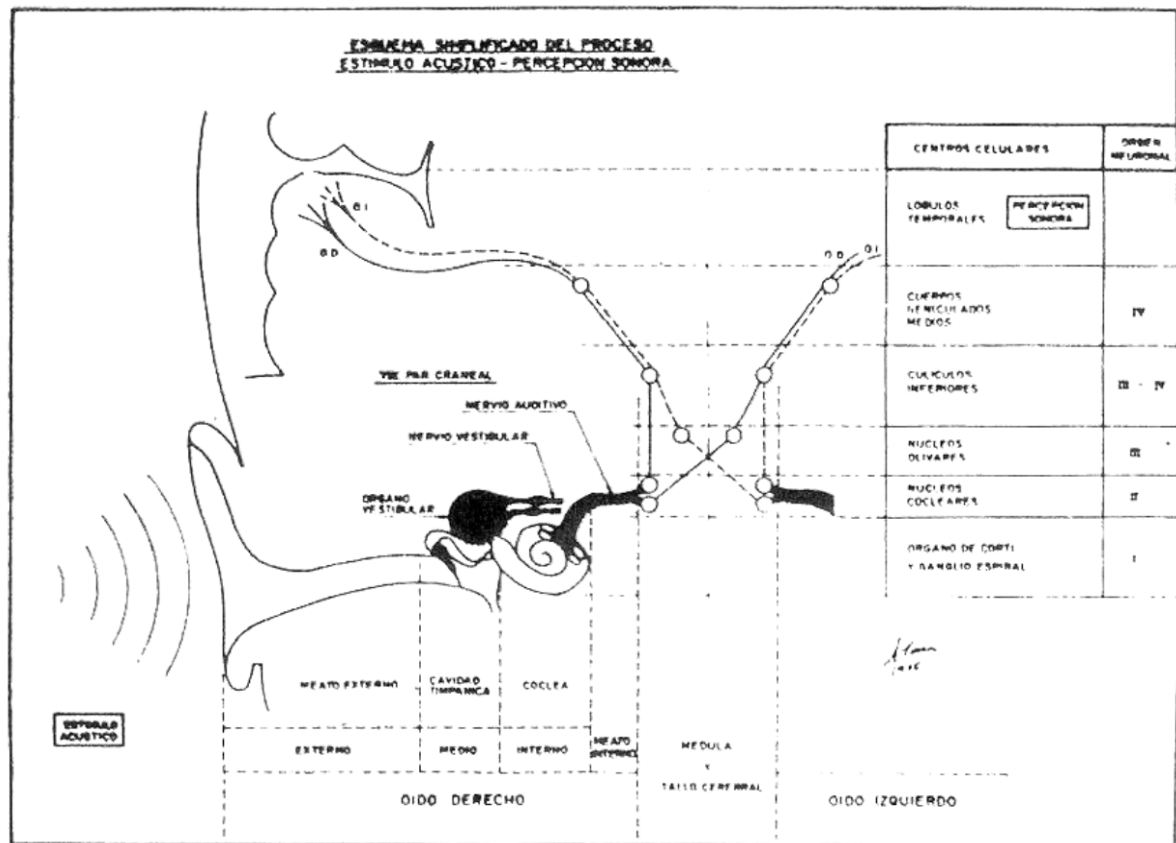


Fig.1

citan esta sensación se denominan ondas sonoras, y sonido a la percepción de la imagen sonora correspondiente. Así reconocemos el sonido del tañir de una campana, de la caída de un vaso o del llanto de un niño etc.

Las tres partes del oído, externo, medio e interno (Fig. 1), operan secuencialmente las funciones de captación, transmisión y transducción mecano-eléctrica. La zona del cerebro donde se localizan las sensaciones sonoras (lóbulos temporales) constituye el órgano central de la audición (Lara 1980).

La función de transmisión de energía realizada por el oído medio, centra el contenido de esta comunicación.

Evolución y aparición del oído medio

La dinámica propia de la vida en el medio acuático requiere de un órgano de equilibrio sensible al movimiento y a la gravedad. Este órgano de equilibrio, presente incluso en las especies acuáticas más simples, constituye el punto de partida en el desarrollo del órgano de la audición a lo largo de la evolución de las especies.

Su principio operativo es inercial, con unos terminales nerviosos ciliados inmersos en el líquido incluido en una vesícula solidaria con el movimiento, y en la cual flotan unas concreciones sólidas (otolitos) que excitan los cilios por diferencia inercial.

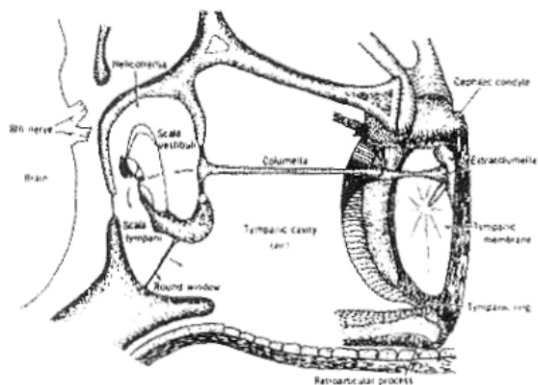


Fig.2

cial. Este es el caso por ejemplo de los moluscos.

Este órgano primitivo, por transformación tanto a nivel periférico como central desarrolla aptitudes de recepción de ondas elásticas o sonoras. El hecho de que las células ciliadas estén inmersas en tejido y líquido, facilita la captación de las ondas en el agua, que transmiten la energía elástica con poca reflexión, debido a la similitud de impedancias, como veremos más adelante. (Los terminales ciliados, en los peces teleostós, se extienden a lo largo del cuerpo en las llamadas líneas laterales).

En los anfibios aparece la papila basilar, donde se concentran las células ciliadas que dan lugar en especies superiores al llamado órgano de Corti. En los anfibios aéreos y después en los reptiles, las células ciliadas se distribuyen sobre una membrana basilar, membrana que irá aumentando de tamaño y sobre todo de longitud con un número creciente de células ciliadas que facilitarán la selectividad tonotópica básica en la distinción de sonidos. Asimismo su envoltura ósea se alarga y enrosca en forma de caracol.

Con el paso de la vida acuática al aire, aparece un principio de oído medio (Fig. 2; lagarto del desierto) formado por una membrana (timpánica) y una columella

(columella) que transmite las vibraciones del tímpano al caracol (Weber 1965). Oído medio que continúa por un lado en las aves; y que se desarrolla de forma más completa; en los mamíferos apareciendo la cadena osicular (Fig. 3). El oído externo formado por el pabellón auricular y el conducto auditivo, favorece la captación apropiada de las ondas sonoras (Shaw, 1986).

Concepto Generalizado de impedancia: Impedancia acústica

La impedancia, Z , originariamente definida por Heaviside para circuitos eléctricos (Heaviside, 1896) es un concepto de aplicación general a cualquier sistema, eléctrico, mecánico acústico, etc. que define la relación entre la excitación y la respuesta del sistema en cuestión,

$$Z = \frac{\text{excitación}}{\text{respuesta}}$$

Utilizada en circuitos eléctricos excitados con voltaje alterno V , la respuesta I (corriente eléctrica) viene condicionada por los componentes resistivo (R), inductivo (L), y capacitivo (C), de acuerdo con las relaciones eléctricas que en cada uno de ellos liga la excitación a la respuesta,

$$V_R = RI, \quad V_L = L \frac{dI}{dt}, \quad V_C = \frac{1}{C} \int Idt$$

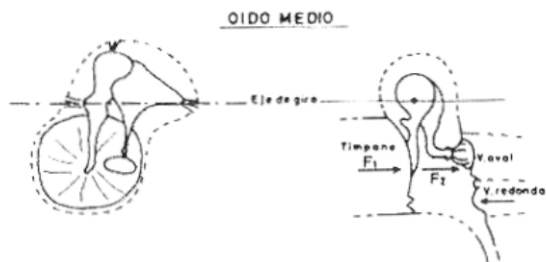


Fig.3



O.L.

8^o SYMPOSIUM FASE'89
 «ACUSTICA AMBIENTAL»
 Zaragoza, Abril 1989

ON LEVEL LIMITS FOR HEARING PROTECTION

Andrés Lara-Saenz

President Spanish Acoustical Society, Member of the ICAE Scientific Advisory Council
 Serrano, 144, 28006 Madrid, SPAIN

INTRODUCTION

The most important function of the auditory sense is the frequency analysis that allows to resolve complex sounds into their component frequencies. The mechano-electrical energy transduction system that initiates the filtering action in the internal ear is a very complicated and not well known process. Its sharpness asks for a secondary neuronal filter action in the cochlear micromechanism based on an active function of the hair cells (Evans, 1986). The filtering action in the cochlea is physiologically vulnerable. In any case, the deterioration of the

filtering action and, consequently, of the auditory function, is related to the degradation of the hair cells, in particular the outer ones. Figure 1, after Evans and Harrison (1976), shows the correlation between the loss in sharpness of the Frequency Threshold Curves (FTC), in the high frequency range, and the proportion of inner (IHC) and outer hair cells (OHC) remaining in the cochlea of a guinea pig ear damaged with kanamycin.

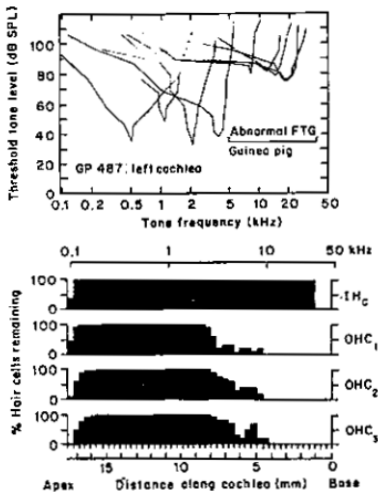


Fig. 1

including physiological and psychological effects and, in particular, the auditory preservation.

In this conference, we analyze the correlation between the physical parameters of noise exposure (level, spectra and time pattern), with hearing damage as related to the adoption of protective noise limits.

III

AUDITORY IMPAIRMENT AND HANDICAP

The American Academy of Otorinolaryngology defined the Auditory Handicap as "an impairment sufficient to affect a person's efficiency in the activities of daily living". In order to simplify this broad concept, it has been adopted as a realistic practice to relate handicap with ordinary speech intelligibility, mainly because the deterioration of the cochlear analytical function fails to recognize spectral complex sounds like speech consonants. A further simplification is added by evaluating speech intelligibility in terms of tonal audiometry.

The impairment is measured in Hearing Level decibels relative to the Standard Hearing Threshold at specified audiometric frequencies (500-4000 Hz). The shift in threshold caused by a sound exposure being permanent (PTS) or temporary (ITS) according to recovery with time after exposure.

The Handicap is defined in terms of the difference between the individual permanent hearing level and the "low fence", an empirical curve that, theoretically, marks the limit between "no difficulty" and "some difficulty" in understanding ordinary speech, a line of relative reliability to relate tonal audiometry with speech understanding (Noble, 1978).

Damage Risk

The damage risk to a sound exposure is defined in percentage of the average hearing impairment difference between exposed and non exposed comparable populations.

When evaluating the hearing impairment due to a definite sound exposure, as in the case of industrial environments, other concurrent factors must be eliminated:

Presbycusis, or age action;

Sociocusis, sound exposure aside from the industrial environment, as in everyday life, and

Mosocacosis, other otological damaging factors such as chemicals, drugs, diseases, etc.

The noise induced hearing impairment is then referred as NIPTS or NITTS. In the case of industrial noise, these abbreviations are preceded by an I (INIPTS or INITTS).

Damage Criteria

With reference to the noise or sound induced handicap, a first step is to define the zero reference of hearing damage. There is a general concordance among different criteria in defining the Hearing Losses by the average of H.L. dB at three or four fixed frequencies (500 Hz, 1, 2 or even 3 or 4 kHz), the handicap starting at values ranging from 15 to 25 dB (viz. CHABA, 15 dB; ANSI, 25 dB; ISO, 25 dB; etc.). These losses are considered acceptable in relation to the mentioned empirical line of speech understanding.

A general remark to be made when trying to protect individuals from hearing impairment is that all limits and criteria are referred to the median level of the exposed population, i.e. the value that divides the population into two halves which are likely to have less or more losses than the limit value. Dangerous deviations from this value are mainly due to individual susceptibility to noise exposure, a problem that asks for screening tests to detect such persons.

As to the deviations encountered in epidemiological studies, we refer to Table I that reproduces values of 50, 20 and 10 percentiles as

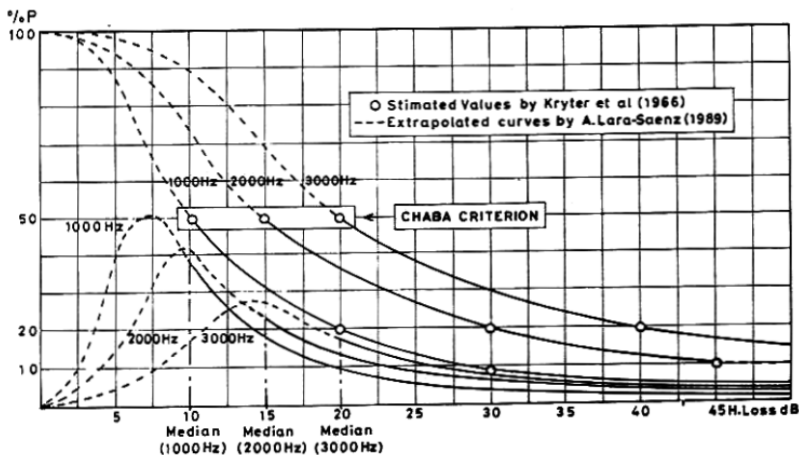


Fig.2

given by Kryter and Ward (1966) based on Glorig and Nixon (1961) and Rudmose (1957). The extrapolated curves of level distributions of figure 2 at 1000, 2000 and 3000 Hz, and the corresponding cumulative curves show an asymmetrical distribution with median value well separated from the modal and average values.

According to these data, it could be possible to find, after years of exposure, a 10% of people with 60 dB losses at 3000 Hz in an environment considered acceptable because 20 dB is the mean value!

TABLE I

Test frequency (Hz)	NIPTS(dB):Percentile		
	50%	20%	10%
1000	10	20	30
2000	15	30	45
3000	20	40	60

Once this important fact is taken into consideration, all hearing damage criteria are referred to the median value of the average population.

LIMITS FOR CONSTANT NOISE EXPOSURE

Data on NIPTS have to be retrospective, mainly based on hearing surveys in industries with steady and permanent noise levels.

Data on occupational deafness were collected by Stevens et al. (1953). The ASA Committee Z24-K2, analyzing industrial data, found several useful correlations as published in the report "The relations of Hearing Loss to Noise Exposure" (N.Y. 1954).

Some main findings in this field are quoted below:
 -Hearing losses due to noise exposure (NE) tend to be maxima in the range 3-6 kHz for any given exposure. (A maximum at 4 kHz can generally be due to noise exposure)

V

-For speech understanding, only hearing losses in the range 0.5-2 kHz are important.

-Hearing losses below 500 Hz are generally less or equal to those at 500 Hz, but hearing losses above 2000 Hz may be greater than the loss at 2 kHz.

-Individual susceptibility is reflected in losses above 2 kHz.

-Hearing loss is not an image of the noise spectrum.

-In the noise spectrum, it can be selected an octave band (sorting octave) that correlates better with the Hearing Losses.

-Noise levels below 1000 Hz are more important as regards to speech losses.

-Distribution of Hearing Losses in populations exposed to noise have a greater spread than for non-exposed populations. (This fact is important in evaluating data from World's Fair).

The survey by Passchier-Vermeer (1968) is considered a representative one of INIPTS in workers exposed 8 hours per day for years, with a good linear regression with levels in dBA, or with NR curves, or even with the integral of the noise pressure (Kraak, 1979).

Because of simplicity besides reliability, levels in dBA have been thoroughly adopted to establish limits of sound exposure.

The referred survey includes the INIPTS as a function of the frequency for 10 or more years of exposure to constant noise levels in dBA, the regression curves being also linear but with different slopes and values (Fig. 3).

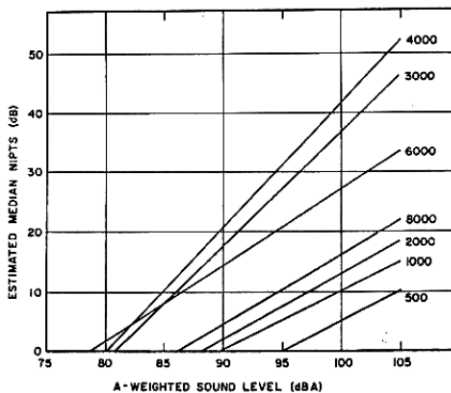


Fig. 3

It can be seen the higher ear liability to high frequencies, and how the frequencies related with speech intelligibility (500, 1000, 2000 Hz) are only affected by levels above 90 dBA. This fact legitimates the previously referred value of the damage criteria for handicap.

It is seen also that 80 dBA is a low value and 85 dBA an acceptable one, as it may produce less than 10 dB and only at the higher frequencies.

Nevertheless, it must be recalled that these values are median estimated INIPTS and that significant individual deviations can be produced.

It may be then concluded that values ranking from 85 to 90 dBA are reasonable limits for constant level noise exposure to a 8 hour/day, for 10 or more years.

LIMITS FOR TIME VARYING NOISE LEVELS EXPOSURE

INIPTS corresponding to exposure to high levels of time varying patterns of noise are almost inexistent or very incomplete. Real tests ask for laboratory work, where controlled noise levels and time patterns can be obtained to carry out experiments to determine Transitory

Threshold Shifts. Laboratory experiments with intermittent high levels are only made with animals. The additional problem is to extrapolate from TTS to PTS and from animals to persons.

Growth And Recovery Of TTS: CHABA Damage Risk Criteria

The CHABA (Committee on Hearing, Bioacoustics and Biomechanics of the USA National Academy of Sciences) proposed in 1966 a set of contour curves of Damage Risk Criteria (DRC) for continuous and intermittent exposures to steady noise (Kryter et al., 1966, Ward, 1970) based on the three main following assumptions:

- a) a NE pattern would be considered acceptable if it produces in the average worker no more than 10 dB of PTS at 1 kHz or below, 15 dB at 2 kHz or 20 dB at 3 kHz and above.
- b) The PTS after 10 or more years of NE will not exceed the TTS₂ generated by a single day exposure. (For simplicity, it was assumed that they are equal).
- c) All exposures that produce a given TTS₂ will be equally hazardous.

By using data on TTS, including intensive laboratory tests, the following main findings were used to derive the CHABA DRC:

- 1- In daily exposure, recovery from temporary threshold shifts in less than 16 hours will not produce an accumulative effect resulting in a PTS.
- 2- Recovery curves have shown that TTS₂, i.e., the threshold shift measured 2 minutes after the cessation of the exposure to noise, is a good indication of the TTS induced by any particular noise exposure. Some other recovery times (30 or 50 minutes) have been proposed, but TTS₂ behaves in most cases as a significant index.

TTS FOR INTERMITTENT NOISE

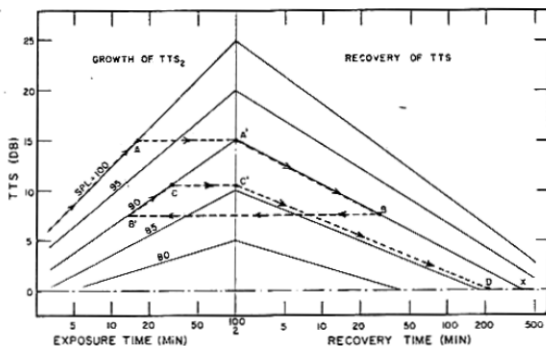


Fig. 4

- 3- The growth and recovery of TTS₂ are exponential (Fig. 4; Ward, 1970).
- 4- For a constant NE level, an asymptotic value of TTS₂ is reached in 8 to 12 hours.
- 5- The growth of TTS₂ with NE level is approximately linear, once this has reached some SPL defined as "effective quiet". (About 75 dB in

octave bands). Below this value, not significant TTS_2 are shown (The effective quiet is frequency independent, but the growths of TTS_2 increase with frequency).

Levels above effective quiet are referred as Effective level (EL). (Ward et al., 1976). Consequently, a 95 dB constant NE (EL= 20 dB) will produce twice as much TTS_2 as one of 85 dB (EL= 10 dB).

Using all these findings and selecting average curves (Fig.4) for the growth and recovery of TTS_2 CHABA damage risk contours for steady NE give the limit levels in dB of SPL in octave and 1/3 octave noise bands not to be exceeded in 10 or more years for single exposures ranging from 8 hours down to half a minute or less. (Fig. 5, Kryter et al., 1966).

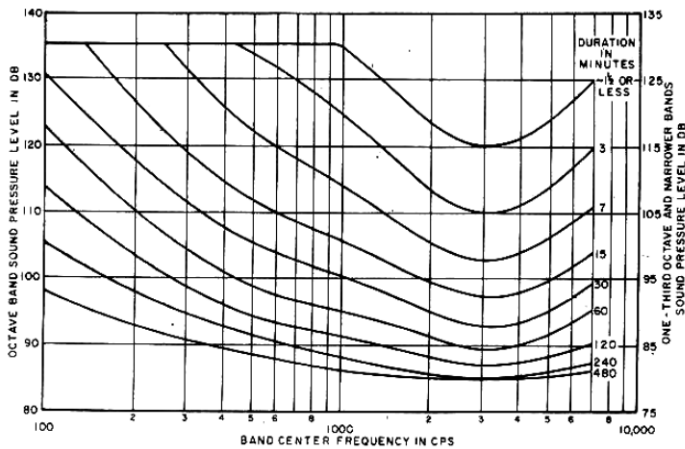


Fig. 5

Broad band noise follows the criteria of the highest band reaching the contours. If more bands exceed the contours, the hearing loss will cover wider range of frequencies, every region being more affected by a band of approximately half an octave below.

For intermittent noise level exposures, the influence of the exposure time in the CHABA contours and interval values are mainly based on the finding that for fluctuating level or rapid interruptions (less than 5 minutes) the TTS_2 is proportional to the arithmetic average of the EL. (The same TTS_2 will be generated by 8 hours of NE to 85 dB that 4 hours to 95 dB or by a random fluctuating noise with an average of 10 dB over 75 dB).

This criterion, as compared with the total energy theory (increase of 3 dB for each halving of time), admits greater increase in levels when reducing the exposure time. A level of 95 dB acting alternatively in equal "on" and "off" periods will generate the same TTS_2 than a continuous one of $75 + (95 - 75/2) = 85$ dB, i.e. a difference of 10 dB, instead of 3 dB!.

Furthermore, the difference between both criteria varies with the ratio of "on time" to the "on plus off time", called the on-fraction rule (Ward, 1970).

Total inmission theory by Robinson (1966), associates hazard with the

total A weighted energy, regardless of the time distribution for the whole working week. It is an extension of the total energy theory, based only on data of continuous exposure surveys.

Short and large bursts of noise.

Set of contours were established for short bursts of noise (less than 2 minutes) relating the total daily exposure time with SPL for different on-fractions and for different band centre frequency of the NE (Fig. 6). For a band centered at 1000 Hz and 1' on-time burst with on-fraction 0.5', the maximum level for 2 h of daily exposure will be 106 dB.

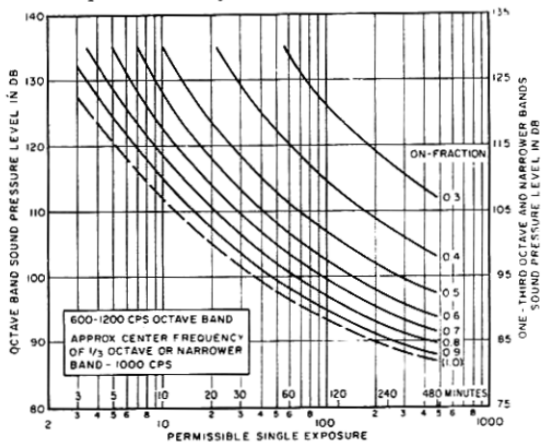


Fig. 6

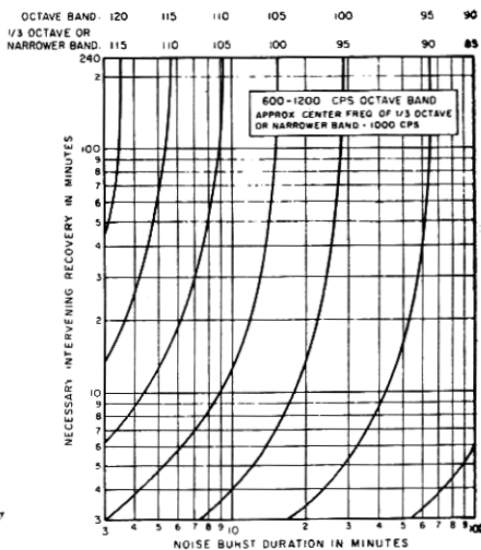


Fig. 7

For larger on-time bursts, the influence of growth and recovery times leads to another set of curves that relates noise burst duration with required recovery time for different frequency bands. (Fig. 7).

A 10' on-time burst of an octave band of noise centered at 1000 Hz with a level of 106 dB, will require 15 minutes of recovery time between bursts, at a maximum level given by the limit for 8 h of continuous

exposure (Fig. 5), i.e. 86 dB in this case.

Impulsive noise was not included, but evidence was noticed that repeated exposure to sound impulses over 140 dB (200 Pa) could produce in some persons significant hearing impairment.

The CHABA DRC contours had the merits of quantifying the influence of growth and recovery time of temporary shifts of hearing threshold and reasonably relate measurable daily TTS_2 with long term exposure PTS. For practical application, it has the difficulty of the measurement of

levels in bands of frequency. A good simplification was introduced when there was evidence that the damage risk correlates well with the global level of the noise in dBA (It can be observed that the DRC contours for steady noise exposure, Fig. 5, approximate to the shape of the "A" curve). On this basis, it was given the simplified Table II of maximum values in dBA as a function both of total time of exposure and number of intervals.

TABLE II

Exposure time	No. of intervals of exposure in 8 hours						
	1	3	7	15	35	75	150
8 h	90	-	-	-	-	-	-
6 h	91	92	93	94	94	94	94
4 h	93	94	95	96	98	99	100
2 h	96	98	100	103	106	109	112
1 h	99	102	105	109	114	-	-
30'	102	105	110	114	-	-	-
15'	105	110	115	-	-	-	-
8'	108	115	-	-	-	-	-
4'	111	-	-	-	-	-	-

ISO STANDARD

The ISO Standard 1999 (1975) "Assesment of occupational noise exposure for hearing conservation purposes" is based on the total energy concept, assuming no handicap for a hearing loss of 25 dB (arithmetic mean of PTS at 500, 1000 and 2000 Hz).

Partial indices E_i of noise exposure are given to weekly exposures Δt_i at different levels L_i , (dBA), by the expression

$$E_i = \Delta t_i / 40 \cdot 10^{(L_i - 70) / 10}$$

the composite index being $E_c = \sum E_i$, and its relation with the equivalent continuous level $L_{eq} = 70 + 10 \lg E_c$.

A table (ISO, 1999) gives the percentage of damage risk for L_{eq} from 80 to 115 dBA and 5 to 45 years of daily exposure.

TRESHOLD LIMIT VALUE

A further simplification was introduced by the NIOSH (National Institute for Occupational Safety and Health) of USA for the TLV (Threshold Limit Value) as a function of exposure time, deduced from the expression

$$T_{max} = \frac{16}{2^{(L-80)/5}}$$

For intermittent daily exposure (T_i) at different levels (L_i), the additional condition being

$$\sum \frac{T_i}{(T_{max})_i} \leq 1$$

This criterion also admits higher values than the equal energy, viz. 5 dBA instead of 3 dBA for each halving of the time. It was adopted in USA in 1971, being later corrected to the formula for 85 instead of 80 dBA. (Walsh-Healey Act, Anon 1969).

For impulsive noise (peaks at intervals larger than 1 minute), the following Table includes number of impulses per day as a function of the peak level.

TABLE III (NIOSH)

dB	Impulses/day
140	100
130	1.000
120	10.000

EEC DIRECTIVE 86/188

Not to be exhaustive, we conclude with the Directive that the Council of the EEC has published in 1986, after several years of harmonization work, to protect the workers from hearing impairment derived from noise exposure in working environments.

The Directive refers all rules and recommendations to the daily equivalent personal noise exposure level in dBA, $L_{EP,d}$ given by

$$L_{EP,d} = 10 \log \left| \frac{1}{T_e} \int_0^{T_e} \frac{p_A^2}{p_0^2} dt \right| + 10 \log \frac{T_e}{T_0} =$$

$$= L_{Aeq,T_e} + 10 \log \frac{T_e}{T_0} = 10 \log \left| \sum_{i=1}^m 10^{(L_A)_i/10} \right| + 10 \log \frac{T_e}{T_0}$$

where p_A = instant value of the acoustic pressure with "A" weighting

p_0 = zero reference acoustic pressure: 20 μ Pa.

T_e = daily exposure time

T_0 = reference daily exposure time; 8 hours

$(L_A)_i$ = constant noise level during period T_i .

For n weekly working days, the weekly equivalent personal noise exposure is

$$L_{EP,W} = 10 \log \left| \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n 10^{(L_{EP,d})_i/10} \right|$$

All regulations and recommendations are referred to the value of $L_{EP,d}$, the most significant being:

- For $L_{EP,d} \geq 85$ dBA or $p_{inst} \geq 200$ Pa ($L = 140$ dB), workers must be informed of the situation (Art 4th) and ear protectors must be made available (Art 6th).

- If $L_{EP,d} \geq 90$ dBA, noisy areas must be signalized, causes must be investigated, control programmes established (Art 5th) and the use of ear protectors is obligatory (Art 6th).

CONCLUSIONS

- It is not possible to define absolute safe limits for noise exposure in the broad sense that everybody will be protected. Limit values are referred to median values of the average populations. Strong deviations from the median are due to personal susceptibility, what calls for previous specialized screening tests.

- Limits for continuous steady noise exposure are reasonably well founded in available epidemiological data on INIPTS, including estimated evaluations on Presbicusis, Noso and Socioacusic. These limits are also in good agreement with those derived from laboratory TTS experiments.

- The total energy concept applies relatively well when comparing continuous steady exposure of different duration. For intermittent or fluctuating levels the limits are too conservative as compared with the temporal theory (CHABA) because of the ability of the hearing mechanisms to recover from TTS, at least for bursts shorter than 5 minutes. (For longer bursts CHABA curves separate from later evidence, that recovery from repeated exposure follows quasi-parallel lines instead of convergent ones (Fig 4) i.e., recovery becomes longer along the daily exposure).

- The relationship between temporary and permanent effects of noise exposure is far from being well known, as to define safe limits mainly for intermittent and fluctuating noise exposure.

- The CEE Directive follows the total energy criterion with reasonable level limits, feasible applicability and relatively easy evaluation with present noise measurement equipment.

- More research is needed both in relating PTS with TTS and to extrapolate from experiments with animals to man reactions.

REFERENCES

- Anon. (1969). U.S. Federal Register, vol. 34 No. 96.
- Evans, E.F. and Harrison, R.V. (1976).- *Correlation between outer hair cell damage and deterioration of cochlear nerve tuning properties in the guinea pig.*- Journal of Physiology, 256, pp 43-44.
- Evans, E. F. (1986).- *Recent advances in understanding hearing mechanism*, in A. Lara-Saenz and R.W.B. Stephens (ed.) Noise Pollution SCOPE 24 John Wiley and Sons, Chichester, U.K.
- Glorig, A., Ward, W.D., and Nixon, J. (1961).- *Damage Risk Criteria and Noise Induced Hearing Loss*, Arch. Otolaryngology, vol 74, pp 413-423.
- Kraak, W. (1979).- *Integration of Temporary Threshold Shift for Permanent Threshold Shift*, in Noise as a public Health Problem. ASHA Report No 10, pp 92-96.
- Kryter, K. D., Ward, W. D. et al. (1966).- *Hazardous Exposure to Intermittent and Steady Noise*. Journ. Ac. Soc. Am., vol 39-3, pp 451-464.
- Passchier - Vermeer, W. (1968).- *Hearing Loss Due to Exposure to Steady-State Broadband Noise*, IG-TNO Report 35, Delft.
- Robinson, D. W..- *The Relationships between Hearing Loss and Noise Exposure*. Nat. Phys. Lab. Aer. Rep. AC 32, Teddington U.K.
- Rudmose, W. (1957).- *Hearing Loss Resulting from Noise Exposure* in C.M. Harris (ed.) Handbook of Noise Control, McGraw-Hill Book Co. Inc., N.Y.
- Stevens, S. S. et al. (1953).- *Bibliography on Hearing*, Harvard Univ. Press, Cambridge, Mass.
- Ward, W. D., Cushing, E.M. and Burns, E.M. (1976).- *Effective quiet and Moderate TTS; Implications for Noise Exposure Standards*, Journ. Ac. Soc. Am., vol 59-1, pp 160-165.
- Ward, W.D. (1986).- *Auditory after-effects of Noise*, in A. Lara-Saenz and R.W.B. Stephens (ed.) Noise Pollution SCOPE 24, John Wiley and Sons, Chichester, U.K.

3.2.1. Introducción

La actividad industrial constituye en sí misma una importante fuente de ruido en la sociedad actual. Su incidencia en el ciudadano puede ser de forma directa si éste interviene de alguna forma en los procesos de extracción, transformación o explotación industrial, o bien como sujeto pasivo al que alcanzan los ruidos producidos por los establecimientos industriales o la utilización de sus productos.

La incidencia directa corresponde a la situación de operarios o empleados que actúan en procesos industriales en recintos abiertos o cerrados, y que pueden estar sometidos a altos niveles de ruido que por su intensidad y permanencia durante la jornada de trabajo pueda constituir una agresión directa al órgano de la audición con riesgo de sordera progresiva si se sobrepasan determinados límites de niveles y exposición.

Esto constituye dentro del campo de la Higiene Industrial la llamada sordera profesional, reglamentada actualmente por la Directiva 86/188 de la Comunidad Europea sobre protección del trabajador del ruido industrial. La unidad de medida es el nivel de ruido equivalente, Leq, y su margen de aplicación se inicia a partir de niveles superiores a 80 dBA.

Desde el punto de vista de la Ciudad, las instalaciones industriales le pueden afectar por el ruido que producen en el exterior de sus recintos. Los niveles de este ruido ambiental en la mayoría de los casos, bastante inferior a 80 dBA, no constituyen riesgo de daño directo a la audición. Su efecto perjudicial es fundamentalmente de carácter psicofisiológico a través de la interferencia que puede producir en las actividades o situaciones del ciudadano, sobre todo cuando se trata de trabajos que requieren un cierto grado de atención o concentración mental o situaciones de descanso, y en particular durante el sueño.

Estas interferencias se producen en general en locales cerrados, y el parámetro a considerar es el nivel sonoro de inmisión en el espacio receptor. De ahí que las ordenanzas municipales regulen tanto de día como de noche, o bien los niveles máximos admisibles frente a las fachadas de las edificaciones tanto de la propia industria como de los inmuebles afectados. En este sentido la industria es otra fuente más que contribuye al ruido ambiente en la ciudad. Su particularidad con respecto a otras fuentes como por ejemplo el tráfico rodado, es que se trata de fuentes estáticas, extensas y localizadas en determinados lugares de la ciudad.

Los establecimientos industriales de cierta entidad suelen, salvo situaciones más o menos anacrónicas, estar localizados fuera del casco urbano en zonas o polígonos industriales, sin embargo es relativamente corriente el caso de pequeñas industrias y talleres repartidos por toda la ciudad incluso alojados en edificios de viviendas, u otros usos sociales, cuya interferencia no es sólo por el ruido radiado al medio ambiente exterior, sino por el ruido transmitido dentro del propio edificio a través de vibraciones mecánicas de su estructura.

Excepto en el caso de vibraciones subsónicas (por debajo de 15-20 Hz), el efecto de la transmisión estructural se percibe en forma de sonido radiado a los distintos recintos, en particular por los elementos de gran superficie como paredes, techos y suelos que actúan a modo de paneles radiantes.

Tiene pues importancia en las molestias producidas por estos establecimientos industriales, su localización y distribución en la ciudad. En general se trata de situaciones de hecho, que merecen un tratamiento adecuado antes de proceder a su desplazamiento o cierre. Es también corriente, el caso de talleres de reparaciones con incluso una componente de invasión de espacios públicos exteriores. Dentro de este capítulo cabe considerar las instalaciones de servicios como torres de refrigeración en terrazas de edificios con incidencia en el entorno próximo. Estos casos requieren la acción de especialistas que reduzcan el ruido radiado, en base a encapsulado y a apantallamiento en la propia terraza, (cap. 4)

Otro aspecto de interferencia industrial lo constituyen las instalaciones al aire libre de maquinaria de obras públicas o auxiliares de la edificación, tales como excavadoras, compresores, hormigoneras, etc. que si bien no son permanentes, pueden ser enormemente molestas al vecindario. A parte de utilizar maquinaria lo menos ruidosa posible (lo cual es causa de apreciación en concursos públicos) y de disponer de apantallamientos temporales, es de la mayor importancia el regular el horario de trabajo en particular en las horas nocturnas.

Aparte del ruido y vibraciones producidos por las instalaciones propias de los servicios generales de los edificios tales como ascensores, calderas, bombas, calefacciones de fluidos, etc. de utilización indiscriminada, está el capítulo de los aparatos electrodomésticos particulares que, aunque en general no alcanzan niveles elevados, pueden producir molestias a propios y ajenos, como es el caso de batidoras, aspiradoras, acondicionadores de aire, lavavajillas, aspiradores de humos, etc. No menos importante por su uso generalizado son los equipos reproductores Radio y TV e incluso instrumentos musicales que si bien agradan a quien lo promueven pueden convertirse en fuentes de ruido intempestivas muy molestas para terceros. Finalmente y no menos importante están los ruidos generados por los propios ocupantes tales como portazos, golpes, arrastres de muebles, tacaneo, disputas, etc. que aparte de la molestia acústica directa conllevan una componente sociológica muy importante de falta de consideración, que los hacen irritantes y causa de desavenencias, y que reclaman un proceso de educación y concienciación ciudadana.

Aunque la situación actual de las ciudades, consecuencia de una densificación de población y desarrollo tecnológico, conlleva un "alto grado" de promiscuidad acústica, desde el punto de vista de ruido industrial se puede, siguiendo la iniciativa de organismos internacionales como la ISO, diferenciar en la ciudad zonas de acuerdo con su sensi-

bilidad acústica. En el cuadro siguiente se reproduce la clasificación establecida en la ISO R 1996:

Incrementos, en dBA, de nivel ambiente admitidos en cada zona, con referencia a la zona de más sensibilidad acústica.

dBA	Zona
0	Residencial, Rural, Recreación, Hospitales
+5	Residencial suburbana con tráfico ligero
+10	Residencial urbana
+15	Residencial urbana con comercios, talleres o rutas principales
+20	Centro Urbano (Oficinas y Comercio)
+25	Area predominante industrial

3.2.2. Establecimientos industriales. Ruido radiado al medio ambiente.

El ruido radiado al M.A. exterior por establecimientos industriales es función tanto de los niveles interiores como de los cerramientos industriales y en particular sus fachadas. Las grandes instalaciones industriales, generan no sólo ruido en los procesos industriales propios de la fabricación sino en servicios auxiliares como los de ventilación y los de carga y descarga de materiales y productos. En muchos casos y dependiente del tipo de industria, buena parte de las fuentes de ruido están al aire libre o sin cerramientos por lo que su ubicación debe hacerse siempre fuera del recinto de la ciudad en polígonos o áreas industriales. En los casos de nuevas instalaciones se puede predecir el alcance del ruido radiado al M.A. exterior a partir del ruido en fachada y de su atenuación con la distancia, teniendo en cuenta que por tratarse de fuentes de ruido de tipo extenso la propagación en el entorno próximo se puede aproximar a geometría cilíndrica con una reducción del orden de 3 dB cada vez que se doble la distancia. En las fachadas de las fábricas, los elementos de aislamiento acústico más débiles y por tanto los que transmiten más ruido al exterior, son los huecos tales como ventanales y lucernarios expuestos directamente al ruido interior y las puertas si coinciden con zonas ruidosas. El nivel de ruido, radiado al exterior se puede calcular a partir del ruido ambiente interior disminuído en el aislamiento introducido por la fachada. En la proximidad, predominará el ruido transmitido por las partes débiles de la fachada con aislamientos del orden de sólo 15-20 dBA

pero para distancias mayores, toda la fachada interviene con un aislamiento global correspondiente al de las partes ciegas reducido por los huecos.

Dada la gran influencia en el aislamiento de una fachada, de los elementos de pobre aislación como lucernarios, ventanales, etc. Procede el evitar elementos de débil atenuación, siendo aconsejable cuando se requiera iluminación natural el utilizar soluciones como por ejemplo los llamados "ladrillos de cristal".

Debería evitarse también accesos directos desde el exterior a zonas ruidosas, disponiendo espacios intermedios con una segunda puerta o en su defecto cortinas acústicas industriales de alta densidad.

3.2.3. Apantallamiento acústico por Edificios.

La profundidad D de un edificio se hace notar a los efectos de apantallamiento a partir de aquellas frecuencias en las que se verifica $D \geq \lambda$ (longitud de onda).

Un cálculo orientativo se puede hacer sustituyendo el edificio por una pantalla virtual colocada en la intersección de las líneas de visión de la Fuente y el Receptor desde los bordes de edificio y utilizando las curvas de Maekawa para $N = 2\delta / \lambda$

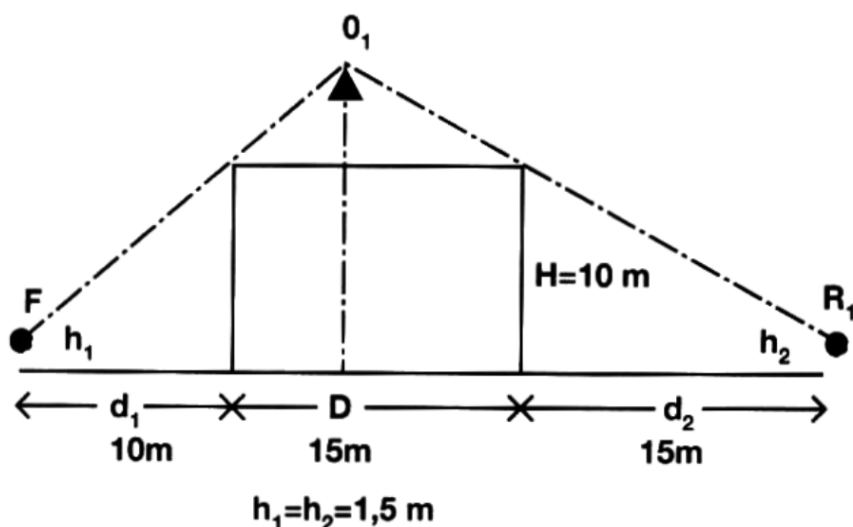


Fig. 3.2.1 a) Apantallamiento por Edificio.

$D = 15\text{m}$. $H = 10\text{m}$. $d_1 = 10\text{m}$.

$d_2 = 15\text{m}$. $b_1 = b_2 = 1,5\text{m}$.

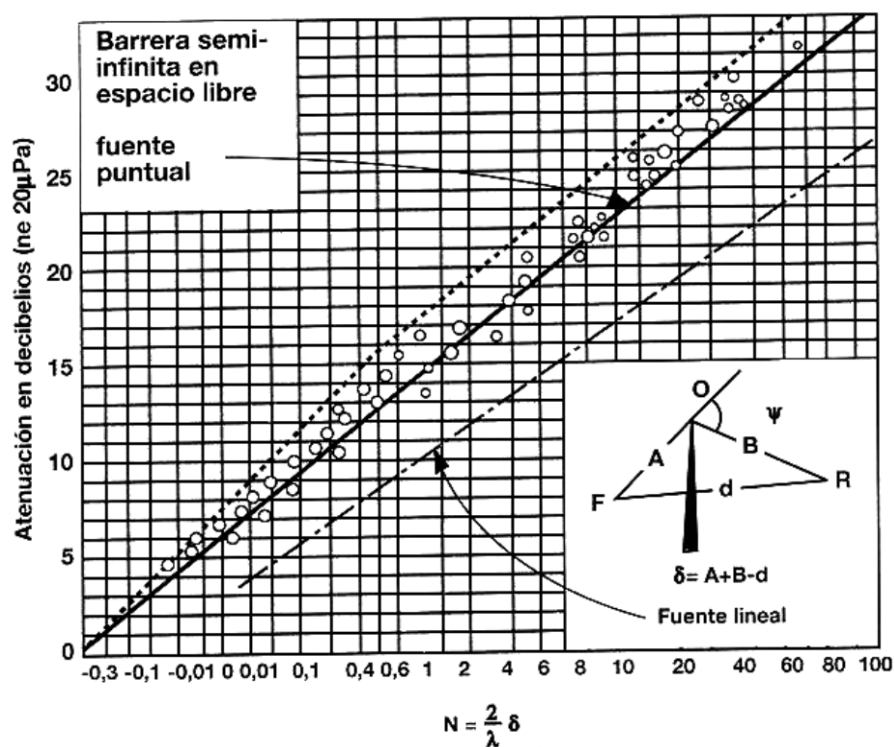


Fig. 3.2-1 b) Maekawa (1968). Gráfico para el cálculo de la atenuación de barreras seminfinitas.

siendo $\delta = A + B - c$ y λ la longitud de onda para cada frecuencia. (Figura 3.2-1.a.b)

Una primera idea, se puede obtener para una frecuencia intermedia de 500 Hz a la que corresponde una $\lambda = 0,68$ m y $N = \delta/0,34$

Así pues, un edificio de 10 m de altura y 15 m de ancho con la situación de Fuente (F) y Receptor (R) de la figura 3.2-1a, se tiene

$$FO = 42 \text{ m} \quad OR_1 = 54 \text{ m} \quad FR_2 = 40 \text{ m} \quad \delta = 56 \text{ m} \quad N = 56/0,34 = 165$$

Con lo que la atenuación resulta, $\Delta L \begin{cases} 41 \text{ dB para fuente puntual} \\ 35 \text{ dB para fuente exterior} \end{cases}$

La atenuación sería del orden de $\Delta L=41$ dB para una fuente puntual por ejemplo un compresor o bien de 35 dB para una fuente externa como por ejemplo ruido de tráfico. Para una mayor aproximación, referirse al anexo 3.2.B.

3.2.4. Emisión de Ruido por máquinas.

La energía acústica radiada por maquinaria electromecánica o neumática es de varios órdenes de magnitud inferior (10^{-7} - 10^{-3}) de la energía utilizada en el proceso de su función mecánica. No obstante, la alta sensibilidad del oído humano (10^{-16} - 10^{-2} W/cm²) y su labilidad a partir de intensidades del orden de 10^{-8} W/cm² (80dB) hace peligrosa o molesta su presencia en el medio ambiente.

Los ruidos industriales son muy diversos y producidos por la acción de fuerzas variables en el espacio y en el tiempo, debidas a excentricidades (máquinas rotatorias) discontinuidades (maquinas alternativas) rozamientos (engranajes) chorros de gases comprimidos, (válvulas, eyectores) combustión (motores de explosión y quemadores) choques, impactos, etc.

El proceso de generación del ruido radiado por maquinaria se inicia con la perturbación mecánica que da origen a vibraciones que, transmitidas por el cuerpo de la máquina excitan las superficies externas, que radian energía al fluido circundante, en general al aire, en forma de ondas elásticas. La propagación de estas ondas y su captación por el oído externo, genera en su caso sensaciones sonoras.

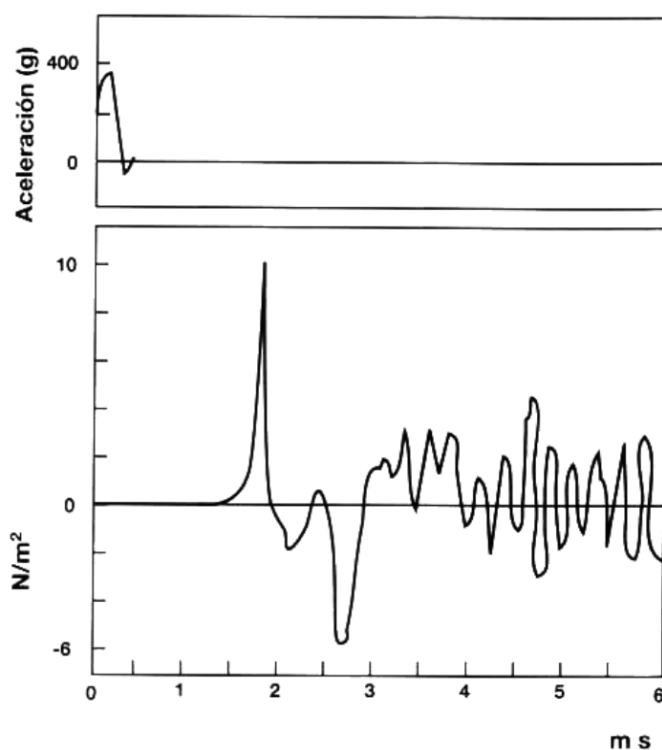


Figura 3.2.2

En la energía radiada se distingue la parte asociada con la fuerza y su actuación temporal (ruido de aceleración) y la parte correspondiente a la energía residual en la máquina después que la fuerza ha realizado su trabajo (energía vibratoria) que ha de disiparse en la propia máquina en forma de calor y el resto radiado en forma de ruido. La primera constituye una impulsión medible en términos de aceleración (g) y la segunda en unidades de presión acústica (N/m²).

Los ruidos producidos por impactos generan más altas frecuencias conforme el impacto es más breve o abrupto. La reducción de este carácter repentino por medio de materiales elásticos reduce la generación de altas frecuencias. Esta es la acción directa del alfombrado o enmoquetado con respecto al ruido de pisadas, o de una forma indirecta la acción del suelo flotante intercalando una capa elástica entre el pavimento y el forjado.

Materiales como los altos polímeros transforman energía vibratoria en calor, llegando incluso a sobrepasar el 50% de la energía contenida por ciclo de vibración. Estos materiales son muy aptos para atenuar vibraciones estructurales, bien adheridas a placas vibrantes o bien intercalados entre placas.

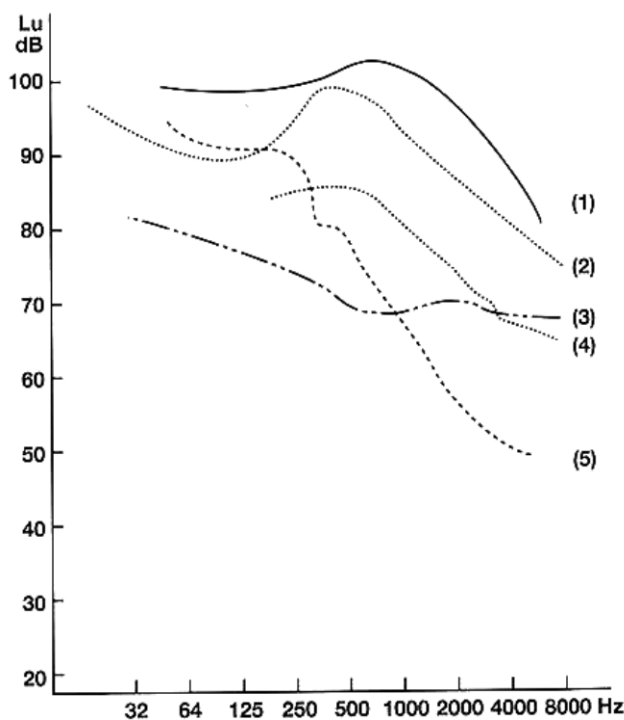


Fig. 3.2-3. Espectros de Niveles de velocidad de vibración de:

1. Motor Diesel de 2500 c.v. a plena carga a 1700 r.p.m. - 2. Rail de Metro para tren pasando a 60 Km/h. - 3. Motor eléctrico sobre aisladores a 1400 r.p.m. - 4. Motor de gasolina sobre aisladores de 4 c.v. a 4000 r.p.m. - 5. Valores máximos de ascensor con 6 personas (con maquinaria aislada)

En general la energía transmitida por cuerpos sólidos se reduce por reflexión en discontinuidades pudiéndose obtener atenuaciones entre 3 y 10 dB.

La energía vibratoria de maquinarias y elementos estructurales se mide en niveles de velocidad L_v o aceleración L_a del desplazamiento vertical de la vibración, referidos respectivamente a $V_0=5 \times 10^{-8}$ m/seg y $g_0=9,81$ m/seg².

La fig. 3.2-3 da niveles de velocidad de vibraciones de distintas máquinas en bandas de 1/3 de octava (Heckl 1986).

3.2.4.1. Martillo Neumático

Para tamaños medios (20-40 Kg) el ruido medido a 1 m del centro geométrico varía entre 100 y 110 dBA según que esté o no "insonorizado". El ruido procede tanto del cuerpo de la máquina y escape neumático como del útil y de la superficie perforada, predominando en 2 a 3 dBA el ruido del escape. La figura 3.2-4 da el espectro en 1/3 de octava de un martillo neumático para trabajos en hormigón, de tamaño medio con un nivel global de 107 dB y 105 dBA. La pequeña diferencia del nivel ponderado A se corresponde con la alta contribución de las bandas de altas frecuencias.

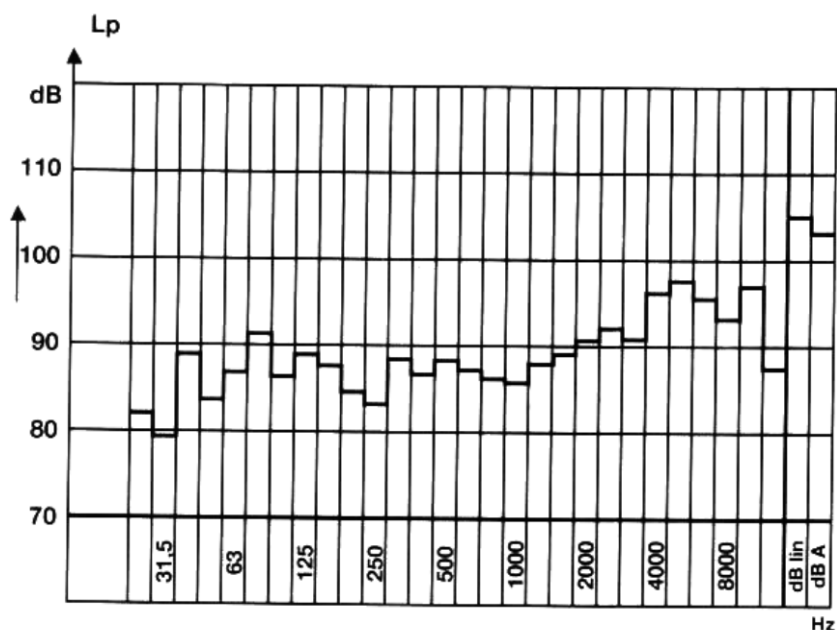


Fig. 3.2-4. Espectro en tercios de octava de nivel de ruido L_p , a 1m, de un martillo neumático de potencia media.

3.2.4.2. Sierra circular

La mayor fuente de ruido lo constituye las vibraciones laterales de la lámina cortante, siendo corriente niveles de 110 dB lineales a 1m de distancia con la máquina en vacío.

El nivel de ruido aumenta aproximadamente en 12 dB por cada duplicación de la velocidad de corte. Con la lámina cortante sin amortiguamiento la variación del nivel sonoro con la velocidad de corte tiene picos correspondientes a los modos resonantes laterales, los cuales tienden a desaparecer con el amortiguamiento, aproximándose la respuesta a una recta de 12 dB/octava. La figura 3.2-5 (HO, 1975) indica los valores de nivel de presión sonora a 1 m de distancia y los niveles de potencia sonora radiada, admitiendo una radiación semiesférica.

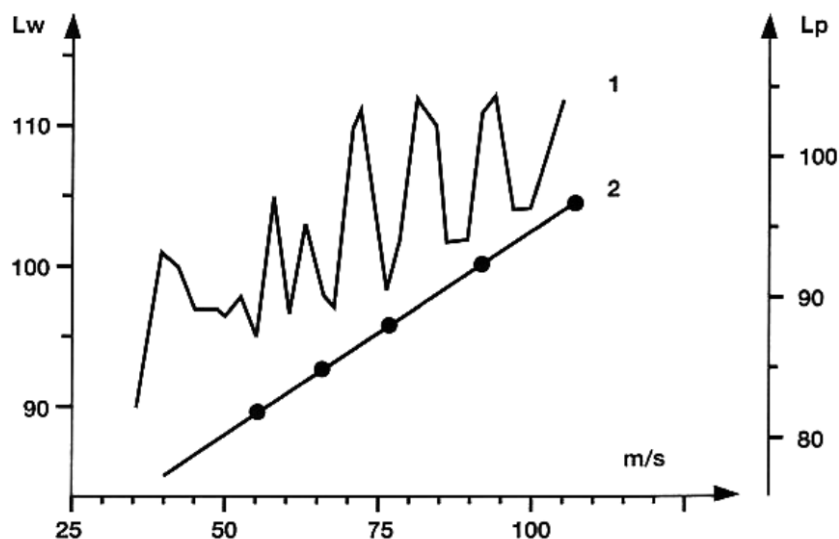


Fig. 3.2.-5. (1) Variación de nivel de potencia L_w y de Presión L_p de una sierra circular a 1m., en función de la velocidad de corte: Efecto de amortiguamiento en una cara de la sierra. (2).

3.2.4.3. Ruido de Motores Eléctricos

Para potencias entre 1 y 100 C.V. la potencia sonora en bandas de tercios de octava se estima por la fórmula (BBN 1974)

$$L_{wfc} = K_{fc} + 20 \lg C.V. + 15 \lg N - 7dB$$

donde K_{fc} es un número dado en la tabla siguiente:

f_c (Hz)	31.5	63	125	250	500	1K	2K	4K	8K
K_{fc} (dB)	7	9	13	15	16	16	14	7	0

Así un motor de 30 c.v. con una velocidad $N = 1.500$ rpm. dará un nivel aproximado por banda de 1/3 de octava

$$L_{w_{fc}} = K_{fc} + 20 \text{ dB}$$

con el siguiente espectro

f_c (Hz)	31,5	63	125	250	500	1K	2K	4K	8K
$L_{w_{fc}}$ (dB)	77	79	83	85	86	86	84	77	70

del que se deduce un nivel global del orden de 92 dB.

3.2.4-4. Compresores de aire

Tanto para compresores de tipo centrífugo como alternativos en el margen de 1 a 100 c.v., el nivel de potencia acústica por bandas de octava se puede aproximar por la relación

$$L_w = 10 \lg \text{c.v.} + k_f + 70 \text{ dB (10-12w)}$$

en que c.v. es la potencia del motor y K_f un valor numérico función de la frecuencia central de cada banda, dado en la tabla

f_c (Hz)	31.5	63	125	250	500	1K	2K	4K	8K
k_f (dB)	18	14	14	8	7	11	12	9	4

con valores globales comprendidos entre 90 y 110 dB.

3.2.4-5. Engranajes

Los engranajes son una fuente de ruido función principalmente del par de fuerzas transmitida, velocidad y tolerancias mecánicas.

La fig. 3.2.-6a (Mitchell, L.D.) da niveles de presión sonora en función de desalineación mecánica para tres valores de transmisión de par, con niveles de ruido entre 75 y 85 dB.

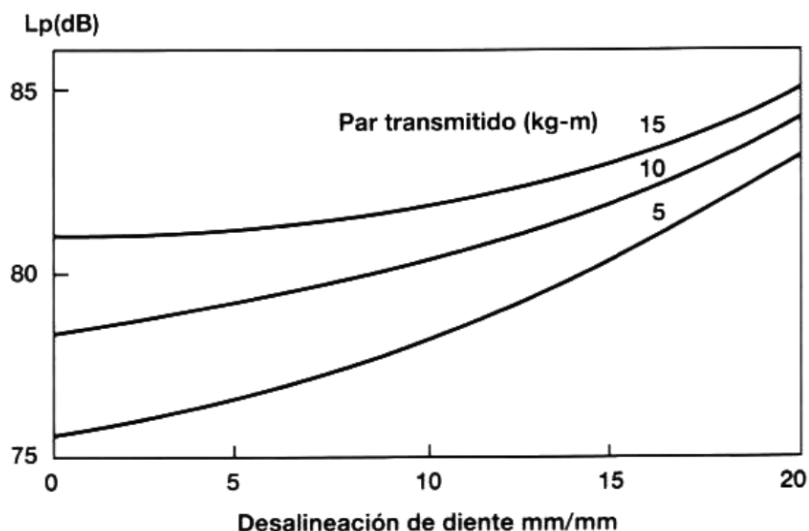


Fig. 3.2.-6. a) Nivel de Presión Sonora de engranajes en función del desalineamiento, para distintos valores de par transmitido (Kg-m)

La influencia de la velocidad en el nivel de ruido es del orden de 6 dB al doblar la velocidad. La fig. 3.2.-6b muestra los niveles de ruido para un error de perfil menor de $5\mu\text{m}$ en función de la velocidad de giro y dos valores de carga específica por diente, en kg/cm , con niveles de ruidos del orden de 70 a 80 dB.

3.2.4-6. Cojinetes

El ruido de cojinetes presenta un amplio espectro fig. 3.2.-7. (Kurtze 1969). La energía vibratoria producida por la fricción o la rodadura en el caso de cojinetes de bolas se transmite en su mayoría por el cuerpo de la máquina y radiada en forma de ruido por sus superficies, siendo menos ruidosos los cojinetes de fricción (curva 2).

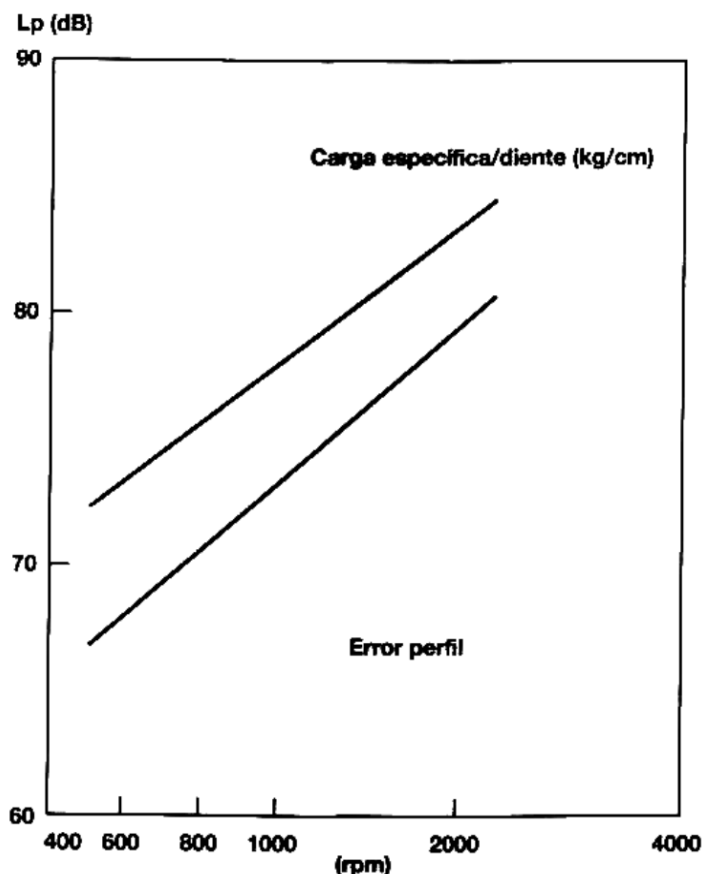


Figura 3.2-6b. b) Idem en función de la velocidad de giro (r.p.m.) para distintos valores de carga específica en diente (kg/cm) y error de perfil menor de 5mm.

El espectro contiene picos de energía en bandas de frecuencia coincidentes con la velocidad de giro de elementos perturbadores. Los aumentos de carga influyen poco en el nivel sonoro total si bien producen desplazamientos en el espectro hacia frecuencias más bajas. El desgaste influye de forma apreciable en el nivel de ruido, siendo ventajosos el uso de lubricantes espesos.

3.2.4-7. Ruido de Transformadores

La distribución de energía eléctrica tiene su fase final de transformación en los Centros de Media a Baja Tensión (15000/220-380 V) repartidos en la ciudad generalmente en plantas bajas o sótanos de edificios.

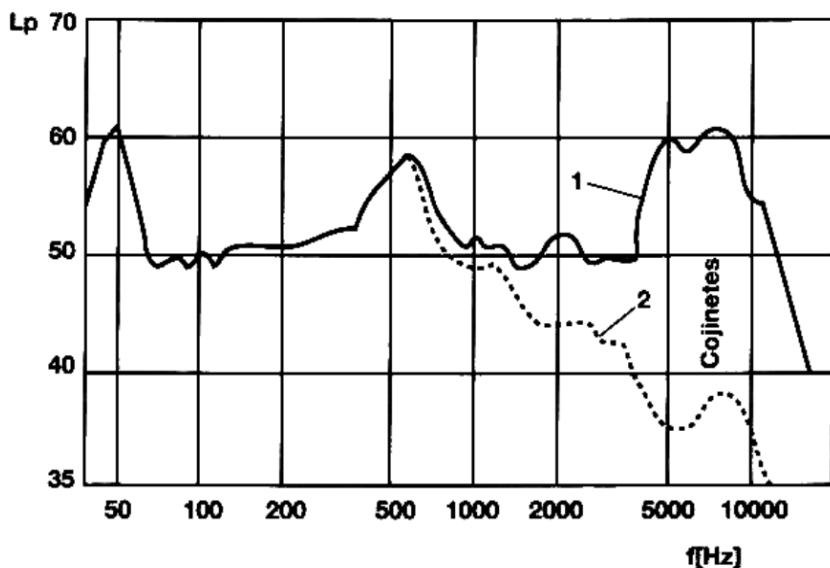


Fig. 3.2-7. Espectro en tercios de octava de nivel de presión sonora de un cojinete de rodamiento estático (1) y de fricción (2) de un motor de 1 kw. en vacío, a 1 m (Kurtze, 1969).

La potencia de los transformadores alojados en estos centros está comprendida en la gama de 50, 100, 160, 250, 400, 630 y 1000 KVA con niveles de potencia sonora comprendidas entre 55 y 73 (DOC. CE Armonización HD 428 52)

El espectro de potencia es de bajas frecuencias con picos en la frecuencia fundamental de 100 Hz debido al proceso de magnetoestricción en el núcleo, y armónicos. El ruido tiene pues un característico zumbido de baja frecuencia, que puede producir molestias en el vecindario en particular en las horas nocturnas. El nivel de ruido depende poco de la carga variando para un mismo transformador con la tensión.

El problema requiere en primer lugar el uso de transformadores lo más silenciosos posible y después buen aislamiento acústico de ruido aéreo y vibraciones.

Para el ruido aéreo las partes más débiles de los centros son las rejillas de ventilación, tanto de aspiración como de expulsión. Otro punto débil de aislamiento aéreo suelen ser las puertas metálicas poco estancas desde el punto de vista acústico. La reducción de emisión de ruido aéreo al exterior requiere, en determinados casos de ubicación en viviendas, el uso de filtros acústicos compatibles con la ventilación, de carácter natural en la mayoría de los casos. En aquellas situaciones en que es necesario el uso de ventilación forzada es adecuado el uso de ventiladores silenciosos y filtros acústicos con canalizaciones y plenos absorbentes compatibles con la caída de presión disponible.

En cuanto a vibraciones es necesario, siempre que la ubicación sea en edificios, la utilización de montajes antivibratorios de baja frecuencia en los soportes de los transformadores. (cap 4.)

3.2.5. Ruido fluido-dinámico

Pertencen a este tipo los producidos por el flujo turbulento de fluidos, caracterizado por una velocidad estable U y una componente aleatoria u que define la intensidad de turbulencia

$$\tau = \frac{\sqrt{u^2}}{U}$$

El paso de flujo laminar a turbulento depende de discontinuidades de algunos de los parámetros característicos del flujo. Siempre que un flujo roza una superficie se establece una capa límite caracterizada por una rápida variación de velocidad. En determinadas condiciones geométricas o de velocidad, se produce la ruptura de la capa límite apareciendo el régimen turbulento. Este está caracterizado por la formación de torbellinos que al producir variaciones de presión generan ruido.

Desde un punto de vista acústico distinguimos los siguientes casos de generación de ruido de turbulencia.

3.2.5.1. Turbulencias en conducciones

Tanto en conductos de aire acondicionado como en los de aguas sanitarias se pueden generar ruidos en codos o variaciones rápidas de sección (válvulas). La salida de aire por rejillas, o de agua por grifos, generan también régimen turbulento con el correspondiente ruido. En estos casos el ruido aumenta con el cuadrado de la velocidad de salida por lo que es conveniente además de evitar o reducir las discontinuidades, reducir la velocidad de salida. Una subdivisión del chorro de salida reduce el nivel de ruido y eleva la frecuencia del espectro.

3.2.5-2. Conductos de aire

En las instalaciones de acondicionamiento de aire, si bien se trata de velocidades de flujo relativamente pequeñas, el flujo puede sufrir variaciones de presión de tipo de torbellinos en las propias canalizaciones y en las rejillas de salida.

El espectro de potencia acústica radiada por conductos de aire puede estimarse (Bullock C.E. 1970) por la fórmula

$$L_w = F + G + 10 \lg f_B - 1,5 \text{ dB } (10^{-12} \text{w})$$

en que L_w es el nivel de potencia en la banda de octava centrada en f_B y F y G son funciones en relación con el espectro y la velocidad.

3.2.5-3 Rejillas de salida

El nivel de potencia acústica total radiada por una rejilla de un sistema de ventilación se puede estimar por la expresión $L_w = 10 [1 + \lg (S \epsilon^3 u^6)]$ dB en la que S es la sección del conducto, ϵ un coeficiente de caída de presión normalizada ($\epsilon = \Delta P \cdot 0,5 \rho u^2$), ρ la densidad del aire, u la velocidad del flujo en el conducto en m/s y ΔP la caída de presión en la rejilla en Pascales (N/m^2).

Aunque el espectro del ruido varía con la forma de la rejilla y velocidad de salida, la mayoría presentan un espectro medio, normalizado ($S\epsilon^3 = 1$) en tercios de octava, como en la fig. 3.2.8a y fig. 3.2.8b. (Beranek, 1971) con curvas semejantes desplazadas hacia las altas frecuencias con el aumento de velocidad.

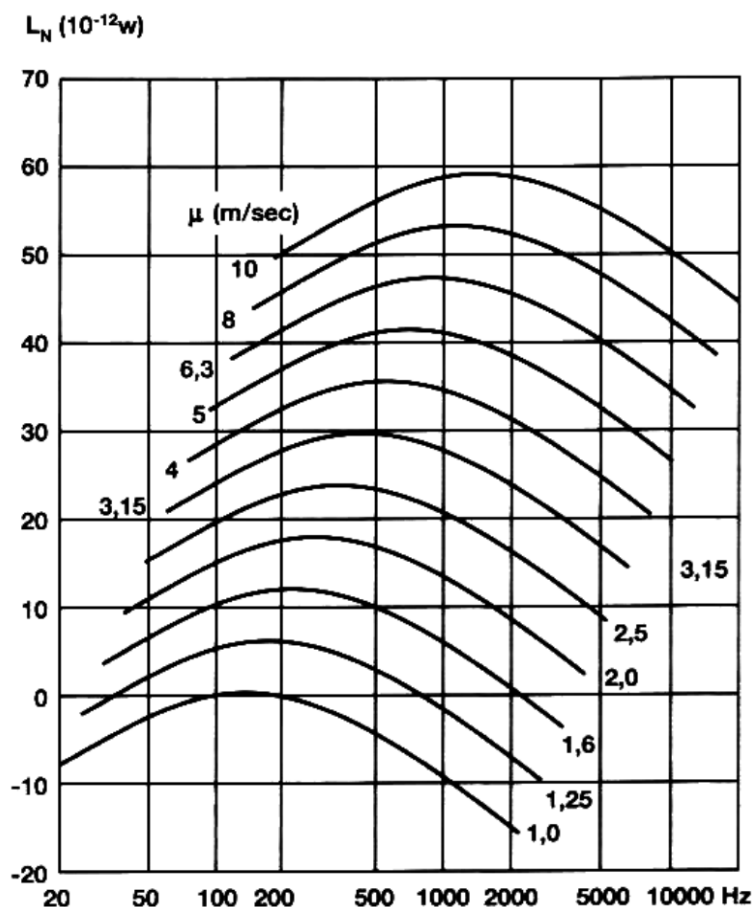


Fig. 3.2.8.a) Espectro normalizado ($S\epsilon^3 = 1$) en tercios de octava de nivel de Potencia de ruido emitido por rejillas en función de la velocidad de salida del aire.

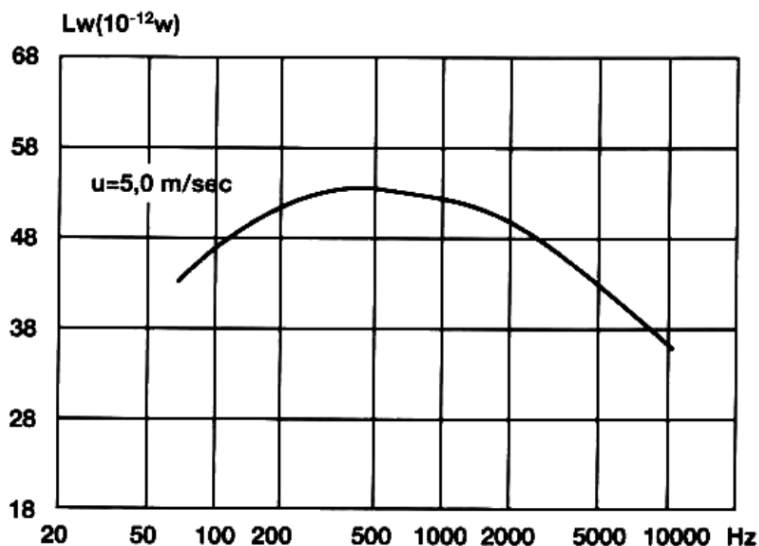


Fig. 3.2.8. b) Espectro de nivel de Potencia global de un caso particular de rejilla.

Conocido el coeficiente ϵ para el tipo de rejilla y los datos de S y u , se calcula el nivel global L_w por la fórmula anterior, obteniéndose el espectro a partir de la curva correspondiente a la velocidad del flujo de aire.

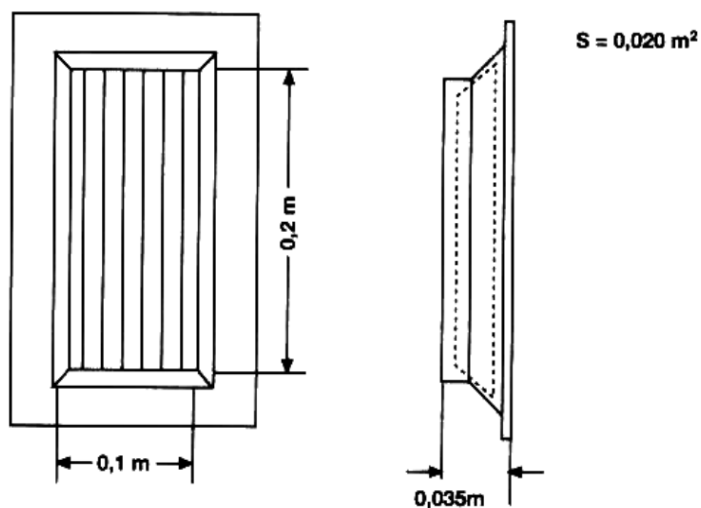


Fig. 3.2-9. Caso particular de Rejilla de Salida de aire acondicionado.

En el caso de una rejilla común como la de la fig. 3.2-9 con un coeficiente $\epsilon = 3$, para un sección $S = 0.02 \text{ m}^2$ y una velocidad de 5 m/s , el nivel de potencia total de ruido resulta

$$L_w = 10 \{ 1 + \lg (0.02 \cdot 23 \cdot 5^6) \} \approx 49 \text{ dB}$$

Utilizando la fig. 3.2-8a el nivel sonoro en cada banda de $1/3$ de octava L_w se obtiene sumando al correspondiente valor L_N de la misma, $10 \lg (S \cdot \epsilon^3)$ es decir

$$L_w = L_N + 10 \lg (0.02 \cdot 3^3) = L_N - 2,7 \text{ dB}$$

La curva del espectro total se obtiene utilizando en este caso la curva normalizada para 5 m/s , y reduciendo la escala de ordenadas en $2,7 \text{ dB}$, fig. 3.2-8b.

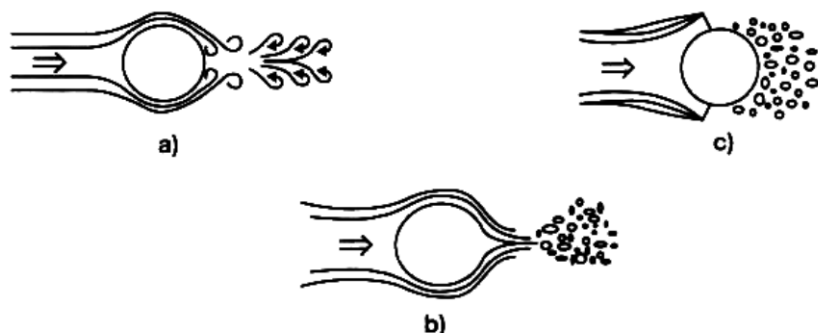


Fig. 3.2.10. a) Régimen turbulento regular (avenida de Torbellinos de Karman) producido en un flujo laminar por obstáculo uniforme: Generación de un tono puro. - b) Régimen turbulento irregular producido por prolongaciones en "cola": nivel de ruido inferior sin tono. - c) Idem producido por protuberancias en frontales.

3.2.5.4. Obstáculos

En determinadas condiciones de velocidad, densidad de flujo y geometría del obstáculo se pueden generar fluido-abajo un régimen turbulento. Si el obstáculo presenta un perfil relativamente uniforme como por ejemplo cables y postes de tendido eléctrico, etc. se puede producir régimen turbulento uniforme con torbellinos espaciados regularmente formando la conocida "Avenida de torbellinos de Karman" por su similitud a una avenida con árboles. (fig. 3.2.10a) Para la formación del régimen turbulento es necesario que se sobrepase un valor crítico del número de Reynolds, relación adimensional que liga la velocidad (u) y viscosidad (ν) del flujo con la dimensión característica del obstáculo (D)

$$R = \frac{uD}{\nu} \quad R_c \approx 2.000$$

Una vez sobrepasado este valor crítico R_c el régimen turbulento uniforme da lugar a un ruido con un tono preponderante, cuya frecuencia f está determinada por otra relación adimensional debida a Strouhal, número de Strouhal = $f \cdot u / D$ que en el caso de obstáculos de geometría esférica o cilíndrica es del orden de 0,2.

Así un cable de alta tensión de 0,02 m de diámetro con un viento de 40 m/s produce un tono del orden de

$$f = \frac{0,2 \times 40}{0,02} = 400 \text{ Hz}$$

Este fenómeno era conocido en la antigua Grecia por el nombre de "arpa eólica".

Una forma de evitar la generación del tono y reducir el nivel del ruido es facilitando la ruptura de la capa límite con extensiones en la cara posterior del objeto, o irregularidades en la superficie anterior fig. 3.2-10b y c.

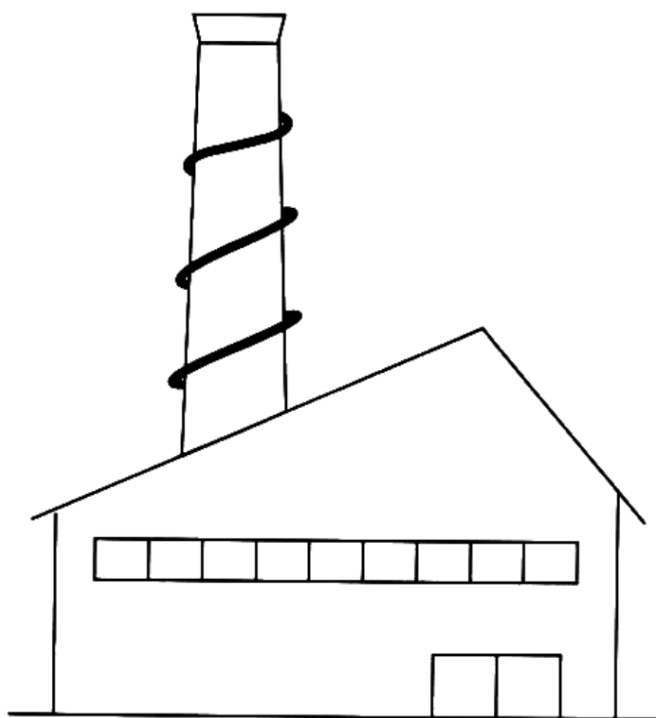


Fig. 3.2.11. Chimenea con protuberancia en forma de aleta elicoidal.

Esta solución es sólo válida para determinadas direcciones del flujo. Una forma de eliminar el tono dominante en el caso de ciertas chimeneas es dotarlas de una aleta en espiral, de saliente variable con la altura, que tiene la ventaja de actuar independientemente de la dirección del viento e incluso puede servir para aumentar la rigidez de la chimenea. Una regla práctica es la altura del saliente del orden de 1/10 el diámetro de la chimenea, fig.3.2.11

3.2.5.5. Salida de gases a presión

Nos referimos aquí a los escapes de aire en circuitos a presión bien en válvulas reguladoras de presión o a través de eyectores de limpieza, pulido, etc.

El régimen turbulento se crea como consecuencia del cambio brusco entre la velocidad del flujo en el conducto y el aire exterior. Los torbellinos aumentan de tamaño con la distancia, con lo que disminuye la frecuencia del ruido radiado. La fig. 3.2-12 (Lord, 1980) esquematiza el fenómeno y presenta el corrimiento del espectro hacia las bajas frecuencias en función de la distancia a la embocadura.

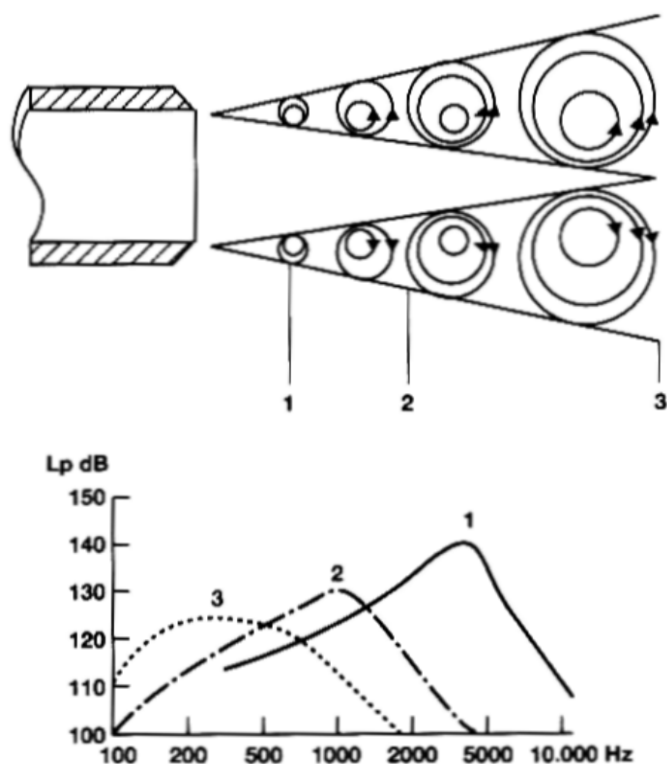


Fig. 3.2.12. Representación esquemática de generación de torbellinos en salida de gases a presión y espectros de emisión de nivel de ruido en tres posiciones del chorro.

La potencia emitida decrece rápidamente con la distancia L (para $L/D = 10$ la reducción es del orden de 30 dB). fig. 3.2-13.

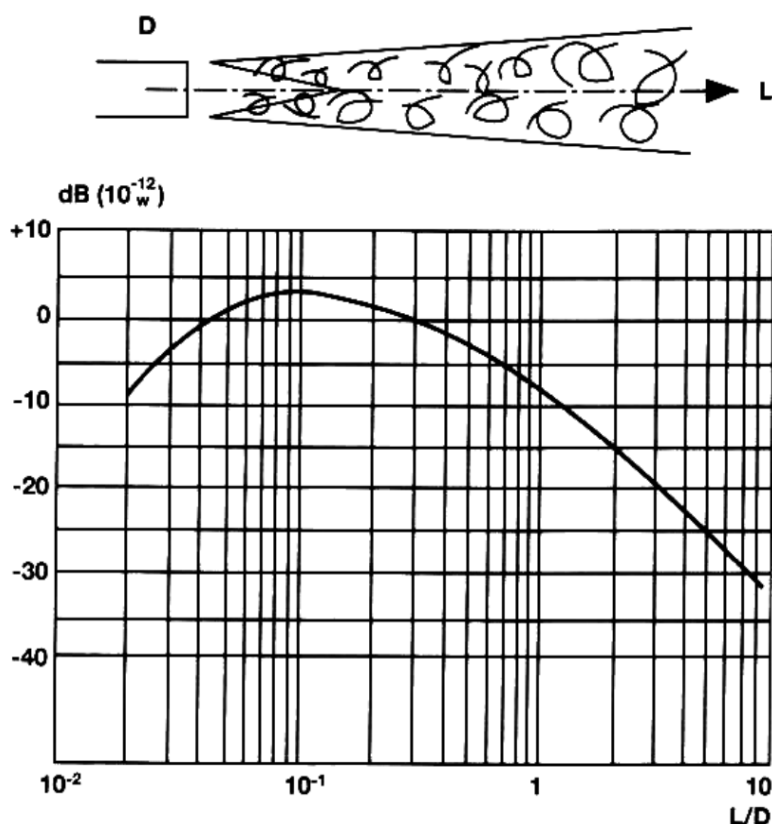


Fig. 3.2.13. Variación de la potencia de nivel de ruido emitido referido al nivel global en función de la relación distancia, a diámetro de la emboradura.

Como la causa de la formación de los torbellinos es el cambio brusco de velocidad a la salida del eyector, una forma utilizada de reducir el ruido es a base de desviar parte del chorro de forma que salga concéntricamente a menos velocidad que el chorro principal, con lo que se consigue suavizar el cambio de velocidad.

Los chorros pueden producir niveles superiores a 100 dB, por lo que en aquellos casos en que no sea primordial la velocidad de salida, se consiguen altas reducciones de ruido disminuyendo la velocidad por medio de cámaras de expansión y a su vez multiplicando el número de salidas.

El subdividir el chorro de salida se utiliza también para desplazar el espectro de ruido hacia frecuencias más altas, cuya absorción es más fácil que las bajas.

3.2.5.6. Ruido de válvulas de escape

Las válvulas son elementos de control de flujo en instalaciones, que generan ruido de tipo de turbulencia en los escapes. Una fórmula empírica (Nakano 1989) para nivel de potencia de ruido emitido al aire es

$$L_W = A + B \lg (G.T.F.) \text{ dB } (10^{-12} \text{ W})$$

en que

G = Peso en Kg del flujo de salida de gas

T = Temperatura en °K en la tubería

$$F = 1 \left(\frac{P_t}{P_0} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}$$

P_t = Presión a la entrada de la válvula

P_0 = Presión atmosférica

$\gamma = 1.4$ (para el aire)

Las constante A y B se dan en el cuadro siguiente para distintos tipos de válvulas.

Tipo	A(dB)	B
compuerta	83	15.6
diafragma	72	19.7
bola	97	12.8

3.2.5.7. Quemadores de fluidos

El ruido de quemadores de fluidos en calefacciones es muy semejante al de los chorros de aire frío en régimen turbulento.

Si se comparan los espectros de frecuencia, por debajo de 500 Hz el quemador genera bajas frecuencias superiores en 30 a 40 dB y por encima de 2000 Hz en 10 a 30 dB con una caída brusca al aumentar la frecuencia. En la zona intermedia de frecuencia presentan variaciones dependiendo del tipo de llama.

En quemadores de calefacciones individuales los niveles de ruido al exterior del generador pueden ser del orden de 60 a 65 dBA.

3.2.5.8. Ventiladores - Extractores

Estos equipos generan ruidos tanto de tipo electromecánico (motor) como fluido-dinámico por el régimen turbulento en el aire impulsado por las paletas, que incluso pueden llegar a producir cavitación con aumento de nivel en las altas frecuencias. fig. 3.2.14.

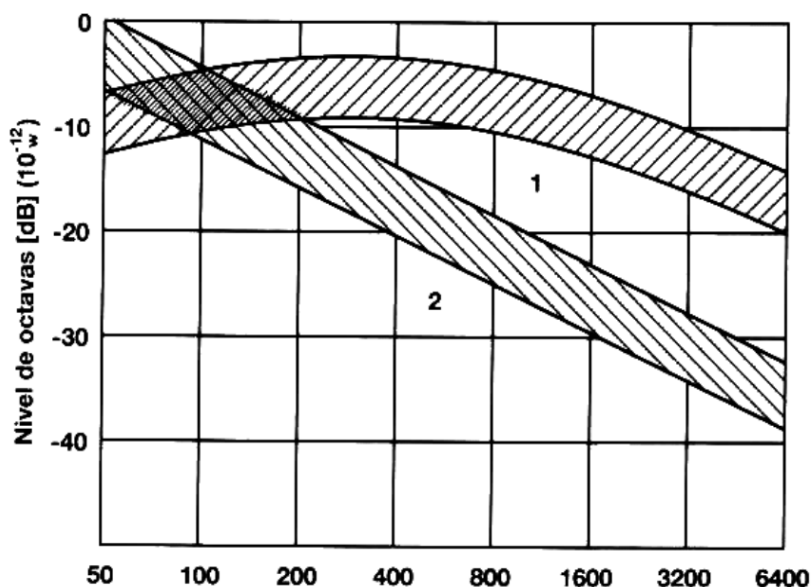


Fig. 3.2.14. Espectros característicos normalizados en octavas (nivel global 0 dB) para ventiladores: (1) axiales, (2) radiales.

En ventiladores de tipo centrífugo el nivel de potencia sonora en banda de octava se puede estimar por (Graham J.B., 1972).

$$L_{w_{tc}} = K_{fc} + 10 \lg Q \cdot \Delta p^2 \text{ dB}$$

en que Q es el volumen de flujo en m^3/seg Δp la presión estática del ventilador en cm de columna de agua, y K_{fc} viene dado en función de la banda de octava en la tabla para distintos tipos de ventiladores.

La última columna se añade en la banda cuya frecuencia coincide con la de rotación de las aspás $f_N = n \cdot N / 60$ en que $n = n^\circ$ de r.p.m. y N el n° de alabes o aspás.

Tipo de ventilador	K (dB)								
	Frecuencia central, Bandas de octava								
	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000	(dB)
Centrifugo									
Alabes aerodinamicos	60	60	59	57	56	51	43	35	3
" curvados hacia delante	60	60	59	57	56	51	43	35	3
" curvados hacia atras	65	63	63	59	53	49	46	40	2
Alabes radiales	73	70	68	68	63	58	55	54	5-8
Tubular	71	68	68	63	62	57	53	50	4-6
Deflector axial	67	64	66	67	65	62	60	50	6-8
Tubo axial	69	67	71	69	67	65	62	55	6-8
Helice	76	73	74	72	70	70	68	56	5-7

Las variaciones de ΔP , Q y D (diámetro de giro) se traducen en variaciones de nivel acústico en dB estimadas por las relaciones

$$\Delta L_p = 10 \lg \frac{Q_2}{Q_1} ; \Delta L_p = 25 \lg \frac{\Delta p_2}{\Delta p_1} ; \Delta L_p = 70 \lg \frac{D_2}{D_1} ;$$

En el caso de extractores industriales, el nivel de potencia acústica máximo coincidente con la frecuencia de rotación de las aspas f_c se puede estimar por la relación (Hoover R.M. y Wood C.O. 1970)

$$L_w = 10 \lg (\Delta P \cdot CV) + 86 \text{ dB}$$

en que ΔP es la presión estática del extractor en cm de columna de agua (entre 100 y 200) y C.V. los caballos de vapor del motor (de 700 a 7000).

3.2.5.9. Torres de enfriamiento

Las Torres de enfriamiento pueden ser de tiro natural o forzado.

En las torres de enfriamiento de tiro natural el ruido es el producido por la caída de las gotas o láminas de agua sobre el depósito de recogida, generando un ruido con mayor energía en la zona de frecuencias comprendidas entre 1000 y 10.000 Hz. El tiro es favorecido por una construcción en forma de tronco de cono ensanchado en la base fig.15 (Jost, 1975).

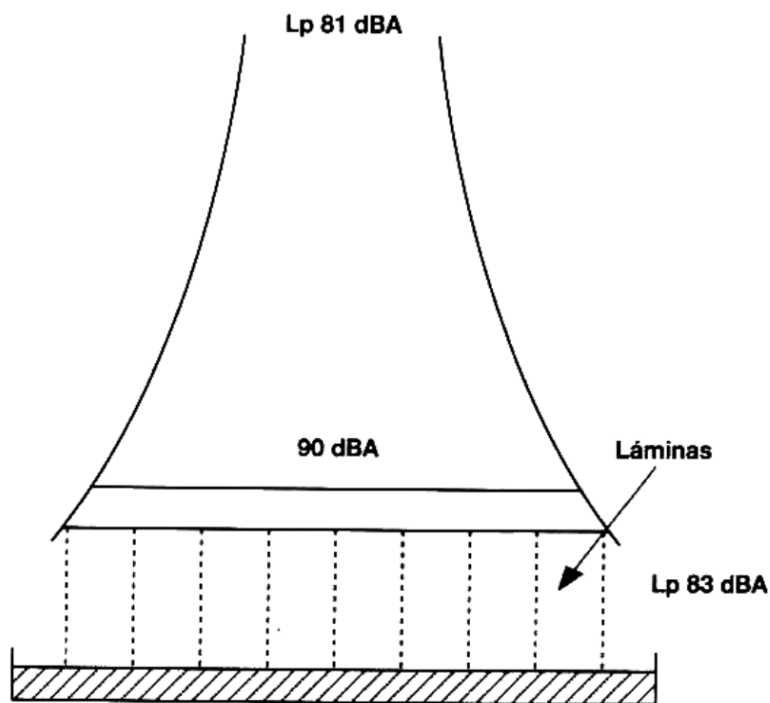


Fig. 3.2.15. Esquema de Torre de Enfriamiento en tiro de contra corriente natural con niveles característicos de ruido.

Dada la direccionalidad del ruido radiado por el orificio superior, en el margen de frecuencias considerado, la fuente de ruido dominante es la zona inferior abierta.

En sus proximidades, la fuente es de tipo extensa, con una caída del orden de 3 dB al doblar la distancia, que se acerca a los 6 dB a distancias superiores al diámetro de la embocadura de caída del agua.

Para grandes diámetros $50 < \Phi < 150$ m y caudales comprendidos entre 10^4 y 3×10^4 m³/h, el nivel de potencia acústica radiada L_W tanto por el orificio inferior, como el superior es del orden de 115 a 120 dB (ref 10^{-12} w) de ahí que, apenas influyan las ponderaciones A B C o lineal por la mayor energía contenida en las frecuencias superiores a 1000 Hz, fig. 3.2-16a.

Los niveles de presión sonora a 1 m del anillo inferior son del orden de 85 dBA, 75 dBA a 10 m con valores del orden de 60 dB a distancias igual al diámetro de la parte inferior de la torre fig. 3.2-16b.

En los edificios se utilizan torres metálicas con refrigeración forzada, en las que al ruido del agua se suma el debido al equipo impulsor de aire. Fig. 3.2.17

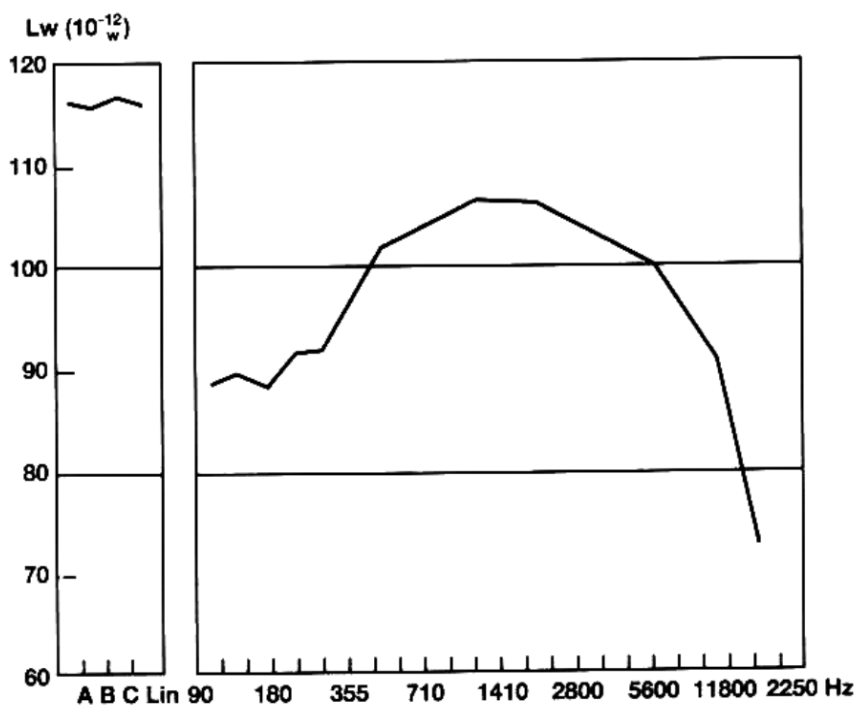


Fig. 3.2.16a. Espectro de niveles de potencia en tercio de octava del ruido radiado por Torres de Enfriamiento natural industriales.

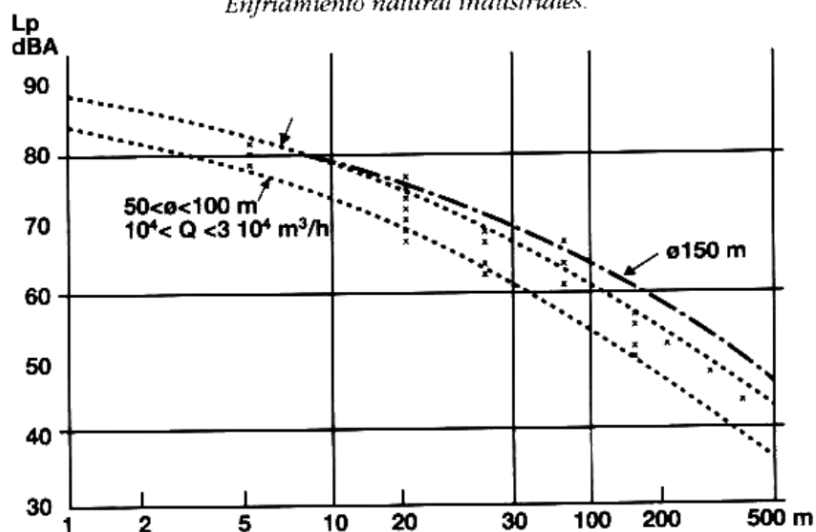


Fig. 3.2.16b. Nivel de presión sonora en dBA en función de la distancia de Torre de Enfriamiento industrial de caudal les del orden de $10^4 \text{ m}^3/\text{h}$ y diámetro comprendidos entre 50 y 110 m.

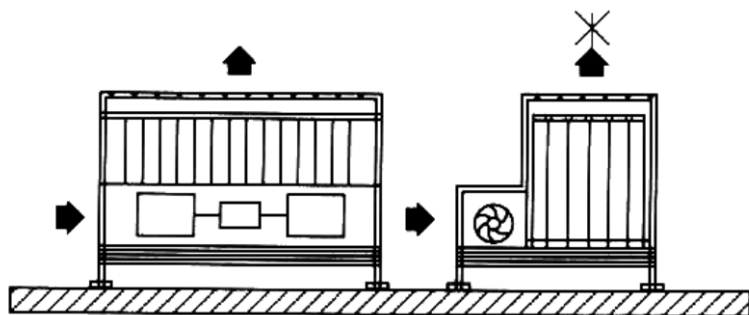


Fig. 3.2.17. Torre metálica de Enfriamiento de tiro forzado, normalmente instalada en Terrazas de Edificios.

En estas torres el espectro del ruido se extiende también a las frecuencias inferiores a 1000 Hz por lo que los niveles en dBA son inferiores a las demás ponderaciones. La parte más ruidosa es la cara de aspiración donde se dan niveles L_p a 1 m del orden de 90 dBA y 85 dBA para potencias de ventilación del orden de 5 c. v.

En cuanto a la reducción de ruido en la fuente, éste depende del caudal, del tamaño y la altura de caída de las gotas y de las características acústicas del depósito receptor. Por su parte el ruido de motor-ventilador es prácticamente dominante.

Dada la molestia de estas fuentes en el vecindario se recomienda el encapsulado total con filtros acústicos de colisas de entrada y salida de aire que proporcionan una atenuación del nivel de ruido del orden de 10 a 15 dB/m.

La atenuación de las colisas se estiman a partir de la fórmula de Sabine

$$\Delta L = 1.05 \frac{L}{S} \alpha^{1.4} \text{ dB/m (ref. } 20 \cdot 10^{-6} \text{ Pa)}$$

en que L es el perímetro y S la sección del módulo de la colisa.
Para

$$\begin{aligned} \alpha &= 0.7 \\ L &= 5 \text{ m} \\ S &= 0.25 \text{ m}^2 \end{aligned} \quad \Delta L = 1.05 \frac{5}{0.25} 0.6 \approx 12 \text{ dB/m}$$

El número de módulos se elige en función del caudal de aire de refrigeración, velocidad de flujo y pérdida de carga disponible.

Anexo 3.2. A

Aislación global de fachadas industriales

Definida la aislación global a_G en términos de la transmisibilidad τ (τ = energía transmitida/energía incidente) y superficie de los distintos elementos: $a_G = 10 \lg 1/\tau$ en que τ representa la transmisibilidad media de la fachada

$$\tau = \frac{S_1 \tau_1 + S_2 \tau_2 + \dots + S_n \tau_n}{S} \quad ; \quad S = \sum S_i$$

resulta

$$a_G = 10 \lg \frac{S}{\tau_1 S_1 + \tau_2 S_2 + \dots + \tau_n S_n}$$

La aislación de un elemento i

$$a_i = 10 \lg \frac{1}{\tau_i} \quad ; \quad \lg \tau_i = \frac{a_i}{10} \quad \text{y} \quad \tau_i = 10^{-\frac{a_i}{10}} = \frac{1}{10^{\frac{a_i}{10}}}$$

y por tanto

$$a_G = 10 \lg \frac{S}{\frac{S_1}{10^{\frac{a_1}{10}}} + \frac{S_2}{10^{\frac{a_2}{10}}} + \dots + \frac{S_n}{10^{\frac{a_n}{10}}}} = \frac{\sum S_i}{\sum \frac{S_i}{10^{\frac{a_i}{10}}}}$$

Así una fachada de $S = 200 \text{ m}^2$ de superficie total con una parte ciega de obra $S_1 = 140 \text{ m}^2$ con aislación $a_1 = 40 \text{ dB}$ en la que hay un lucernario de $S_2 = 60 \text{ m}^2$ de superficie y aislación $a_2 = 20 \text{ dB}$, da una aislación global

$$a_G = 10 \lg \frac{200}{140 \frac{1}{10^4} + 60 \frac{1}{10^2}} = 25 \text{ dB.} \quad \text{muy inferior a los } 40 \text{ dB de la parte ciega}$$

Anexo 3.2B

Influencia del espesor de la barrera acústica en la atenuación

Una mayor aproximación a la atenuación introducida por un edificio se obtiene situando la barrera ficticia en la fachada posterior con un desplazamiento virtual de la fuente igual al espesor D fig. 3.2-18, calculando la atenuación de esta barrera ideal por el gráfico de Maekawa fig. 3.2-1b para fuente puntual o extensa según el tipo de fuente, y añadiendo la atenuación L_D debida al ancho, D , del Edificio.

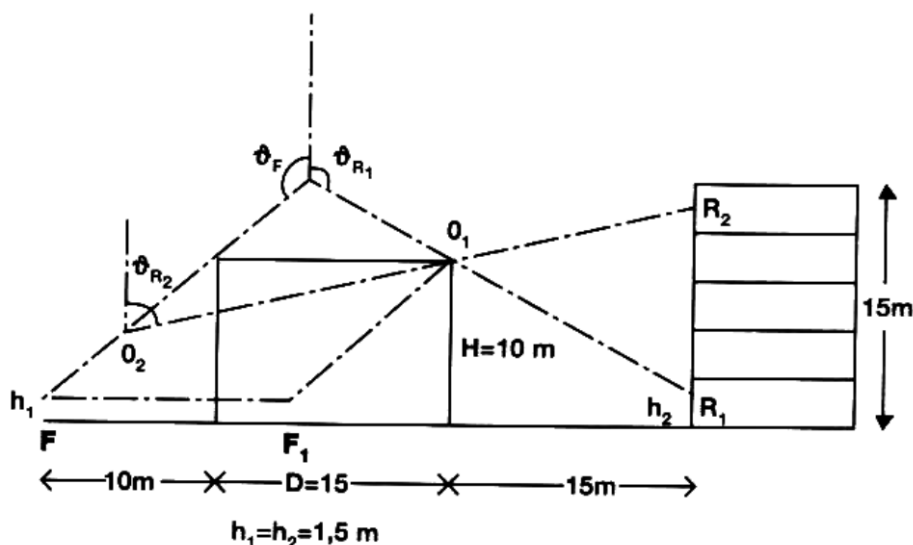


Figura 3.2.18a. Apantallamiento por Edificios: Cálculo teórico de atenuación en 1ª y 4ª planta.

El cálculo de L_D se hace a partir de la expresión $L_D = K1g kD$ en que el valor de K viene dado en el gráfico de la figura 3.2.18b en función de los ángulos ϑ_F y ϑ_R definidos en la fig. 3.2-18a, y k (nº de onda) = $2\pi/\lambda$.

Así para el caso representado en la fig. 3.2-18a, la atenuación del edificio en los puntos R_1 y R_2 de las plantas baja y cuarta de un edificio resulta: (para $\lambda = 0,68\text{ m}$ correspondiente a una frecuencia de referencia de 500 Hz)

$$\text{cálculo aproximado (ver 3.2.3)} \quad \Delta L_{\text{total}} = \begin{cases} 41 \text{ dB fuente puntual} \\ 35 \text{ dB fuente lineal} \end{cases}$$

cálculo teórico: barrera en $0'$

$$F'O' = 26 \text{ m} \quad O'R_1 = 34 \text{ m} \quad F'R_1 = 25 \text{ m} \quad \delta' = 35 \text{ m} \quad N'_{500} = 103$$

$$\Delta L' \begin{cases} 33 \text{ dB f. puntual} & \vartheta_F = 130^\circ 50' \quad \vartheta_R = 119^\circ 22' \quad K = 6,8 \quad k = 2\pi/0,68 = 9,24 \\ 27 \text{ dB f. Lineal} \end{cases}$$

$$\Delta L_D = K \lg kD = 6,8 \lg 9,24 \times 15 = 14,5 \text{ dB}$$

$$\Delta L_{\text{total}} = \begin{cases} 33 + 14,5 = 47,5 \text{ dB, f. Puntual} \\ 27 + 14,5 = 41,5 \text{ dB, f. Extensa} \end{cases}$$

Estos valores resultan superiores en unos 6 dB a los obtenidos con la primera aproximación de pantalla en θ_1 .

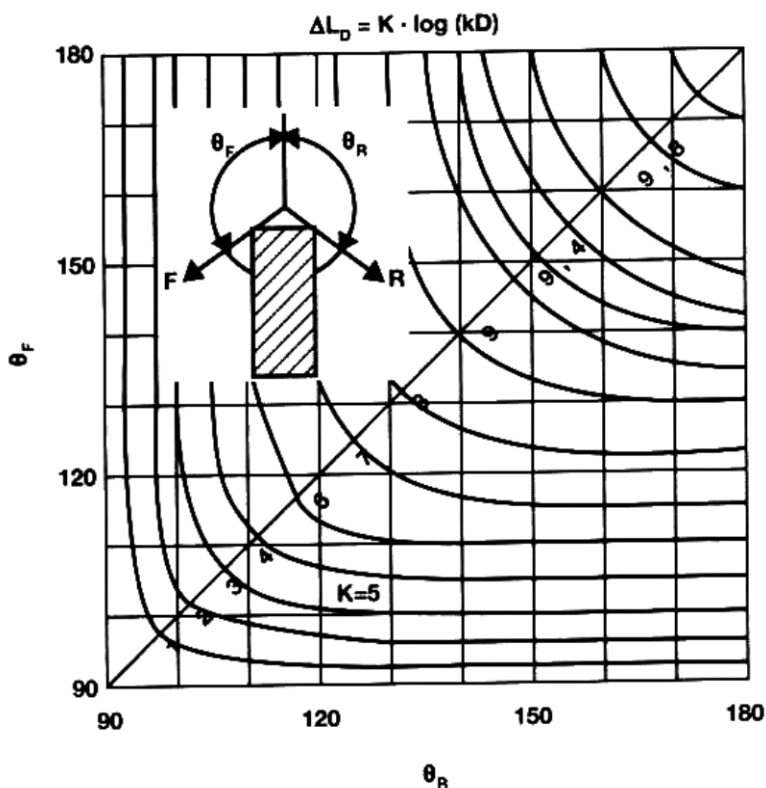


Figura 3.2.18b. Abaco para cálculo teórico de la atenuación debida al ancho de barreras acústicas. (Fujiwara, 1977).

Los mismos cálculos para el punto receptor R_2 da los siguientes valores:

Punto receptor R_2

$$\text{Cálculo aproximado } \delta = 1 \quad N_{500} = 3; \quad \Delta L_2 = \begin{cases} 10 \text{ dB} \\ 6 \text{ dB} \end{cases}$$

$$\text{Cálculo teórico } \delta' = 1 \quad N_5 ; \quad \Delta' L_2 = \begin{cases} 10 \text{ dB} \\ 6 \text{ dB} \end{cases}$$

Para ángulos $\vartheta_R < 90^\circ$, $AL = 0$, coincide la atenuación aproximada con la teórica, lo cual es de aplicación para situaciones receptoras en alturas superiores a la rasante del edificio.

REFERENCIAS

- Beranek L.L. (Ed) Noise and Vibration Control. McGraw-Hill N. Y/1971
- Aerodynamic Sound Generation by Ducet Elements. ASHRAE Transactions vol. 76 part II.
- Fujiwara R y otros (1977) Noise Reduction by a Thick Barrier. Applied Acoustics 1D, pp 147-159.
- Graham J.B. (1942) en Noise Reduccion, (Ed) L.L. Beranack. McGraw-Hill. N.Y.
- Heckl M. (1986). The Nature of Noise in Solids, de A., Lara-Saenz y R.W.B. Stephens (Eds). Noise Pollution, XIV pp 362-3. SCOPE 24. John Willey and Sons, Chichester (U.K.)
- Ho M.T. 1975. Le Bruit des Scies Circulaires. Congreso FASE 75, Les Bruits des Machines et L'environnement, Paris.
- Hoover R.M. and wood C.O. Noise Control for Induced Draft Fans. J. Sound Vib. (Abril 1970).
- Jubelin B, Thomas S. (1974). Localisation des sources acoustiques d'un Jet. Congreso I.C.A. 8, I pp. 38. Londres.
- Joste. (1975). Bruit des Refrigérants Atmospheriques. Congreso FASE 75, pp 476-7. Paris.
- Kurtze, Fisica y Tecnica de la lucha contra el ruido. pag. 458, URME, Bilbao 1969.
- Leblond H. y otros (1975) Le Bruit des Marteaux- Piqueurs. Congreso FASE 75 pag. 156-163.
- Lord H.W. y otros (1980). Noise Control for Engineers. 10.8 pag. 314, McGraw-Hill B. Co. Lodon.
- Magrab. E.B. Environmental noise control. 5.18, 5-19. John Willey and Sons. Londres.
- Richards. E.J. (1986), Impact Machinery Noise- Prediction and control, RWB Stephans (eds) NOise Pollution, XV pp 271-386. SCOPE-24, John Willey and Sons, Chichester.
- ISO 1996. 1-3, Description and Measurement of Environmental Noise.

Sobre niveles límites para la protección de la audición (*)

Andrés Lara Saenz (**)

Introducción

La función más importante del sentido auditivo es el análisis de frecuencia que permite resolver sonidos complejos en sus frecuencias componentes. El sistema de transducción de energía electro-mecánica que inicia la actuación filtrante en el oído interno es un proceso muy complejo y no bien conocido. Su agudeza exige una actuación filtrante neuronal secundaria en el micromecanismo de la cóclea, basada en una función activa de las células ciliares (Evans, 1986). La acción filtrante de la cóclea es vulnerable fisiológicamente. El deterioro del filtrado y, en consecuencia, de la función auditiva, tiene

relación con la degradación de las células ciliadas, especialmente en las exteriores. La figura 1, según Evans y Hamson (1976), indica la correlación entre la pérdida de agudeza de las curvas del umbral de frecuencia (FTC), en la gama de alta frecuencia, y la proporción de células ciliares interiores (IHC) y exteriores (OHC) remanentes en la cóclea de un oído de una cobaya que se ha lesionado con Canamicina.

Entre otras causas, la sobreexposición a vibraciones mecánicas del órgano de Corty debida a ruido intensivo ha demostrado que modifica la integridad de las células ciliares.

Los ambientes industriales, siendo uno de los lugares más comunes en donde la gente se expone a niveles intensivos de ruido, exigen reglas y legislación para la protección de la salud, incluyendo efectos fisiológicos y físicos y, sobre todo, la protección auditiva.

En este trabajo se analiza la correlación entre los parámetros

físicos de exposición al ruido (nivel, espectros y distribución temporal) con el daño al oído en cuanto a la adopción de límites de protección contra el ruido.

Daño y Deterioro Auditivos

La Academia Americana de Otorrinolaringología ha definido el Deterioro Auditivo como "un daño suficiente para perjudicar la eficiencia de una persona en las actividades de la vida cotidiana". Para simplificar este amplio concepto, se ha adoptado como una práctica realista relacionar el deterioro con la inteligibilidad del habla normal, principalmente porque el deterioro de la función analítica de la cóclea impide reconocer sonidos complejos como las consonantes del habla. Una simplificación adicional se agrega al evaluar la inteligibilidad del habla en términos de audiometría tonal.

(*) Este trabajo fue presentado al 8º Simposium FASE 89 "Acústica Ambiental", celebrado en abril de 1989 en Zaragoza.

(**) Doctor Ingeniero, Presidente de la Sociedad Española de Acústica. Miembro del Consejo asesor científico de FASE.

El daño se mide en decibelios de Nivel de Audición con relación al Umbral de Audibilidad Normal a frecuencias audiométricas especificadas (500 a 4000 Hz). El cambio de umbral producido por una exposición al sonido, se distingue en permanente (PTS, Permanent Threshold Shift) o temporal (TTS, Transitory Threshold Shift), según la recuperación con el tiempo después de la exposición.

El deterioro se define en términos de la diferencia entre el nivel

TABLA I

FRECUENCIA DE PRUEBA	NIPTS (dB): PORCENTAJE		
	50%	20%	10%
1000	10	20	30
2000	15	30	45
3000	20	40	60

individual permanente de audición y el 'límite inferior' que es una curva empírica que, teóricamente, marca el límite entre 'ninguna dificultad' y 'alguna

dificultad' en cuanto a la comprensión del habla normal. Es una línea de fiabilidad relativa para relacionar la audiometría tonal con la comprensión del habla (Noble, 1978).

Riesgo de Daño

El riesgo de daño a una exposición de sonido se define en términos del porcentaje de la diferencia media de daño a la audición entre grupos comparables expuestos y no expuestos.

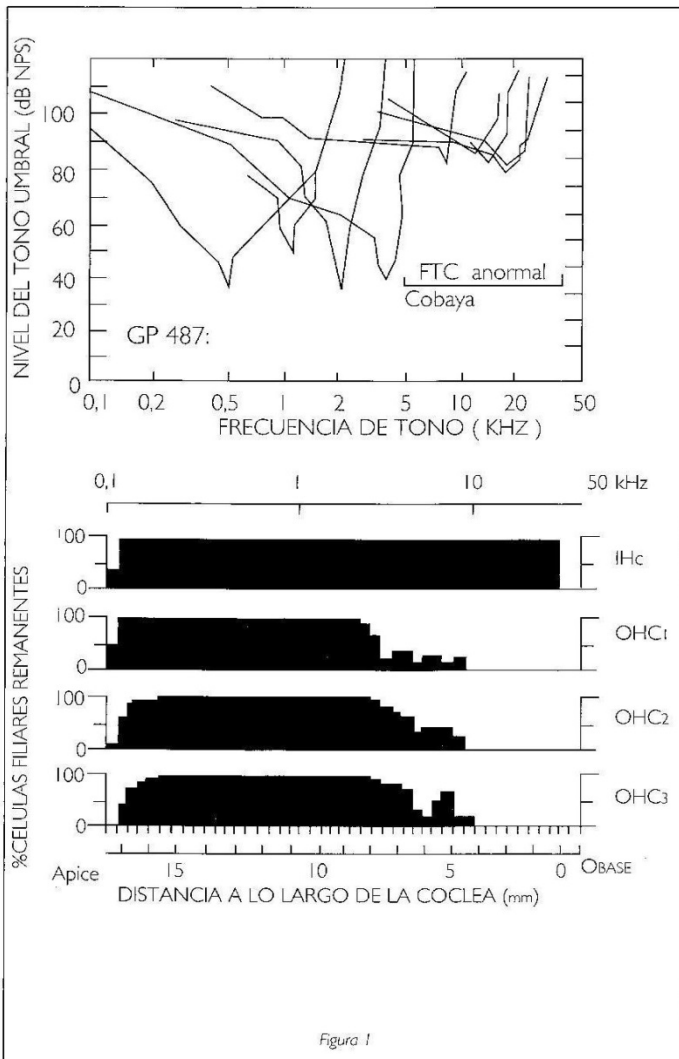
Cuando se evalúa el daño a la audición debido a una exposición concreta al sonido, como es el caso de ambientes industriales, hay que eliminar otros factores concurrentes:

- Presbiacusia, o acción de la edad,
- Socioacusia, o exposición al sonido fuera del ambiente industrial, como el de la vida ordinaria, y
- Nosoacusia, factores perjudiciales otológicos tales como sustancias químicas, drogas, enfermedades, etc.

El daño producido por el ruido se refiere entonces como NIPITS o NITTS (Noise Induced). En el caso del ruido industrial, las abreviaturas van precedidas por una I (INIPTS o INITTS).

Criterios de Daño

Con referencia al deterioro producido por el ruido o el sonido en general, el primer paso es definir la referencia cero de daño auditivo. Hay una concordancia general entre



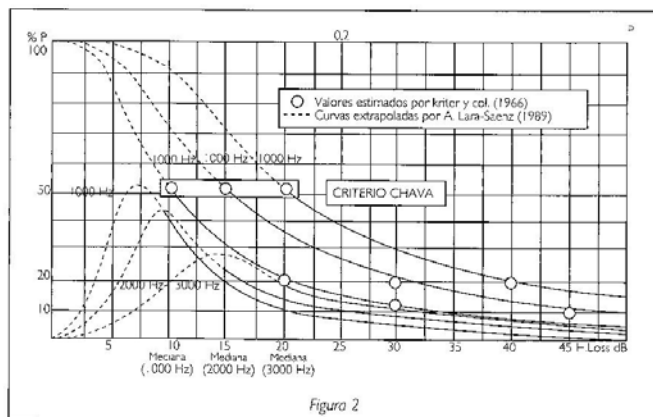


Figura 2

distintos criterios al definir las pérdidas de audición por la media aritmética en dB de la pérdida a tres o cuatro frecuencias fijadas (500 Hz, 1, 2 o aún 3 o 4 KHz), el daño empieza a valores que varían entre 15 y 25 dB (por ejemplo CHABA, 15 dB; ANSI, 25 dB; ISO 25 dB; etc.). Estas pérdidas se consideran aceptables respecto a la línea empírica de la comprensión del habla.

Hay que tener en cuenta que cuando se intenta proteger a los individuos contra el daño auditivo, todos los límites y los criterios se remiten al nivel medio de la población expuesta, es decir, el valor que divide la población en dos mitades con las mismas probabilidades de tener más o menos pérdidas que tal valor. Las peligrosas desviaciones de este valor se deben principalmente a la susceptibilidad individual a la exposición al ruido, un problema que exige pruebas de inspección para detectar tales personas.

En cuanto a las desviaciones descritas en estudios epidemiológicos nos referimos a la tabla I que reproduce valores correspondientes a los percentiles de 50, 20 y 10, dados por Kryter y Ward (1966), basados en Glorig y Nixon (1961) y Rudmose (1957). Las curvas extrapoladas por el autor, de distribuciones de nivel en la figura 2 a 1000, 2000 y 3000 Hz, y las curvas acumulativas correspondientes,

muestran una distribución asimétrica con un valor medio muy distinto de los valores modales y de mediana.

Según estos datos, sería posible encontrar, después de varios años de exposición, un 10% de las personas con pérdidas de 60 dB a 3000 Hz en un ambiente considerado aceptable, porque su valor promedio es de 20 dB.

Una vez tenido en cuenta este hecho importante, todos los criterios de daño al oído se remiten al valor promedio de la población.

Límites para exposición a ruido constante

Los datos sobre INIPTS tienen que ser retrospectivos, principalmente basados en encuestas sobre audición en industrias con niveles de ruido estables o constantes.

Stevens y col. (1953) recogieron datos sobre sordera profesional. El Comité ASA 224-X2, analizando datos industriales, descubrieron varias correlaciones útiles, como las publicadas en el informe "Las relaciones entre pérdida de audición y exposición al ruido" (N.Y. 1954).

Algunos de los descubrimientos principales en este campo se describen a continuación:

- Las pérdidas de audición debidas a exposición al ruido (E.R.) tienden a ser máximas en la gama 3-6 KHz para cualquier exposición dada (un máximo de 4 KHz generalmente puede ser debido a exposición al ruido).
- Para la comprensión del habla, solamente son importantes las

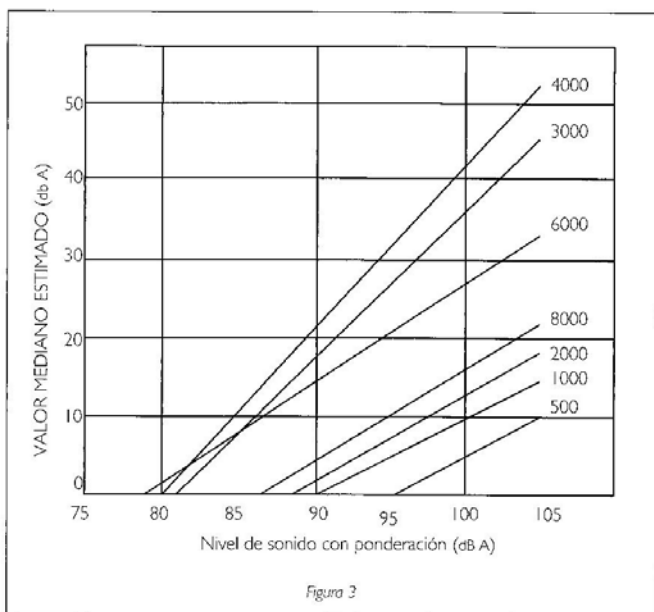


Figura 3

pérdidas de audición en la gama 0,5-2 KHz.

- Las pérdidas de audición a frecuencias inferiores a 500 Hz generalmente son menores o iguales a las de 500 Hz, pero las pérdidas a frecuencias superiores a 2000 Hz pueden ser mayores que la pérdida a 2 KHz.
- La susceptibilidad individual se refleja en pérdidas a frecuencias superiores a 2 KHz.
- La pérdida de audición no es una imagen del espectro de ruido.
- Dentro del espectro del ruido se puede elegir una banda de octava (octava indicadora) que se corresponde mejor con las pérdidas de audición.
- Los niveles de ruido inferiores a 1000 Hz son más importantes en cuanto a pérdida con respecto al habla.
- La distribución de las pérdidas de audición en grupos expuestos al ruido tiene una extensión mayor que la de no expuestos (Este hecho es importante para evaluar los datos obtenidos en ferias mundiales).

La encuesta realizada por Passchier-Vermeer (1968) se considera representativa de INIPTS en trabajadores expuestos durante 8 horas diarias durante muchos años, con una buena regresión lineal con niveles en dBA, o con curvas N.R., o aun con la

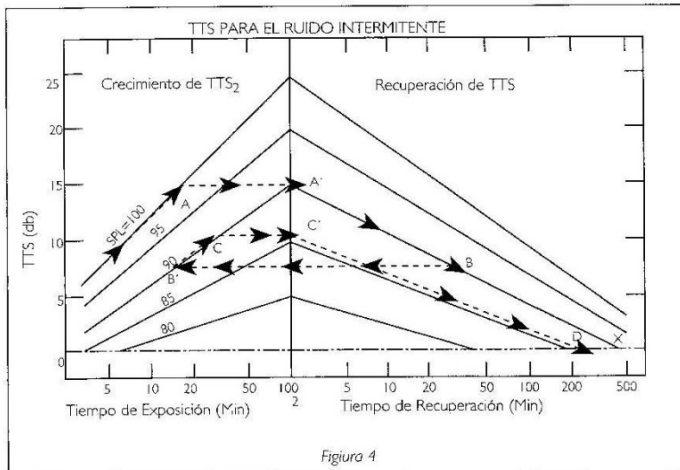


Figura 4

integral de la presión sonora (Kraak, 1979).

Debido a la simplicidad, además de la fiabilidad, los niveles en dBA se han adaptado de forma generalizada para establecer los límites de exposición al sonido.

La encuesta de Passchier-Vermeer incluye el INIPTS en función de diversas frecuencias para diez o más años de exposición a niveles constantes de ruido en dBA, con curvas de regresión también lineales pero con pendientes y valores distintos (figura 3).

Se observa que hay un riesgo mayor para la audición a frecuencias altas, y como las frecuencias relacionadas con la inteligibilidad del habla (500, 1000 y 2000 Hz) so-

lamente están influidas por niveles superiores a 90 dBA. Este hecho legitima el valor previamente mencionado de los criterios de daño para el deterioro.

Se observa también que 80 dBA es un valor bajo y 85 dBA un valor aceptable, ya que puede producir menos de 10 dB de pérdida y esto solamente a frecuencias más altas.

No obstante, hay que recordar que estos valores son INIPTS intermedios estimados y que se pueden producir desviaciones significativas individuales.

Se puede concluir que los valores comprendidos entre 85 y 90 dBA son límites razonables para exposición al ruido de nivel constante para una jornada de 8 horas, durante 10 o más años.

Límites para la exposición a niveles de ruido variables en el tiempo

Datos sobre INIPTS correspondientes a exposición a altos niveles de ruido que varían con el tiempo son casi inexistentes o muy incompletos. Las pruebas realistas requieren trabajo de laboratorio, donde se pueden utilizar niveles de ruido controlados y distribuciones

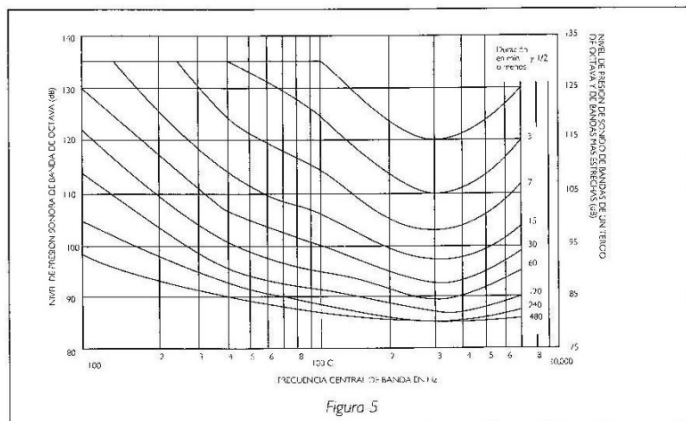


Figura 5

TABLA II

TIEMPO DE EXPOSICION	Nº INTERVALOS DE EXPOSICION EN 8 HORAS						
	1	3	7	15	35	75	150
8 h.	90	—	—	—	—	—	—
6 h.	91	92	93	94	94	94	94
4 h.	93	94	95	96	98	99	100
2 h.	96	98	100	103	106	109	112
1 h.	99	102	105	109	114	—	—
30'	102	105	110	114	—	—	—
15'	105	110	115	—	—	—	—
8'	108	115	—	—	—	—	—
4'	111	—	—	—	—	—	—

temporales en la realización de experimentos para determinar Cambios de Umbral Transitorios.

Las experiencias de laboratorio con altos niveles intermitentes solamente se realizan con animales. El problema adicional es extrapolar de TTS a PTS y de animales a personas.

Crecimiento y recuperación de TTS: Criterios de riesgo de daño de CHABA

El CHABA (Comité sobre Audición, Bioacústica y Biomecánica de la Academia de Ciencias de USA) propuso en 1966 una serie de curvas de nivel de Criterios de Riesgos de Daño (DRC) para exposiciones continuas e intermitentes a ruido constante (Kryler et al., 1966; Ward, 1970) basado en los tres siguientes supuestos principales:

- a) La exposición al ruido se considerará aceptable si se produce en el trabajador medio un PTS inferior a 10 dBA a 1 KHz o menos, 15 dBA a 2 KHz o 20 dBA a 3 KHz y superiores.
- b) El PTS después de 10 o más años de ER no excederá el TTS2 generado por una exposición de un solo día (Para simplificar se asumirá que eran iguales).
- c) Todas las exposiciones que

producen un TSS2 dado serán igualmente peligrosas.

Utilizando los datos sobre TTS, incluso pruebas de laboratorio intensivas, se utilizaron los siguientes resultados para deducir el CHABA DRC:

- 1. En exposición diaria, la recuperación de cambios de umbral temporales en menos de 16 horas no producirán efecto acumulativo que resulte en un PTS.
- 2. Las curvas de recuperación han demostrado que TTS2, es decir, el cambio de umbral medido 2 minutos después del cese de la exposición al ruido, es una buena indicación del TTS producido por cualquier exposición a ruido particular. Se han propuesto otros tiempos de recuperación (30 a 50 minutos), pero en la mayoría de los casos el TSS2 actúa como un índice significativo.
- 3. El desarrollo y la recuperación del TTS2 son exponenciales (figura 4; Ward, 1970).
- 4. Para un nivel constante de ER, se alcanza un valor asintótico de TTS2 en 8-12 horas.
- 5. El crecimiento del TTS2 con el nivel de ER es aproximadamente lineal, una vez que ha llegado a un NPS definido como 'silencio efectivo' (alrededor de 75 dB en

bandas de octavas). Por debajo de este valor, no aparece ningún TTS2 significativo (el silencio efectivo es independiente de la frecuencia, pero los crecimientos de TTS2 aumentan con la frecuencia).

Los niveles por encima del 'silencio efectivo' se refieren como Nivel Efectivo (NE) (Ward y col. 1976). Por consiguiente, una ER constante de 95 dB (NE = 20 dB) producirá dos veces más TTS2 que una de 85 dB (NE = 10 dB).

Utilizando todos estos resultados y eligiendo curvas medias (figura 4) para el crecimiento y la recuperación del TTS2, los contornos de riesgo de daño de CHABA para una ER constante dan los niveles límites de dB de NPS en bandas de octavas y 1/3 bandas de octavas que no deben ser excedidas durante 10 o más años para exposiciones únicas que varían entre 8 horas y medio minuto o menos (figura 5, Kryter y col., 1966).

El ruido de banda-ancha sigue los criterios de la banda más alta que alcanza las curvas de contorno. Si otras bandas exceden los contornos, la pérdida de audición cubrirá una gama más ancha de frecuencias, siendo cada zona más afectada por una banda aproximadamente media octava por debajo.

Para exposiciones a niveles de ruidos intermitentes, la influencia del tiempo de exposición en las curvas de CHABA y los valores de los intervalos están basados principalmente en el hallazgo de que para un nivel fluctuante o para interrupciones rápidas (menos de cinco minutos) el TTS2 está en proporción con la media aritmética del ER. (El mismo TTS se generará por 8 horas de ER a 85 dB que por 4 horas a 95 dB o por un ruido aleatorio con una media de 10 dB sobre 25 dB).

Este criterio comparado con la teoría de la energía total (aumento de 3 dB cada vez que el tiempo se reduce a la mitad) permite un mayor aumento de niveles cuando el tiempo de

de niveles cuando el tiempo de exposición se reduce. Un nivel de 95 dB actuando alternativamente en periodos de 'presencia' y 'ausencia' generará el mismo TTS2 que uno continuo de $75 + (95 - 75)/2 = 85$ dB, es decir, una diferencia de 10 dB, en lugar de 3 dB.

Además, la diferencia entre ambos criterios varía con la razón de 'tiempo de presencia' al 'tiempo de presencia más tiempo de ausencia', llamada la regla de la fracción de tiempo presente (Ward, 1970).

La teoría de la inmisión total de Robinson (1966) asocia el riesgo con la energía total ponderada A, indiferentemente de la distribución de tiempo en la semana laboral. Es una extensión de la teoría de la energía total, basada solamente en los datos de medidas sobre exposición continua.

Impulsiones cortas y largas de ruido

Se han establecido una serie de curvas de contorno para impulsiones de ruido de corta duración (menos de

dos minutos) que relacionan el tiempo de exposición total diario con el NPS para diferentes fracciones de 'presencia' y para frecuencias de centro de banda distintas del ER (figura 6). Para una banda centrada en 1000 Hz y una impulsión con un tiempo de presencia de 1' con una fracción de 'presencia' de 0,5', el nivel máximo para 2 horas de exposición diaria será 106 dB.

Para impulsiones de tiempo de 'presencia' mayores, la influencia de los tiempos de crecimiento y de recuperación conduce a otra serie de curvas que relacionan la duración de la impulsión de ruido con el tiempo de recuperación para diferentes bandas de frecuencias (figura 7).

Una impulsión de tiempo de 'presencia' de 10' de una banda de octava de ruido centrada en 1000 Hz con un nivel de 106 dB, necesitará 15 minutos de tiempo de recuperación entre impulsiones, a un nivel máximo dado por el límite para 8 horas de exposición continua (figura 5), es decir, 86 dB en este caso.

El ruido de impulso no se incluyó, pero se obtuvo evidencia de que la exposición repetida a impulsos

sonoros por encima de 140 dB (200 Pa) podía producir en algunas personas un daño significativo.

Las curvas de contorno de CHABA (DRC) tienen el mérito de poder cuantificar la influencia del tiempo de crecimiento y de recuperación de cambios temporales de umbral de audición y relacionar bastante bien el TTS2 medible diario con el PTS de exposición a largo plazo. En cuanto a la aplicación práctica, tiene la dificultad de medir los niveles en bandas de frecuencia. Se introdujo una buena simplificación cuando se obtuvieron indicios que demostrar que el riesgo de daño correlaciona bien con el nivel global de ruido en dBA. Se puede observar que las curvas DRC para exposición a ruido constante (figura 5) se aproximan a la forma de la curva A. En base a esto se da en la tabla II simplificada valores máximos de dBA en función del tiempo total de exposición y, además, número de intervalos.

Norma ISO

La norma 1999 de la ISO (1975) 'Valoración de la exposición profesional al ruido para la conservación de la audición', está basada en el concepto de energía total, asumiendo que una pérdida de audición de 25 dB (media aritmética de PTS a 500, 1000 y 2000 Hz), no representa un daño.

Los índices parciales E_i de exposición al ruido se dan para exposiciones semanales Δt_i a niveles distintos L_i (dBA), por la expresión:

$$E_i = \Delta t_i / 40 \cdot 10^{(L_i - 70)/10}$$

El índice compuesto es $E_c = \sum E_i$ y su relación con el nivel continuo equivalente es $Leq = 70 + 10 \log E_c$.

Una tabla (ISO, 1999) da el porcentaje de riesgo de daño para Leq de 80 a 115 dBA y 5 a 45 años de exposición diaria.

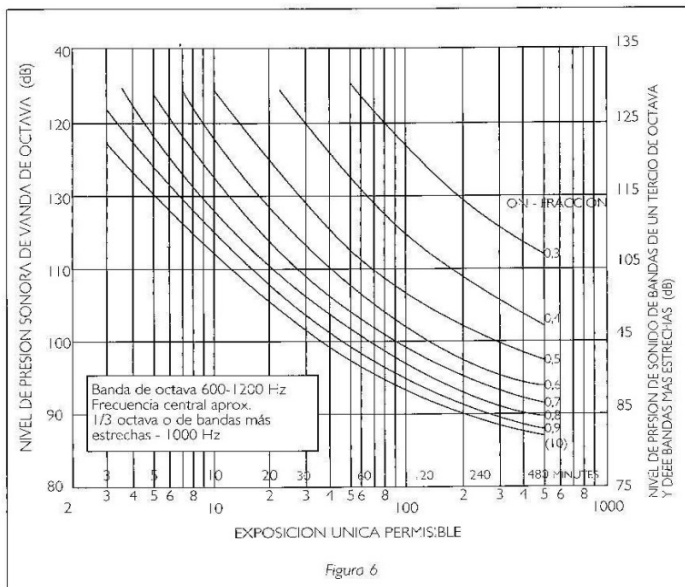


Figura 6

Valor límite umbral

Una simplificación adicional es la introducida por NIOSH (Instituto Nacional de Seguridad y Salud Ocupacional de EE.UU.) para el TLV (Valor Límite Umbral) como una función del tiempo de exposición, deducida de la expresión:

$$T_{\max} = \frac{16}{2(L-80)/5}$$

Para exposición diaria intermitente (T_i) a niveles distintos (L_i), la condición adicional es:

$$\sum \frac{T_i}{(T_{\max})_i} \leq 1$$

Este criterio también permite valores más altos que el de igual energía, por ejemplo, 5dBA en lugar de 3dBA, cada vez el tiempo se reduce a la mitad. Se adoptó en EE.UU. en 1971, siendo corregida después la fórmula, concretamente 85 dBA en lugar de 80 dBA (Walsh-Heatey Act, Anon 1969).

Para ruido de impulso (crestas a intervalos mayores de un minuto) la siguiente tabla incluye el número de impulsos diarios en una función del nivel de cresta.

TABLA III (NIOSH)

dB	IMPULSOS/DIA
140	100
130	1.000
120	10.000

Directiva de la CEE 86/188

Finalmente, concluimos con la Directiva que el Consejo de la CEE puso en circulación en 1986, después de varios años de trabajo de ar-

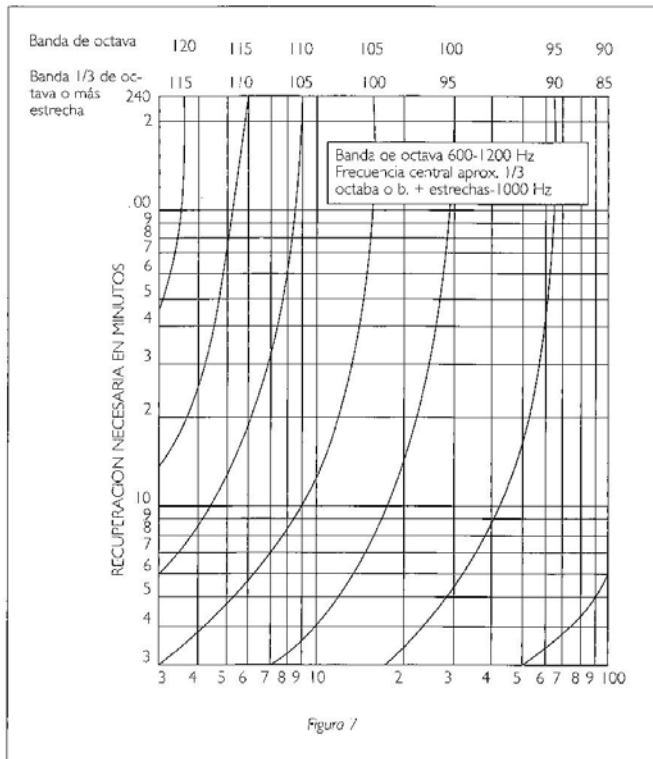


Figura 7

monización, para proteger los trabajadores frente al daño auditivo derivado de la exposición al ruido en ambientes laborales.

La directiva refiere todas las reglas y recomendaciones al nivel diario equivalente de exposición al ruido en dBA, L_{EPD} se da por:

$$L_{EP,D} = 10 \log \left[\frac{1}{T_e} \int_0^{T_e} p^2 dt \right] + 10 \log \frac{T_e}{T_0}$$

$$= L_{Aeq} \left[T_e + 10 \log \frac{T_e}{T_0} = 10 \log \right]$$

$$\left[\frac{m}{\sum_{i=1}^m (L_i)/10} \right] + 10 \log \frac{T_e}{T_0}$$

donde:

pA = valor instantáneo de la presión acústica con ponderación 'A'

P_0 = presión acústica cero de referencia cero: 20 μPa

T_e = tiempo de exposición diario

T_0 = tiempo de exposición diario de referencia: 8 horas

Para n días laborables semanales, el nivel semanal equivalente es,

$$L_{EP,W} = 10 \log \left[\frac{1}{n} \sum_{i=1}^n (L_{EP,d})^2 / 10 \right]$$

Todas las reglamentaciones y recomendaciones se refieren a L_{EPD} , siendo las más significativas:

- Para $L_{EPD} \geq 85$ dBA o $P_{inst} \geq 200 Pa$ ($L = 140$ dB), hay que informar a los trabajadores sobre la situación (Artículo 4º) y disponer de protectores auditivos (Artículo 6º).
- Si $L_{EPD} \geq 90$ dBA, las zonas ruidosas tiene que ser señaladas,

se deben investigar las causas, establecer programas de control (Artículo 5º) y es obligatoria la utilización de protectores de oídos (Artículo 6º).

Conclusiones

- No es posible definir límites de seguridad absolutos para la exposición al ruido en el sentido amplio de que todos serán protegidos. Los valores límite se refieren a valores medios de las poblaciones. Las grandes desviaciones del valor intermedio se deben a susceptibilidad personal que exige pruebas previas especializadas de inspección.
- Los límites para la exposición al ruido constante continuo pueden basarse bastante bien en los datos epidemiológicos sobre INIPTS, incluyendo evaluaciones

estimadas de Presbiacusia, Noso y Socioacusia. Estos límites también concuerdan con los derivados en experiencias de TTS de laboratorio.

- El concepto de energía total se aplica bastante bien cuando se comparan las exposiciones constantes continuas de distintas duraciones. Para niveles intermitentes o fluctuantes los límites son demasiado conservadores comparados con los de la teoría temporal (CHABA) debido a la capacidad de recuperación de TTS del mecanismo de audición, por lo menos para impulsiones de menos de cinco minutos (para impulsiones de más tiempo, las curvas de CHABA se apartan de los últimos datos que demuestran que la recuperación a la exposición repetida sigue líneas

cuasi paralelas en lugar de líneas convergentes (figura 4), es decir: la recuperación se prolonga a lo largo de la exposición diaria).

- La relación entre los efectos temporales y permanentes de la exposición al ruido está lejos de ser bien conocida, en cuanto a definir los límites de seguridad principalmente para la exposición al ruido intermitente y fluctuante.
- La directiva de la CEE sigue el criterio de energía total con límites de nivel razonables con aplicabilidad factible y evaluación relativamente fácil utilizando instrumental actual de medida de ruido.
- Hace falta más investigación tanto para relacionar PTS con TTS como para extrapolar experiencias con animales a reacciones humanas.

Referencias Bibliográficas

Anon. (1969). U.S. Federal Register, vol. 34, nº 96.

Evans, E. F. and Hamson, R. V. (1976) -Correlation between outer hair cell damage and deterioration of cochlear nerve tuning properties in the guinea pig-, Journal of Physiology, 256, pp. 43-44.

Evans, E. F. (1986) -Recent advances in understanding hearing mechanism, in A. Lara-Sáenz and R.W.B. Stephens (ed.)-. Noise Pollution SCOPE 24 John Wiley and Sons, Chichester, U.K.

Glorig, A., Ward, W.D., and Nixon, J. (1961) -Damage Risk Criteria and Noise Induced Hearing Loss-, Arch. Otolaryngology, vol. 74, pp. 413-423.

Kraak, W. (1979) -Integration of Temporary Threshold Shift for Permanent Threshold Shift-, in Noise as a public Health Problem, ASHA Report nº 10, pp. 92-96.

Kryter, K.D., Ward, W.D. et al. (1966) -Hazardous Exposure to Intermittent and Steady Noise-, Jour. Ac. Soc. Am., vol. 39-3, pp. 451-464.

Passchier - Vermeer, W. (1968) -Hearing Loss Due to Exposure to Steady-State Broadband Noise-, IG-TNO Report 35, Delft.

Robinson, D.W. -The Relationships between Hearing Loss and Noise Exposure-, Nat. Phys. Lab. Aer. Rep. AC 32, Teddington, U.K.

Rudmose, W. (1957) -Hearing Loss Resulting from Noise Exposure-, in C.M. Harris (ed.) Handbook of Noise Control, McGraw-Hill Book Co. Inc. N.Y.

ACÚSTICA Y MEDIO AMBIENTE

Conferencia pronunciada el día 31 de mayo de 1994

Dr. Andrés Lara

Sociedad Española de Acústica. Madrid

ACÚSTICA Y SONIDO

LA acústica fue definida por Sauveur (1635-1716) como la ciencia de los sonidos.

Hoy día se entiende por Acústica el campo de las vibraciones y ondas elásticas produzcan o no sonidos. El sonido es una sensación generada a nivel cerebral en los seres del reino animal. En particular, el ser humano percibe sensaciones sonoras dentro de un reducido número de vibraciones, dependiente de su frecuencia y amplitud.

VIBRACIÓN Y ONDAS

La materia en cualquiera de sus estados vibra al ser perturbada mecánicamente. Si la perturbación es de un sistema mecánico localizado como por ejemplo una cuerda de violín o un diapasón, éste oscila o vibra con una frecuencia y amplitud dependiente de sus características mecánicas y de la magnitud de la perturbación. Si la perturbación alcanza a un sistema mecánico continuo como es el caso del aire, el agua, la misma tierra o cuerpos sólidos extensos como una viga, un muro etc., la vibración local se propaga a través del continuo que va entrando en vibración paulatinamente constituyendo una onda elástica.

En el caso más general de ondas elásticas en el aire, la perturbación original da lugar a compresiones y enrarecimientos del aire, en la misma dirección que los desplazamientos de la oscilación original, u ondas longitudinales. En el caso común de las ondas generadas en un estanque por la pertur-

bación causada por la caída de una piedra, las ondas que vemos en la superficie son perpendiculares a la dirección de propagación, y son llamadas ondas transversales.

Las ondas que nos ocupan en la propagación de perturbaciones sonoras en el aire, son ondas longitudinales de variación de la presión, por las compresiones y enrarecimientos del aire.

La onda más simple y fundamental es la correspondiente a una oscilación representable por una senoide, caracterizable por su amplitud, fase, frecuencia y velocidad de propagación (fig. 1).

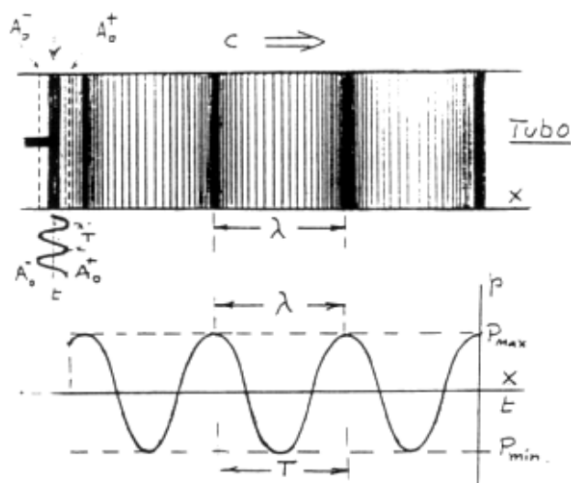


Fig. 1. Onda de presión sinusoidal en el aire

La amplitud, dependiente de la magnitud de la perturbación, se corresponde con la intensidad (I) de la sensación. La frecuencia (f) y velocidad de propagación (c) dependen de las características mecánicas del sistema oscilante y se corresponden la 1.^a con el tono de la sensación y ambas con la longitud λ de las ondas en su propagación de acuerdo con las relaciones

$$\lambda = \frac{c}{f} \quad ; \quad c = \sqrt{\frac{B}{\rho}} \quad f = \sqrt{\frac{K}{m}}$$

en que K y m son el módulo de elasticidad lineal y la masa del sistema mecánico (p. ej. diapasón) y B y el módulo de elasticidad de volumen y la densidad del medio de propagación.

En el caso del aire

$$c = \sqrt{\frac{1.41 \cdot 10^5}{1.12}} \quad 340 \text{ m/seg.}$$

y para el agua

$$c = \sqrt{\frac{2.25 \cdot 10^9}{1}} \quad 1500 \text{ m/seg.}$$

AUDICIÓN Y VISIÓN: "SOMBRA ACÚSTICA"

El ser humano percibe sensaciones sonoras para frecuencias comprendidas entre 20 c/s (Hz) y 20.000 (Hz), e intensidades correspondientes a variaciones de presiones comprendidas entre 20 μ Pa y 100 Pa, valores muy inferiores a la presión atmosférica normal, $P_0 \approx 10^5$ Pa.

En el aire, para una velocidad de propagación de 340 m/s, las longitudes de ondas van desde una máximo de $\lambda = \frac{340}{20} = 17$ m. para la frecuencia audible más baja (20 Hz), hasta $\lambda = \frac{340}{20.000} = 17$ cm para la frecuencia superior.

Si comparamos este margen de variación de longitudes de ondas elásticas sonoras, con el correspondiente al de las ondas electromagnéticas del espectro visible que van desde 0,4 μ del infrarrojo a 0,2 μ del ultravioleta, vemos dos aspectos importantes que conlleva la complementariedad de los sentidos de la audición y visión.

En primer lugar hay una diferencia de tamaños es decir longitud de ondas, de cms a micras, del orden de 10^5 . Esto hace que las ondas sonoras de dimensiones del orden de los objetos que nos rodean se difracten (se curven) al incidir sobre obstáculos u orificios, propios del medio ambiente. Las ondas del espectro visible son de dimensiones muy inferiores a tales obstáculos por lo que prácticamente no se difractan, o lo que es lo mismo pasan sin curvarse. Esto hace por ej. que en un cruce no veamos el coche

que viene pero sí lo oigamos. En la figura 2 indicamos ejemplos de difracción de ondas de distinta relación entre las longitudes de onda y las dimensiones de los obstáculos.



$$\lambda d \ll 1 \quad \lambda d < 1 \quad \lambda d = 1$$

Fig. 2. Difracción en función de λ/d

Dentro de las propias ondas sonoras, hay diferencias apreciables entre la difracción de ondas de frecuencias altas o bajas. Las altas que son ondas de menor longitud de onda se curvan menos que las bajas frecuencias al incidir sobre un obstáculo como por ejemplo una barrera. Por lo tanto las altas dan más sombra acústica (utilizando el paralelismo óptico) que las bajas frecuencias o lo que es lo mismo la zona posterior de la pantalla acústica queda más iluminada por las ondas sonoras de baja frecuencia, es decir menos protegida. De ahí que resulten las pantallas acústicas más eficaces para los sonidos agudos que para los graves (fig. 3).

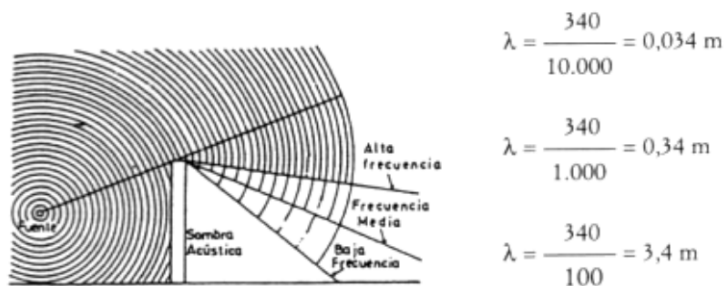


Fig. 3. "Sombra Acústica"

Este fenómeno es capital a la hora de diseñar apantallamientos, en los que ha de tenerse en cuenta las frecuencias componentes de los sonidos.

SONIDOS Y RUIDOS

Los sonidos que nos rodean y que constituyen el medio ambiente acústico, no son tonos puros correspondientes a ondas simples sinusoidales como en el caso del diapasón. Se trata de ondas muy complejas formadas por infinidad de ondas simples sinusoidales con distintas amplitudes y frecuencias (desarrollo de Fourier). En general en los sonidos llamados musicales existen relaciones determinadas entre las distintas frecuencias componentes, que constituyen armonías o sonidos agradables. Incluso una nota producida por un instrumento musical contiene la frecuencia simple o fundamental del tono, acompañada de frecuencias múltiplo, o armónicos (fig. 4), que dan el sonido característico de cada instrumento para la misma nota. Esto hace distinguir fácilmente a los distintos instrumentos musicales.

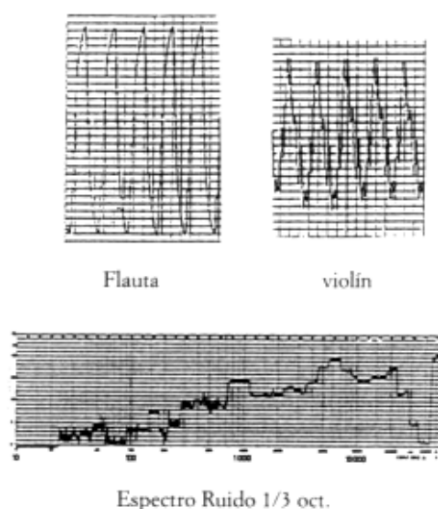


Fig. 4

Los sonidos comunes no están formados por ondas simples en relaciones armónicas, sino por una serie más o menos anárquica de componentes, cuyo conjunto constituye lo que llamamos el espectro en frecuencias del sonido. Estos tipos de sonidos se denominan *ruido*, definición que en relación con el ser humano se extiende a toda clase de sonido no deseado, sea o no musical, como puede ser el caso de la radio del vecino en horas intempestivas.

El espectro viene dado por las distintas frecuencias componentes y sus amplitudes respectivas. Dijimos antes que el campo de audición del ser humano se extiende desde variaciones de presión de $20 \mu\text{ Pa}$ en el umbral de audición hasta 200 Pa en el umbral de dolor, lo que supone una relación entre el máximo y el mínimo de 10^7 .

NIVEL DE INTENSIDAD ACÚSTICA: BELIO

Definida la intensidad de una onda acústica por la cantidad de energía acústica que transporta la onda por unidad de superficie normal a la onda en la unidad de tiempo, resulta la intensidad proporcional al cuadrado de la variación de amplitud de la presión acústica, por tanto el margen de variación de intensidad acústica es de 10^{14} veces, decenas de billones.

Para manejar este amplísimo margen y poder representar el espectro de intensidades acústicas sonoras versus frecuencia, se utiliza, la unidad logarítmica Bell (en honor a Graham Bell) o Belio en español definida por una relación de intensidades de 10 a 1

$$1 \text{ Belio} = \log_{10} \frac{10}{1}$$

así a una relación de 100 a 1 le corresponden

$$\log \frac{100}{1} = \log \frac{10}{1} + \log \frac{10}{1} = 2 \text{ Belios}$$

y en general a una relación de 10^n le corresponden $\log 10^n = n \log 10 = n$ Belios.

Utilizando esta unidad el margen de intensidades del campo acústico sonoro se reduce de

$$10^{14} \text{ a } \log 10^{14} = 14 \log 10 = 14 \text{ Belios}$$

SENSACIÓN SONORA: DECIBELIOS, dB

El Belio es una unidad de relación de magnitudes, no mide la diferencia entre ellas sino su cociente, lo cual es de lógica aplicación a la medida de sensaciones cuyas variaciones son siempre relativas. La variación de sensación no depende linealmente de la magnitud de la variación de la excitación, sino del valor relativo de la variación de excitación, es decir de la excitación existente. Así la variación de sensación sonora al atacar 10 violines no es la misma si ocurre durante un pianísimo o un fortísimo. En este segundo caso no se notaría variación en la sensación. Un grito en silencio produce un gran cambio de sensación sonora, no así si coincide con un griterío.

Weber, en 1834, demostró que las variaciones relativas de estímulos para notar cambios justamente perceptibles de sensación (en inglés *just noticeable differences*) era una constante para cada clase de sensación.

$$\Delta E/E = C^e$$

Aplicados a la sensación sonora esta ley resulta sólo válida en un margen de frecuencias de 1 a 4 KHz que coincide con la máxima sensibilidad del ruido. 26 años más tarde Fechner extendió esta ley postulando que los incrementos de sensación son proporcionales a los incrementos relativos de estímulos

$$\Delta S = C^e \frac{\Delta E}{E}$$

de donde se deduce directamente (por integración) que las sensaciones son proporcionales al logaritmo de las excitaciones (Ley de Weber-Fechner).

$$S = k \log E$$

De ahí la conveniencia de la elección de la unidad logarítmica, Belio, que aparte de reducir a números manejables el enorme margen de sensibili-

dad del oído humano, relaciona en forma matemática las sensaciones con los estímulos de ruido de modo análogo a como lo hace el oído.

Utilizando la unidad de medida acústica, Belio, se deduce que el margen de intensidades acústicas perceptibles por el oído, que es de 10^{14} , se reduce en Belios a

$$10 \log 10^{14} = 14 \text{ Belios}$$

Se ha pasado de un margen de billones a unos pocos dígitos, lo cual requeriría en la mayoría de los casos usar décimas de Belio. Un criterio práctico condujo a utilizar el décimo de Belio o *decibelio* (dB) como unidad, con lo cual el margen audible se extiende a 140 dB. Por lo tanto para calcular el número de dB entre dos intensidades acústicas I_2 e I_1 la fórmula a aplicar es:

$$\text{n.º de dB} = 10 \log \frac{I_2}{I_1}$$

Comparando las distintas intensidades con la intensidad de referencia I_0 , correspondiente al umbral de audición, se obtiene una escala en decibelios, al que el cero dB corresponde a I_0 (ya que en este caso la relación de intensidades es la unidad, cuyo logaritmo decimal es cero).

$$10 \log \frac{I_0}{I_0} = 10 \log 1 = 0 \text{ dB}$$

SONÓMETROS

Las intensidades acústicas de las ondas sonoras se miden directamente utilizando instrumentos electroacústicos o sonómetros, que parten de la captación de las variaciones de presión acústica generadas por el paso de la onda en puntos del campo sonoro, entendiendo por campo sonoro el espacio excitado por las ondas sonoras.

Estas variaciones de presión transformadas en señales eléctricas por un micrófono son amplificadas electrónicamente, conformadas y evaluadas a continuación con redes eléctricas, para dar finalmente una indicación analógica o digital del valor del campo acústico en el punto de medida (fig. 5).

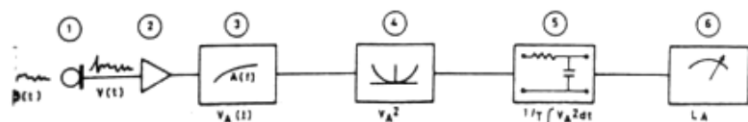


Fig. 5. Sonómetro: Esquema de Bloques

NIVELES SONOROS: INTENSIDAD VERSUS PRESIÓN ACÚSTICA (IMPEDANCIA ACÚSTICA)

Así como en un sistema mecánico la potencia (W) suministrada es el producto de la Fuerza por el desplazamiento en la unidad de tiempo, es decir fuerza por velocidad ($F \cdot v$) en el campo acústico, la presión acústica (p) o fuerza por unidad de superficie, multiplicada por la velocidad de desplazamiento de la oscilación (v) da la Intensidad acústica, I_A previamente definida, i.e.

$$I_A = p \cdot v$$

p y v representan respectivamente la excitación y la respuesta del sistema mecánico continuo, o medio de propagación.

Ahora bien, en todo sistema dinámico la respuesta a una excitación está condicionada por la impedancia (Z) del mismo. En el campo acústico

$$v = \frac{p}{Z_A} \quad \therefore Z_A = \frac{p}{v}$$

análogamente como en el campo eléctrico la intensidad i (respuesta) es el cociente del voltaje " V " (excitación) por la impedancia eléctrica

$$i = \frac{V}{Z_e} \quad \therefore Z_e = \frac{V}{i}$$

En ambos casos la potencia transmitida en función de la impedancia es:

$$I_A = p \cdot v = \frac{p^2}{Z_A} \quad \text{o} \quad W_e = V \cdot i = \frac{v^2}{Z_e}$$

La Intensidad (I_A) del campo acústico resulta pues, como establecimos al principio, proporcional al cuadrado de la presión acústica (p), siendo el factor de proporcionalidad la inversa de la impedancia acústica (Z_A).

Para medios continuos, la impedancia acústica viene dada en función de sus constantes, ρ , densidad del medio, y B módulo de elasticidad de volumen, por la simple relación $Z_A = \sqrt{\rho B} = \rho c$ en que $c = \sqrt{\frac{B}{\rho}}$ es la velocidad de propagación de las ondas elásticas en el medio.

Para el aire

$$Z_A = \rho \cdot c = 1.21 \times 340 = 410$$

Como valor medio para cálculos se redondea la impedancia del aire a $Z = 400$ ohmios acústicos $\Omega_A \equiv [\text{Pa} \cdot \text{seg}/\text{m}]$ o Rayls en honor a Lord Rayleigh).

Con este valor, al umbral de audición de presión sonora $p_o = 20 \mu \text{ Pa}$ le corresponde un umbral de intensidad de campo acústico en el aire

$$I_o = \frac{p_o^2}{Z_A} = \frac{(20 \cdot 10^{-6})^2 [\text{Pa}^2]}{400 [\text{Pa} \cdot \text{seg}/\text{m}]} = 10^{-12} \left[\frac{\text{Pa} \cdot \text{m}}{\text{seg}} \right] \equiv \left[\frac{\text{N} \cdot \text{m}}{\text{m}^2 \cdot \text{seg}} = \frac{\text{W}}{\text{m}^2} \right] = 10^{-16} \frac{\text{W}}{\text{cm}^2}$$

Esto nos da una idea de la gran sensibilidad del oído en términos de potencia acústica, que tiene su umbral de audición para una onda que transporte por cm^2 una potencia de 10^{-16} vatios (diez milésimas de billonésimas de vatio), en un medio ambiente en el que estamos rodeados de cientos, miles y millones de vatios.

Una escala con el cero decibelio en el umbral de presión sonora p_o y su equivalente umbral de Intensidad I_o , los dB constituyen los llamados *niveles sonoros* en la que aparecen los valores en dB para presiones acústicas o intensidades correspondientes a campos sonoros producidos por distintas fuentes sonoras propias del medio ambiente acústico (fig. 6).

<i>Ambientes y fuentes de ruido</i>	<i>Nivel de intensidad en dB (A)</i>
Auditorio en silencio	30-35
Susurro (10^{-5} W)	30-35 (a 1 m)
Oficina privada	50-55
Oficina mecanizada	60-65
Conversación (10^{-3} W)	65
Aspiradora (10^{-4} W)	70-75 (a 3 m)
Automóvil (10^3 W)	70-80 (a 7 m)
Calle (tráfico ligero)	75
Reactor en vuelo (10^3 W)	75-80 (a 2 Km)
Interior de automóvil a 100 km/h.	75-80
Cuarto de calefacción	80-90
Martillo neumático (1 W)	80-90 (a 15 m)
Grito (10^{-3} W)	90 (a 3 m)
Estación de metro	95
Reactor en despegue (10^3 W)	120 (a 100 m)

Fig. 6

DECIBELIOS A (dBA)

Las medidas en dB son una valoración física, objetiva, del campo o fuente sonora. Para que estos valores se acerquen a las sensaciones o valoración subjetiva de los sonidos, los instrumentos de medida incluyen unas curvas de ponderación en frecuencia, es decir unos filtros eléctricos que reducen gradualmente las amplitudes de las bajas frecuencias, elevan algo las medias y reducen las altas de forma análoga a la respuesta del oído humano.

La red internacionalmente aceptada corresponde a una curva de atenuación con la frecuencia denominada Curva "A" (fig. 7).

Los decibelios medidos con esta red se denominan decibelios A (dBA), aplicándose el subíndice A a todas las magnitudes acústicas medidas con la red A.

FUENTES SONORAS: PROPAGACIÓN DE DISTINTOS TIPOS DE ONDAS

Estos valores indican el nivel del campo acústico en puntos del espacio. Naturalmente estos campos son creados por fuentes sonoras entendiéndose

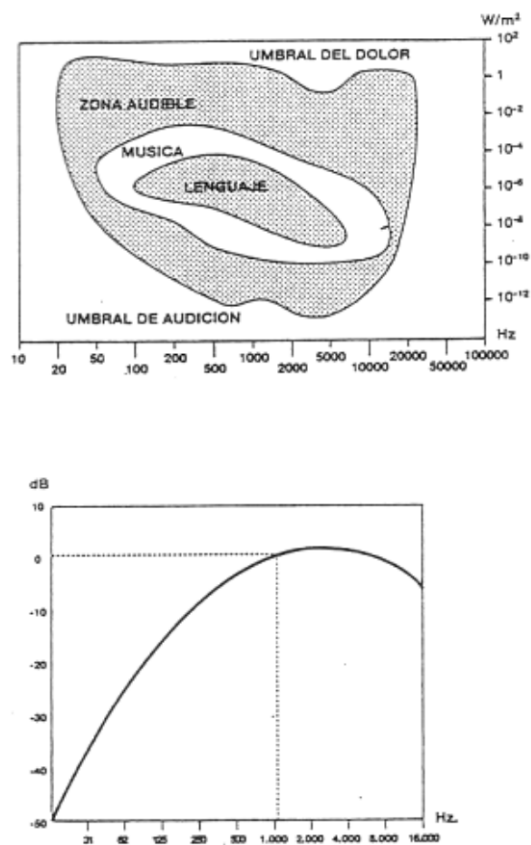


Fig. 7. Valoración subjetiva de los sonidos: curva de ponderación "A"

como tal todas aquellos agentes, que de una forma natural o forzada excitan el medio ambiente, generando ondas sonoras: truenos, cascadas, tráfico, señales acústicas, altavoces, etc. Procede el caracterizar y evaluar los distintos tipos de fuentes sonoras.

El tipo más simple de fuente es una esfera pulsante teórica o fuente puntual, que al expandirse y comprimirse alternativamente, genera ondas que se propagan por igual en todas direcciones, de forma que todos los puntos situados en esferas concéntricas están en el mismo estado de oscilación de la presión, es decir campos acústicos de propagación esférica.

La fuente queda definida, además de por la geometría de la onda emitida, por la potencia sonora radiada al medio por sus superficies vibrantes. Las fuentes sonoras, que excitan el medio ambiente en que vivimos suelen radiar potencias muy pequeñas. La fuente mas interesante y común, la voz humana, solo radia una potencia mecánica o acústica del orden de décimas de microvatios 10^{-5} W. Para voz gritada se multiplica del orden de 100 veces es decir de milivatios 10^{-3} W. Así un Estadio con 100.000 espectadores gritando ¡gol! emitirán una potencia del orden de 100 vatios, es decir la energía consumida por una lámpara eléctrica de 100 vatios encendida durante unos pocos segundos, el tiempo que dura el grito.

No obstante la pequeña energía emitida por la voz humana, si suponemos una radiación cuasi esférica (equivalente a una superficie del orden de λ de esfera) en la dirección frontal y a 1 m de distancia, el diálogo normal mantiene un nivel del orden de 67 dB.

En efecto, para una potencia radiada de 5 decenas de microvatio (5×10^{-5} W) la intensidad frontal a 1 m es la correspondiente a un flujo de energía por segundo sobre 10 m^2 de una superficie ideal ($S_{r=1 \text{ m}} \approx \frac{3}{4} 4\pi r^2 \approx 10 \text{ m}^2$)

$$(I_A)_{1 \text{ m}} = \frac{W}{S} = \frac{5 \cdot 10^{-5}}{10} = 5 \cdot 10^{-6} \text{ W/m}^2$$

lo que supone un nivel en dB (comparándolo con la intensidad de referencia)

$$L_{1 \text{ m}} = 10 \log \frac{I_{1 \text{ m}}}{I_0} = 10 \log \frac{5 \cdot 10^{-6}}{10^{-12}} = 10 \log 5 \cdot 10^6 = 10 (0,7 + 6) = 67 \text{ dB}$$

Para fuentes reales que se aproximen a la fuente puntual, lo cual es prácticamente válido para situaciones de campo a distancias relativamente

grandes con relación a las dimensiones de la fuente, como por ej. el caso de un avión en vuelo, el nivel del campo sonoro disminuye 6 dB cada vez que se duplica la distancia a la fuente, ya que la superficie esférica sobre la que se distribuye la energía radiada por la fuente aumenta según el cuadrado del radio o distancia a la fuente. Es decir para un aumento del radio por 2 la superficie se hace 4 veces mayor, lo que disminuye por 4 la densidad del flujo de energía acústica o intensidad del campo. Esta disminución evaluada en dB corresponde a

$$10 \log \frac{I_d}{I_{2d}} = 10 \log 4 = 10 \cdot 0,6 = 6 \text{ dB}$$

Cuando se trata de varias fuentes puntuales alineadas, la geometría de las ondas radiadas se corresponden con cilindros coaxiales con el eje de alineación de las fuentes. Tenemos entonces radiación de geometría cilíndrica.

A este caso se aproximan las situaciones reales de campo sonoro generado por vías de tráfico rodado intenso, es decir sin solución de continuidad, el tráfico ferroviario, etc. Como la superficie de los cilindros aumenta proporcionalmente al radio, la atenuación del nivel sonoro es de sólo 3 dB al doblar la distancia a la fuente, ya que en este caso la diferencia de niveles sonoros situados al doble de distancia de la fuente vendría dada por

$$10 \log \frac{I_d}{I_{2d}} = 10 \log 2 = 10 \cdot 0,3 = 3 \text{ dB}$$

Finalmente otro tipo de fuente ideal es el de superficies planas vibrante que genera ondas de frente plano. A esta situación se aproxima el campo sonoro en puntos a pequeñas distancias comparada con las dimensiones de la fuente. El nivel del campo sonoro para geometría de radiación plana, teórica, no varía teóricamente con la distancia. A este caso se aproxima la propagación en tubos de pequeño diámetro comparado con la longitud de la onda sonora, fundamento de la transmisión sonora por tubos tan usada en las comunicaciones internas en barcos.

Considerando un caso real, como el producido por el paso de un tren, en los primeros metros próximos a la vía el nivel es prácticamente constante (ondas planas, seguida de propagación cilíndrica con atenuación de 3 dB cada vez que se doble la distancia, para terminar con una propagación esférica, a grandes distancias, con una atenuación de 6 dB al doblar la distancia).

La fig. 8 simplifica gráficamente la reducción teórica del nivel sonoro con la distancia (d) al paso de un tren en función de las dimensiones l (largo) y h (alto) del tren y siempre que l sea mucho mayor que h, lo cual es cierto para un tren de varias unidades.

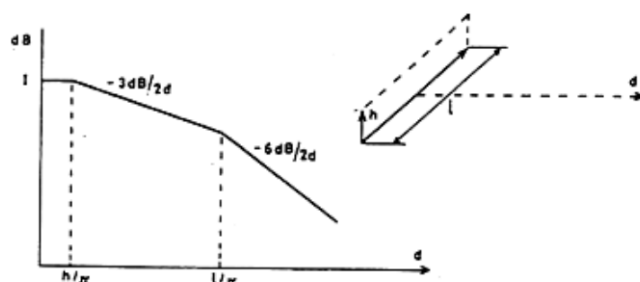


Fig. 8. Reducción teórica con la distancia del ruido de tren

En la figura se distingue un nivel constante para propagación por ondas planas hasta una distancia h/π seguida por una propagación cilíndrica con atenuación de 3 dB al doblar las distancias hasta una distancia l/π en que la atenuación es de 6 dB/2d correspondiente a ondas esféricas.

NIVELES DE POTENCIA DE LAS FUENTES

En general las fuentes sonoras no son caracterizadas por su potencia acústica en vatios, sino por su nivel de potencia acústica L_w en dB con relación a una potencia de referencia w_0 a la que se le asigna el nivel cero dB. Se define como nivel de potencia de referencia, el de una fuente puntual que sobre una superficie esférica concéntrica, ideal de 1 m^2 de superficie produce una intensidad acústica Σ_0 , igual a la intensidad del nivel acústico de referencia correspondiente a cero dB de campo sonoro

$$\left(\begin{array}{c} W_0 \\ \rightarrow \\ \approx 0,3 \text{ m} \end{array} \right) \quad S = 4\pi r^2 = 1 \text{ m}^2; \quad r = \frac{1}{2\pi} \approx 0,3 \text{ m}$$

Por definición de intensidad acústica

$$I_o = \frac{W_o}{S} = \frac{W_o \text{ vatios}}{1 \text{ m}^2}$$

luego

$$W_o = I_o \cdot 1 \text{ m}^2 = 10^{-12} \frac{\text{W}}{\text{m}^2} \cdot 1 \text{ m}^2 = 10^{-12} \text{ vatios}$$

Así una fuente sonora como p. ej. la voz humana, con una potencia acústica de $50 \mu \text{ W} = 5 \cdot 10^{-5} \text{ W}$, tiene un nivel de potencia

$$L_w = 10 \log \frac{5 \cdot 10^{-5}}{10^{-12}} = 10 \log \frac{5 \cdot 10^{-5}}{10^{-12}} = 10 \log 5 \cdot 10^7 = 10 [0,7 + 7] = 77 \text{ dB}$$

Esta fuente de 77 dB de potencia produce a 0,3 m (esfera de 1 m^2 de superficie) un nivel de 77 dB. A la distancia del diálogo normal (1 m) la potencia se distribuye sobre una superficie de aproximadamente 10 m^2 y por tanto la intensidad del campo se habrá atenuado en

$$10 \log \frac{10 \text{ m}^2}{1 \text{ m}^2} = 10 \text{ dB}$$

lo que da el nivel sonoro normal de diálogo de 67 dB, coincidente con el resultado obtenido cuando se partía directamente de la potencia acústica media de la voz humana ($5 \times 10^{-5} \text{ W}$).

En la figura 9 se dan valores de niveles de potencia acústica de fuentes sonoras a considerar en relación con la valoración y control del medio ambiente acústico.

ESPECTRO DE POTENCIA DE FUENTES

Debido al distinto comportamiento de las ondas sonoras según sea su frecuencia, lo que se traduce por una parte en diferencia de sonoridad para ondas de la misma intensidad pero de distinta frecuencia y por otra en dis-

tinto comportamiento ante barreras, orificios, absorción y transmisión de energía por distintos materiales, es importante conocer de una fuente de ruido no sólo su potencia acústica global sino a su vez cómo está distribuida esta potencia en las frecuencias componentes, lo que constituye su espectro de potencia.

<i>Potencia (vatios)</i>	<i>Nivel de potencia L_w (dB)</i>	<i>Fuente sonora</i>
1	120	Martillo neumático
0,1		
0,01	100	Automóvil a velocidad media
0,001		
0,0001	80	Voz normal
0,000 01		Transformador distribución
0,000 001	60	
0,000 000 1		
0,000 000 01	40	Pequeño reloj eléctrico
0,000 000 001		Susurro
0,000 000 000 1	20	
0,000 000 000 01		
0,000 000 000 001	0	

Fig. 9. Potencia de fuentes sonoras

Un modo práctico de análisis es grabar la señal total, y pasarla sucesivamente por filtros que sólo dejan pasar bandas estrechas de frecuencias. Los filtros más usados tienen bandas pasantes de ancho de octava, tercios de octava e incluso, décimas de octava.

En las figs. a y b se muestra un ruido de banda ancha, es decir con componentes de frecuencias en gran parte del margen audible (fig. 10).

El espectro medio en tercios de octava de la voz humana distingue la voz masculina y la femenina, observándose la extensión del margen en las frecuencias bajas en el espectro de la voz masculina.

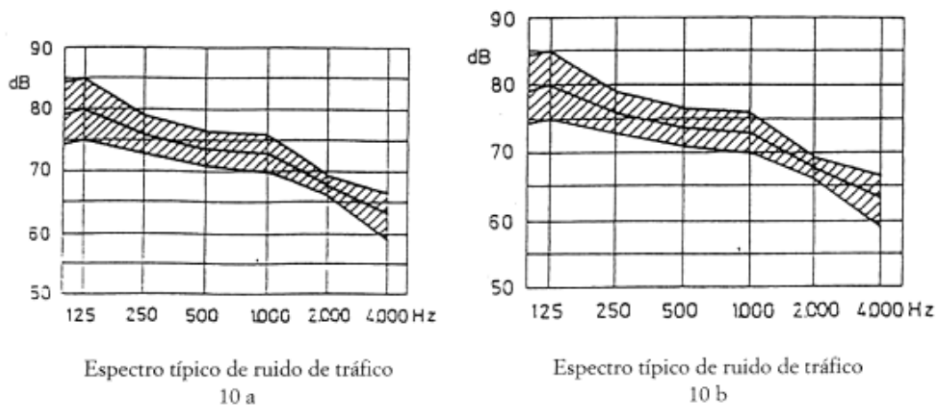


Fig. 10

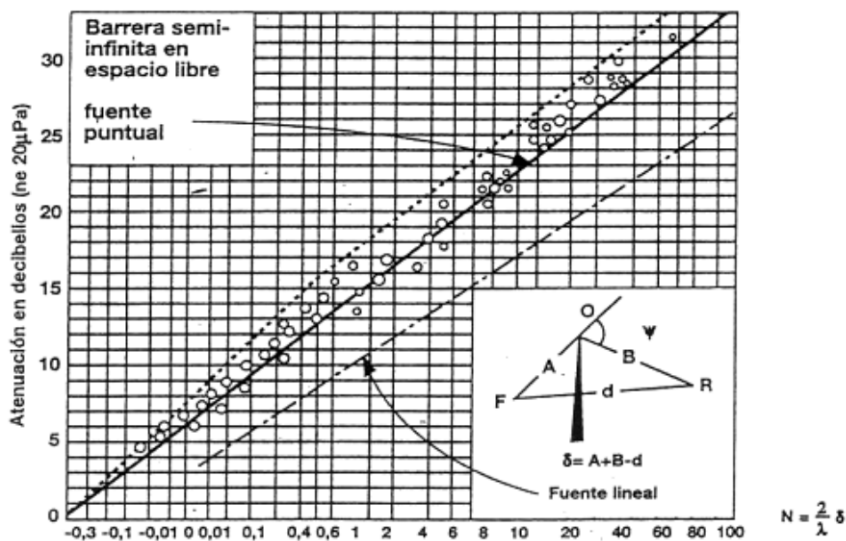


Fig. 11. Mackawa (1968). Gráfico para el cálculo de la atenuación de barreras semiinfinitas

BARRERAS ACÚSTICAS

La menor difracción (curvatura) de las ondas de frecuencias altas con respecto a las bajas tienen su influencia, como anunciamos previamente, sobre el comportamiento de las barreras acústicas. Una primera aproximación del cálculo de atenuación selectiva se puede observar utilizando el ábaco de Maekawa obtenido experimentalmente en Cámara Anecoica.

La variable de referencia es el llamado Número de Fresnell $N = \frac{2\delta}{\lambda}$ en

que δ es la diferencia de recorrido entre fuente y receptor por encima de la barrera y la línea recta. El gráfico da directamente para cada valor de N la atenuación tanto para el caso de ondas esféricas (fuente puntual) como cilíndricas (fuente lineal). N aumenta para una misma δ al disminuir la longitud de λ , es decir al aumentar la frecuencia, aproximadamente 2 dB cada vez que se dobla la frecuencia para fuente puntual y algo menos para fuente lineal, para 4 KHz la atenuación es del orden de 6 dB mayor que a 500 Hz (fig. 11).

Un primer cálculo de la atenuación de la barrera se obtiene para el caso de tráfico rodado a la frecuencia de 500 Hz. En nuestro caso del orden de 10 dB.

AISLAMIENTO ACÚSTICO DE CERRAMIENTOS

Las fachadas de los edificios atenúan el ruido exterior, dependiendo fundamentalmente del cuadrado del producto de la masa por m^2 del cerramiento por la frecuencia de la onda incidente. Atenuación $\sim k (M \cdot f)^2$ (ley de masas) y en decibelios $R \approx 10 \log k (M \cdot f)^2$ dB (R = Reducción por Transmisión).

El gráfico de la figura 12 resume el comportamiento de cerramientos en la zona de aplicación de la ley de masas. Para una determinada masa o peso unitario, R aumenta 6 dB para cada octava superior de frecuencia y análogamente para una misma frecuencia al doblar la masa aumenta 6 dB (R aumenta con $\log f^2$ para m constante, o con $\log M^2$ para f constante), lo que supone 6 dB al doblar f o M).

A partir de la atenuación conocida para distintos materiales a una frecuencia determinada se puede construir la curva de atenuación de un cerramiento en función de la frecuencia.

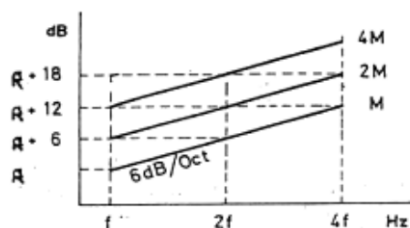


Fig. 12. Representación gráfica de la Ley de Masa

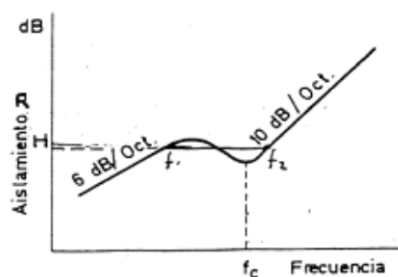


Fig. 13. Aislamiento: efecto de "coincidencia"

Sin profundizar más llamaremos la atención sobre el hecho de que la transmisión a través de cerramientos (muros, tabiques, etc.) es debida principalmente a la radiación del panel por ondas de flexión excitadas por las ondas sonoras del aire.

La velocidad de las ondas de flexión varían con la frecuencia $c \sim \sqrt{f}$, por lo que para un determinado margen de frecuencia de las ondas sonoras y dependientes de los ángulos de incidencia, hay coincidencia de trazas de velocidades sobre el panel y aumenta la amplitud de las ondas de flexión, disminuyendo por tanto la atenuación. Este fenómeno, descubierto por Lotar Kremer (fallecido recientemente), es el llamado efecto de coincidencia que se traduce prácticamente en una zona de atenuación constante (plateau o meseta de coincidencia Waters 1959) que constituye más bien un bache de atenuación a tener en cuenta.

En síntesis el aislamiento de paneles se simplifica dando para cada material y espesor la altura de la meseta y sus frecuencias extremas f_1 y f_2 , que marcan respectivamente el término de la recta de inclinación 6 dB/oct. correspondiente a la ley de masas, y el inicio de la recta de 10 dB/oct. que rige aproximadamente después de la meseta (fig. 13).

La frecuencia de coincidencia corresponde aproximadamente a $2/3 (f_2 - f_1)$.

Existen tablas que dan valores de H y f_2/f_1 , para distintos materiales y geometrías.

Conviene tener presente que para un mismo material la frecuencia de coincidencia disminuye directamente con el espesor del panel $f_c \sim \frac{1}{e}$, de ahí que los muros gruesos inicien la meseta en frecuencias más bien bajas.

Por otra parte la frecuencia de coincidencia se eleva en proporción a $\sqrt{\frac{\rho}{E}}$ en que ρ es la densidad y E el módulo de elasticidad. Esta relación es máxima para material tan denso y maleable como el plomo, de ahí su idoneidad para el reforzamiento de aislamientos acústicos, ya que pocos milímetros dan altas masas por unidad de superficie y además alejan del margen audible la zona débil de atenuación.

Según la ley de masas, para conseguir un aumento de atenuación de 6 dB, hay que doblar la masa por unidad de superficie, es decir hay que doblar el espesor del panel, lo cual limita por coste, peso y volumen la atenuación alcanzable con muros, que es difícil pasar de 50 dB a frecuencias medias.

De ahí que se recurra en casos de necesidad de altos aislamientos a las dobles paredes, que aumentan el aislamiento en cuantía inferior a la suma.

No obstante, la mayoría de los cerramientos usuales de fachadas de mampostería dan una atenuación suficiente respecto al medio ambiente acústico exterior, incluso en las proximidades de autovías, aeropuertos o zonas industriales.

Lo que hay que cuidar son los puntos débiles de atenuación de los cerramientos constituidos por los huecos, tales como ventanas, puertas, lucernarios, etc.

Las ventanas presentan aislamientos que pueden variar del orden de 10 dB para las poco cuidadas hasta 20 dB para las muy cuidadas, e incluso 30 o más dB para las dobles ventanas cuidadas.

Influye entonces la proporción de superficie de huecos a la total, con sus aislamientos respectivos. Como ejemplo ilustrativo una relación de superficies de 1/6 entre ventanas y el total de fachada la atenuación global es aproximadamente la de la ventana aumentada en $10 \log 6 = 8$ dB, es decir la fachada tiene un aislamiento global de 28 dB.

ABSORCIÓN ACÚSTICA

Un fenómeno adicional a tener en cuenta en relación con el medio ambiente acústico es el de absorción de energía acústica por el propio medio ambiente y sus materiales usuales, aire, terreno, vegetación, tejidos, maderas, mampostería, etc., y en particular los llamados materiales y sistemas acústicos absorbentes, diseñados específicamente para absorber energía acústica.

La absorción depende en gran parte del espectro del ruido. Las bajas frecuencias son mucho más difíciles de absorber que las altas frecuencias. La mayoría de los materiales absorben en mayor o menor proporción altas frecuencias, por ej. vegetación, cortinas, moquetas, etc.

Cuantificada la absorción por la relación entre la energía absorbida y la incidente queda definido un coeficiente de absorción cuyo valor máximo es la unidad $\alpha \leq 1$.

Los materiales acústicos absorbentes se clasifican en dos grandes grupos, los de estructura *porosa* tales como las fibras minerales, y los de efecto resonante (paneles vibrantes, oquedades, etc.). En los primeros la atenuación aumenta con la frecuencia, y en los segundos la atenuación es selectiva (fig. 14).

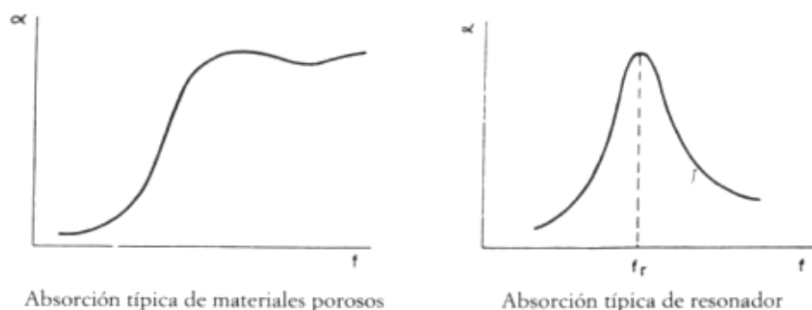


Fig. 14. Materiales típicos absorbentes

La absorción como proceso físico reduce la reflexión de las ondas sonoras sobre las superficies en las que inciden.

El campo libre, la absorción del suelo y vegetación influyen en la propagación, introduciendo una mayor atenuación a nivel del suelo, de ahí que el teatro griego utilizase la pendiente en el anfiteatro. El aire por sí mismo también atenúa las altas frecuencias.

Las barreras acústicas que reflejan sonido hacia la fuente de ruido, tienen posibilidad de reducir el nivel en la zona anterior si tienen un revestimiento absorbente. En recintos cerrados la absorción reduce el nivel sonoro, debido tanto a fuentes internas como al de inmisión de fuentes externas a través de sus cerramientos.

A título orientativo la intensidad acústica en recintos cerrados es proporcional a la potencia de las fuentes e inversa a la absorción total

$$I = \frac{W}{A} \text{ [vatios/m}^2\text{]}$$

W es la potencia total y A las unidades de absorción, entendiéndose como tal la suma de los productos de los coeficientes de absorción α , por las dimensiones en m^2 de las distintas superficies S_i

$$A = \sum \alpha_i S_i \text{ [m}^2\text{]}$$

El nivel sonoro $10 \log I/I_0$ se reduce en 3 dB cada vez que la intensidad se reduce a la mitad, lo cual se consigue o bien bajando la potencia acústica de las fuentes a la mitad, o aumentando la absorción al doble.

Normalmente el aumento de absorción se consigue con materiales absorbentes en la superficie del techo o con elementos absorbentes colgados, esto último más propio de recintos fabriles.

De todas formas es difícil conseguir aumentos de absorción superiores a 10 veces, lo que limita la reducción de nivel sonoro por este medio a un máximo de 10 dB. Son normales reducciones entre 4 y 6 dB. No obstante, cuando se trata de recintos en que la fuente predominante es el diálogo el efecto de la reducción del nivel es mucho mayor, ya que al reducir el nivel de ruido de fondo, baja el nivel de emisión de la voz, que a su vez reduce el nivel de fondo. Es decir la absorción tiene un efecto de realimentación negativa, operando en sentido contrario cuando hay disminución de absorción.

Otro aspecto importante de la absorción es en conexión con el aislamiento acústico de dobles paneles, reduciendo la energía acústica en el

espacio intermedio. En el caso de ventanas dobles la absorción en el espacio intermedio se consigue tratando con material poroso su perímetro.

El aislamiento acústico y el aislamiento térmico se compatibilizan en el caso de dobles paredes, al utilizar material en el espacio intermedio del tipo de fibras minerales, que une a su capacidad de absorción acústica su poder aislante térmico. En general los materiales aislantes térmicos tienen propiedades absorbentes acústicas.

MEDIDA DEL CAMPO ACÚSTICO: NIVEL CONSTANTE EQUIVALENTE, L_{eq}

Finalmente terminaremos esta sucinta descripción de los fenómenos y procesos básicos en el aspecto acústico del medio ambiente haciendo una referencia a la medida del campo acústico.

La variable que venimos utilizando para valorar el campo acústico es la presión acústica p , presión que se extiende en el margen audible entre 20μ Pa y 100 Pa. En laboratorio es fácil generar y medir distintos tipos de ruidos. En el medio ambiente las señales acústicas o ruidos, en general, ocurren de forma variable no sólo en frecuencia e intensidad sino en el tiempo, y en muchos casos de forma aleatoria.

Se trata pues de usar una medida que valore la variación estadística del nivel sonoro y que a su vez esta medida física se corresponda con la sensación sonora y en cierta medida con los efectos sobre la salud.

La valoración estadística se hace utilizando el nivel continuo equivalente. Esta equivalencia se refiere a un valor teóricamente constante que actuando durante el mismo tiempo corresponda a la misma energía que la señal variable.

La energía acústica media durante un tiempo T es la integral de la variación del cuadrado de la presión instantánea dividida por el tiempo

$$p^2 = \frac{1}{T} \int p^2 dt \text{ [N/m}^2\text{]}^2$$

y el nivel continuo equivalente

$$L_{\text{req}} = 10 \log \frac{\frac{1}{T} \int p^2 dt}{p_0^2} = 10 \log \frac{1}{T} \int \frac{p^2}{p_0^2} dt$$

Si el ruido tiene niveles constantes L_i durante periodos de tiempo T_i se halla la media de la relación de energías de cada periodo, sabiendo que el nivel $L_i = 10 \log \frac{P_i^2}{P_0^2}$ corresponde a una relación de energía $\frac{P_i^2}{P_0^2} = 10^{L_i/10}$

Así si

$$\left. \begin{array}{l} L_1 = 80 \text{ dB} \\ T_1 = 3 \text{ horas} \end{array} \right\} ; \quad \left. \begin{array}{l} L_2 = 90 \text{ dB} \\ T_2 = 1 \text{ h.} \end{array} \right\} ; \quad \left. \begin{array}{l} L_3 = 70 \text{ dB} \\ T_3 = 4 \text{ h.} \end{array} \right\}$$

$$\sum \frac{P_i^2}{P_0^2} = [3 \cdot 10^8 + 10^9 + 4 \cdot 10^7] = 10^7 [30 + 100 + 4] = 134 \cdot 10^7$$

y por tanto el nivel equivalente global (8 h)

$$L_{\text{req8h}} = 10 \log \frac{1}{8} 134 \cdot 10^7 = 10 \log 17 \cdot 10^7 = 10 \cdot [1,9 + 7] = 89 \text{ dB}$$

CONTROL DE RUIDO EN CENTROS DE TRANSFORMACION ELECTRICOS

*A. Lara Sáenz, **J.J. Mantinez Requena

*INSTITUTO DE ACUSTICA, CSIC. Serrano 144 - 28006 Madrid

**IBERDROLA, S.A. Claudio Coello 53 - 28001 Madrid

INTRODUCCION

Los Centros de Transformación (CT) en la etapa final de distribución, plantean problemas de ruido en el vecindario tanto los instalados en edificios ocupados, como los ubicados al aire libre que pueden afectar al entorno.

Esta comunicación resume el trabajo de campo realizado en diversos CT a lo largo de la geografía española, la problemática deducida y soluciones para su control. (Forma parte del Proyecto de la Industria Eléctrica P.I.E.núm. 135028/92).

CT, EN EDIFICIOS

Medidas y problemática acústica

Dado que el sonido dominante y principal en los CT es el "zumbido" uniforme y continuo generado por el fenómeno magnetoestrictivo en las chapas de los Transformadores, con una frecuencia fundamental de 100 Hz y sus primeros armónicos (Fig. 1), se implementó un equipo de medida que detectase los niveles mínimos, correspondientes al nivel de fondo. Ello redujo el problema de las medidas nocturnas basadas en evitar interferencias con ruidos de tráfico etc. del entorno diurno. En pausas de 2 minutos aparecían siempre niveles mínimos constantes propios del ruido radiado por los transformadores, a cualquier hora del día. El

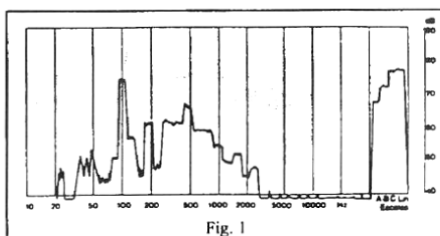


Fig. 1

nivel de presión sonora interior medido a la distancia normalizada de 1,00 y 1,25 m de altura variaba fundamentalmente en función del tipo de transformador y de la potencia instalada.

La influencia del local, se hace poco sentir en el campo directo. En el campo reverberado, la influencia de la absorción y los modos propios, característicos de geometrías paralelepípedicas, se tuvieron en cuenta a la hora de evaluar el campo sonoro interno. Se comprobó que a los efectos de ruido transmitido al exterior, la mayor influencia estaba en la poca atenuación

que introducían las rejillas de ventilación, evaluándose en función de la aislación de los paramentos de los cerramientos, el aislamiento global de las fachadas. El nivel medio del campo sonoro interior en el conjunto de CT medidos, fue del orden de los 55 dBA



Fig. 2

A los efectos de la radiación al exterior, el aislamiento global, dado la pequeña superficie relativa de las rejillas de ventilación y en muchos la puerta de acceso, se mantenía en niveles del orden de los 15-25 dBA, lo que no constituye problema mas que en las proximidades de las rejillas de ventilación (Fig. 2).

Transmisión de vibraciones por la estructura

Se han diferenciado dos tipos de montajes de Transformadores en cuanto a su situación respecto de la estructura de los Edificios:

- Base de sustentación cuasi-rígida, para montajes sobre suelo indeformable (sótano o sobre la fundación del edificio).
- Base de sustentación semi-elástica, para montaje sobre forjados entre plantas.

a) Base de sustentación cuasi-rígida

Frecuencia propia media estimada 8 Hz. Circuito mecánico equivalente, Fig. 3a

K_T Rigidez elemento antivibratorio

M_T ..Masa del Transformador

M_F Masa equivalente de la fundación: (Teoría del Espacio elástico medio) bloque circular de radio equivalente

$$r_{eq} = \sqrt{\frac{a \cdot b}{\pi}} \text{ (m)}$$

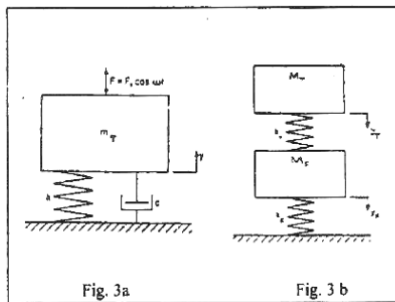
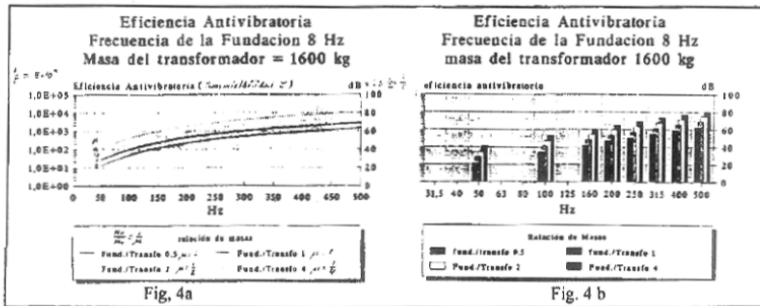


Fig. 3a

Fig. 3 b

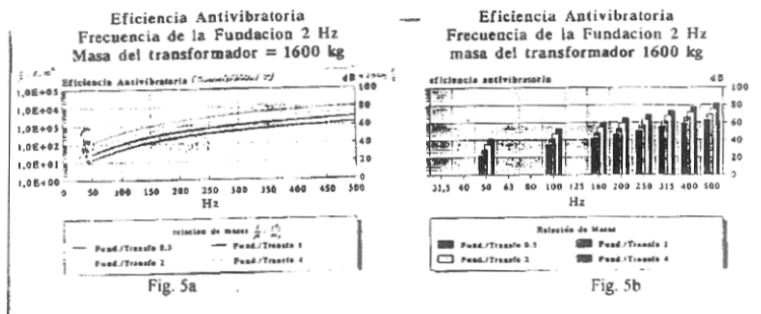
Se eligió como material antivibratorio de tipo compuesto (CDM-53) de alta eficacia.

Se presentan dos series de curvas de atenuación para cuatro relaciones de $\mu = M_T/M_F$ (1, 2, 1/2, 1/4) y para una masa de transformador $M_T = 1600$ Kg (se han obtenido otras series de curvas para valores de M_T de 2000 Kg, 2700 Kg y 3800 Kg).



b) Base de sustentación semi-elástica

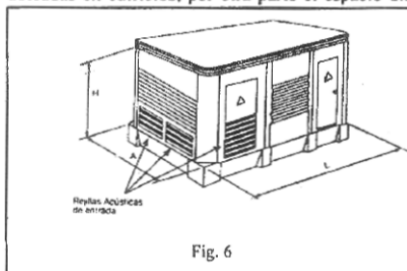
Se presentan las atenuaciones para los mismos casos anteriores basados ahora en una frecuencia propia de la base de 2 Hz (Figs. 5a y 5b), y un sistema mecánico de dos grados de libertad (Fig. 3b)



CT PREFABRICADOS

Medidas y Problemática Acústica

Por su reducido tamaño, el nivel del campo sonoro en los CT Prefabricados es superior a los ubicadas en edificios; por otra parte el espacio disponible para situar silenciadores es mas reducido por la proximidad de los Transformadores a las paredes. Esto ha obligado al diseño de silenciadores de poco fondo y a extremar el tema de ventilación. Por el contrario, desaparece el problema de transmisión estructural (Fig. 6)



Control de Ruido en los CT

Con el fin de atenuar el ruido transmitido al exterior por los CT se han estudiado, diseñado, contruido y ensayado distintos prototipos de silenciadores:

Semilaberinto, (Fig. 7); Laberinto Fig. 8; Laberinto de Pantalla Fig. 9; doble Laberinto de Pantalla Fig. 10; Rejilla Acústica, (R.A.) Fig. 11 y finalmente una Seta Acústica diseñada como ventilación atenuada en techo para el caso de los CT prefabricados, Fig. 12.

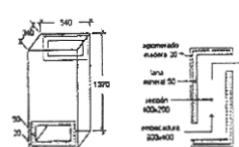


Fig. 7

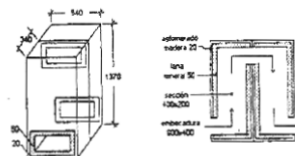


Fig. 8

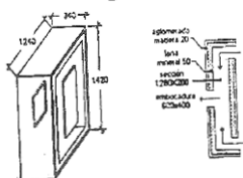


Fig. 9

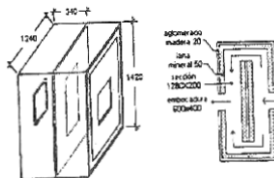


Fig. 10

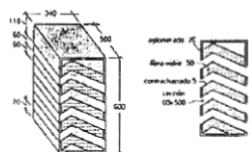


Fig. 11

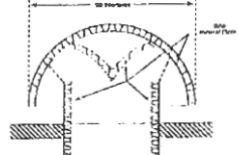


Fig. 12

Los cuatro primeros prototipos están proyectados para CT ubicados en edificios. La "Rejilla Acústica" está especialmente diseñada para cuando se dispone de poco sitio entre el transformador y la rejilla metálica exterior, y en particular en los CT prefabricados y en los CT compactos, sustituyendo a la rejilla metálica rígida.

APLICACIONES PILOTO

CT EN EDIFICIO:

Potencia Instalada: 2 TRAFOS, de 400 KVA (piraleno) y 630 KVA (resina epoxy).

Ventilación: Entrada 2 rejillas de 1x0,6 m

Salida 5 rejillas de 0,5x0,6 m

Tratamiento Acústico: Entrada 2 R.A. de 1x0,6 m

Salida 1 Laberinto simple de 3,5x0,6 m

Medidas acústicas:

Rejillas de entrada Antes 55,5 dBA, Después 48 dBA

Ventana próxima: Antes 49,5 dBA, Después 43,0 dBA

CT PREFABRICADO (Fig. 6)

Tratamiento acústico: Entrada 3 R.A. Salida 1 R.A. doble y 2 Setas en techo

Atenuación del ruido radiado con respecto a la medida en Campo Libre: 7 dBA

Recalentamiento: 5°C (R.U. < 9°C).

Proceedings of the Institute of Acoustics

ON THE GENERALISED IMPEDANCE CONCEPT, ANALOGIES AND ACOUSTIC APPLICATIONS

Dr. A. Lara-Sáenz

President Spanish Acoustical Society
Director Emeritus, Institute of Acoustics, CSIC, Madrid, Spain.

1. INTRODUCTION

The term impedance, universally identified by capital zeta (Z) was introduced in the electrical field in 1886 by the famous English Physicist Oliver Heaviside to describe the voltage to current ratio in a circuit comprising a resistor (R) and a inductor (L). (fig. 1),

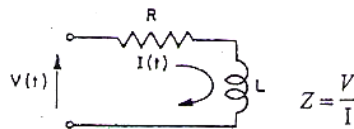


Fig. 1

It was a step forward to the Ohms law, soon extended to circuits including capacitors (C). The impedance concept has proved to be very useful to relate any voltage to current ratio. It has had a great development in electric network theory, as well as in other fields of physics including acoustics.

A particularity of acoustics is that the "systems" involved in most acoustic problems, do not have physically concentrated parameters as is the case of most electromechanical systems. In acoustics we have in general mechanical vibratory sources with concentrated parameters, immersed in continuous media with distributed parameters in which the vibratory energy is propagated by elastic waves that may reflect, diffracts, absorb or transmit energy in obstacles, or develop sound sensations in living species through the ear mechanism.

The electro-mechanical-acoustical analogies is a very useful tool to describe acoustical systems with concentrated parameters as can be the case of the Helmholtz resonators. The flow of

generalised impedance

Acoustic waves through tubes and cavities are treated as mechanical systems with concentrated parameters provided that its physical dimensions be small as compared with the wave lengths.

This is not the case in many acoustical situations where in dealing with waves it is necessary to make appeal to the wave impedance concept and to phenomena better developed in the electromagnetic field (as is the case of the acoustic shadows by barriers, based on the edge diffraction theory of electromagnetic waves solved by Sommerfeld in 1896) and in particular in the transmission lines theory.

We will refer first to the concentrated parameters systems and then to electromagnetic waves and transmission lines, using the appropriate analogies for the applications to acoustic systems. In all cases we will consider linear and constant parameters, that besides of facilitating the equations formulation coincides with most of the common physical phenomena and processes.

2. GENERALISED IMPEDANCE

2.1.- Generalised impedance concept

Life and Nature in its most general meaning convey continuous process of propagation, transmission and transformation of energy. The transfer of energy implies sources and receivers and in most cases intermediate transmission systems.

Energy whatever its nature, can be defined and evaluated by the product of two factors, related respectively with its intensity and capacity characteristics.

So we have the following pair of factors for the different kinds of energy.

Energy	Electrical	Mechanical	Acoustical	Electromag.	Thermodin.
Factors	V,I	F.U	p.Q	ExH	T.S (entropy)
Power(watts)	Volt.amp.	N. m/s	$N/m^2.m^2.m/s$	Volt./m amp.m	kcal/s

Generalised impedance

As a generalisation of the impedance concept, the impedance of a system can be defined as an intrinsic "operator" that transforms the applied excitation function (ϵ) into a response function, (r) representing respectively the intensity and capacity factors of the energy involved, i.e.

$$Z = \epsilon/r$$

The power W_a "absorbed" (no reflected) by the system, being the product of the excitation by the response, is governed by the impedance

$$\left. \begin{array}{l} W_o = \epsilon \cdot r \\ Z = \frac{\epsilon}{r} \end{array} \right\} W_a = \frac{\epsilon^2}{Z} = Zr^2 \text{ (watts)}$$

The impedance controls and "measure" the response of the system, and is called its input impedance.

2.2.- Impedance complex representation

The linearity of the systems allows the application of the additive principle to simplify all kind of excitations, and consequently of responses, to harmonic functions of time ψ_e and ψ_r of the form

$$\psi(\omega t) = \psi \cos \omega t = |\psi| \cos(\omega t + \phi) = \text{Real} |\psi| e^{j(\omega t + \phi)}$$

and the impedance

$$Z(\omega) = \frac{\psi_e}{\psi_r} = \frac{|\psi_e|}{|\psi_r|} e^{j(\phi_e - \phi_r)} = |Z| e^{j\theta} = R + jX$$

a vector to be represented in the impedance complex plane (fig. 2a).

The Admittance $Y = \frac{1}{Z}$, as the geometrical inversion of a vector, corresponds to the vector $1/Z$ in the figure 2b

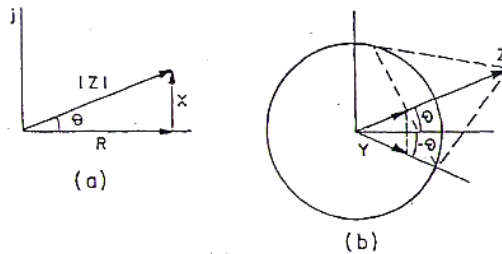


Fig. 2

3. IMPEDANCE ANALOGIES

3.1.- Lumped parameters systems; Electrical, Mechanical and Acoustical impedances

The energetic processes involve phenomena of dissipative, inertial and potential nature. The power transmission through physical components is regulated by well known physical laws that relate its particular reactions in said processes, Coulomb, Hook, Newton, Ampere, Faraday and Maxwell being the main names involved.

The dissipative phenomena being directly related to the response, and the kinetic and potential one to its derivative and integral respectively, the following general equations can be established

$$\text{Dissipative laws, } \psi_e = \mathbf{A}\psi_r$$

$$\text{Dynamic laws, } \psi_e = \mathbf{B} \frac{d\psi_r}{dt}$$

$$\text{Potential laws, } \psi_e = \frac{1}{\mathbf{C}} \int \frac{d\psi_r}{dt}$$

The constants \mathbf{A} , \mathbf{B} and $1/\mathbf{C}$ corresponds with physical system components deduced directly by application of these laws to different fields.

Generalised impedance

The next table shows the respective analogous components in the electrical mechanical and acoustic fields.

Component	Dissipative A	Kinetic B	Potential 1/C	Excit Ψ_e	Resp. Ψ_i
Energy					
Electrical	Resistance, R	Inductance, L	Capacitance, C	V	I
Mechanical	Mech. Friction, R_m	Inertance, m	Mec.Compliance, C_m	F	U
Acoustical	Flow Resist., R_A	Ac. Inertance, M_A	Ac. Compliance, C_A	p	Q

When dealing with oscillatory functions and in particular with harmonics functions, the dynamic and potential laws, as containing time derivatives and integral of the functions, have imaginary components, $d\Psi/dt = j\omega\Psi$ and $\int\Psi dt = \Psi/j\omega = -j\Psi/\omega$.

Heaviside, applying the Cauchy operational calculus introduced an elegant procedure to solve integro-differential equations mainly in the electric field by means of the operator $p = d/dt$ and $1/p = \int dt$.

For harmonic functions,

$$p = j\omega \text{ and } 1/p = 1/j\omega = -j/\omega$$

If we go back to the original series electric circuit, with lumped R L and C components (Fig. 3), excited by an harmonic voltage $V = |V|e^{j\omega t}$

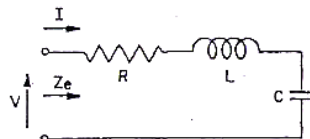


Fig.3
Fig.3

generalised impedance

The Kirckoff's voltage law, $V = V_R + V_L + V_C$, gives $V = RI + L \frac{dI}{dt} + 1/C \int I dt$ and applying the Heaviside operator p

$$V = RI + pLI + I/pC = I (R + pL + 1/pC)$$

and the input impedance results

$$Z_i = V/I = R + pL + 1/pC = R + j(\omega L - 1/\omega C)$$

This is the well known electrical series impedance $Z = R + jX = |Z| e^{j\theta}$ where

$$|Z| = \sqrt{R^2 + X^2} \quad \text{and} \quad \text{arctg } \theta = \frac{X}{R}$$

The real and imaginary parts of the vector impedance, are related with the components of the system, what makes possible to evaluate the response of the circuit, $I = V/Z$ and the power delivered to the circuit $W = V^2/Z = ZI^2$

By substitution of the corresponding components in each field, the following input impedance are obtained,

Electrical series circuit: $Z_e = V/I = R + j(\omega L - 1/C\omega)$

Mechanical series circuit: $Z_m = F/U = R_m + j(\omega m - 1/C_m\omega)$

Acoustical series circuit: $Z_A = p/Q = (F/S)/SU = Z_m/S^2 = R_m/S^2 + j(\omega m/S^2 + 1/C_m S^2)$
 $= R_A + j(\omega M_A - 1/\omega C_A)$

The acoustic components are deduced from the mechanical ones by dividing the Resistive and Inertial components by the square of the surface (S^2) to which the acoustic pressure is applied, and multiplying by S^2 the potential element or mechanical compliance.

Generalised impedance

The units are:

$$Z_e = \frac{V}{I} = \frac{\text{Vol ts}}{\text{a m p.}} = \Omega_e, \text{ electrics ohms}$$

$$Z_m = \frac{F}{U} = \frac{\text{Newt on.s}}{m} = \Omega_m, \text{ mechanics ohms}$$

$$Z_A = \frac{p}{Q} = \frac{\text{Newt on/m}^2}{\text{m}^3/\text{s}} = \frac{\text{N.s}}{\text{m}^3 \cdot \text{m}^2} = \Omega_A, \text{ Acoustics ohms or Rayl s/m}^2$$

$$\text{The Acoustic inertance, } M_A = \frac{m}{S^2} = \frac{\text{N.s}^2}{\text{m}^5}$$

$$\text{The Acoustic compliance } C_A = C_m \cdot S^2 = \frac{m}{N} \cdot \text{m}^4 = \frac{\text{m}^5}{N} = \frac{V}{B}$$

(B = Bulk Modulus of elasticity, N/m²)

(V, m³)

3.2.- Distributed parameters systems: Acoustic waves and impedances

Condensed matter in any of its states and aggregation grades, contains the three basic components **A**, **B**, **C**, involved in the transmission of energy, the difference being that these components are spatially distributed, instead of concentrated.

Any physical perturbation in the continuum medium is propagated by waves. This is the case of acoustics waves, that propagate mechanical energy transmitted to or through the medium by matter vibration.

The acoustic hypothesis simplifies the medium to the isotropic non dissipative, linear and homogeneous case, which facilitates the formulation of the physical laws of mass and momentum conservation, that together with the Bulk elasticity modulus $B = -\frac{\partial P}{\partial V / V}$ results in the well known wave equation

$$\nabla^2 \psi = 1/c^2 \ddot{\psi}$$

generalised impedance

here ψ is any variable defining the physical perturbation (displacement, velocity acceleration or pressure time variations) and c is the speed of wave propagation $c = \sqrt{B/\rho}$, ρ is the density of the medium.

The solution of these equations is a wave function of the general form

$$\psi(r, t) = \psi e^{-\Gamma r + pt}$$

with complex constants:

$$r \text{ (amplitude)} = |\psi| e^{i\phi}$$

$$\Gamma \text{ (propagation constant)} = \alpha + j\beta$$

$$p \text{ (oscillation constant)} = \xi + \omega t$$

and p , for the Acoustic hypothesis and harmonic excitation, reduces to $\Gamma = j\beta$, $p = \omega t$ and the solution is written

$$\psi(r, t) = \psi e^{j(\omega t - \beta r + \phi)},$$

which defines for any spatial position r_i an harmonic oscillation with time, and at any instant t_i , a partial sinusoidal state of oscillation.

The variable ψ is used to be the acoustic pressure p because of the facility to measure it through microphones or hydrophones in fluids. In solids use is made of vibrometers to measure displacement, velocity or acceleration.

The wave fronts defined by the surfaces of constant phase $\phi = \omega t - \beta r + \phi = \text{Const.}$ depends on the geometry of the excitation, resulting in plane, spherical or cylindrical wave.

$$\text{For } \frac{d\phi}{dt} = 0 \text{ and } c = \frac{dr}{dt} \text{ results } c = \frac{\omega}{\beta}$$

The specific acoustic impedance is defined by the ratio of the acoustic pressure (excitation) to the associate velocity of oscillation (response)

$$Z = \frac{P}{u}$$

For the basic plane wave geometry, $p(x, t) = |P| e^{j(\omega t - \beta x + \phi)}$ and $u(x, t) = |U| e^{j(\omega t - \beta x + \phi)}$

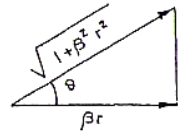
Generalised impedance

The linearized Euler equation, $\frac{\partial p}{\partial x} = \rho \frac{\partial u}{\partial t}$

results in $Z = p/u = \rho c$, a real quantity

For other geometries the ratio p/u depends of r and β and is in general complex. In the case of spherical waves, the absolute magnitude of Z results

$$|Z| = \frac{|p|}{|u|} = \rho c \frac{\beta r}{\sqrt{1 + \beta^2 r^2}} \quad \text{with } \text{tg } \theta = \frac{1}{\beta r}$$



which corresponds to the vector diagram

$$\text{Therefore } \cos \theta = \frac{\beta r}{\sqrt{1 + \beta^2 r^2}} \quad \text{and} \quad \frac{|p|}{|u|} = \rho c \cos \theta$$

For large values of βr (high frequencies or long distances) $\cos \theta \rightarrow 1$ and the ratio $\frac{|p|}{|u|} = \rho c$ coincides with the ratio $Z = p/u$ in plane waves.

The constant ρc , a significant property of the medium is called the characteristic impedance Z_0 of the medium. As

$$c = \sqrt{\frac{B}{\rho}} \quad Z_0 = \rho c = \sqrt{\rho B}$$

ρ, B are two distributed parameters of the medium related with the inertial and potential energy.

4. WAVES AND TRANSMISSION LINES ANALOGIES

4.1.- Electromagnetic field impedance

Once more the development in other field as in electromagnetism, can be useful in acoustics.

The electrical transmission lines is a particular case of electromagnetic waves “guided” through wires, at low frequencies.

Generalised impedance

The electrical transmission lines is a particular case of electromagnetic waves “guided” through wires, at low frequencies.

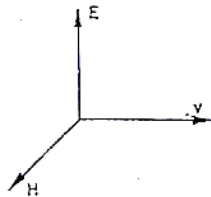
The electromagnetic waves vectors are the solutions of the Maxwell equations relating the spatial variation of the Electric intensity field vector E (Volt/m) and the magnetic, H (amp.m).

$$\left. \begin{aligned} \nabla^2 E - \Gamma^2 E &= 0 \\ \nabla^2 H - \Gamma^2 H &= 0 \end{aligned} \right\}$$

With the propagation constant $\Gamma = \sqrt{j\omega \mu(g + j\omega \epsilon)} = \alpha + j\beta$ function of the field distributed parameters $g \epsilon \mu$. The vectors E and H oscillate harmonically with time as corresponds to harmonic excitation of the field.

The solution for E and H are propagating waves of the form, $E(xyz) = E e^{-\Gamma z}$, $H(xyz) = H e^{-\Gamma z}$ the instantaneous values of E and H being $E e^{j\omega t}$ and $H e^{j\omega t}$.

The vectors E and H have different values and directions according to the type of wave associated to the excitation. In the wave front, the vectors E and H , and the speed of propagation v are orthogonal.



In general the vectors E, H, v are not trirectangular and 6 wave impedances are defined in three

directions, $Z_{xy} = \frac{E_x}{H_y}$, $Z_{xz} = \frac{E_x}{H_z}$, $Z_{yz} = \frac{E_y}{H_z}$ and the opposites Z_{yx}, Z_{zx} and Z_{zy} .

For perfect dielectric media or in vacuum, $g = 0$, and the ratio $\frac{E}{H} = \sqrt{\frac{\mu}{\epsilon}} = \eta$, defines the intrinsic characteristic impedance of the medium, and $\Gamma = j\omega\sqrt{\mu\epsilon}$, the propagation constant.

In general, $\eta = \sqrt{\frac{j\omega\mu}{g + j\omega\epsilon}}$ and $\Gamma = \sqrt{j\omega\mu + (g + j\omega\epsilon)}$.

Generalised impedance

For free space, $\mu_0 = 4\pi \times 10^{-7}$ Henry/m, $\epsilon_0 = \frac{1}{36\pi} \times 10^9$ Farad/m

$$\eta_0 = \sqrt{\frac{\mu_0}{\epsilon_0}} = 120 \pi \Omega, \quad v_0 = \frac{1}{\sqrt{\mu_0 \epsilon_0}} \approx 3 \times 10^8 \text{ m/s}$$

4.2. - Analogies between electromagnetic and transmission line waves propagation

When writing the Maxwell equations for uniform plane waves or TME (Transverse electromagnetic) and choosing the equiphase plane yz , the equations have the form

$$\begin{aligned} \frac{dE_y}{dx} &= -j\omega\mu H_z = Z H_z \\ \frac{dH_z}{dx} &= -(g + j\omega\epsilon) E_y = Y E_y \end{aligned}$$

These equations are analogous to the equations for homogeneous electric lines

$$\begin{aligned} \frac{dV}{dx} &= -(R + j\omega L) I = Z I \\ \frac{dI}{dx} &= -(G + j\omega C) V = Y V \end{aligned}$$

where Z and Y are the distributed series impedance and shunt admittance for unit length (fig. 8). The pairs $E_y H_z$ and $E_z H_y$ (and the acoustics $p u$) are equivalent to the pair $V I$ in electric lines with distributed parameter for unit of length $RLGC$, the parameters equivalencies being

$$\begin{bmatrix} \mu \equiv \rho \equiv L \\ g \equiv - \equiv G \\ \epsilon \equiv B \equiv C \end{bmatrix}$$

These equivalencies between plane waves and electric lines together with the previous lumped electroacoustic analogies, allows with some restrictions on wave length vs geometry, the transmission of acoustic waves in open or limited spaces systems to be treated as equivalent transmission lines in lumped parameters circuits.

5. ENERGY TRANSMISSION

5.1. - Equivalent source circuit

The transfer of energy implies a source (active system) and a receiver (passive circuit, or load) and in many cases a transmission system in between.

The receiver has been characterised, for any kind of energy, by a Dipole with its input

impedance. $Z_i = \frac{\text{excitation}}{\text{response}} = |Z| e^{j\theta}$

To define the source, we go back to the electrical network theory and apply the Thevenin theorem, (1883) that states that any active linear network is equivalent to a Dipole consisting of a generator with the open circuit voltage V_s in series with its internal impedance Z_s , as measured with all its sources in short circuit. (fig. 4a)

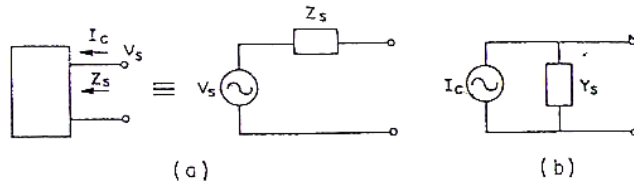


Fig.4

Sometimes it is convenient to use the equivalent dual current source $I_c = \frac{V_s}{Z_s}$ in parallel with the

admittance $Y_s = \frac{1}{Z_s}$ (fig. 4 b)

5.2.- Energy transmission by direct coupling

For direct coupling between source and load the equivalent electrical circuit of fig. 5 holds, where the voltage V_s drives a current I through the whole circuit.

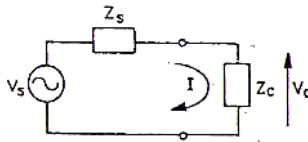


Fig. 5

The power delivered to the load $W_c = V_c \cdot I$, can be solved in terms of both V_s (the excitation intensity factor) and the impedances Z_s and Z_c . It is straightforward from the circuit that

$$\left. \begin{aligned} W_c &= V_c \cdot I \\ Z_c &= \frac{V_c}{I} \end{aligned} \right\} W_c = Z_c I^2 = V_s^2 \frac{Z_c}{(Z_s + Z_c)^2} = V_s^2 \frac{I}{(1 + \tau)^2} \text{ watts} \quad \tau = Z_c / Z_s$$

$$\left(I = \frac{V_s}{Z_s + Z_c} \right)$$

i.e. the power “received” is a function of the ratio Z_c/Z_s .

Differentiating W_c with respect to τ and equating to zero, the maximum value of W_c is for $\tau = 1$

i.e. for $Z_c = Z_s$ (impedance matching) and $(W_c)_{\max} = \frac{V_s^2}{4Z_c}$ watts

The maximum coupling or impedance matching is of primary importance in the transfer of energy. In acoustics is used in the positive or negative sense according if it is desired to transmit the maximum energy, as is the case of the ear mechanism, or to reflect or absorb the maximum as in isolation systems. At the end, the energy not reflected has to be transmitted, transformed or dissipated, the sink elements been the resistances.

5.3.- Transmission of energy through an intermedium system: four terminals or tetrapoles.

In most cases between the source and the load it is intercalated a transmission system that can be generalised to be a tetrapole (fig. 6a).

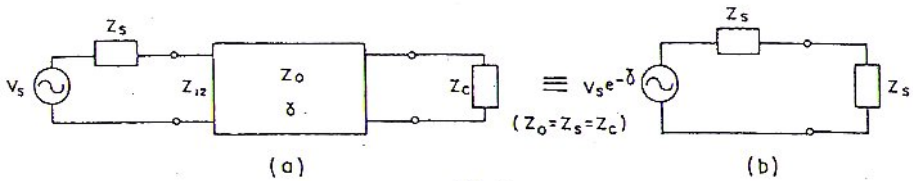


Fig. 6

In the tetrapole are defined different impedances. The more important from the point of view of energy transmission are its characteristic impedance Z_0 and the input impedance Z_{12} as a function of the load Z_c .

Z_0 is an intrinsic characteristic, defined as the impedance seen in the primary poles when the secondary is loaded with this same impedance Z_0 . Consequently Z_0 coincides with the impedance of an "infinite" chain of equal tetrapoles as represented in the figure 7.

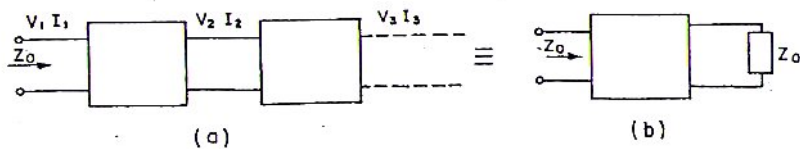


Fig. 7

It follows directly from the chain that

$$Z_0 = \frac{V_1}{I_1} = \frac{V_2}{I_2} = \dots \quad \text{and} \quad \frac{V_1}{V_2} = \frac{V_2}{V_3} = \dots = \frac{V_n}{V_{n+1}} = e^\gamma$$

where γ is the transmission constant. in general complex, $\gamma = \alpha + j\beta$, with α the attenuation constant and β the phase constant. For Harmonic excitation $\beta = k = \frac{\omega}{c}$

Generalised impedance

The insertion of a tetrapole in the case of matched impedances, $Z_0 = Z_s = Z_c$, is then equivalent to a direct coupling with the voltage source attenuated to $V_s e^{-\gamma}$ (fig. 6b). The transmitted energy results

$$W_c = \frac{V_s^2}{4Z_c} e^{-2\gamma}$$

In the general case of the tetrapole loaded with $Z_c \neq Z_0$ the input impedance can be evaluated by the well known equation in network theory

$$Z_{12} = Z_0 \frac{Z_c \operatorname{ch} \gamma + Z_0 \operatorname{sh} \gamma}{Z_c \operatorname{sh} \gamma + Z_0 \operatorname{ch} \gamma}$$

for $Z_c = 0$ $Z_{12} = Z_{1c}$ (short circuit input impedance) $= Z_0 \operatorname{th} \gamma$

for $Z_c = \infty$ $Z_{12} = Z_{10}$ (open circuit input impedance) $= Z_0 \operatorname{cth} \gamma$

and the following useful relations are deduced

$$Z_0 = \sqrt{Z_{1c} Z_{10}} ; \quad e^{-\gamma} = \sqrt{\frac{Z_{10} - Z_0}{Z_{10} + Z_0}} = \sqrt{\frac{Z_0 - Z_{1c}}{Z_0 + Z_{1c}}}$$

i.e. Z_0 and γ can be obtained in terms of the short and open circuit impedances. Z_{1c} and Z_{10}

5.4.- Transmission line vs. tetrapole

The above relations defining Z_0 and γ for symmetric tetrapoles, can be applied to transmission lines with distributed series impedances $Z = R + j\omega L$ and shunt admittance $Y = G + j\omega C$ per unit length of line, with $Z_0 = \sqrt{Z/Y}$ and transmission constant, $l \sqrt{ZY} = \gamma l$ for a line of length l , (fig.8)

Generalised impedance

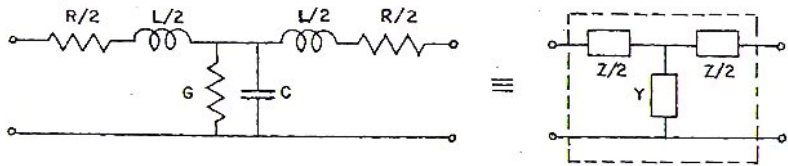


Fig.8

Therefore the transmission lines can be used as tetrapoles to define transmission systems with distributed parameters and contribute to the impedance coupling between source and load by varying the length of the line.

The input impedance of the coupling line will be that of a tetrapole with Z_0 and γl ,

$$Z_{12} = Z_0 \frac{Z_c \cosh \gamma l + Z_0 \sinh \gamma l}{Z_c \sinh \gamma l + Z_0 \cosh \gamma l}$$

This equation leads to the followings with only \tanh or \coth

$$Z_{12} = Z_0 \frac{Z_c + Z_0 \tanh \gamma l}{Z_c \tanh \gamma l + Z_0} \text{ and } Z_{12} = Z_0 \frac{Z_c \coth \gamma l + Z_0}{Z_c + Z_0 \coth \gamma l}$$

Because of the particular shapes of both functions \tanh and \coth , (fig. 9 a, b) it can be easily visualized how Z_{12} varies with the length of the line and with the load Z_c .

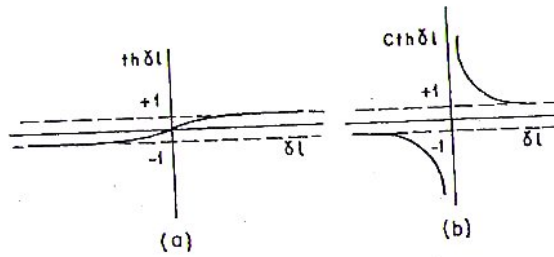


Fig.9

$$l \gg 1, \text{th } \gamma l \rightarrow 1, Z_{12} \rightarrow Z_0$$

$$Z_c = 0, Z_{12} = Z_0 \text{th } \gamma l$$

$$\gamma l \gg 1, \text{cth } \gamma l \rightarrow 1, Z_{12} \rightarrow Z_0$$

$$Z_c = \infty, Z_{12} = Z_0 \text{cth } \gamma l$$

6. ACOUSTIC APPLICATIONS OF IMPEDANCE ANALOGIES

6.1.- Impedances coupling

In acoustics a common case is to have a layer of absorbing material on a rigid surface, (fig. 10 a).

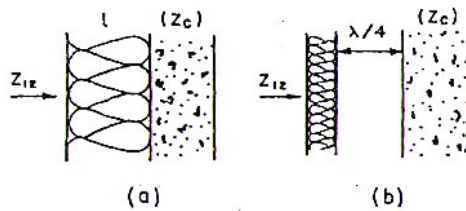


Fig. 10

In this case $Z_c \equiv \infty$ and $Z_{12} = Z_0 \text{cth } \gamma l$. In order to have $Z_{12} \equiv Z_0$, l has to be large.

Generalised impedance

To reduce the thickness of the layer and to have good coupling with the low impedance of the air use is made of an intermedium ear space equivalent to an open line ($Z_c \cong \infty$), with $l = \lambda/4$ (fig. 10 b) what makes $Z_{12} = 0$:

$$\gamma_0 l = j\beta l = j \frac{\omega}{c} \frac{\lambda}{4} = j \frac{\pi}{2} \quad \text{and} \quad Z_{12} = Z_2 \operatorname{cth} j \frac{\pi}{2} = Z_2 \frac{1}{j \operatorname{tang} \frac{\pi}{2}} = 0$$

by adjusting $l \cong \lambda/4$, $Z_{12} \cong Z_0$, and the incident acoustic wave will practically have not any reflection. The system have a maximum selective absorption, for frequencies multiples of $\lambda/4$.

6.2.- Acoustic wave transmission between three media

To resume the analogical impedance applications in acoustics, the general case of transmission of sound energy between three media, will be considered. (fig 11)

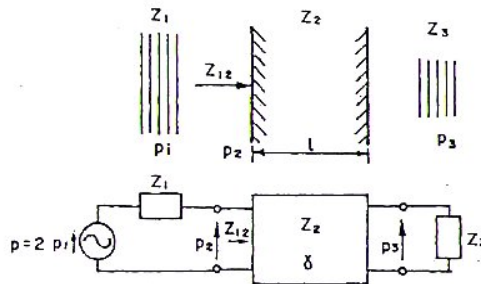


Fig. 11

The equivalent circuit consists in a pressure source connected to a tetrapole and a passive dipole, defined by their impedances Z_1 , Z_2 , Z_3 , the open circuit source pressure $p_0 = 2p_i$ and the transmission constant γ of the intermedium system.

Generalised impedance

The first step is evaluate Z_{12} to deduce p_2 and then p_3 . For Z_{12} applies the tetrapole formula in function of Z_2 , Z_3 and γl

$$Z_{12} = Z_2 \frac{Z_3 \operatorname{ch} \gamma l + Z_2 \operatorname{sh} \gamma l}{Z_3 \operatorname{sh} \gamma l + Z_2 \operatorname{ch} \gamma l}$$

In the pressure source circuit, the acoustic pressure p_2 over Z_{12} is deduced from the volumevelocity $Q = Su$.

$$\left. \begin{aligned} p_2 &= Z_{12} Q \\ Q &= \frac{2 p_1}{Z_1 + Z_2} \end{aligned} \right\} p_2 = p_1 \frac{2 Z_{12}}{Z_1 + Z_2}$$

The transmission system attenuates p_2 by $e^{-\gamma}$, therefore

$$p_3 = p_2 e^{-\gamma} = p_1 \frac{2 Z_{12}}{Z_1 + Z_2} e^{-\gamma}$$

and the acoustic power delivered to the load Z_3 ,

$$W_3 = \frac{p_3^2}{Z_3} = p_1^2 \frac{4 Z_{12}^2}{Z_3 (Z_1 + Z_2)^2} e^{-2\gamma}$$

The transmission efficiency η ,

$$\eta = \frac{W_3}{W_1} = \frac{W_3}{(2p_1)^2 / Z_1} = \frac{4 Z_1 Z_{12}^2}{Z_3 (Z_1 + Z_2)^2} e^{-2\gamma}$$

If the source and load media are the same, $Z_1 = Z_3$ and η simplifies to

$$\eta = \left(\frac{2 Z_{12}}{Z_1 + Z_2} \right)^2 e^{-2\gamma}$$

In the case of $Z_1 = Z_2 = Z_3 = Z_{12}$, and $\gamma = 0$, $\rightarrow \eta = 1$, i.e. 100% efficiency, as expected for a transmission without discontinuities and therefore without reflections.

Proceedings of the Institute of Acoustics

Generalised impedance

It can be concluded that the generalisation of the impedance concept and the use of analog circuits helps in visualising and solving transmission energy problems between systems involving wave propagation, with particular application in acoustics.

7. REFERENCES

- HEAVISIDE O. The Electrician. 1886
HEAVISIDE O. Electrical Papers. Mac Millan, N.Y. 1892
SOMMERFELD A. Mathem. Ann. Vol. 47, 1896
THEVENIN M.L. Sur a nouveau theoreme d'electricité dynamique. Comptes Rendus, Acad. Science. Paris 1883.

8. BIBLIOGRAPHY

- BARNES J.L. Transient in linear Systems. John Wiley, London Chapman and Hall. 1949
CARSLAW H.S. and JAEGER J.C. Operational methodes in Applied Matematics, Oxford University Press. 1948.
FUCHS G.L y LARA-SÁENZ A. Bases de diseño y control acústico del Habitat, Univ. Nacional, Cordoba, Argentina 1993.
LARA-SÁENZ A. Sobre la variación de la impedancia en conductores cilindricos rectos, Anales Mec. y Electric., Madrid 1943.
LARA SÁENZ A. Sobre la impedancia acústica. Academia Nacional de Ingenieria, Buenos Aires, Argentina 1987.
LARA SÁENZ A. and STEPHENS R.W.B. (Ed.) Noise Pollution. SCOPE 24, John Wiley 1986.
PAVÓN ISERN R. Electrotecnia de la alta frecuencia, Libreria V. Soriano, Madrid 1949.
SCHELKUNOFF S.A., Electromagnetic waves D. Van Nostrand, N.Y. 1947.
TERRADAS E. Sobre el método de cálculo de Heaviside, Rev. Math. Hispano Americana 1930.

----- ♦ -----

Impedanciometría: Aspecto Físico

A. Lara Sáenz

Dr. Ing. ICAI

Prof. Inv. CSIC, Inst. de Acústica

Introducción

La medida de la impedancia del oído constituye hoy día una importante técnica de diagnóstico en otología (Ref. 1).

En ella distinguimos tres aspectos: El Físico, el Anatómo-Fisiológico y el Clínico.

En el aspecto Físico interviene el análisis del oído como receptor y transmisor de energía acústica. La impedancia caracteriza el comportamiento dinámico del sistema anatómo-fisiológico que será aplicado para su utilización clínica.

Concepto de Impedancia

El término Impedancia, reconocido universalmente con la letra mayúscula Z, tiene su origen en el campo de la Electrotecnia. Fue introducido por el físico inglés Oliver Heaviside en 1860 para describir la relación entre la tensión (V) y la intensidad (I) en un circuito eléctrico conteniendo resistencia (R) y autoinducción (L) (Fig. 1.a).

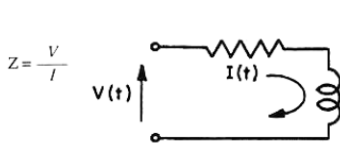


Fig. 1.a

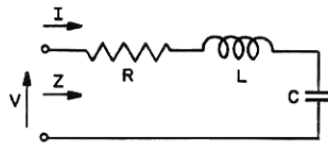


Fig. 1.b

Pronto fue extendida a circuitos incluyendo capacidad (C). (Fig. 1.b).

Tanto la tensión como la intensidad son funciones variables del tiempo, el caso más simple es el de la llamada "corriente alterna" con una periodicidad de 50 Hz.

En esencia, la Impedancia fue una extensión a circuitos de corriente alterna de la simplista y conocida Ley de Ohm en circuitos de corriente continua.

$$R = \frac{V}{I}$$

Considerando el circuito eléctrico como un sistema pasivo excitado por una tensión V, la Impedancia es una medida de la corriente I ó respuesta del circuito.

Esto generalizado a sistemas en otros campos, como el mecánico y en particular el acústico, permite conocer la respuesta (r) a una determinada excitación (e).

$$Z = \frac{e}{r}$$

Conocida la Impedancia y, por tanto, la respuesta se deduce directamente la potencia "absorbida" por el sistema $w = e \cdot r$; y como $r = e / Z$ se tiene la potencia en términos de la excitación y de la Impedancia del sistema $w = e^2 / Z$

En el campo eléctrico $w = \frac{v^2}{Z}$

Para aplicar el concepto de impedancia al campo acústico, se hace uso de las analogías Electro-Acústicas que permiten aplicar al campo acústico (mecánico) los avances en la teoría de circuitos eléctricos.

Analogías electroacústicas

La equivalencia entre distintos campos de la Física se basa en la analogía entre las ecuaciones que expresan las leyes físicas que rigen la relación entre excitación y respuesta en los distintos componentes en uno y otro campo.

El cuadro siguiente resume las equivalencias en los campos Electro-Mecánico y Acústico, tanto para las excitaciones y respuestas, como para los componentes de los sistemas respectivos.

Sistema	Excitación	Respuesta	Componentes			Impedancia
Eléctrico	Tensión V	Intensidad I	Resistencia R_e	Autoinducción L	Capacidad C_e	$Z_e = V / I$
Mecánico	Fuerza F	Velocidad u	Fricción R_m	Masa M	Elasticidad C_m	$Z_m = F / u$
Acústico	Presión $p = F / s$	Vel. Volumen $Q = u \cdot s$	Resistencia $R_A = R_m / s^2$	Inertancia $M_A = M / s^2$	Compliance $C_A = C_m \cdot s^2$	$Z_A = P / Q$

En efecto, las leyes que rigen la relación entre V e I con R, L y C en el campo eléctrico, tienen la misma expresión matemática que las que relacionan F y u con R_m , M y C_m en mecánica. Las ecuaciones acústicas son las Mecánicas aplicadas a superficies en lugar de ser puntuales. Así, la presión acústica es la fuerza mecánica que ejerce la onda de presión sobre la superficie considerada; $p = F/S$.

En Electrotecnia, la relación entre la autoinducción L, y V e I, viene dada por la Ley de Faraday.

$$V = L \cdot \frac{dI}{dt}$$

Análogamente, la segunda Ley de Newton en mecánica relaciona M con F y u; $F = M \cdot \frac{du}{dt}$ expresiones que validan las equivalencias V con F e I con u.

Por otra parte, la relación electrotécnica entre la tensión V y la carga del condensador $\int I \cdot dt$: $V = 1 / C \int I \cdot dt$; equivale en Mecánica a la relación entre la fuerza F y el desplazamiento $x = \int u \cdot dt$ es $F = x / C_m = 1 / C_m \int u \cdot dt$; expresiones que igualmente validan las equivalencias I con u y C con C_m .

Finalmente, las equivalencias entre las resistencias son directas. La Ley de Ohm establece $V = R \cdot I$ que en mecánica sería $F = R_m \cdot u$, lo cual es aplicable a todas las resistencias de tipo fricción incluida la viscosa, propia de fluidos como el aire.

Una vez confirmado el cuadro de equivalencias, procede obtener la impedancia de un sistema con elementos en serie, es decir, recorridos por la misma respuesta.

La excitación periódica senoidal es básica en los diferentes campos de la física y, en particular, en acústica, ya que por un lado cualquier forma de onda es descomponible en funciones senoidales (Transformación de Fourier) lo que en acústica adquiere relevancia fundamental, ya que el oído interno descompone las señales complejas en tonos senoidales que codificados son transmitidos y decodificados a nivel cerebral donde se percibe la imagen sonora.

Para funciones senoidales expresables de la forma: $\Phi = R_e \cdot \Phi_0 \cdot e^{j\omega t}$; (Re = parte real).

La variación temporal de Φ es $d\Phi/dt = j\omega\Phi$ es y la integración $\int \Phi \cdot dt = \Phi / j\omega = -j \Phi/\omega$

En el circuito eléctrico, la relación a la entrada entre V e I (Fig. 1.b), impedancia del circuito, será la suma de las impedancias de los componentes. Y por tanto,

$$Z_e = \frac{V}{I} = R_e + j \cdot \left(\omega \cdot L - \frac{I}{\omega \cdot C_e} \right) = R_e + j \cdot X_e$$

Para el sistema mecánico equivalente, la impedancia mecánica es por analogía,

$$Z_m = \frac{F}{u} = R_m + j \cdot \left(\omega \cdot M - \frac{I}{\omega \cdot C_m} \right) = R_m + j \cdot X_m$$

y para el sistema acústico,

$$Z_A = \frac{P}{Q} = \frac{F}{s^2 \cdot u} = \frac{Z_m}{s^2} = R_A + j \cdot \left(\omega \cdot M - \frac{I}{\omega \cdot C_A} \right) = R_A + j \cdot X_A$$

en que:

$$R_A = \frac{R_m}{s^2} \quad \text{es la resistencia acústica.}$$

$$M_A = \frac{M}{s^2} \quad \text{es la inercia acústica.}$$

$$C_A = C_m \cdot s^2 \quad \text{es la compliancia acústica.}$$

Las unidades respectivas de las impedancias son:

$$Z_e = \frac{V}{I} = \frac{\text{Voltio}}{\text{Amperio}} = \text{Ohmio}$$

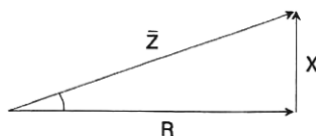
$$Z_m = \frac{F}{u} = \frac{\text{Newton}}{\text{m / seg}} = \text{Ohmio Mecánico}$$

$$Z_A = \frac{P}{Q} = \frac{F}{s^2 \cdot u} = \frac{\text{Newton} \cdot \text{seg}}{\text{m}^2} = \text{Ohmio Acústico ó Rayl / m}^2$$

en que

$$\text{Rayl} = \frac{\text{Newton} \cdot \text{seg}}{\text{m}^2} \quad \text{en honor de Lord Rayleigh.}$$

La impedancia es pues un número complejo con parte real o activa R y parte imaginaria X ó reactiva, que representada en el plano complejo es un vector.



El sentido de activa y reactiva, obedece a que R es la que consume la energía aplicada mientras que X la acumula, manteniendo un intercambio entre las energías cinética y potencial que tiene lugar en todo momento entre los elementos, inerciales y elásticos, manteniendo una oscilación a la frecuencia ω .

Esta energía envuelta en el intercambio es función de la frecuencia de la excitación.

Para una determinada frecuencia de excitación, la componente inercial se anula con la potencial, es decir, cuando $\omega_b \cdot L = 1 / C \cdot \omega$ la reactancia X es nula, y la impedancia se reduce a su mínimo valor: la componente real R.

La frecuencia es la de Resonancia del sistema $\omega_b = 1 / \sqrt{L \cdot C}$ que es una característica propia, de modo que si la excitación se hace a la frecuencia 0 de resonancia propia del sistema, este presenta su mínima impedancia y, por tanto, la respuesta es máxima.

El término Resonancia es de origen acústico en el sentido de que si un sistema acústico es excitado con una onda sonora a la frecuencia propia, el término se refuerza en el sistema, ¡Resuena!.

Cálculo y medida de la impedancia del oído

La impedancia de un sistema acústico se puede calcular a partir del conocimiento de las componentes del circuito acústico R_A , M_A y C_A o bien directamente aplicando una presión acústica controlada a la superficie de entrada y midiendo la velocidad de volumen en ellos (Ref. 2).

La anatomía del oído a partir del tímpano es muy compleja, y la medida de las componentes acústicas in vivo muy difícil o impracticable, por lo que la técnica de impedanciometría o medida de la impedancia acústica que presenta el oído, se hace a nivel clínico por comparación con aparatos que incorporan dispositivos que presenten una impedancia acústica ajustable.

La figura 2 representa, en el plano complejo, valores medios de un conjunto de medidas de R_A y X_A realizadas por diferentes autores (Ref. 3). En ella se aprecia un valor prácticamente constante de R_A con la frecuencia, y como X_A , varía desde valores muy negativos hasta anularse a la frecuencia de resonancia.

Esto indica que a frecuencias bajas, domina la componente negativa de la reactancia X_A , es decir, la impedancia debida a la compliancia C_A del oído medio, compliancia que está formada por la elasticidad del volumen de aire encerrado en la cavidad más la combinación de las elasticidades del sistema oscilar.

Circuito acústico equivalente del oído medio

El esquema de bloques siguiente representa el circuito equivalente del mecanismo del oído medio con las distintas impedancias, agrupando componentes recorridos por la misma Q (Ref. 4).

Cada una de estas impedancias contienen distintos valores de R_A , M_A y C_A .

Diferentes autores han calculado separadamente estas impedancias simplificando el circuito, por ejemplo, en el caso quirúrgico de desaparición del Yunque, el circuito se reduce a las impedancias Z_1 y Z_2 en paralelo con Z_3 .

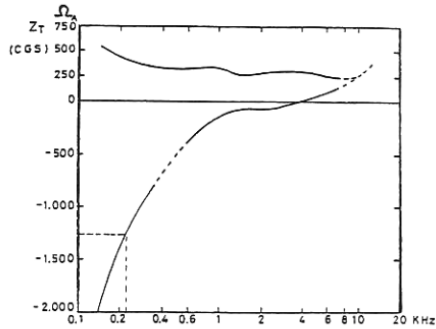


Figura 2

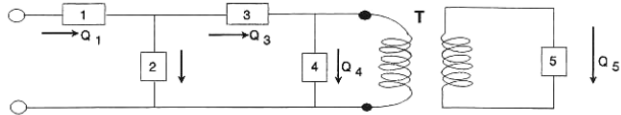


Figura 3

- Z_1 .- Cavidades del oído medio.
- Z_2 .- Parte del tímpano que no es solidaria con el movimiento de la cadena oscilar.
- Z_3 .- Tímpano y martillo.
- Z_4 .- Pérdidas en la unión Yunque-Estirio.
- T.- Transformador de acoplamiento.
- Z_5 .- Oído interno más la compliancia de la ventana oval y la inercia del estirio.

En el caso de otoesclerosis, el estirio se inmoviliza en la ventana oval, desconectando la coclea. Esto equivale a desconectar el primario del transformador de acoplamiento T.

Impedancímetros

En el diagnóstico otológico, es la compliancia lo que de algún modo refleja el estado vibracional del sistema oscilar, lo que simplifica la medida de la impedancia a una o dos frecuencias en el margen anterior a la resonancia, en el que, verdaderamente, domina la componente de la impedancia debido a la compliancia, y por tanto, se puede aproximar:

$$Z_A \cong R_A \cdot j \cdot \frac{1}{\omega \cdot C_A}$$

expresión que geoméricamente se aproxima por una recta horizontal y una rama de hipérbola equilátera con los ejes reales e imaginarios como asíntotas. Incidentalmente, a veces se usa el término Admitancia, inversa de la Impedancia.

$$Y_A = \frac{1}{Z_A}$$

Los aparatos que miden la impedancia del oído, dan los valores de la impedancia timpánica en centímetros cúbicos y no en Rayls/m² (Ref. 5), es decir, dan directamente el valor de C_A deducido de la relación:

$$X_A = \frac{1}{\omega \cdot C_A} \therefore C_A = \frac{1}{\omega \cdot X_A}$$

En efecto, la Compliancia de un volumen lleno de aire es $C = \Delta V / \Delta P$, es decir, la variación de volumen por variación unitaria de presión que en función del módulo de rigidez de volumen del aire

$$B = -\frac{\Delta P}{\Delta V / V}$$

da

$$C = \frac{V}{B}$$

y, por tanto, el volumen equivalente a C : $V = C_A \cdot B$; $B = \gamma P_0 \approx 1,41 \times 10^5 \text{ N / m}^2$.

En la gráfica de la figura para la frecuencia de 220 Hz:

$$Z_A \approx 1.300 \Omega_A (CGS) \frac{\text{dinas} \cdot \text{seg}}{\text{cm}^5} \approx \frac{1.300 \times 10^{-5}}{10^{-10}} = \frac{N \cdot \text{seg}}{\text{m}^5} = 1.300 \times 10^5 \Omega_A MKS$$

$$X_A = 1.3 \times 10^8 \quad C_A = \frac{l}{1.3 \times 10^8 \cdot 2\pi \cdot 220} = \frac{V}{1,41 \cdot 10^7} \therefore V = \frac{l}{1.3 \cdot 2\pi \cdot 2,2 \cdot 10^{10}} \text{ m}^3 = 0,78 \text{ cm}^3$$

(220 Hz)

Volumen aproximadamente equivalente a la compliancia media del oído humano.

La medida directa de la impedancia acústica del oído fue utilizada clínicamente por Metz (1946) basándose en el puente acústico de Schuster (1934) (Ref.6), en el que se comparaba la impedancia del oído con la presentada por un tubo de longitud variable al que incidía la onda acústica a través de un fieltro perforado (Fig. 4).

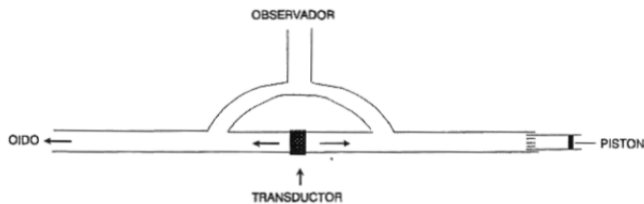


Figura 4

El fieltro presentaba una resistencia acústica R_A fija (CGS) y el tubo, un volumen variable hasta igualar su compliancia a C_A , en cuyo caso se anulan las señales acústicas reflejadas por el oído y la impedancia física y el observador deja de percibir señal.

Este puente (del orden de 1m de longitud) fue perfeccionado por Zwislocki (1957) sustituyendolo por una jeringuilla metálica de unos 20 cm, con la ventaja de variar independientemente R_A y C_A . Este puente intro-

duce otro perfeccionamiento y es compensar con un volumen variable la columna de aire entre el tubo de prueba y el tímpano, obteniendo así valores absolutos de R_A y C_A .

Impedancímetros: puente electroacústico

La firma MADSEN, comercializó la versión electrónica del puente acústico, realizado por Terkilsen y Nielsen en 1959 (Ref. 7).

El puente electroacústico es también un instrumento de ajuste a cero en el que un generador electrónico aplica una frecuencia fija de 220 Hz (ó 660 Hz) a través de un auricular al conducto auditivo, y un micrófono sonda recoge la señal acústica reflejada por el tímpano, que se equilibra con la señal aplicada variando la amplitud y fase en el generador, hasta indicación nula en un voltímetro.

Con esta medida se obtiene la Compliancia C_e de entrada del canal auditivo. A baja frecuencia, la longitud de onda es mucho mayor que la del canal auditivo, por lo que la presión acústica de la onda es prácticamente la misma en la entrada del canal que en el tímpano. Se puede pues considerar que ambas compliancias (la del canal C_c y la timpánica C_T) están en paralelo, según el circuito equivalente de la figura 5.

La C_e medida, es la compliancia resultante de C_c y C_T . Para conocer la compliancia a nivel del tímpano C_T es necesario hacer otra medida indirecta que de el valor de la compliancia del canal. Esto se logra aplicando una presión estática externa del orden de 200 mm de columna de agua, con lo que prácticamente se inmoviliza el tímpano y midiendo entonces la compliancia del conducto C_c ; obteniendo por diferencia C_T .

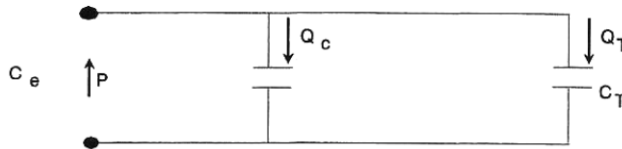


Figura 5

$$C_T = C_e - C_c \text{ o en volúmenes equivalentes}$$

$$V_T = V_e - V_c$$

Reflejo estapeoidal

Los impedancímetros tienen la posibilidad de detectar la acción refleja del músculo estapeidal por la rigidez que introduce su activación en la cadena oscicular, disminuyendo bruscamente la compliancia C_A al alcanzar la señal el nivel de disparo (80-90 dB) con el consiguiente aumento de la impedancia.

Timpanometría

Otra aplicación de la medida de la impedancia es la obtención de la curva que da la variación de la impedancia, es decir, de la compliancia timpánica con la diferencia de presión estática aplicada a ambas caras del tímpano.

Para ello, los impedancímetros disponen de un tubo auxiliar que puede aplicar presiones del orden de 200 mm c.d.a. en el conducto externo.

El timpanograma de la figura 6, tiene tres puntos de referencia: el de mayor compliancia, correspondiente a la mayor flacidez del tímpano por igualación de las presiones estáticas en ambas caras; y los otros dos puntos correspondientes a la mayor rigidez timpánica producida por las máximas presiones positivas y negativas.

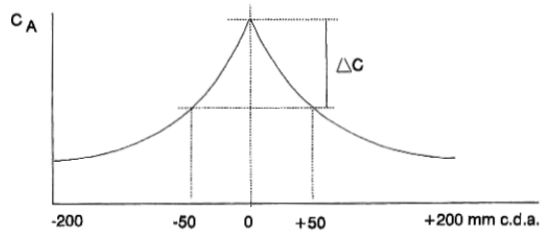


Figura 6

La caída ΔC a 50 mm de c.d.a. es una indicación de la curvatura.

Referencias

1. OLAIZOLA, F. et al.- Impedanciometría. Ponencia Oficial Acta Otorrinolaringología Española, Vol. 30, 1979.
2. BÉKÉSY, G.- Experiments in Hearing. Mc Graw-Hill, N.Y. 1960.
3. SHAW, E. A. G.- Transformation of Sound Pressure level from the free field to the eardrum. F. Ac. Soc. of Amer. 56, 1974.
4. ZWISLOCKI, J.- Analysis of the Middle-Ear function, Part 1: Input Impedance. Journal Ac. Soc. of Amer. Sept. 1962.
5. LARA SAENZ, A.- El oído medio como acoplador de impedancias; a. n. a. Rev. Audiología Protésica nº 25. Mayo 1987.
6. SCHUSTER, K.- Aine methode zum vergleich Akustischer Impedancer. Phys. Z. 35, 1934.
7. TERKILSEN, R y NIELSEN, J.- An Electroacoustic impedance measuring bridge for clinical use. Arch. Otolaryng. 72, 1960.

RADIACIÓN ACÚSTICA: SOBRE ILUMINACIÓN SONORA DE SUPERFICIES

REFERENCIA PACS: 43.20 Wd

Andrés Lara Saenz
Sociedad Española de Acústica
Serrano 144
28006 Madrid

ABSTRACT

The directivity function for cone loudspeakers is related with main radiation parameters.

An analytic-geometrical analogy for symmetrical polar radiation diagrams is introduced and applied to the calculation of sound levels on irradiated surfaces from both horn and cone loudspeakers. Equal level contours are plotted on the illuminated surface.

The methodology relates the geometry of the illuminated area with basic radiation parameters.

RESUMEN

A partir de la Función de Directividad aplicables a radiadores de Diafragma, se establecen relaciones entre parámetros básicos de radiación.

Se introduce una analogía analítica-geométrica para diagramas polares de radiación simétrica, aplicable tanto a altavoces de Difusor como a Bocinas, que permite operar con la Función de Directividad.

La analogía se aplica a la radiación en campo libre, de bocinas y altavoces de Difusor simétrica, calculando los niveles sonoros sobre la superficie radiada, obteniendo líneas de nivel sonoro sobre el plano de radiación.

La metodología permite relacionar la geometría del área iluminada con parámetros de radiación y geometría de la situación de radiación.

1. PARÁMETROS Y RELACIONES BÁSICAS

Entre las variables que definen la radiación acústica de una fuente sonora, la Función de Directividad $D(\Phi, \vartheta)$, relaciona, en puntos del espacio, la amplitud de la presión acústica en la dirección (Φ, ϑ) , y la de mayor valor, que suele ser en la dirección la frontal o axial,

$$D(\Phi, \vartheta) = \frac{P(\Phi, \vartheta)}{P_{ax}}$$

En la mayoría de los casos, como cuando se trata de altavoces de cono o de Bocinas circulares, la radiación tiene simetría axial, por lo que basta definir la Función de Directividad en un plano axial, normalmente el plano vertical, en función del ángulo ϑ , con el eje.

La representación gráfica de la Función de Directividad en coordenadas polares, constituye el popular diagrama de radiación, expresado generalmente en escala logarítmica

Un parámetro importante en relación con la directividad, es el Factor de Directividad o de Concentración axial Q , relación entre la potencia radiada en la dirección frontal o axial y la potencia global radiada en todas direcciones

$$Q = \frac{w_{ax}}{w_G} = \frac{p_{ax}^2 / Z_o}{\bar{p}^2 / Z_o} = \frac{I_{ax}}{I_G} \geq 1$$

Este factor es de gran utilidad en diseños de Refuerzos Sonoros, y es un dato que suelen incluir los catálogos técnicos de altavoces.

Siendo como es, un factor intrínseco del propio radiador, suele o puede ser influenciado por condiciones externas, tales como superficies reflectantes en sus proximidades.

En el caso de un radiador omnidireccional en el espacio libre, $Q = 1$, por definición. Si al radiador se le sitúa sobre una superficie reflectante de gran tamaño relativo, la misma energía radiada queda ahora confinada a un semiespacio por lo que $Q = 2$. Si se le sitúa en una arista de un diedro, el espacio radiado se vuelve a reducir otra mitad, por lo que $Q = 4$, y si se le sitúa en un vértice, $Q = 8$.

El Factor de Directividad expresado en dB, se denomina Índice de Directividad,

$$ID = 10 \lg Q = 20 \lg \frac{P_{ax}}{\bar{P}_{dif}} \text{ dB} = L_{pax} - L_{p,omni}$$

En los casos anteriores ID valdría respectivamente 3, 6 y 9 dB

2. CÁLCULO DEL CAMPO ACÚSTICO RADIADO: OBTENCIÓN DE LA FUNCIÓN DE DIRECTIVIDAD

El estudio analítico del campo radiado por altavoces es un proceso complejo, en particular por el distinto comportamiento elástico del diafragma radiante con la frecuencia. A efectos cualitativos se recurre al estudio de la radiación de un pistón plano circular ideal (rígido).

Para ello se parte de una fuente ideal constituida por una esfera pulsante, cuyo radio al oscilar sinusoidalmente, expande y comprime la superficie S de la esfera, generando ondas esféricas.

En la interfase Esfera-Medio (aire en general), la continuidad de las componentes normales de las velocidades de vibración de los puntos de la superficie de la esfera y de la onda permite obtener el valor de la amplitud de la onda de presión en función del radio de la esfera, su amplitud de velocidad de vibración, U_o , y de la impedancia de onda esférica, $Z = p/u$ (Ref.1)

$$P = \frac{\rho c k a^2 U_o}{r} = \frac{\rho c k 4\pi a^2 U_o}{4\pi r} = \frac{\rho c k}{4\pi r} H$$

siendo $H = 4\pi a^2 U_o$ la velocidad de desplazamiento de volumen, o Poder de la fuente

Este valor de la presión ha sido obtenido en base a una fuente esférica de pequeña dimensión respecto a la longitud de ondas radiadas, ($ka \leq 1$), lo que constituye una fuente simple esférica. independientemente de su forma, cualquier fuente que cumpla con esta condición, radia la misma presión, siempre que tenga el mismo Poder.

Si una tal fuente simple se sitúa sobre un plano de dimensiones mayores que las longitudes de onda radiadas (Baffle o pantalla acústica), la amplitud de la presión se duplicará, ($Q=2$). Si elegimos como fuente simple un elemento diferencial de superficie ds , del pistón radiante, estamos en el caso de una fuente simple sobre pantalla acústica, con un Poder $dH = ds \cdot U_o$, luego la amplitud de la onda radiada será,

$$dP = \frac{\rho c k}{2\pi r} U_o \cdot ds$$

Integrando en toda la superficie del pistón, se obtiene finalmente para la amplitud de la onda radiada,

$$P(r, \vartheta) = \frac{\rho c k}{2\pi r} H \left[\frac{2J_1(ka \sin \vartheta)}{ka \sin \vartheta} \right]$$

siendo $H = \pi a^2 U_o$, el Poder del pistón, $k = \omega/c$ el número de onda, a el radio del pistón, U_o la amplitud de la velocidad de vibración del pistón, y J_1 la función de Bessel de 1ª clase y orden uno.

La parte fuera de corchetes, coincide con la radiación omnidireccional de una fuente simple de poder H . La expresión entre corchetes define la Función de Directividad $D(\vartheta)$, que por tener varios ceros da lugar a la aparición de lóbulos en el diagrama polar de radiación

Otras características cualitativas, incluyen la mayor o menor anchura de los lóbulos, según el valor del producto ka , es decir la frecuencia y las dimensiones del radiador, o lo que es lo mismo la relación a/λ , ya que $k = 2\pi f/c = 2\pi/\lambda$

Para valores pequeños de a/λ , (radiadores de poco diámetro, o frecuencias bajas), la función de directividad es prácticamente la unidad, independiente del ángulo de radiación, por lo que el altavoz radia ondas esféricas, o circunferencias en el diagrama polar plano, como una fuente simple.

Al aumentar la frecuencia o el tamaño del altavoz, la función $D(\vartheta)$ deforma los círculos hasta llegar a la aparición de lóbulos.

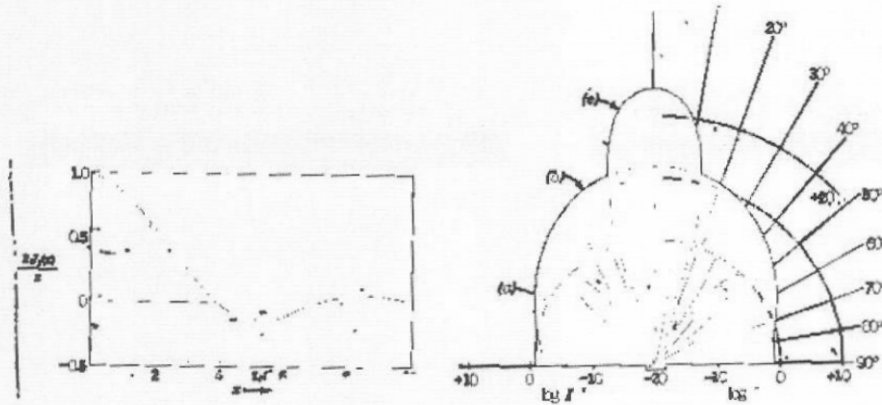


Figura 1. Radiación de un pistón ideal: a) Función de Directividad; b) Diagrama polar a 3 frecuencias.

La literatura técnica-comercial, suele incluir curvas para determinados valores de frecuencias en bajas, medias y altas , y los correspondientes valores aproximados del factor de concentración axial o frontal Q.

3. ANGULO DE COBERTURA \hat{C} Y SU RELACIÓN CON EL FACTOR DE DIRECTIVIDAD Q

En el diagrama polar de radiación, $D(\vartheta)$, generalmente simétrico respecto al eje, se define el ángulo de cobertura.

\hat{C} , como aquel para el cual la función de directividad disminuye en una determinada proporción. Comúnmente se refiere a una reducción a la mitad de su valor, o lo que es lo mismo -6 dB en escala logarítmica, (a veces se incluyen a -3 y -9 dB).

El ángulo de cobertura y el factor de directividad Q, están relacionados, si bien no es fácil su deducción.

En el caso teórico que toda la energía pasase por la superficie delimitada por el ángulo de cobertura espacial $\hat{C}(\Phi, \vartheta)$, es decir por la superficie intersección de los dos segmentos esféricos correspondientes, la ecuación siguiente debida a Molloy (Ref. 2), da el valor de Q en función de los ángulos de cobertura horizontal y vertical:

$$Q = \frac{180}{\arcsin[(\sin \Phi / 2) \cdot (\sin \vartheta / 2)]} = \frac{\text{area de esfera unidad}}{\text{area del sector}} = \frac{1}{\text{area del sector}}$$

Si hay simetría espacial de radiación, (Altavoces de Cono o Bocinas de sección circular), $\vartheta = \Phi = \alpha$ y

$$Q = \frac{180}{\arcsen(\sen^2 \alpha / 2)}$$

Inversamente, el sector esférico de formato cuadrado correspondiente a una determinada Q, viene dado por:

$$\alpha = 2 \arcsen \sqrt{\sen 180 / Q}$$

Para radiación esférica, $\Phi = 360^\circ$ y $\vartheta = 180^\circ$, y para la hemiesférica $\Phi = \vartheta = 180^\circ$ o en nuestra nomenclatura $\hat{C}(360, 180)$, respectivamente.

Un Nomograma, permite calcular tanto Q como ID a partir de los ángulos de cobertura Φ y ϑ , (en el caso ideal de que toda la energía radiada pase por la superficie delimitada por los ángulos que definen la cobertura).

Las fórmulas anteriores sirven para relacionar aproximadamente la Q y el ángulo de cobertura, en situaciones no muy alejadas del caso ideal, i.e. cuando no hay lóbulos secundarios de radiación y además el lóbulo principal cae rápidamente a partir del ángulo de cobertura.

Existen distintos procedimientos basados en técnicas geométricas para determinar con variada precisión, esta relación.. El método clásico consiste en dividir la esfera en superficies de áreas iguales y medir en sus puntos centrales el nivel sonoro L_{pi} radiado por la fuente situada en el centro de la esfera, o semiesfera. Si n es el número de puntos, el valor medio de L_p será:

$$\bar{L}_p = 10 \lg \frac{\sum_1^n 10^{L_{pi}/10}}{n} \text{ dB, y el valor de Q, por definición, } 10 \lg Q = L_{p,ax} - \bar{L}_p$$

En el caso de altavoces unitarios o simples, el diagrama de radiación suele tener simetría axial de revolución, por lo que basta conocer el diagrama polar en un plano axial, para frecuencias bajas, medias y altas.

Cuando se trata de altavoces sin simetría esférica, "Alineaciones" (Arrays), o "Conglomerados" (Clusters) de altavoces, se requieren al menos dos diagramas, uno en el plano vertical y otro en el horizontal. En algunos casos mas complejos es conveniente disponer además de diagramas en planos diagonales.

4. "TRANSPARENCIAS DE ISOCOCBERTURA ANGULAR". (OVERLAYS)

Una técnica relativamente reciente en relación con la directividad para casos complejos, es incluir entre los datos de sistemas radiantes, los llamados "Overlays", o "Transparencias de superposición de Isocobertura", que contienen contornos de iguales ángulos de cobertura espacial, correspondientes a, -3; -6 e incluso -9 dB.(Figura 2)

En realidad se trata de las intersecciones de esferas concéntricas, de radios, -3; -6 y -9 dB, con los conoides coaxiales respectivos.

Constituyen una ayuda en el diseño de sistemas de distribución sonora, en particular para aquellos sistemas radiantes que no tienen simetría axial de radiación.

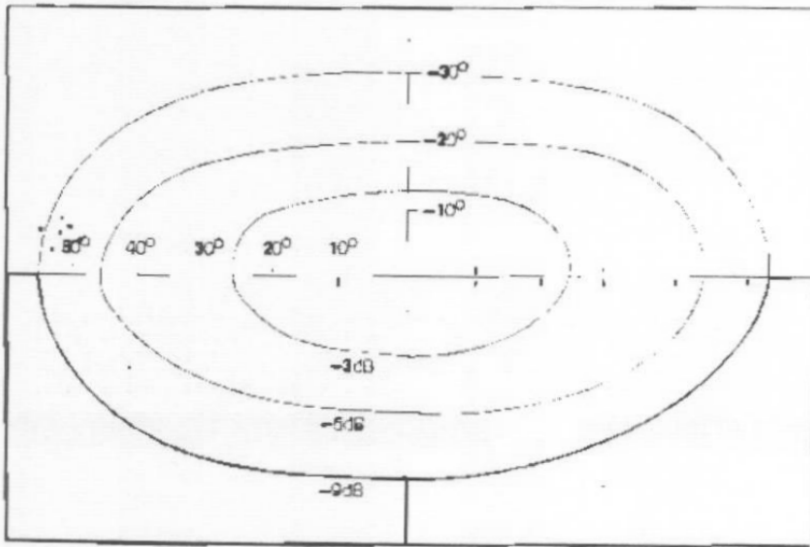


Figura 2. Transparencia de contornos de ángulos de cobertura de -3, -6 y -9 dB

5. POTENCIA ELÉCTRICA DE PROGRAMA

La Potencia Eléctrica de Programa, se refiere al valor medio de la potencia de discurso hablado o de programa musical, ampliado en un margen, normalmente de 10 dB, para reproducción de picos propios de ambos tipos de señales. No hay que confundir este margen, con el margen dinámico, que se refiere, a la diferencia en dB entre los niveles de los pasajes débiles y fuertes.

Para la palabra, la relación de pico a valor eficaz es del orden de 10 dB para intervalos de tiempo de 1/8 de segundo (tiempo medio silábico). Pero teniendo en cuenta que la probabilidad de aparición de picos de hasta 12 dB en la palabra es del 1%, se puede aplicar como suficiente un margen de 13 dB para la palabra, lo cual sigue siendo válido para la música en general. Ahora bien, como la relación entre valores de pico y eficaz en señales armónicas es de 3dB, es razonable, excepto para exigencias de alta fidelidad, el disponer en total de un margen de 10 dB sobre el valor medio de potencia, es decir un factor de 10

6. RENDIMIENTO ELECTROACÚSTICO η Y RELACIÓN CON LA SENSIBILIDAD L_{p1} Y Q

Se entiende por rendimiento electroacústico el cociente entre la potencia acústica radiada y la potencia eléctrica total consumida por el altavoz,

$$\eta = \frac{W_a}{W_e}$$

El rendimiento electroacústico depende fundamentalmente del tipo de altavoz. En general es bastante bajo, difícil de pasar del 25%, siendo valores corrientes los comprendidos entre 1 y 5 % para altavoces normales de cono y valores mas altos para los de tipo bocina. Naturalmente, al igual que las otras características de altavoces, el rendimiento varia también con la frecuencia.

Como no es fácil medir la potencia acústica radiada, y el rendimiento electroacústico η está directamente relacionado con otras características, en concreto con el Nivel normalizado de sensibilidad L_{p1} y el factor de Directividad Q , conocidos dos de estos parámetros se puede deducir el tercero.

En efecto, por definición, $Q = \frac{I_{ax}}{I_{omn}}$ y $L_{p1} = 10 \lg \frac{p_1^2}{4 \cdot 10^{-10}}$

siendo p_1 la presión acústica en el eje referida a 1 m de distancia, para una potencia eléctrica de 1 w.

Refiriendo también las intensidades acústicas para 1 w eléctrico y 1 m,

$$I_{ax} = \frac{p_1^2}{Z_0} = I_{omn} \cdot Q = \frac{W_a}{4\pi} Q = \frac{\eta \cdot 1w \cdot Q}{4\pi} \text{ y por tanto } Q = \frac{4\pi p_1^2}{400 \cdot \eta}$$

pero, $p_1^2 = 4 \cdot 10^{-10} \cdot \text{anti lg } L_{p1}/10 = 4 \cdot 10^{-10} \cdot 10^{L_{p1}/10}$

luego, $Q = 12,26 \cdot 10^{-12} \cdot \frac{10^{L_{p1}/10}}{\eta}$

Expresión que relaciona los tres parámetros, η , Q y L_{p1} , de la que se puede deducir, por ejemplo, el rendimiento electroacústico a partir de los datos de Q y L_{p1} .

$\eta = k_0/Q \cdot 10^{L_{p1}/10}$ siendo $k_0 = 12,26 \cdot 10^{-12}$

Así, para un altavoz con, $Q = 6$ y $L_{p1} = 100$ dB, su rendimiento electroacústico es,

$$\eta = \frac{12,26 \cdot 10^{-12}}{6} \cdot 10^{100/10} = 2,04 \cdot 10^{-2} \approx 0,02 = 2 \%$$

lo cual permite obtener la potencia acústica radiada a partir de la potencia de Programa. Análogamente, se obtendrían los otros dos parámetros.

7. ALTAVOCES DE RADIACIÓN DIRECTA, DE DIFUSOR O CONO

A efectos de directividad y diagrama polar de radiación, se recurre a la analogía con la radiación de simetría espacial axial, de un pistón ideal, referido en párrafos anteriores. Una aproximación analítica se obtiene, como veremos a continuación de las Bocinas, por equiparación a un elipsoide de revolución truncado.

8. ALTAVOCES TIPO BOCINA

Los diagramas de radiación dependen del tipo de bocina. Dentro de las de expansión exponencial, la bocina puede ser Circular, con radiación de simetría axial, o bien "Rectangular" con igual o distinta apertura en los planos horizontal y vertical., con lo que se consiguen distintos ángulos de cobertura en ambos planos.

La boca de la bocina puede ser Plana o del tipo Radial, llamados así por estar formados por un sector del sólido de revolución generado por un perfil exponencial girando radialmente alrededor de un eje que pasa por el centro acústico de la bocina

Las superficies laterales del Sector son planas con perfiles exponenciales. Una variante lo constituyen los llamados Birradiales, en los que las secciones laterales del sector en lugar de ser planas son también superficies exponenciales (fig. 3).

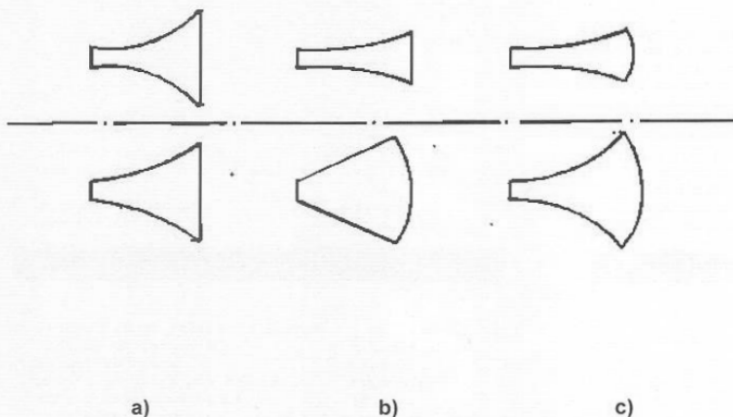


Figura 3. Tipos de Bocinas: a) Simétrica; b) Radial ; c) Birradial.

Una manera de presentar la directividad es dando la variación del ángulo de cobertura (generalmente a -6 dB)

en función de la frecuencia. La **figura 4 a, b y c** corresponden a bocinas típicas, simétricas, radiales y birradiales. En ellas se observa la mayor constancia de cobertura, con la frecuencia, de las bocinas birradiales.

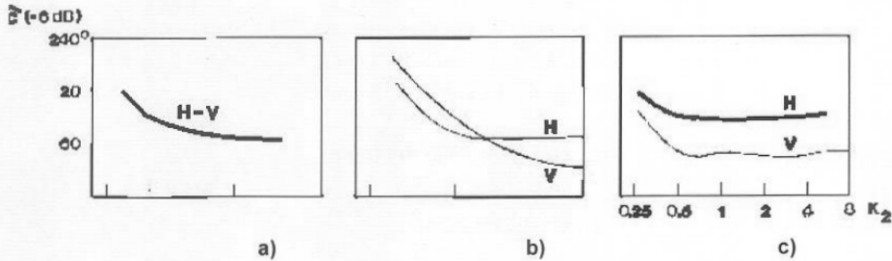


Figura 4. Bocinas. Espectro en función de Cobertura: a) Simétricas; b) Radiales; c) Birradiales

9. APROXIMACIÓN ANALÍTICA – GEOMÉTRICA DE LOS DIAGRAMAS DE RADIACIÓN

El diagrama polar de radiación de una bocina exponencial de sección circular, se aproxima a un elipsoide de revolución, coaxial, con origen en el centro acústico, y con excentricidad $e = c/a$ del orden de 0,9 en que c y a son las semilongitudes focal y axial de la sección elíptica (**Fig 5**)

La ecuación del radio vector desde el centro acústico a puntos de la elipse, se deduce ser, (Ref. 3)

$$r \approx \frac{2a \cos \vartheta (1 - e^2)}{1 - e^2 \cos^2 \vartheta}$$

expresión que dividida por la longitud axial, $2a$, corresponde, por definición, con la función de directividad

$$D(\vartheta) = \frac{r}{2a} \approx \frac{\cos \vartheta (1 - e^2)}{1 - e^2 \cos^2 \vartheta}$$

A menor excentricidad, por ejemplo 0,85 la elipse se ensancha aumentando el área del plano horizontal cubierto, o intersección del elipsoide con el plano donde se sitúa la audiencia.

Esta analogía analítica-geométrica, permite calcular para distintas excentricidades los valores numéricos de la directividad a distintos ángulos, y por tanto la cobertura para distintos valores de atenuación (-3 dB, -6 dB, o incluso -9 dB), lo cual supone información importante a la hora de proyectar la iluminación sonora de distintas áreas.

El cuadro adjunto, da los valores del módulo del vector que representa la función de directividad para distintos ángulos, en base a diagramas polares elípticos con excentricidades de 0,85 y 0,90.



ϑ°	D(ϑ)	
	$\varepsilon = 0,85$	$\varepsilon = 0,90$
20	0.78	0.63
30	0.53	0.42
40	0.37	0.3
50	0.28	0.2
60	0.17	0.05
70	0.05	0.0225

Para $\varepsilon = 0,85$ el ángulo de cobertura de -6 dB ($D=0,5$) corresponde a un ángulo de 31° ; y para $\varepsilon = 0,9$ el ángulo de cobertura sería de 26 , como corresponde a una elipse mas alargada.

10. RADIACIÓN EN CAMPO LIBRE; ILUMINACIÓN SONORA DE UNA SUPERFICIE

Presentamos a continuación el modo de utilizar las características direccionales (diagrama polar) de los altavoces para mejor cubrir (iluminar) con nivel sonoro uniforme (dentro de una aceptable variación en dB) un determinado espacio, analizando el caso simple de radiación directa de un solo Altavoz, con simetría axial, sobre una superficie plana, a) Bocina correspondiente a los datos del caso anterior, (fig. 5), y b) Altavoz de difusor.

a) **Altavoz de Bocina.** La Función de Directividad en un plano axial, (dentro de un determinado margen de frecuencias), viene dada, para cualquier forma del diagrama de radiación, por

$$D(\vartheta) = \frac{P_{\vartheta}}{P_{ax}} \Big|_r = \frac{r_{\vartheta}}{r_{ax}}$$

Es decir la presión en puntos a la distancia r (circunferencias en un plano axial) en la dirección del ángulo ϑ , viene dada por la relación directa entre los módulos del radio vector correspondiente del diagrama polar, r_{ϑ} y el radio vector máximo o axial, r_{ax} .

Admitiendo, en la hipótesis acústica, ondas esféricas, la presión en campo libre variará, para todo ángulo, inversamente con la distancia al origen, luego la presión en puntos del espacio correspondientes a la distancia r_{ϑ} del diagrama, estarán con respecto a la presión máxima o axial, precisamente, en relación inversa de los radios vectores correspondientes, es decir, los puntos espaciales sobre el diagrama polar son puntos isobaros, y por tanto los puntos de intersección A,B, de la línea del plano, a iluminar, con el diagrama de directividad, tienen la misma presión máxima, o axial.

Los diagramas de Directividad son, en cuanto geometría espacial, líneas isobaras y por tanto los puntos de intersección con una línea secante tienen el mismo nivel de presión, aunque estén, necesariamente, a distancias distintas de la fuente.

La presión en puntos x de la superficie a iluminar, será: $p_x = p_{ax} \cdot \frac{r_{\vartheta}}{r_x}$

Ahora bien, r_{ϑ} coincide con r_x en los puntos en los que el diagrama de radiación corta a la superficie a iluminar. La presión en esos puntos coincide con la presión en el punto mas alejado, que en nuestro ejemplo corresponde

a un ángulo $\vartheta \cong 31^\circ$, para el cual la directividad o relación de presiones se reduce a la mitad, (-6dB), reducción que se compensa exactamente con el aumento de presión por razón de estar ese punto a la mitad de distancia de la fuente.

La variación de nivel en la línea de iluminación viene dada en dB por el cociente r_b / r_x , positivo entre A y B, y negativo fuera de ambos extremos; $\Delta L = \pm 20 \lg r_b / r_x$

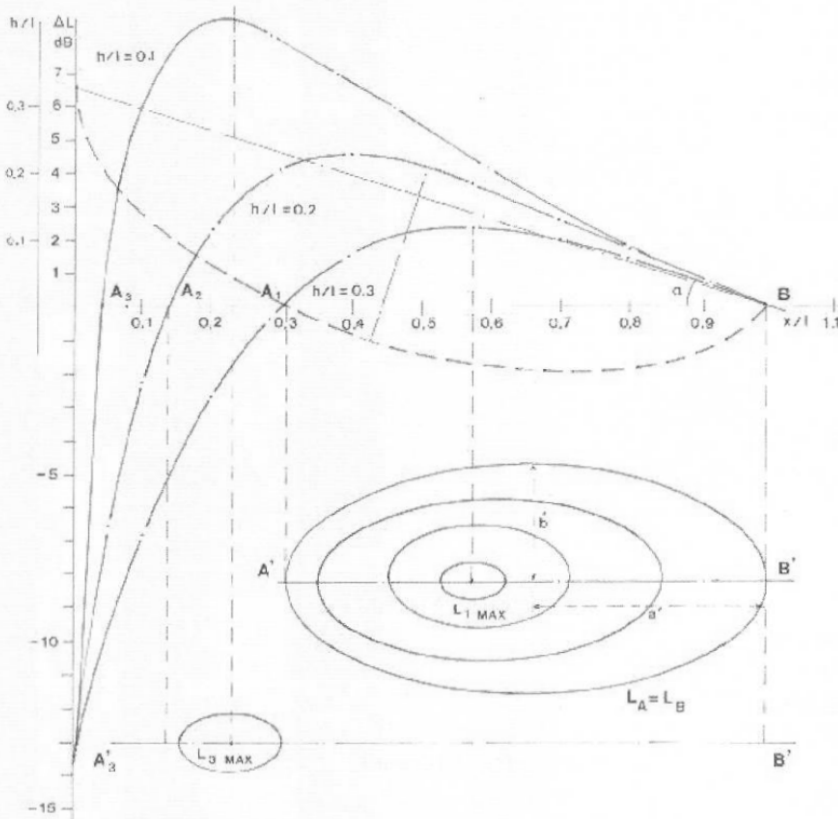


Figura 5. Iluminación, de una superficie plana por altavoz de Bocina, en campo libre.

La relación h/l , y por tanto la inclinación α del diagrama, juega un papel importante a la hora de ajustar la línea o área útil de iluminación. En general a menor inclinación, mayor área iluminada (A veces es más cómodo referirse al ángulo que forma el altavoz con la vertical)

La inclinación puede elegirse de modo que el punto A coincida con el origen de distancias ($x_A = 0$), o bien valores

positivos o negativos.

Para tener en cuenta el ángulo de inclinación α , basta incluir las relaciones,

$$r_{ax} = h/\text{sen } \alpha \quad \text{y} \quad r_x = h/\text{sen } ((\alpha + \vartheta)), \quad \text{con lo que}$$

$$p_x = p_{ax} \frac{\text{sen}(\alpha + \vartheta)}{\text{sen } \vartheta} D(\vartheta),$$

expresión que permite calcular directamente las presiones en la zona de iluminación y definir sus límites, a partir del conocimiento de la función de directividad

Para altavoces de bocina, una aproximación analítica de la función de directividad se corresponde (Párrafo anterior) con una elipse coaxial a partir del centro acústico de la bocina, con excentricidad, $\varepsilon = c/a$, del orden de 0,9, con lo que se tendrá para la relación de la variación de la presión a lo largo de la línea de iluminación con respecto a la presión axial (máxima)

$$\phi(x) = p_x / p_{ax} = \frac{\text{sen}(\alpha + \vartheta)}{\text{sen } \vartheta} \frac{(1 - \varepsilon^2) \cos \vartheta}{1 - \varepsilon^2 \cos^2 \vartheta}$$

Desarrollando $\text{sen}(\alpha + \vartheta)$ y usando las relaciones trigonométricas apropiadas se obtiene finalmente la expresión

$$\phi(x) = \frac{(1 - \varepsilon^2)(1 + \cot \alpha \text{tg } \vartheta)}{(1 - \varepsilon^2) + \text{tg}^2 \vartheta}$$

Esta función tiene un máximo para

$$\text{tg } \vartheta = \frac{-1 + \sqrt{1 + \cot^2 \alpha (1 - \varepsilon^2)}}{\cot \alpha}$$

Para distintos valores de $\cot \alpha = l/h$ se obtienen los valores de ϑ correspondientes a los puntos de máxima desviación de nivel de presión $\phi(x)$ a lo largo de la línea de iluminación, $\Delta L = 20 \lg \phi(x)$, lo que permite definir la inclinación apropiada a la máxima desviación de nivel que se admita en el proyecto.

En base al margen de desviación de nivel admitido, se puede extender el área de iluminación por ambos puntos extremos, teniendo en cuenta que la función $\phi(x)$, cae mas abruptamente para valores negativos antes del punto A que después del B.

En la **figura 5**. están representadas tres curvas de la función $\phi(x)$ para elipses con excentricidad de 0,9 y tres valores de la inclinación h/l , (0,1; 0,2 y 0,33). (Es de notar la coincidencia de las tres curvas a partir del punto B), de acuerdo con los valores puntuales obtenidos utilizando las expresiones anteriormente deducidas, incluidos los valores máximos de las desviaciones de nivel sonoro.

En cuanto al área de iluminación sonora o "sonorización", al tratarse de altavoces con simetría axial, el diagrama de radiación en el plano horizontal es análogo que en el vertical. En realidad se trata, en el espacio, de un elipsoide de revolución, cuya sección por el plano de la superficie a iluminar son también elipses, con una excentricidad $\varepsilon' = \varepsilon \cos \alpha$ (más anchas), que para diferentes inclinaciones forman líneas isobaras, a modo de plano topográfico, a partir de los niveles máximos correspondientes a las proyecciones de los distintos máximos de $\phi(x)$.

b) En el caso de **Radiadores de difusor o Cono**, el proceso es el mismo, pero la aproximación analítica al diagrama de radiación corresponde a una elipse coaxial con el eje del altavoz, con origen de coordenadas, coincidentes, en este caso, con su centro acústico. (Fig. 6)

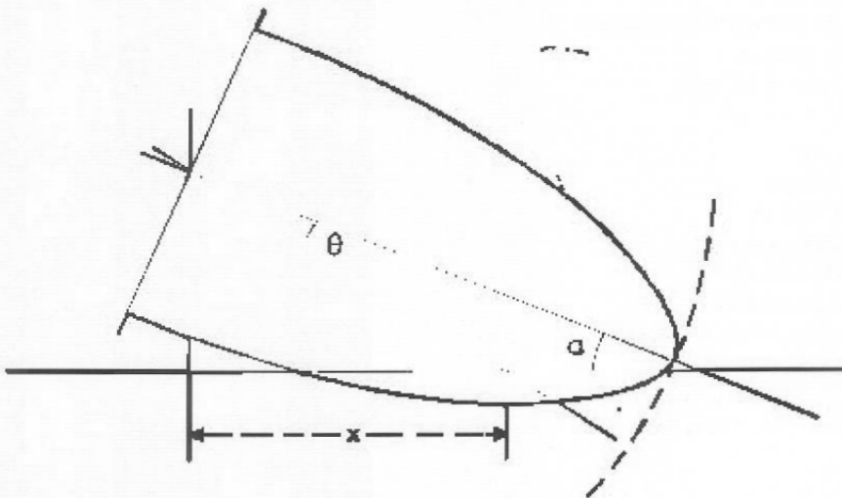


Figura 6. Iluminación Sonora de una Superficie, en campo libre, por altavoz tipo Difusor

En este caso la expresión analítica de la elipse en coordenadas polares referidas a su centro, y en función de la excentricidad $\varepsilon = c/a$, da para el radio vector en la dirección ϑ

$$r_{\vartheta} = \frac{a^2 (1 - \varepsilon^2)}{\sqrt{1 - \varepsilon^2 \cos^2 \vartheta}}$$

con lo que la función de directividad viene dada en este caso por $D(\vartheta) = r_{\vartheta}/a$ i.e.

$$D(\vartheta) = \sqrt{\frac{1 - \varepsilon^2}{1 - \varepsilon^2 \cos^2 \vartheta}}$$

El valor de la excentricidad será el que más se adapte a los diagramas de radiación del altavoz o sistema de altavoces correspondientes. En general estará en las proximidades de 0,9.

El resto del cálculo de iluminación sigue un proceso paralelo al caso anterior de las bocinas.

REFERENCIAS

1. Kinsler L.E. & Frey A.R. Fundamental of Acoustics, Chapman & Hall New York
2. Molley T.C. Calculation of the Directivity Index for various types of Radiators. JASA, Vol. 20,
3. Lara Saenz A. y Fuchs L.G. Acústica Aplicada (En prensa)

THE EVOLUTION OF ACOUSTICS IN SPAIN

Andrés LARA SÁEZ*

Acoustics is as old as mankind whom was immersed in a world of natural and animal sounds and whom soon created sounds himself, all related to acoustics that was used in a rudimentary way by emitting sounds and cleverly creating new ones, more or less pleasant, from the drum to the flute through the gong, the horn and different types of percussion.

There is no evidence of acoustic applications perhaps until the Greek Theatre, in which the acoustic field had already been conformed by purposely designing the stage, the orchestra and the amphitheatre.

This knowledge was used all through the Roman civilization, the Middle Ages and the Renaissance, and was contributed to with musical instrumentation over all. And with this we have the beginning of the two fundamentals of Acoustics: Architectural Acoustics and Musical Acoustics, especially instrumental. The scientific and mathematical explosion in the eighteenth and nineteenth century includes a mathematical approach to acoustic and physiological phenomena.

* Andrés Lara was born in Sevilla, Spain. Graduated in Electromechanical Engineering in I.C.A.I., Madrid, 1943. He first worked as sound engineer in the movie industry. In 1946 joined the Instituto L. Torres Quevedo of Scientific Instrumentation where he designed audiofrequency equipment for Radio Broadcasting. In the period 1950-1953 does research and advances studies in the Brookling Polytechnic and Columbia University, obtaining the Degree of Master in Electrical Engineering (Communications) and Master of Science (Acoustics). In the Laboratory of Acoustics, at the Columbia University, he worked his Thesis with Prof. Harvey Fletcher on Stereophonic Sound Film Systems. Back in Spain directed the Laboratory of audiofrequency and taught at the University selecting a group of graduates specialized in different branches of acoustics, created the Instituto de Acústica and become Doctor by the Polytechnic University of Madrid.

A. Lara has been visiting Professor at several Universities and gave lectures in acoustics in several countries where he has received honours. He has been member of the ICA, SCOPE and President of FASE. He is a member of the National Academy of Sciences and Engineering of the Republic of Argentina. He is Honorary President of the Instituto de Acústica and of the Spanish Acoustical Society. He has different honours from the Acoustical Societies of France, Italy, U.K. and Hispanoamerica. His main field of specialization covers Physics of Hearing, Architectural Acoustics, Electroacoustics, Noise and Vibration, with more than 50 publications.

With this knowledge the twentieth century begins and it will soon see the scientific evolution of Architectural Acoustics, starting with the original work of Sabine in Harvard and the great influence of Electronics on all fields of scientific and applied acoustics.

The two World Wars, especially the second one, brought great advances in acoustical applications that would be continued afterwards in new centres for measurement and research, such as the English NPL, the German PTB, the French PTT and the NBS in the United States, amongst others.

Spain has been isolated during this process and finds itself in the forties, with neither any academic curriculum in the discipline of Acoustics nor any other specific activity that uses applications related to Acoustics, apart from radio broadcasting studios and the film industry.

These two fields will be responsible for the first works that will later on result in the creation of the present Institute of Acoustics of the Higher Council for Scientific Research, (CSIC), the main source and reference of the development of Acoustics in Spain.

Here is the occasion to mention the great Spanish inventor, Leonardo Torres Quevedo (L.T.Q.), whose name has received the Centre where presently the Institute of Acoustics is located. Predecessor and forerunner of Automatics, he designed such important devices for his time like for instance the Spanish Cable Car in Niagara Falls, the automatic chess player, etc. Torres Quevedo dies in 1936 in Madrid in the midst of the Spanish Civil War and it will be his assistant, Juan María Torroja, Dr. in Physical Science, who after the war will direct the new Institute L.T.Q., continuation of the Laboratory of Automatics given to L.T.Q. by the Spanish government in the Higher School of Industrial Engineers of Madrid. His mission was to design and construct instruments and equipment for Universities, the Industry and the blooming investigation (the CSIC had just been created), consequence of our country's isolation after its Civil War followed by World War II.

The Institute L.T.Q. was inaugurated in 1943 as the Institute for Scientific Instrumentation, and was provided with an excellent workshop, imported for the most part from Switzerland. This workshop was run under the guidance and responsibility of the Engineer of the ICAI, Alfredo Giménez Casina, who would later install and conduct the Land Rover factory in Linares and who has recently passed away.

In a like manner, a more simple workshop called Radio was set up for a department in Radio-electricity that would be directed by the Guijarro brothers, naval engineers, and Ramón de Lucas, industrial engineer. This department looked for engineers capable of designing audio equipment for Radio broadcasting studios, especially for the then so-called Radio Nacional de España. (National Radio of Spain)

Here appears the first factor that was mentioned before: The studios for radio broadcasting, and the second one, the film studios. This industry dealt with sound recording and photoelectric reproduction equipment, which is what held a great influence in my professional career and in the development of Acoustics in Spain.

The Board of Directors of the Institute I.T.Q., was looking for engineers amongst those working as «Sound Engineers», in the Movie Industry. Several of them, be-

longed to my school, the ICAI, and so I was contacted through the Ballesteros Film Studios where my colleague and chief Rafael Pavon and I carried out the sound recording of many movies of those days such as «El Escándalo», «Mariona Rebul», «El Viudo Rius», «La Mies es Mucha», «El Destino se disculpa», etc. Many of the actors of those films are still important modern figures, such as Fernando Fernán Gómez and Sara Montiel.

We were put in charge of setting up an Audiofrequency laboratory where we designed low frequency equipment such as amplifiers, preamplifiers, audioamplifiers, attenuators, mixers, etc. We shared this task with our work in the movie studio, most of which had to be done at night due to the shortage in electrical energy at the time.

Just as a curious story I'd like to mention the design, in the Institute, of a reproduction in silver of the canopy of the dome of Saint Peter in Rome as a velocity microphone that was given as a present by the Spanish government to the Pope Pío XII. The preamplifier that came with the microphone was made in our laboratory. The work in our laboratory was very distressing due to the lack of equipment and other facilities. All the instrumental we had was one Audiochanalist, a portable instrument used by the home-visit radio repairers in the United States, which somebody had brought to us privately. The audio transformers could hardly reach 10,000 Hz as we had to use magnetic sheets, those that were used by industrial transformers with such a low permeability that they required large sizes of cores and coils, with the corresponding capacities that filtered high frequencies.

We now arrive to 1950, the year in which the Ministry of Foreign Affairs started up a program of scholarships for expanding studies and I was granted one for the United States in the field of Audiofrequency Electronics in the Polytechnical University of Brooklyn, where many of the most important Electronic experts were at the time.

Here I have to apologize for the protagonism of this story, but «that's how things were and that is how I have to tell them» as they say on a certain news program.

That is how I left for the United States on the day of «Santos Inocentes», the 28th of December in 1950. I met Harvey Fletcher at the University of Columbia in N.Y., who was leaving the directorship of acoustic research at the Bell Lab., and who was giving two courses as guest professor. This was an opportunity that I couldn't let pass. I was familiar with Fletcher's work on loudness, his famous isophonic curves, masking, etc. so at the same time I attended class at the Polytechnical in Brooklyn I followed his two courses: The Fundamentals of Acoustics, and Production and Perception of the Speech and Hearing. For the first subject he used a textbook that would later be very well known, by Kinsler and Frey, and for the second one he used the notes he would later use on his prestigious book «Speech and Hearing in Communications».

My contact with Fletcher was decisive because at the end of the second term he offered me to collaborate in the acoustic lab in a Thesis about «Educación de la Voz

¹ «Education of the singing voice»

Cantada»¹, which familiarized me with the Sound Spectrograph that would be so often used afterwards in voice analysis. After that, he offered me what would be the topic of my Thesis for the Master in Electrical Engineering of Communications by the Polytechnical University of Brooklyn: to design an electronic equipment to avoid the process of re-recording in the stereophonic sound equipment projected by Fletcher for Bell Lab., who would later give it as a present to the University of Columbia.

I was fortunate in coinciding with Fletcher for the two years he was in the University as guest professor before leaving for the University of Utah for good (he was a Mormon).

I was accepted as candidate for Master of Science in Columbia and alternated lab with the classes, finishing three months later than in the Politechnical University of Brooklyn, my Master with a thesis about audio power amplifiers. With these two Masters I returned to Spain after two years and a 9-month extension of my original scholarship. Once I returned to the Audio Frequency Laboratory I found myself alone at its head because Pavon had been hired by the United States for the installation of the Base of Torrejón. Being completely alone is not totally correct because our assistant and loyal collaborator Julián García Zaragoza was still there. He contributed so much with his experience and know-how to all the lab's tasks leaving a trail of acknowledgement and affection for those who knew and worked with him, which today I would like to emphasize especially since he has left us only a few days ago. Rest in Peace, dear Julián. During this period, another assistant joined us, Claudio Gaztañaga, who also left us with a very fond memory after being such a long time with us. For both of them and my mentor and colleague in my beginning days Rafael Pavon, I send our admiration and caring memory.

Thus, a new period begins in the Audio Frequency Laboratory incorporating the hi-fi advances with jobs for the RCA and Marconi firms in Madrid. At the same time, classes were given of Underwater Acoustics in the Escuela Técnica Superior de Ingenieros de Armas Navales² along with Doctorate subjects in the Physics Faculty in the then-called Universidad Central de Madrid.

A promotional campaign in the University was also carried out with conferences in the Universities of Barcelona, Deusto, Zaragoza, Oviedo and Seville amongst others.

Out of the Doctorate courses resulted a group of pioneers who, after undergoing an acoustic «warm-up» in the Laboratory, left to different foreign centres and laboratories that had been contacted through the International Congresses of Acoustics.

In 1962, my honeymoon included (first serious disagreement with my wife) my assistance to the IV International Congress of Acoustics in Copenhagen.

By then and with the advantage of our delay with the most advanced countries, we could send several recent graduates to Europe and the US, for specialization in the different fields, that would then make up the Institute of Acoustics, whose range of fields would characterize and differentiate it from other centers.

Here, familiar names come up, many of who are present here today. They were young graduates drawn by what could be a new field of specialization (I still cannot

¹ High Technical School for Naval Weapons Engineers

make sense of it) who left abroad in successive stages to specialize in the disciplines of Architectural Acoustics, Noise Control, ElectroAcoustics, Acoustic Materials, Ultrasounds, Hearing, Underwater Acoustics, and Vibrations. Their names are: Pérez López, Bañuls, Santiago, Ranz, Gallego, Moreno, Pfretzschner, Carbó, Pons y Delgado, important pieces to the creation of the Acoustic Institute more than 25 years ago.

It is time now to look through the Institute's labour with respect to the consolidation of fields, formation of personnel, relationships with the Industry, other similar centres and teaching staff, that took part a great deal in the development of Acoustics in our country.

Short courses were given of Acoustics to different professional groups including City Council technicians, Traffic Civil Guard and Delegations of Industry that began their mission to control noise.

The Industry of Acoustic and Electroacoustic materials developed to a great extent counting with the acoustic measures provided by the Institute's laboratories, since it had Spain's first anechoic, reverberant and transmission chambers.

Several doctoral thesis on acoustic topics were presented as a first attempt in the University of Madrid and in some foreign Universities. I recall with satisfaction that of Rafael Carbó in Grenoble, invited to the Tribunal by its President, the French Nobel Physics Prize Winner, Professor Louis Neel.

We already were participating in International Congresses and we formed part of the International Commission of Acoustics.

This is the right moment to mention another branch of the Institute, which was the creation of the Spanish Society of Acoustics, SEA¹, an idea proposed by the then young Pérez López and currently its president.

This was done at the occasion of the first international meeting about Environmental Acoustics, organized by the then Acoustic Department of the L.T.Q. in Madrid in 1969, with the participation of outstanding personalities in european acoustics such as Chavasse, Sacerdote, Ingerslev, Stephens, etc. Once the Acts were over we called on those who attended to join the SEA. There were several volunteers, amongst them a telecommunications engineer Jose Luis Fernandez Garcia, Director of the Centre of Investigations of the Telefónica Company. By this manner the SEA democratically emerged with the personal and material support of our Department of Acoustics.

This meant a reinforcement in the influence that our Department would have in Spain and with other foreign Societies.

In 1971, at the occasion of the VII International Congress of Acoustics in Budapest, in which many spanish acoustic scientists had participated, the SEA joined itself with 16 other European Acoustic Societies in the formation of FASE (Federation of Acoustic Societies of Europe) of which, with time, we would hold its presidency and form part of its Scientific Advisory Council currently transformed in the European Association of Acoustics, editor of ACTA ACUSTICA.

A milestone that stands out in international relations is the organization of the IX International Congress of Acoustics in 1977, in close collaboration of the already sta-

¹ Sociedad Española de Acústica.

² Acoustic Groups of Latin America.

lished Institute of Acoustics with the SEA. Other international activities include specialized conferences and symposia of the FASE in Zaragoza, Madrid, Barcelona and Valencia, and the Ultrasonics International Conference in Madrid.

We also have to emphasize the annual Spanish-Portuguese workshops, alternating in Spain and Portugal with the Portuguese Society of Acoustics and the Anglo-Spanish workshops with the participation of the Dutch Acoustic Society. Our collaboration extends to Latin America through the Grupo de Acústicos Latino Americanos, GALA⁴. These relations with Latin America include a stay of interns (scholarship holders) in our Centre that would later yield to scientific co-operation between the countries.

Parallel to these activities and of its international presence, the SEA and the Institute of Acoustic organize annual National Conferences on Acoustics in different Spanish cities with the generic name of Tecnoacústica⁵. In the past 12 years the Tecnoacústica meetings had taken place in Zaragoza, Barcelona, Madrid, Pamplona, Valladolid, Valencia, La Coruña, Barcelona, Oviedo, Lisbon, Avila and Madrid.

In all these workshops we have to point out the growing participation of working groups particularly from Universities, Technical Schools, City Councils and specialized Centers. In rounded figures, we take note of 20 university groups from science faculties, technical engineering schools and other centers.

In the annual Tecnoacústica, an average of 100 papers have been presented with an attendance of about 150 participants. In whole, the presentations add up to more than 3.000 and there have been more than 5.000 attendants, (something inconceivable only a few years ago).

The titles of those works published in the Summaries of Congresses since 1987 are gathered in the SEA web page.

Currently, the SEA is made up of about 200 professionals and 50 centers and firms.

We finally reach the actual Institute of Acoustics where presently 65 people (including 17 scientists) are working distributed in two departments: Environmental Acoustics and Ultrasonics, which cover the following main research topics: noise (active and passive control), building acoustics, acoustic materials; psychoacoustics, sound perception, acoustic propagation in water, sea bed exploration, ultrasonic transduction, ultrasonic visualization, high intensity ultrasound, macrosonics, non destructive testing and medical and industrial application of ultrasound.

I must emphasize the extensive industrial and social influence of the Institute of Acoustics shown in numerous research contracts among we can mention the smoke clean up by ultrasounds with ENDESA and the noise city map with the Madrid City Council.

All this gives us an idea of the process that the development of Acoustics has undergone in Spain supported itself mainly on the Institute of Acoustics and the SEA, an effort that can be seen rewarded by the creation and participation of research groups in University centers and the creation of companies of acoustic instrumentation, equipment, materials and installations that guarantee the implantation of this field in its scientific, technical, industrial and social branches, which cause our satisfaction and gratitude to all those who have contributed to this labour.

Sobre la evolución del mecanismo de la audición*

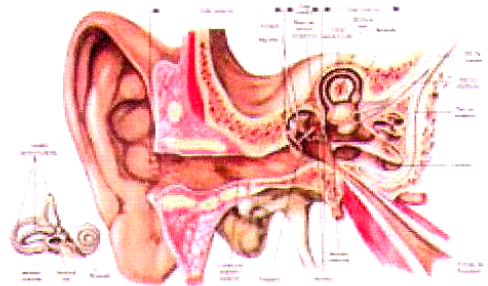


Andrés Lara Sáenz
Dr. Ing. ICAI, Master of Electrical Engineering, Master of Science, lic. C. Información Prof. Investigación. Ex Director Centro Investigación Físicas L.Torres Quevedo. Fundador y Director Emérito, Instituto de Acústica CSIC. Presidente de Honor Soc. Española de Acústica.

PACS: 43.66

Agradezco al Comité de Enseñanza del Instituto de la Ingeniería de España y a la Universidad Politécnica de Madrid, la invitación a participar en el X aniversario de estas Jornadas, y en particular aceptarme un tema sobre el sentido de la Audición, que en principio puede parecer un tanto alejado de la ingeniería. Para centrarle en su aspecto ingenieril, que lo tiene y mucho, he señalado en el título se trata del Mecanismo de la Audición, que si bien a veces es interpretado como el proceso auditivo en sí, en nuestro caso hace especial referencia al aspecto mecánico envuelto en la captación y conducción de energía acústica del medio, para su interpretación por el sentido de la audición.

El factor histórico a que hace mención las Jornadas, queda reflejado, en parte, en el proceso evolutivo del tal Mecanismo en los seres vivos, hasta llegar al que disponen los mamíferos y en particular el ser humano.



Empezaremos pues por analizar someramente el sistema auditivo del hombre actual, para extraer la parte mecánica del órgano periférico, el oído, y analizar a continuación, a la luz de la evolución de las especies, el cómo y la línea directriz seguida, que considero y se demuestra conlleva un trasfondo ingenieril.

(*) Conferencia pronunciada en el instituto de la Ingeniería de España, Junio 2004.

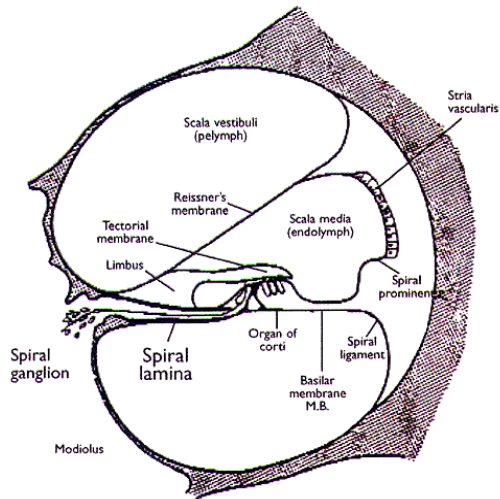


Figura 1. Estructura del Conducto Coclear, Órgano de Corti.

El sistema auditivo del hombre actual

El proceso auditivo, como todos saben, envuelve un complejo sistema, por el que los seres vivos y en particular el ser humano, detecta y percibe "sonidos". Pero en realidad lo que sabemos es poco y reciente, si entendemos por saber el conocer con rigor científico todo el proceso.

Hasta bien entrado el siglo XIX no hemos tenido un verdadero conocimiento de la anatomía del sistema. Sabíamos que, como en el caso de otros sentidos, disponemos de un órgano periférico, el oído, que en su parte externa capta y canaliza las ondas sonoras transmitidas por el aire, las transforma en vibraciones mecánicas a través del Oído medio, y las convierte y codifica en señales neuronales en el oído interno, señales que son enviadas por el nervio acústico al cerebro, donde excitan la sensación sonora, que denominamos Sonido. La interacción de esta sensación con otras funciones mentales y motoras, como memoria, emoción, temor etc, da lugar a la interpretación de la sensación, a lo que constituye la percepción de la imagen sonora, a nivel psíquico. (En determinados casos, como sonidos intempestivos e intensos, la sensación va acompañada de reacciones motoras reflejas, gestos faciales, parpadeo, encogimiento de hombros, movimientos de cabeza, etc.).

Los grandes fisiólogos a partir del siglo XIX, Helmholtz, Corti, Reissner, Claudius, Hensen, etc., cuyos nombres han

quedado inmortalizados en la terminología especializada, nos dieron luz sobre la anatomía y fisiología de la audición. En cuanto a los avances psico-acústicos recientes, destacan las contribuciones de Fletcher (Sonoridad, Enmascaramiento, Bell Laboratories, N.J.) E. Zwicker (Sicoacústica, univ.Tec. Munich) y Von Bekesy (Características y Dinámica del Oído medio y la Membrana Basilar), este último, premio Nobel de medicina 1962. En la figura de la introducción, se distinguen las tres partes del oído, la disposición de la cadena de huesecillos del oído medio, la cavidad del oído medio, la trompa de Eustaquio que la comunica con la epifaringe, la ventana oval, que da entrada al Caracol, donde se aloja el oído interno.

El caracol forma parte de un conjunto óseo que contiene a su vez el órgano periférico del equilibrio o laberinto, principalmente constituido por tres canales semicirculares trirectangulares que comparten el mismo líquido linfático con el caracol, y en los que flotan unas concreciones calcáreas u otolitos. Por efecto inercial los otolitos rozan con las paredes interiores excitando terminales nerviosas que informan al cerebro de la posición y dirección de los movimientos. En la imagen de la introducción se destaca la estructura ósea común, con tres protuberancias (ampulla, utrículo y sáculo), que se corresponden con la posición de los mazos de fibras nerviosas que surgen del laberinto. Este órgano aparecerá ligado a lo largo de la evolución con el órgano auditivo, incluso precediéndole por su importancia en la vida submarina.

A Corti le debemos principalmente el análisis anatómico-fisiológico del oído interno. La disposición de los terminales ciliaados de las células del nervio auditivo y su distribución a lo largo de la Membrana Basilar, divisoria que recorre longitudinalmente el Caracol, Figura 1. Es en esta estructura celular u órgano de Corti, donde tiene lugar la

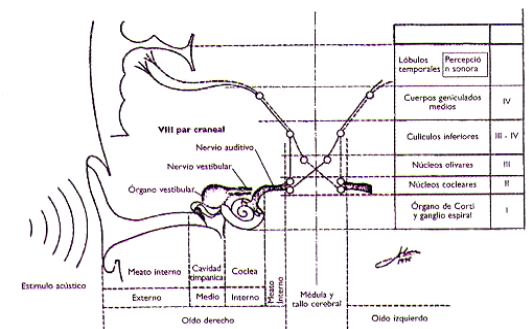


Figura 2. Esquema simplificado de proceso estímulo acústico-percepción sonora.

transducción de la energía mecánica que transportan las ondas sonoras, en potenciales eléctricos, que propagados a través de las conexiones neuronales que forman el nervio auditivo, llegan finalmente a las áreas de la corteza cerebral donde excitan las sensaciones sonoras, en ambos hemisferios, Figura 2. Las fibras del nervio auditivo, junto con las del equilibrio, constituyen el, llamado anatómicamente, octavo par craneal.

Von Bekesy ("Experiments in hearing", 1960) es el investigador que más ha aclarado la estructura y la dinámica de la Membrana Basilar. Con técnicas experimentales originales, sobre huesos temporales de cadáveres, y con modelos mecánicos, primero en Budapest (Royal Hungarian Institute for Research in Telegraphy and Telephony, 1924-46), después en Estocolmo (1947), y finalmente, en el laboratorio de Psico-acústica de la Universidad de Harvard, explicó la respuesta hidrodinámica del oído interno a la excitación vibracional a través de la ventana oval, describiendo las ondas progresivas a lo largo de la divisoria, que hacen ondular la M.B. de forma similar a una bandera flameante, Figura 3. Los experimentos de Bekesy confirmaron y aclararon la teoría resonante de Helmholtz, ("The Sensation of Tone", 1860) de distribución tonotópica de los terminales del nervio auditivo, a lo largo de la Membrana Basilar, formando a modo de un teclado de "notas" que resuenan a distintas frecuencias, desde las altas en las proximidades de la ventana oval, hasta las bajas conforme se aproxima el ápice. El oído interno actúa como un analizador de Fourier que responde a las componentes tonales de las señales sonoras. Los desplazamientos verticales del órgano de Corti establecen rozamiento con la Membrana Tectoria, protuberancia gelatinosa que se apoya de forma mecánicamente independiente sobre los terminales ciliados del órgano de Corti, generando impulsos eléctricos neuronales que codificados son transmitidos por el nervio auditivo. La Figura 4 muestra esquemáticamente la distribución de frecuencias a lo largo de la M.B. correspondiente a los máximos de las envolventes de las ondas progresivas.

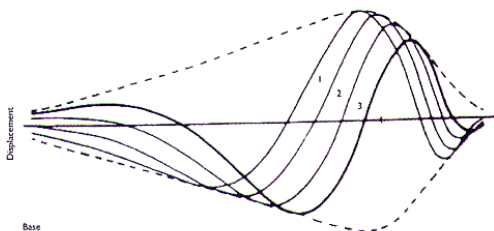


Figura 3. Avance de las ondas progresivas en la M.B.

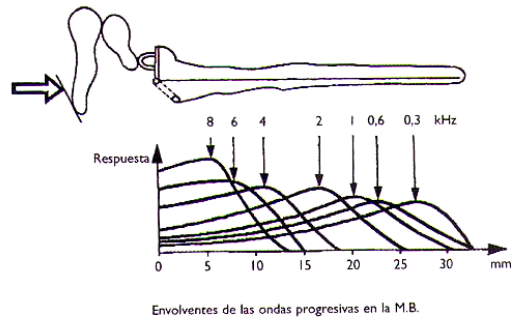


Figura 4. Caracol desarrollado y M.B.

Dejamos aquí esbozada la transducción mecano-eléctrica que se opera en el oído interno y vamos a nuestro tema, Cómo ha evolucionado el órgano periférico de la audición, en su misión de transmitir al oído interno la energía acústica que transportan las ondas sonoras.

La audición en el medio marino

La Tierra es viejísima, dataciones recientes se mueven en dígitos de miles de millones de años. Teniendo en cuenta que la vida media del hombre actual es del mismo orden en segundos, si reducimos a un año la existencia de la tierra, ¡la vida de un hombre sería de un solo segundo! La vida en la Tierra se data del orden de mil millones de años, y la aparición de los homínidos, nuestros ancestros, en unos 6 millones de años.

Se tratan de escalas de tiempo enormes, y aparte de las especies que en sus distintas etapas han perdurado hasta la actualidad, solo tenemos vestigios de seres anteriores a través de fósiles. La Paleontología colabora con la Geología, y lo mismo puede decirse de técnicas debidas a otras ciencias como la Biología, Bioquímica, Biología Molecular etc. que han venido a ayudar en el estudio de la Tierra y de la vida en la misma, tanto en profundidad como en extensión.

Partiendo de la iniciación de la vida hace aproximadamente mil millones de años, con la síntesis de aminoácidos y sustancias orgánicas (Miller 1953), los primeros seres pluricelulares invertebrados marinos, como por ejemplo las actuales medusas, disponen de un tejido nervioso sin cerebro ni ganglios que le permite reacciones reflejas necesarias para su supervivencia. Tienen un tejido nervioso de fibras anulares, dispuestas en el domo, en donde se distribuyen diametralmente varias vejigas, en las que flotan concreciones calcáreas.

as, a modo de otolitos, que por efecto inercial sitúan el centro de gravedad e informan sobre la posición y movimientos propios.

La lamprea uno de los peces vertebrados mas simples, dispone ya de dos canales semicirculares del órgano del equilibrio.

Los peces no tienen oído medio ni externo. El oído interno está situado detrás de los ojos. Tiene dos cavidades óseas el sáculo y la lagena, revestidas de tejido nervioso y donde se detectan frecuencias de hasta 7000 Hz. Los peces con espina dorsal, los teleosts, como por ejemplo la Carpa actual, disponen además de unas líneas laterales, con terminales nerviosos apropiadas para percibir perturbaciones elásticas de bajas frecuencias. El órgano de equilibrio está muy desarrollado y cuenta con los tres canales semicirculares. Existe homología entre los arcos branquiales de los peces amandibulados con los huesos que sirven de articulación de las mandíbulas presentes en los vertebrados.

A nivel cerebral, se distinguen en los peces, el cerebro anterior, donde se genera la sensación del olfato, el cerebro medio, donde se localiza la visión y el posterior, correspondiente al equilibrio y audición.

La supervivencia en el medio marino, ha contado fundamentalmente con el "sentido" auditivo y el de equilibrio en un medio en el que las ondas electromagnéticas son muy atenuadas y en donde la iluminación y por tanto la visión está muy limitada, sobre todo en profundidad.

Las ondas elásticas, generadas por la actividad en el propio medio, transmiten buena parte de su energía a las distintas especies, cuya constitución y órganos sensibles tienen una densidad del orden de la del líquido en que viven.

El gran problema se plantea cuando la vida pasa a la tierra firme, a la atmósfera terrestre, con la aparición de los anfibios y los reptiles. A ellos les toca resolver una serie de problemas fundamentales, como son por un lado la respiración, y la visión, que ahora juega un papel preponderante por los grandes espacios iluminados y su alto alcance. El ojo ha de sufrir alteraciones sobre todo en la parte óptica en un medio con un poder refringente muy distinto. Han de desarrollar miembros de locomoción y sobre todo y en materia de nuestro interés han de ser capaces de captar la energía acústica de las ondas elásticas, que ahora se propagan en un medio mucho menos denso con una impedancia muy distinta de la propia de recepción. (Los actuales anfibios soportan las amenazas que le ciernen sobre las aguas dulces). A nivel cerebral en los

reptiles las funciones sensitivas predominantes son la de la visión y la audición.

Centrándonos en nuestro problema, en estas especies se inicia un proceso evolutivo de generación del oído externo y medio, de forma que adapten la alta impedancia del líquido del oído interno a la baja impedancia del aire.

Este proceso adaptativo es fundamental, para ello baste recordar lo que en ingeniería significa la impedancia y el papel que esta juega en las transmisiones de energía entre sistemas.

Transmisión de energía: acoplamiento de impedancias

Esta parte que sigue es una concesión a los alumnos de la Universidad Politécnica de Madrid, que siguen estas Jornadas, como asignatura electiva, con sus créditos correspondientes.

El concepto de impedancia, propuesto por el Físico inglés Heaviside en 1886 para definir la "resistencia" que un circuito eléctrico formado por Resistencia R y Autoinducción L, presenta a una tensión eléctrica alterna sinusoidal $V(\omega)$. Posteriormente fué ampliado a un circuito con capacidad C, de acuerdo con la conocida expresión, para conexión en serie,

$$Z(\omega) = R + j \left(L\omega - \frac{1}{C\omega} \right) \Omega$$

La impedancia condiciona la respuesta del circuito, la corriente eléctrica, como extensión de la Ley de Ohm.

Generalizando, en cualquier sistema análogo, bien sea eléctrico, mecánico o acústico, etc. las respectivas impedancias miden las respuestas a las correspondientes excitaciones. A mayor impedancia menor respuesta y viceversa.

En las analogías electroacústicas, y salvo casos excepcionales como los resonadores de Helmholtz en bajas y medias frecuencias, los sistemas a considerar son continuos, en los que la respuesta se propaga en forma de "onda". La presión acústica p y la velocidad de vibración u , con una propagación en medios elásticos de constantes ρB , son análogas a la tensión V , y corriente eléctrica I en líneas eléctricas uniformes con constantes L y C, por unidad de longitud, y a los vectores E H del campo electromagnético, propagándose en el espacio de constantes $\mu \epsilon$

Las variables de campo acústico, eléctrico o electromagnético, son la excitación y la respuesta, su producto la

potencia transmitida, su cociente la impedancia de onda, y la inversa de la raíz del producto, la velocidad de propagación:

En la onda acústica

$$W = \rho u \text{ (N/m}^2 \cdot \text{m/s = w/m}^2\text{)}$$

y para ondas planas,

$$Z_o = p/u = \sqrt{\frac{\rho}{B}} = \rho c \quad \Omega_A \text{ (N} \cdot \text{s/m}^2\text{) Rayls}$$

en que ρ ($\text{kg/m}^3 = \text{N} \cdot \text{s}^2/\text{m}^4$) es la densidad del medio

$$B = \frac{dV/V}{p} \text{ (m}^2/\text{N)}$$

el módulo de elasticidad de volumen y

$$c = \sqrt{\frac{1}{\rho B}} \text{ (m/s)}$$

la velocidad de propagación de ondas compresionales.

En el aire $\rho = 1,21$ y

$$B = \frac{1}{\gamma p_o} = \frac{1}{1,4 \times 10^5}$$

resultando $c \cong 340$ m/s.

El producto ρc , función de las características mecánicas (ρB) del medio, constituye su impedancia característica, y condiciona la respuesta del medio a la excitación.

En el aire esta impedancia vale

$$Z_o = 1,21 \cdot 340 = 410 \text{ Rayls.}$$

y en el agua

$$Z_o = 1000 \cdot 1500 = 1,5 \cdot 10^6 \text{ Rayls.}$$

Como vemos las impedancias del aire y del agua son muy distintas en magnitud, una relación

$$r = \frac{\rho_2 c_2}{\rho_1 c_1} = \frac{1,5 \cdot 10^6}{410} \cong 4000$$

Esta es prácticamente la relación entre la impedancia del aire y la que presenta el oído interno.

La impedancia característica en líneas eléctricas (sin pérdidas) es análogamente

$$Z_o = \sqrt{\frac{L}{C}} \Omega_e$$

y la velocidad de propagación

$$c = \sqrt{\frac{1}{LC}} \text{ m/s}$$

en que L y C son la inductancia y capacitancia por unidad de longitud

$$L \left[\frac{H}{m} = \frac{V \cdot s}{A \cdot m} \right] \text{ y } C \left[\frac{F}{m} = \frac{A \cdot s}{V \cdot m} \right]$$

En la propagación de ondas electromagnéticas transversales (TEM)

$$Z_o = \sqrt{\frac{\mu}{\epsilon}} \Omega_e \text{ y, } c = \sqrt{\frac{1}{\mu \epsilon}} \text{ m/s}$$

donde μ es la permeabilidad y ϵ la permitividad del medio.

En el aire

$$\mu \cong \mu_o = 4\pi \cdot 10^{-7} \left[\frac{H}{m} \right] \text{ y, } \epsilon \cong \epsilon_o = \frac{10^{-9}}{36\pi} \left[\frac{F}{m} \right]$$

resultando

$$Z_o = 120 \pi \Omega_e \text{ y } c = 3 \cdot 10^8 \frac{m}{s}$$

Siguiendo con nuestro tema ingenieril, sabemos en electrotecnia, que un generador entrega a su carga la máxima potencia cuando la impedancia de la carga es igual a la del generador.

Para calcular la transmisión de energía acústica entre dos medios, en función del desacople r , hacemos uso del Teorema de Thevenin, descrito en la teoría de redes eléctricas y aplicable por analogía al campo de la acústica.

El teorema establece que todo circuito activo lineal, puede sustituirse por un dipolo, formado por la tensión en vacío, en serie con una impedancia igual a la propia del circuito.

En el caso de ondas acústicas a través de toda superficie del espacio la onda transporta una energía

$$W = p \cdot u = p^2/Z_o \text{ [W/m}^2\text{]}$$

El dipolo análogo equivalente, tendrá una presión acústica en vacío, igual al doble de la de onda, ya que por ser la presión un escalar, y la carga acústica correspondiente a la situación de vacío, una superficie totalmente rígida, la presión incidente y la reflejada son iguales y se suman sobre la superficie. El dipolo equivalente se completa con la impedancia de onda ρc que coincide con la característica del medio, Z_o . El circuito acústico equivalente es pues el de la Figura 5, en que Z_c representa la carga del oído interno. Del propio circuito se deduce directamente la potencia W_2 entregada a la carga

$$W_2 = p_c \cdot u_c = Z_c u_c^2 = Z_c \left(\frac{2p}{Z_o + Z_c} \right)^2 = \frac{4p^2 Z_c}{(Z_o + Z_c)^2}$$

y el rendimiento de la transmisión, dividiendo por la potencia propagada por la onda

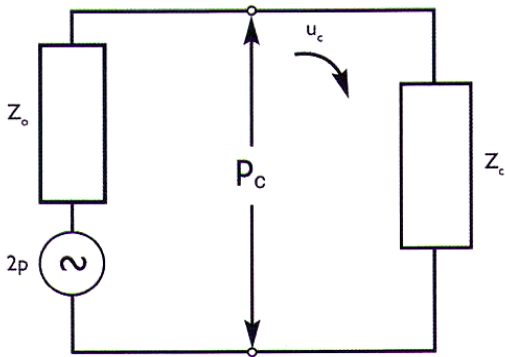


Figura 5. Dipolo equivalente de transmisión acústica entre dos medios (Z_o , Z_c)

$$W_1 = \frac{P_c^2}{Z_o}$$

resulta, en función de $r = \frac{Z_o}{Z_c}$

$$\alpha_1 = W_2/W_1 = \frac{4r}{(1+r)^2}$$

expresión recíproca, válida tanto para r como para $1/r$, que da el coeficiente de transmisión entre dos medios en función de su relación de impedancias, independientemente del sentido de la transmisión y cuyo máximo es para $r=1$ (acoplamiento perfecto). En nuestro caso con $r \approx 4000$, la expresión se simplifica

$$\alpha_1 = \frac{4}{r} = \frac{4}{4000} = 0,1\%$$

Esta bajísima transmisión, que supone una atenuación de $10 \log 1000 = 30$ dB, del orden de la de un tabique divisorio en viviendas, nos da idea del problema de los anfibios en cuanto a adaptar su oído a la atmósfera terrestre.

Aparición del oído medio

¿Cómo enfrentan los anfibios este y los otros muchos problemas apuntados? Pues a base de metamorfosis y mutaciones en un largo proceso evolutivo de adaptación al medio, que en unos casos fracasa, en otros da lugar a los reptiles y algunos de ellos vuelven a la vida marina como en el caso de los delfines y ballenas, que presentan oídos externos atrofiados.

Ya en los peces vertebrados, el hueso que sirve de soporte de la mandíbula con la caja craneana es homólogo del estribo de los primeros vertebrados terrestres.

Observamos aquí una primera correspondencia entre huesos mandibulares y la formación del oído medio. Los anfibios en estado larvario respiran con branquias, cuyos arcos servirán de base de muchas de las adaptaciones. Es de notar la increíble relación entre los arcos branquiales y las posteriores mandíbulas de los antecesores de los reptiles, con lo que serán posteriormente los 3 huesecillos de los mamíferos y en particular del Hombre.

Los reptiles suceden a los anfibios, algunos de cuyos descendientes como los Dinosaurios desaparecen con las convulsiones geológicas. La mandíbula de los reptiles consta de varias piezas. Una rama carnívora de los reptiles, da lugar a los mamíferos. En el paso a los mamíferos ya sólo existe la mandíbula inferior, los restantes huesos de la mandíbula superior evolucionan convirtiéndose en los huesos del oído medio de los mamíferos.

El lagarto del desierto representa un estadio intermedio del desarrollo del oído medio, en el que aparece, Figura 6 (Weber), la membrana timpánica y un hueso alargado en forma de columna, la columela, que transmite directamente las vibraciones a la ventana oval.

Cuando desaparece la mandíbula superior la articulación se convierte en estribo. El hueso cuadrado de la mandíbula superior en yunque, y el articular de la mandíbula inferior en el martillo.

Aparecen así los tres huesecillos del oído medio, que se conservaran a lo largo de las distintas ramas en las que evolucionarán los mamíferos, llegando a los actuales descen-

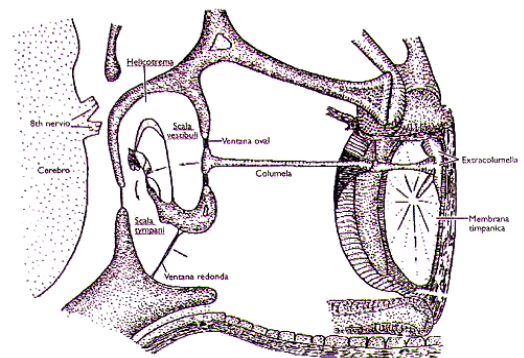


Figura 6. Oído medio del lagarto del desierto.

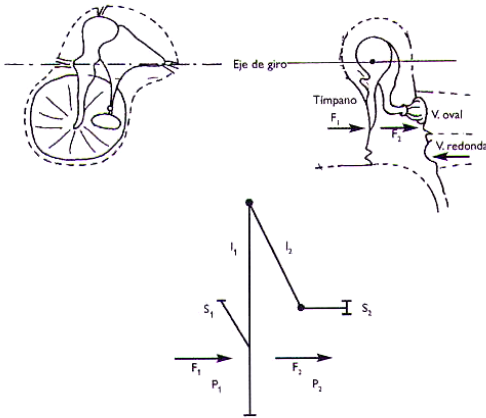


Figura 7. Mecánica del oído medio.

dientes de los simios y de los homínidos, que alumbran al hombre en sus distintas etapas, Hábíl, Erecto, Sapiens...

En cuanto al cerebro, en los mamíferos se desarrolla la corteza cerebral, con circunvalaciones relacionadas con la memoria y el aprendizaje, y el cerebro posterior da lugar al cerebelo que coordina la complejidad creciente de los movimientos.

La cerebralización (Teilhard de Chardín), en las distintas etapas del hombre, desarrolla la capacidad de pensamiento y transmisión de ideas, con la culminación del habla, necesariamente ligada a la audición, que diferencia al ser humano de todo el resto de los seres vivos.

Aquí sería oportuno traer a colación la frase atribuida al Cardenal Mendoza, "Traerme un mono que hable y lo bautizo".

El oído medio, transmisor eficaz de energía

Constituido ya el oído medio en los mamíferos, procede analizar cuanto se ha ganado en el proceso de adaptación de impedancias con su aparición. En la Figura 7, presentamos el esquema del oído medio actual y el esquema mecánico correspondiente.

La cadena de huesecillos, forman una palanca de primer género, que suponen una amplificación de fuerzas $F_2 / F_1 = l_1 / l_2 = 1,3$

lo cual unido a la ganancia de presión por la mayor superficie, útil, de la membrana timpánica respecto a la venta-

na oval, $S_1 / S_2 = 17$, da un aumento de presión acústica entre ambas membranas.

$$\frac{F_2/S_2}{F_1/S_1} = p_2/p_1 = 1,3 \cdot 17 = 22$$

Esta ganancia de presión, si bien no supone ningún aumento de energía entre ambas membranas, ¡faltaba mas! (¡algunos libros de medicina hablan de ganancia de energía!), si supone una reducción de la impedancia de carga, ventana oval (secundario), vista desde el tímpano (primario), considerando la cadena oscilar junto con las membranas timpánicas y oval, como un transformador de adaptación de impedancias. Figura 8, con una relación de transformación de impedancias de aproximadamente 500.

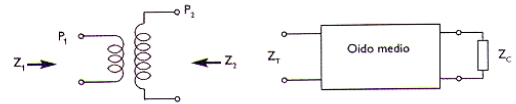


Figura 8. El oído medio, transformador de impedancias.

En efecto igualando (teóricamente sin pérdidas) las energías en el primario y secundario, se obtiene

$$W_1 = \frac{P_1^2}{Z_1} = W_2 = \frac{P_2^2}{Z_2}$$

$$Z_1 = \frac{Z_2}{(p_2/p_1)^2} = \frac{Z_2}{22^2} = \frac{Z_2}{500}$$

La Figura 8 incluye el esquema que representa el cuadrípulo que constituye el oído medio, como transformador de impedancias, que hace aparecer la impedancia que presenta el tímpano, como 500 veces inferior a la del oído interno.

$$Z_T = \frac{1,5 \cdot 10^6}{500} = 3000 \Omega_A$$

Con esta reducción el desacoplo final de impedancias entre la que presenta el tímpano Z_T y la propia de la onda en el aire es,

$$r = \frac{3000}{410} \approx 7,3$$

Para este desacoplo, el coeficiente de transmisión de energía es ahora

$$\alpha_r = \frac{4 \cdot r}{(1+r)^2} = \frac{4 \cdot 7,3}{(1+7,3)^2} \approx 0,42$$

es decir, se transmite del orden del 40% de la potencia que propaga la onda acústica en el aire, en lugar del 0,1% que se transmitiría sin la función acopladora del oído medio. En relación con la pérdida en dB, ahora se

pierden solo $10 \log 1/0,42 \cong 4$ dB, en lugar de los 30 dB de la conexión directa, es decir la presencia del oído medio supone una recuperación de energía del orden de 26 dB, un factor de 400.

Vemos pues como el proceso evolutivo por el que aparece el oído medio, al paso de la vida marina a terrestre, sigue una increíble línea ingenieril de adaptación de impedancias para la mejora de la transmisión de la energía que transportan las ondas acústicas en el aire al órgano transductor mecano eléctrico alojado en el oído interno, responsable del envío de señales neuronales a los centros de interpretación de las sensaciones sonoras. Esta suerte de milagro, de base ingenieril, no hace sino confirmar, desde un punto de vista, que comparto, la presencia de un Creador que ordena la evolución, ("la búsqueda a tientas, el azar dirigido" de Teilhard), y da sentido trascendente a nuestra vida.

Bibliografía

- Barnett y otros: Un siglo después de Darwin, Alianza Ed., Madrid 1971.
- Bekesy, George Von: Experiments in Hearing, McGraw Hill N.Y., 1960.
- Cuenot, Claude Elliot FG. y otros: Evolución, Marxismo y Cristianismo, Estudio sobre la síntesis de Teilhard de Chardin, Plaza y Janes Ed., 1974.
- Fletcher, H.: Speech and Hearing in Communications, Robert E. Krieger, Huntington N.Y., 1972.
- García Pozuelo R.: Los escalones intermedios de la cadena evolutiva, Ed. Enfoque.
- Goudot-Perrot A.: Cibernética y Biología, Ed. Oiko-Tau, Barcelona, 1970.
- Gould Stephen: El oído reptiliano de los mamíferos.
- Heaviside, O. Electrical Papers, Mac. Millan N.Y. 1892. Lara Sáenz A.: El mecanismo de la Audición, Evolución y Problemática, Discurso de ingreso Academia Nacional de Ciencias Argentina, miscelánea nº 62, 1980.
- Lara Sáenz A.: La impedancia en las Transmisiones de Energía, ídem Academia Nacional de Ingeniería, Argentina, 1982 .
- Lara Sáenz A.: El Oído Medio Acoplador de Impedancias, Revista Nacional de Audioprotesistas A.N.A. nº 25, 1987,
- Lara Sáenz A.: On the Generalized Impedance Concept, Analogies and Acoustics Applications, Proceedings Institute of Acoustics, London, 1995.
- Thevenin M.L. Sur a nouveau theoreme d'electricite dynamiques Comptes Rendus, Acad. Science Paris, 1883.
- Weber, E. The reptile ears, Princenton University Press, 1978.

Sobre la transformación Tiempo-Frecuencia y la aplicación del proceso de Convolución a la dinámica de sistemas físicos. Aplicaciones acústicas⁽¹⁾



Andrés Lara Sáenz
*Dr. Ingeniero ICAI, Master of Electrical Engineering, Master of Science,
Lic. C. Información. Prof. Investigación.
Ex-Director Centro Investigación Físicas L.
Torres Quevedo. Fundador y Director Emérito, Instituto de Acústica CSIC.*

PACS: 43.55.BR

Resumen

A partir del análisis frecuencial de funciones temporales y de la correspondencia entre ambos dominios a través de la Transformación de Fourier, se interpreta el proceso de Convolución, la relación entre ambos y su aplicación en particular a la respuesta de sistemas físicos.

Abstract

Taking as a point of depart the frequency analysis of the temporal functions and the correspondence between both domains by means of the Fourier Transform, the process of convolution, the relationship between these domains and its application, in particular to the response of the physical systems, is interpreted.

Introducción

La dinámica de los sistemas físicos constituye una de las aplicaciones matemáticas más utilizadas en ingeniería, concretada en ecuaciones integro-diferenciales que expresan las relaciones entre magnitudes físicas al aplicar las leyes que rigen las transformaciones energéticas. En numerosos casos la única variable independiente es el tiempo,

lo que hace que las ecuaciones diferenciales sean ordinarias y no derivadas parciales, más complejas de resolver.

Las funciones que expresan las relaciones corresponden pues a variaciones temporales de magnitudes físicas asociadas con la dinámica de los sistemas en los distintos campos; Fuerza, Voltaje, Temperatura, etc.

En todos los campos, aparece una función elemental en la transmisión de energía, la vibración u oscilación armónica, llamada así porque la expresión matemática que describe el movimiento oscilatorio es una función trigonométrica circular o armónica, seno o coseno, de un ángulo que gira a velocidad circular en radianes por segundo. Movimiento sostenido por un intercambio alternativo de energías potencial y cinética asociado a sus elementos elásticos e inerciales.

La simplicidad de la naturaleza, a pesar de su aparente complejidad, como por ejemplo la constitución de la materia con las mismas partículas elementales a nivel atómico, facilita el estudio de la dinámica de sistemas al “descomponer” cualquier variación temporal en un conjunto de oscilaciones armónicas elementales. Ésta es el fundamento de la transformación de Fourier, y de su aplicación en el proceso de Convolución utilizado en nuestro tema.

(1) Artículo publicado en la Revista “Anales de mecánica y electricidad / julio-agosto 2006”

Los elementos o componentes de los distintos sistemas físicos, para su tratamiento matemático, se requiere que sean lineales e invariantes en el tiempo, lo que afortunadamente es válido en la mayoría de los casos reales, correspondiendo al criterio ingenieril sus márgenes de aplicación. No obstante, aun en el caso de falta de linealidad, el modelo teórico lineal suele ser de la mayor utilidad. A su vez, los elementos han de ser "puros", es decir, que no contengan "mezcla" de elementos de otras clases.

Con estos requisitos se define un modelo ideal de sistema físico, apto para su tratamiento matemático al que nos referiremos en adelante como SILPAC (Sistema Lineal con PARámetros Constantes).

Transformada de Fourier

Es trascendental la mencionada simplicidad de la naturaleza, de forma que la mayoría de los procesos de transmisión-transformación de energía comportan variaciones temporales descomponibles en vibraciones elementales armónicas, representadas por funciones trigonométricas circulares, seno y coseno, "indescomponibles" y base de toda perturbación física.

Al matemático francés Juan Bautista Fourier (1768-1830) le cabe la gloria histórica del desarrollo de funciones periódicas en serie de senos y cosenos, de enorme trascendencia en el campo de la matemática aplicada. No fue ni el único ni el primero en utilizar desarrollos en serie de funciones ortogonales, ya lo habían hecho Euler (Basilea, 1707-1783), y D'Alembert (París, 1717-1783).

Una característica fundamental del desarrollo de Fourier es su generalización a funciones no periódicas e incluso transitorias, con su Integral, lo que extiende su campo de aplicación a la dinámica de muchos sistemas físicos, que operan tanto en régimen permanente como transitorio. Parece que fue en El Cairo trabajando en el laboratorio del recién creado Instituto de Egipto, en 1798, con alumnos de la Escuela Politécnica de París, que el profesor Fourier se interesó por el funcionamiento de la flauta de caña abierta y con boquilla de madera, llamada "ney", de la que le deleitaban sus sonidos. No supo "tocarla," pero si notó como cada flauta respondía de modo distinto al "soplido", del que no lograba pasar. Esto le dio la idea de la respuesta impulsional como medio de caracterizar un sistema lineal. No sé lo que habrá de cierto en ello, pero está bien traído. Lo que sí es comprobable es la memoria que presentó en 1807 a la Academia Francesa, de la que fue secretario, en la que utiliza un desarrollo en serie de armónicos, múltiplos del fundamental, en un proceso de transmisión de calor.

La serie es conocida por todos los estudiantes de ingeniería, no obstante nos permitimos concretarlo a efectos de su generalización.

El desarrollo de Fourier es menos exigente, en las condiciones que ha de cumplir la función, al de otros desarrollos en serie, como el de Taylor, que exige continuidad tanto a la función como a sus derivadas en su entorno de definición. En el caso de Fourier, basta con que la función tenga un número finito de discontinuidades y de máximos y mínimos en el margen de aplicación, y que la integral de la función en el mismo sea finita, lo que garantiza la existencia de la serie infinita y su convergencia.

Su expresión básica es

$$x(t) = a_0 + \sum_{n=1}^{\infty} \left\{ a_n \cos n \frac{2\pi}{T} t + b_n \operatorname{sen} n \frac{2\pi}{T} t \right\}$$

En que los coeficientes vienen dados por

$$\begin{aligned} a_0 &= \frac{1}{T} \int_0^T x(t) dt \\ a_n &= \frac{2}{T} \int_0^T x(t) \cos n \frac{2\pi}{T} t dt \\ b_n &= \frac{2}{T} \int_0^T x(t) \operatorname{sen} n \frac{2\pi}{T} t dt \end{aligned}$$

Este desarrollo, haciendo uso de la identidad de Euler

$$\begin{aligned} e^{iz} &= \cos z + i \operatorname{sen} z \\ a_n \cos z + b_n \operatorname{sen} z &= e^{iz} \frac{a_n - ib_n}{2} = C_n e^{iz} \end{aligned}$$

presenta la forma compleja compacta,

$$\begin{aligned} x(t) &= \sum_{\substack{n=-\infty \\ n \neq 0}}^{\infty} C_n e^{in \frac{2\pi}{T} t} \\ C_n &= \frac{1}{T} \int_0^T x(t) e^{-in \frac{2\pi}{T} t} dt \end{aligned}$$

Si el intervalo temporal T de definición de la función se amplía en ambos sentidos desde $-\infty$ a $+\infty$, la separación $1/T$ entre las componentes elementales del espectro se va reduciendo, llegando en el límite a constituir un espectro continuo (Figura 1). La envolvente viene dada por la función continua que da el valor de la amplitud de las infinitas componentes del espectro, que se alargan en el tiempo, hasta constituirse en régimen permanente.

Para $T \rightarrow \infty$ la función C_n que da los coeficientes de las componentes del espectro se convierte en integral,

$$C_n = \frac{1}{T} \int_{-T/2}^{T/2} x(t) e^{-i2\pi nt/T} dt = X(f)$$

Y la serie de Fourier se convierte también en integral

$$x(t) = \frac{1}{T} \int_{-\infty}^{\infty} X(f) e^{i2\pi ft} df$$

Ambas expresiones son conocidas como las Integrales Directa e Inversa de Fourier, y constituyen la conocida Transformación de Fourier, que por un lado obtiene el espectro en frecuencias $X(f)$ de una función temporal $x(t)$, y a su vez inversamente “sintetiza” la función temporal a partir de su espectro; transformación expresada simbólicamente por,

$$X(f) = \bar{F} [x(t)]$$

$$x(t) = \bar{F}^{-1} [X(f)]$$

Esta Transformación está en la base de la obtención de respuesta al régimen transitorio, en función del comportamiento en régimen permanente.

Aparte de la aplicación de la Transformación, para la resolución de ecuaciones diferenciales, en similitud con la Transformada de Laplace, operando con ecuaciones algebraicas de más fácil solución, nuestro interés se centra en su

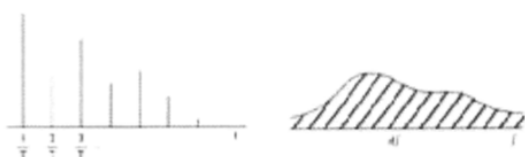


Figura 1. Serie e Integral de Fourier: espectros, discreto y continuo

aplicación a la integral de Convolución, para la obtención de la respuesta de sistemas físicos SILPAC a excitaciones energéticas descomponibles en funciones armónicas elementales.

Convolución: Integral de Convolución

El término Convolución no aparece en el diccionario de la RAE; su empleo matemático es una castellanización del término inglés “Convolution” (twist together) cuyo significado más idóneo es a nuestro entender (y como así lo hemos propuesto en el Comité de Terminología del IIE): “retorcido

conjunto”. En alemán “faltung” (doblar), y en francés, “composition”.

Su utilización matemática se refiere a un caso particular de una integral de solape o deslizamiento (como la que calcula la correlación cruzada, etc), cuyo integrando es el producto de dos funciones de la misma variable (en nuestro caso el tiempo) con la particularidad de que una de ellas (indistintamente) se “dobla” respecto del eje vertical (reflexión especular), para proceder al producto deslizante con la otra función e integrando, a lo largo de todo el campo de la variable. Su expresión matemática es:

$$y(t) = \int_{-\infty}^{\infty} x_1(\tau) x_2(t-\tau) d\tau = x_1(t) * x_2(t)$$

en la que $x_2(-\tau)$ es la función invertida, y $x_2(t-\tau)$ su deslizamiento para valores de t desde $-\infty$ a $+\infty$. La variable τ es una forma “simulada” de presentar la variable tiempo, para distinguir el deslizamiento de una función sobre la otra. La estrella es el símbolo matemático para indicar el proceso de convolución.

En cuanto a su historia, es probable que la integral de convolución apareciera en los primeros ensayos de Euler, en la resolución de ecuaciones diferenciales ordinarias. El matemático francés Duhamel (1797-1872), suele asociarse a esta integral, así como Poisson en una comunicación presentada en 1826 a la Academia de Ciencias de París.

De todas formas, la Integral de Convolución no es de fácil interpretación matemática.

Una interpretación aclaratoria de la Integral se obtiene a través de un seguimiento gráfico del proceso de convolución.

Eligiendo para ello dos funciones simples y de fácil representación, por ejemplo las que forman un cuadrado y un triángulo (Figura 2).

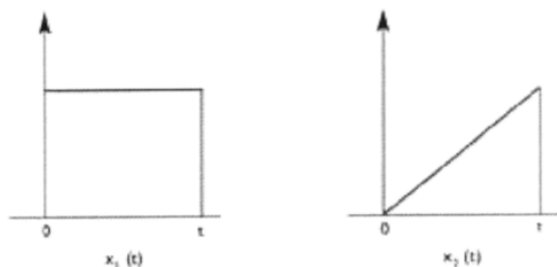


Figura 2. Funciones que forman parte del proceso gráfico de convolución

El proceso pasa por las siguientes fases:

1. Primero se “dobla” especularmente respecto al eje vertical una de las funciones, x_2 , que toma la expresión $x_2(-\tau)$ y se le desplaza un intervalo t_1 ; $x_1(t_1-\tau)$ (Figura 3).

2. A continuación se multiplica por la otra función, “deslizándolo” el desplazamiento t_1 a lo largo de todo el eje de tiempo desde $-\infty$ a $+\infty$. El producto es nulo desde $-\infty$ hasta el inicio de la otra función. Durante el intervalo temporal de esta segunda función el producto se corresponde con puntos que forman los límites de las áreas rayadas. Al final de este intervalo los productos vuelven a ser nulos.

3. La última fase, la integración de las áreas rayadas, forman los puntos de las curvas que corresponde a la función representada por la Integral de convolución.

Es fácil de deducir en la misma figura que el orden de factores en el integrando no altera el valor de la Integral, independientemente de cual de las dos funciones se invierta y se deslice, lo cual se constata igualmente matemáticamente, lo que constituye la característica conmutativa de la Convolución:

Relación entre la Integral de Convolución y la Transformación de Fourier

Una operación del mayor interés en cuanto a nuestro tema es la aplicación de la Transformación de Fourier a la Integral de Convolución.

Es de comprobación directa que la transformada de la Integral es igual al producto de las transformadas de las funciones integradas o “convolucionadas”.

Con lo cual esta transformación permite resolver por medio de un producto algebraico en el dominio frecuencial una integral en el dominio temporal, de no fácil resolución en muchos casos.

Respuesta de Sistemas Físicos SILPAC: aplicación de la Convólución y la Transformada de Fourier

Se trata de obtener físicamente la respuesta de sistemas SILPAC, en cuyo tratamiento matemático intervienen la integral de Convólución y la transformación de Fourier.

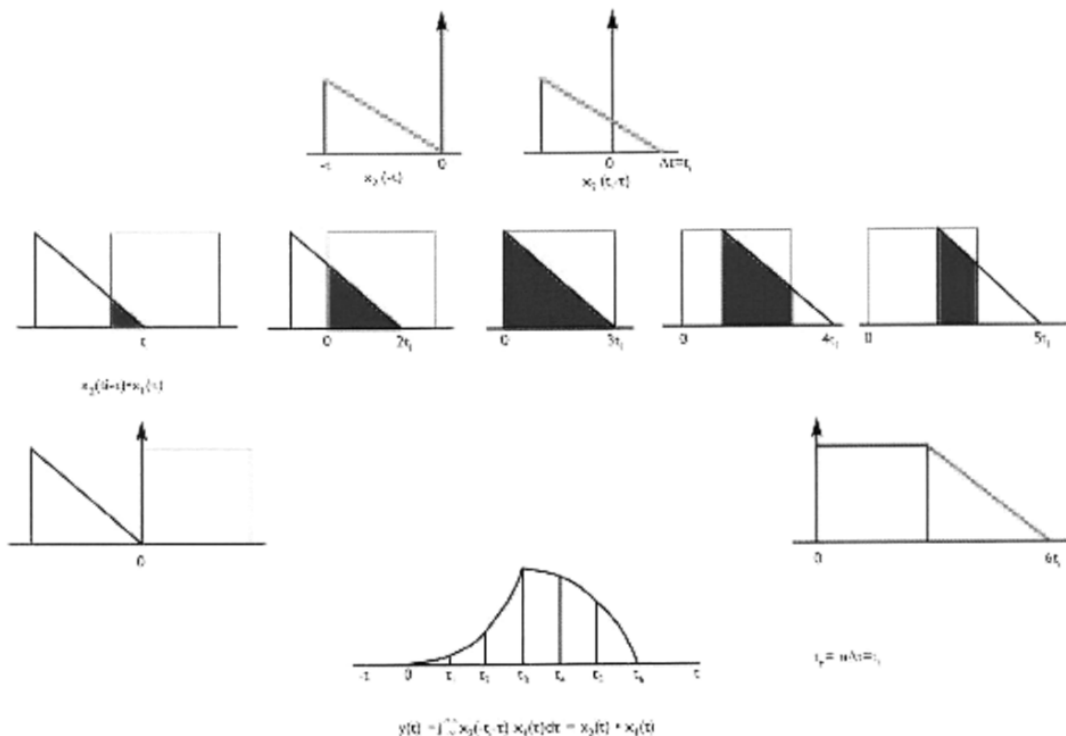


Figura 3. Gráfica de las sucesivas fases del proceso de la Integral de Convólución

Propiedades operativas de los sistemas lineales

Nos referimos a sistemas lineales con parámetros localizados, "puros" e invariantes en el tiempo. En estas condiciones son aplicables las ecuaciones diferenciales ordinarias, que expresan matemáticamente las leyes físicas que relacionan las variaciones temporales de las excitaciones con las respuestas en cada uno de los componentes o parámetros del sistema.

En otros sistemas, los parámetros están distribuidos espacialmente y la excitación energética comporta una propagación de energía vibratoria, transportada por ondas (electromagnéticas o elásticas). En este caso, las ecuaciones integrodiferenciales contienen varias variables independientes, la temporal y las espaciales, por lo que las ecuaciones incluyen derivadas parciales (ecuación de onda), en general de más compleja solución que en los sistemas de parámetros localizados.

En todo caso, y de la mayor importancia a nuestros fines, son las propiedades de homogeneidad y aditividad propias de la linealidad de los SILPAC, aplicable a las respuestas con respecto a distintas excitaciones separadas:

Si la respuesta a dos funciones $x_1(t)$, $x_2(t)$ son respectivamente $y_1(t)$, $y_2(t)$, entonces se verifica,

$$\begin{aligned} a x_1(t) &\rightarrow a y_1(t) & b x_2(t) &\rightarrow b y_2(t) \\ a x_1(t) + b x_2(t) &\rightarrow a y_1(t) + b y_2(t) \end{aligned}$$

Otra propiedad, de fácil demostración, y no menos importante de la linealidad, es que estos sistemas no cambian ni añaden ninguna componente armónica que contenga la señal de entrada, es decir, preservan el espectro en frecuencias actuando sólo sobre la amplitud y fase de sus componentes.

Impulso Unidad: Función de Dirac; Respuesta Impulsional, $p(t)$, del Sistema

Los sistemas físicos y las excitaciones energéticas conllevan funciones temporales, de modo que hay que determinar la función "oculta" del sistema en base a operaciones con funciones realizables físicamente en el espacio temporal. A estos efectos, un primer paso es aplicar la función operativa *Impulso Unidad de Dirac*, que presenta un espectro continuo de aplicación directa para dar una respuesta característica, temporal y medible, propia del sistema: la Respuesta Impulsional, $p(t)$. Esta Función es definitoria para obtener la Respuesta del sistema a cualquier función de excitación, a través del proceso de convolución.

La definición en el espacio temporal de la Función de Dirac, a partir del Impulso Unidad (Figura 4-a), es:

$$U_1(t) \begin{cases} 0 & t < 0 \\ 1 & t > 0 \end{cases}$$

$$\delta(t) = \lim_{\Delta t \rightarrow 0} \frac{U_1(t+\Delta t) - U_1(t)}{\Delta t}$$

De modo que

$$\int_{-\infty}^{\infty} \delta(t) dt = \begin{cases} 0 & t \neq 0 \\ 1 & t = 0 \end{cases}$$

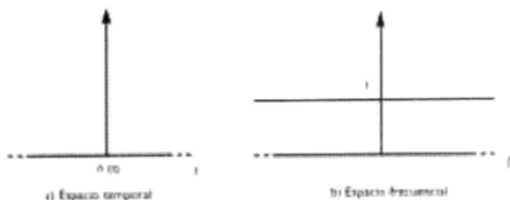


Figura 4. Función de Dirac: espacio temporal y espacio frecuencial

En realidad, desde el punto de vista matemático, no se trata de una función sino de una distribución que asigna valores numéricos a la señal; no obstante, su comportamiento es válido en cuanto a componente de un integrando, como cuando intervienen en la Integral de Convolución.

Espectro de la Función de Dirac

Aplicando la Transformada directa de Fourier a la función de Dirac, se obtiene su espectro en frecuencias,

$$\mathcal{F}[\delta(t)] = \Delta(f) = \int_{-\infty}^{\infty} \delta(t) e^{j2\pi ft} dt = 1$$

es decir se trata de un espectro continuo de amplitud unidad (Figura 4-b).

Propiedad extractiva o selectiva de la Función de Dirac

De la propia definición se deduce que $\delta(t-t_i)$ corresponde a un desplazamiento del impulso de $t=0$ a $t=t_i$, lo que le da su propiedad extractiva como factor integrante: al multiplicarla por una función, "extrae" el valor de esta función en el instante t_i de aparición del impulso:

$$\int_{-\infty}^{\infty} \delta(t-t_i) x(t) dt = x(t_i)$$

Obtención de la Respuesta Característica o Respuesta Impulsional, $p(t)$

Aplicando a un sistema físico un impulso unidad, cuyo espectro es continuo y de valor unidad en todas las frecuen-

cias desde a +, se obtiene una respuesta aditiva y homogénea, consistente en modificar la amplitud y fase de las componentes de su espectro, incluso anulando aquellas a las que no responde el sistema, pero sin introducir ni alterar ninguna de las frecuencias en su "banda pasante". Es decir, introduce una modificación en cada una de las componentes del espectro, y como consecuencia obtiene a la salida una función en el tiempo: un "impulso deformado" (Figura 5), que constituye la Respuesta Impulsional del sistema, $p(t)$.

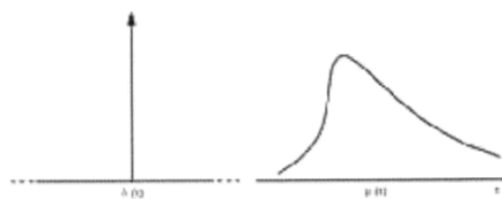


Figura 5. Respuesta Impulsional $p(t)$ de un sistema

Respuesta de un sistema físico a una señal de excitación a partir de la convolución de la señal con la Respuesta Impulsional, $p(t)$, del Sistema

Esto forma parte fundamental del objetivo final de nuestro tema.

Para ello se parte, de la representación de una función temporal en términos de funciones impulsivas.

Una función $x(t)$ definida en un intervalo $(0-t_1)$ representada en la Figura 6, puede expresarse como el límite de la suma de pulsos rectangulares $\Delta t_i x(\tau_i)$ cuando $\Delta t_i \rightarrow 0$. Es decir, los rectángulos elementales tienden en el límite a impulsos $k\delta(\tau_i) = \delta(\tau_i) x(\tau_i)$, de amplitud el valor de la función en los distintos puntos de aplicación,

$$x(t) = x(0) \Delta t + \sum_{i=1}^n \delta(\tau_i) x(\tau_i)$$

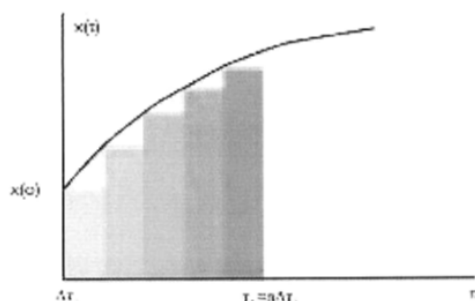


Figura 6. Representación de una función en términos de impulsos

Ahora bien, cómo obtener la repuesta del sistema a tal función. Haciendo uso de la propiedad aditiva de los sistemas lineales, la respuesta del sistema a la señal en el instante t , vendrá dada por la suma de los productos de todos los impulsos anteriores a t multiplicados por una función de ponderación en cada instante: La Respuesta Impulsional $p(t - \tau)$, a cada impulso sucesivo. Es decir:

$$y(t) = \int_{-\infty}^t d\tau x(\tau) p(t-\tau) = x(t) * p(t)$$

expresión que es precisamente la Integral de Convolución, en este caso, de la señal de entrada con la respuesta impulsional $p(t)$ del sistema.

Esta es una propiedad fundamental de la integral de convolución, que da directamente la respuesta $y(t)$ de un sistema a una excitación temporal $x(t)$ por medio de la convolución de la señal de excitación con la respuesta impulsional, $p(t)$ de un sistema SILPAC. La Figura 7 representa el esquema del ciclo operativo.

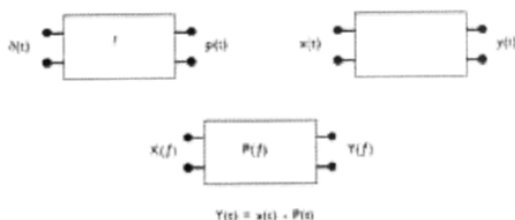


Figura 7. Esquema del ciclo operativo en la obtención de la respuesta de un sistema

Finalmente, para el cálculo de la Integral de Convolución, hacemos uso de su relación con la Transformación de Fourier, expuesta anteriormente.

$$\mathcal{F} [y(t)] = Y(f) = \mathcal{F} [x(t) * p(t)] = X(f) P(f)$$

Expresión que identifica la Función desconocida (caja negra) de Respuesta Frecuencial del Sistema $P(f)$, con la transformada directa de Fourier de la Respuesta Impulsional $p(t)$.

$$P(f) = \mathcal{F} [p(t)]$$

La respuesta pues de un sistema SILPAC a una excitación temporal $x(t)$, del que se conoce su respuesta impulsional, se obtiene por la convolución de ambas, operación de integración, que se reduce matemáticamente al producto de sus transformadas, bastando hallar finalmente la transformada inversa de $Y(f)$, para obtener la respuesta buscada $y(t)$.

$$X(f) P(f) = Y(f)$$

Otras aplicaciones de la Convolución y Deconvolución

La Convolución y su relación con la Transformación de Fourier encuentra multitud de aplicaciones físicas, de lo más útil, en campos muy diversos.

Por ejemplo, cuando se hace una medición, el propio instrumento de medida puede introducir deformación en la señal de medida. En este caso lo que se mide, $y(t)$, es la convolución de la señal auténtica $x(t)$, con la Respuesta Impulsional $p(t)$, del instrumento.

$$y(t) = x(t) * p(t) = X(f) P(f)$$

Para restituir la señal auténtica se procede a la Deconvolución de la medida, es decir a la transformación inversa de,

$$X(f) = \frac{Y(f)}{P(f)}$$

$$x(t) = \mathcal{F}^{-1} [X(f)]$$

En general, las distorsiones, ruido, reverberación, etc que aparecen en las señales originales, se pueden resolver a base de "extraer" las señales originales del proceso de Convolución. Otros campos como la espectrometría en Química, cuyos resultados van distorsionados por el ancho de la rendija, es decir por la Convolución con la función rendija; o las múltiples señales de la medicina actual, en electrofisiología, neumología, etc, plantean casos de aplicación de los procesos descritos sobre deconvolución.

Cuando se trata en **Acústica de Recintos** de averiguar las condiciones de inteligibilidad de la palabra o de las condiciones de reverberación para audiciones musicales, es común el que un "experto" dé unas palmadas para "calificar" el recinto. Es un simple ejemplo de "oír" la respuesta impulsional. Actualmente, existe instrumentación que permite calcular la función de transferencia, la reverberación y la inteligibilidad de recintos basados en la respuesta impulsional y la transformación rápida de Fourier, incluso a nivel de diseño. Esto no es de extrañar pues después de todo el proceso de audición conlleva una Transformación de Fourier en el oído interno, lo que permite separar, "oír", las sensaciones tonales incluidas en las ondas complejas sonoras, ley de Ohm acústica (sí señor, el de los ohmios eléctricos).

En este mismo campo, una aplicación reciente del proceso de Convolución es el de "componer" virtualmente el sonido real de la palabra o de una pieza musical, en un determinado recinto, a par tir de la convolución de la respuesta impulsional del mismo y un registro "seco" de las señales realizado en cámara anecoica o en espacio abierto, es decir sin reflexiones.

La Integral de Convolución de ambas señales proporciona la respuesta del sistema (recinto), ponderando las distintas componentes de las señales y dando el colorido, presencia, volumen, etc de la audición real.

Existen programas para ordenador que operan a base de registros "secos" de composiciones elegidas, para "convolucionarlas" con la respuesta impulsional (a obtener en cada caso) de diferentes recintos en ensayo.

En resumen, la Convolución aliada con la Transformada de Fourier, constituye una herramienta matemática de primer orden en la resolución de problemas relacionados con la dinámica de sistemas físicos.

Agradecimientos

A mis compañeros del Comité de Enseñanza del IIE, profesores Amaya (Agrónomo), Fernández Cañada (Montes) y Sancho Llerandí (Agrónomo), organizadores y alma de las Jornadas "Historia y Filosofía de la Ingeniería, la Ciencia y la Tecnología" cuyos méritos sólo superan su calidad personal, por su amable acogida a mi participación, que me ha servido de estímulo y enriquecimiento en estos años maduros. También a los compañeros responsables de la revista de nuestra Asociación, por su celo y colaboración, y no menor agradecimiento al Profesor de Física de Industriales de Valencia, José Romero, entusiasta y profundo acústico, con el que he departido tantas jornadas veraniegas en Gandía, aportando siempre valiosa información actualizada.

Bibliografía

Bendat J.S.; Piersol A.G.: "Random Data: Analysis and Measurement Procedures". Wiley Interscience, NY 1971.

Briham O.E.: "The Fast Fourier Transform". Prentice Hall NJ 1974.

Carlsaw H.S.; Jaeger J.C.: "Operational Methods in Applied Mathematics". Oxford University Press, 1ª ed. 1941. Londres.

Churchill R.V.: "Fourier Series and Boundary Value Problems". Mc Graw-Hill 1941.

García Vicente F. y otros: "Determinación experimental del núcleo de Convolución para el estudio de la influencia del tamaño del detector en la dosimetría de campos pequeños". "Revista de Física Médica", 2000 I (1).

Goldman S.: "Frequency Analysis Modulation and Noise". Mc Graw-Hill, NY 1948.

Hartman W.M.: "Signals Sound and Sensation". Springer NY 1948

Heeger D.: "Signals, Linear System and Convolution" (Internet)

Perrin J.: "Bases Elementaires du Traitement du Signaux a l'usage des Biologistes et des Medecins". Masson, Paris, NY, Barcelona, Milán, 1976.

Convolución and Ri programs:
CATT Acoustic TM. Program Gratis Volver
www.echochamber.com
www.noisevault.com

CAPÍTULO IV

AMBIENTE ACÚSTICO EXTERIOR

IV.1. Introducción. Acústica y Urbanismo

El hombre desde que cambió su modo de vida nómada por sedentaria, principalmente con la aparición de la agricultura, centró sus actividades alrededor del poblado, origen remoto de la ciudad, hábitat típico donde el hombre actual ejerce la mayoría de sus actividades.

La generalidad de las ciudades, debieron su asentamiento a razones de tipo climatológico, topográfico, hidrológico, estratégico y de comunicaciones, gran parte de éstas fluviales o marítimas. Los condicionantes acústicos urbanísticos actuales más importantes; la densidad de población, la industrialización y el tráfico, no aparecen de modo significativo en la ciudad hasta el siglo XIX. La revolución industrial, aumentando notablemente la densidad de los núcleos urbanos, especialmente en las áreas suburbanas, constituyó la avanzada de la promiscuidad acústica comunitaria de nuestros días, incrementada más recientemente por la proliferación del tráfico rodado, y en no pocos casos del tráfico aéreo. (Lara, A. Ref. 1)

Pocas, muy pocas, son las ciudades que se han creado recientemente (San Petersburgo es del siglo XIX) y en cuya planificación haya podido tenerse en cuenta los condicionantes acústicos urbanísticos, ausentes a la hora de constituirse la mayoría de las ciudades actuales.

La reconstrucción de ciudades mas devastadas por la segunda guerra mundial, si bien permitió incorporar condicionantes acústicos en la edificación, careció en gran parte de posibilidades de incluirlos a nivel de planificación urbana.

Excepción lo constituyen algunas ciudades como Brasilia, Le Braudreil y ciudades satélites de Londres. En Australia, la ciudad de Minarto (Ref. 2) es un ejemplo de planificación acústica urbana.

Como las oportunidades para construir ciudades de nueva planta son escasas, las directrices acústicas de planificación urbana, deben constituir principalmente orientaciones a seguir en el continuo crecimiento y remodelación de las ciudades existentes.

Los ambientes acústicos externos tienen una doble incidencia. En primer lugar el hombre pasa parte de su tiempo al aire libre, trabajando, desplazándose o simplemente estando. Por otra parte, el ambiente acústico externo, penetra en los ambientes interiores (inmisión acústica), influenciando en gran medida el ambiente acústico de los mismos.

Las fuentes sonoras de mayor importancia en cuanto a su contribución al ambiente acústico externo urbano, son el ruido producido por los medios de transporte, tanto de superficie como aéreo, y en determinados casos marítimo; el ruido radiado al exterior por las fábricas servicios e instalaciones industriales; los equipos de reproducción y amplificación sonora, y en muchos casos y no menos importante, el generado directamente por el hombre en sus distintas edades y circunstancias.

El logro de ambientes acústicos adecuados en la ciudad, comporta una Planificación a nivel de Urbanismo integrando la adecuada Zonificación Acústica con la estructura viaria; un Código que incluya las especificaciones acústicas de Proyecto y una Reglamentación que vigile tanto las realizaciones como el buen uso de las mismas.

IV.2. Zonificación Acústica Urbana

En la ciudad existen áreas y edificaciones que por sus funciones constituyen elementos urbanísticos de mayor sensibilidad al ambiente acústico exterior. Tal es el caso de áreas residenciales, hospitales, escuelas, etc. Un buen criterio acústico de planificación urbanística, consiste en agrupar las edificaciones en zonas, de acuerdo con su sensibilidad acústica.

La norma ISO R 1996 (Ref. 3), distingue seis zonas ordenadas de mayor a menor sensibilidad acústica Tabla IV.1.

Tabla IV.1. (ISO R 1996) Zonificación Acústica Urbana

Nivel Ambiente Relativo dBA	Zonas en orden decreciente de sensibilidad acústica
0	Residencial, Rural, Hospitales, Recreación.
5	Residencial Suburbana con tráfico ligero.
10	Residencial Urbana
15	Residencial Urbana con comercios, talleres o rutas principales.
20	Centro Urbano (oficinas y comercio)
25	Área predominantemente industrial (Industria pesada)

La sensibilidad acústica, de acuerdo con esta clasificación, admite para cada zona, un ambiente acústico incrementado en 5 dBA con respecto a la anterior.

La zonificación acústica de una ciudad depende en buena medida de la estructura vial. Así es aconsejable situar las zonas predominantemente industriales a lo largo de vías importantes de penetración; ordenar el tráfico evitando en lo posible subidas y detenciones en cuesta, etc.

La localización de industrias, y siempre que sea compatible con las exigencias de otros tipos de contaminación, deberá fundamentalmente estar condicionada por su contribución al ambiente acústico, mas que por su carácter de industria pesada o ligera.

En la implantación de nuevas industrias es posible predecir los niveles sonoros radiados al entorno (impacto ambiental), lo cual debe constituir un requisito previo a su autorización, de acuerdo con límites reglamentados.

IV.3. Fuentes de Ruido Externas

A los efectos de zonificación acústica, cabe distinguir en la ciudad dos tipos principales de fuentes sonoras externas: Distribuidas y Localizadas. En cuanto a las distribuidas, la de mayor incidencia es el tráfico rodado de la red viaria de circulación. A las segundas pertenecen las grandes industrias e instalaciones de servicios públicos importantes (Estaciones, Plantas generadoras, Aeropuertos, Áreas recreativas, etc.).

IV.3.1. Fuentes de Ruido Externas Distribuidas. Tráfico Rodado: Predicción de Niveles

La marcada influencia de la emisión sonora del tráfico rodado de vehículos en vías importantes de circulación, aconseja el cálculo de la predicción de niveles sonoros. Para flujo continuo, el parámetro básico es la densidad de tráfico, a partir del cual se deduce el nivel sonoro para una velocidad media estimada. Este valor es modificado teniendo en cuenta otros factores tales como velocidad local, número de vehículos pesados, pavimento, pendiente y geometría de la vía.

Diversos autores han propuesto fórmulas matemáticas que corresponden con mayor o menor aproximación a los ambientes acústicos debidos al tráfico rodado.

En general, las fórmulas o modelos matemáticos han sido obtenidos para flujos continuos, incluyendo como parámetros significativos del tráfico, el caudal, la velocidad y el porcentaje de vehículos pesados (camiones y autobuses).

Un índice de medida acústica que da buena correlación con respecto a la reacción comunitaria es el L_{10} promediado en 18 horas, desde las 6 a las 24 horas, L_{10}^{18} .

Por otra parte, el nivel L_{10} caracteriza al tráfico independientemente de la influencia de otros ambientes acústicos de fondo que, por el contrario, enmascaran los valores de L_{50} y más aun de L_{90} sobre todo en distribuciones de flujo de tráfico con discontinuidades.

La expresión matemática general de estos modelos, corresponde a la fórmula polinómica:

$$L_{10}^{18} = \alpha \log Q + \beta \log v + \gamma(p - 20) + \text{cte} \quad [\text{dB}]$$

que refleja el aumento logarítmico del nivel con el caudal de tráfico Q , la velocidad v y una relación prácticamente lineal con el porcentaje p , de vehículos pesados, con un quiebro en $p=20\%$.

En el interior de las ciudades cabe considerar tráfico netamente discontinuo. En este caso, los modelos matemáticos reflejan la mayor influencia de los vehículos pesados, apareciendo nuevos parámetros relacionados con la estructura de la vía, como el ancho de la calle D , semáforos, etc.

Una expresión de cálculo, suficientemente aproximada admitiendo una distribución gaussiana de flujo, es:

$$L_{10}^{18} = 60 + 9 \cdot \log Q (1 + 0,1p) - 4 \cdot \log (v \cdot D) \quad [\text{dB}]$$

En todo caso en el tráfico interno en la ciudad los valores de L_{90} contribuyen a una mayor información, principalmente por reflejar mejor que L_{10} la incidencia de las variaciones en el flujo de tráfico. En otros casos se utiliza la predicción global en dBA .

Santiago Paez, del Instituto de Acústica de Madrid (Ref. 4) propuso un modelo para tráfico urbano en función del número de automóviles, motos y camiones válido para velocidades medias del orden de 30/40 km/h, de acuerdo con la fórmula

$$L_{10}^{18} = \left[N + 9 \log \frac{A + M}{100} \right] + 10 \log \frac{C}{100} - 10 \log \frac{A + M + C}{1000} - 5 \log \frac{d}{50} \quad [\text{dBA}]$$

$N = 76$, para adoquinado con pendiente positiva

$N = 75$, para asfalto con pendiente positiva

$N = 74$, para adoquinado horizontal

$N = 73$, para asfalto horizontal

en la que A , M , C , representan el número de automóviles ligeros, motocicletas y vehículos pesados respectivamente y d la distancia efectiva.

Romero Faus, de la Universidad de Valencia, obtiene (Fig. IV.1, Ref. 4) la siguiente simple relación entre la densidad de tráfico rodado y nivel sonoro equivalente en distintas calles de la ciudad de Gandía (Valencia), en días laborables:

$$L_{eq} = 9,8 \log Q + 45 \quad r = 0,93, s = 0,14$$

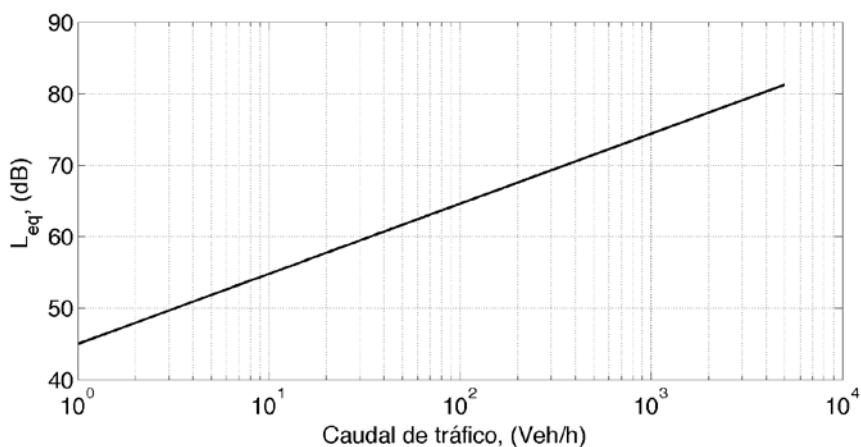


Figura IV.1. Relación entre densidad de tráfico rodado y L_{eq} (Ref. 4)

IV.3.1.1. Predicción de Respuesta Comunitaria a distintos Ruidos de Tráfico (H.U.D.)

El Departamento de Desarrollo de Vivienda y Urbanización de Estados Unidos **H.U.D.** (Ref. 6), estableció unas directrices de valoración de ruido, en relación con la respuesta comunitaria, que constituyen una guía práctica de fácil aplicación para calcular o predecir la incidencia acústica en la comunidad del ruido ambiente debido al tráfico de automóviles, trenes o aviones, (aeropuertos).

El índice utilizado es el nivel día-noche L_{dn} para situaciones de incidencia permanente (24 horas), o bien L_{eq} cuando se trata de incidencia horaria parcial (por ejemplo en museos, escuelas, etc.).

La corrección aplicada al nivel L_{eq} para el horario nocturno (22.00-07.00 horas) es de +10 dB, nivel que se convierte en L_{dn} si el período se extiende a 24 horas.

Para situaciones de hecho, existe instrumentación que mide directamente L_{eq} total debido a diversas fuentes de ruido (calles, autopistas, ferrocarril, etc.).

La correlación entre L_{dn} y la respuesta comunitaria distingue cuatro niveles de acuerdo con el grado de aceptación: Tabla IV.II.

Tabla IV.II. Respuesta Comunitaria al Ruido de Tráfico en función de L_{dn}

Nivel L_{dn} de Ruido [dBA]	Respuesta Comunitaria: grado de aceptación
<55	Claramente aceptable
55-65	Normalmente aceptable
65-75	Normalmente inaceptable
>75	Claramente inaceptable

A la hora de sumar efectos, debe partirse de la fuente que produce el mayor nivel, y añadir de uno en uno los niveles inferiores, de acuerdo con el gráfico de la Figura IV.2, que da, como corresponde, un máximo aditivo de 3 dB, para el caso de dos niveles iguales

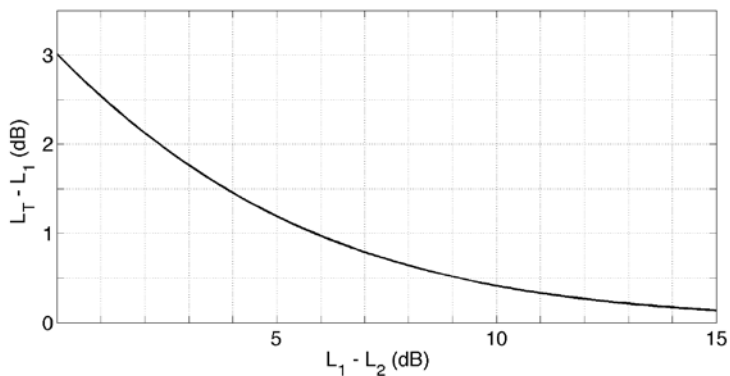


Figura IV.2. Adición de Niveles en dB

A efectos de planificación y diseño, las directrices de valoración permiten predecir, para cada fuente, el L_{eq} ó L_{dn} producido en un determinado lugar y consecuentemente, calcular el nivel total resultante.

IV.3.1.2. Ruido de tráfico rodado: Automóviles y camiones medianos (de 4 a 12 Tn) y pesados (más de 12 Tn). Directrices H.U.D. de valoración

Las Gráficas H.U.D. permiten calcular el índice L_{dn} en función del volumen de tráfico diario Q (24 horas) y la distancia efectiva d_e a la posición de observación. La distancia efectiva se cuenta desde el eje del tráfico, tanto si se trata de un solo carril como de varios, o en distintos sentidos.

Las gráficas están calculadas para una determinada velocidad media, tráfico fluido cuasi horizontal ($\leq 5\%$), un 15% de operaciones nocturnas y sin obstáculos (barreras). La variación de estas condiciones se refleja en el volumen efectivo de tráfico diario por medio de factores de corrección referidos en la Tabla IV.3.

Es de observar, que señales de tráfico que supongan la detención de la marcha en vehículos ligeros, influyen reduciendo el nivel L_{dn} para distancias inferiores a 200 metros, introduciendo un factor de corrección, que baja hasta 0,1 para una distancia de 50 metros.

La influencia en el tráfico de camiones medianos, se obtiene aplicando los mismos factores de corrección por señales y velocidad que para los automóviles, multiplicando a continuación por 10 el valor de Q corregido.

Tabla IV.III. Factores de corrección del caudal de tráfico rodado diario Q (H.U.D.)

Velocidad media			
Vehículos Ligeros		Autobuses y Camiones Pesados	
Km/h	Factor	Km/h	Factor
40	0,00	40	0,89
55	0,40	55	0,89
70	0,65	70	0,89

80	0,83	80	0,89
90	1,00	90	1,00
100	1,30	95	1,08
105	1,42	105	1,18

Para camiones medianos (4 a 12 Tn) multiplicar por 10 la corrección

Toda clase de vehículos	
% de Operaciones nocturnas	Factor de corrección
0,00	0,43
1,00	0,46
2,00	0,50
5,00	0,62
10,00	0,81
15,00	1,00
20,00	1,19
25,00	1,38
30,00	1,57
35,00	1,77
40,00	1,96
45,00	2,15
50,00	2,34

Señal de detención			
Vehículos ligeros		Caudal: Automóviles y Camiones Pesados	
Distancia (m)	Factor	Vehículos/24h	Factor
50	0,2	<1.200	1,8
80	0,3	1.200-2.400	2,0
100	0,4	2.400-4.800	2,3
140	0,6	4.800-9.600	2,8
160	0,8	9.600-19.200	3,8
180	1,0	>19.200	4,5

Gradiente (Automóviles y Camiones Pesados)	
%	Factor
2	1,4
3	1,7
4	2,0
5	2,2
6	2,5

En el caso de vehículos pesados, el factor de corrección para señal de detención es función del propio volumen de tráfico, variando desde 1,8 a 4,5 para valores de Q entre 1.800 y 19.200.

En esta misma Tabla, aparecen los factores de corrección para vehículos pesados por velocidad, y el debido a la pendiente.

Según A. Lara, dada la linealidad de las pendientes en escala logarítmica de la gráficas HUD (Figura IV.4), se pueden sustituir todas por una sola expresión algebraica general, con distintas constantes en el origen

$$L_{dn} = C + 10 \log Q_e - 10 \log d_e$$

La constante C , correspondiente a la ordenada en el origen de cada gráfica, toma los siguientes valores:

$C = 46$, para Vehículos ligeros, y medianos (penalizados)

$C = 62$, para Vehículos pesados, y

d_e , distancia efectiva a la señal de tráfico

IV.3.1.2.1. Ejemplo de aplicación: Cálculo del Nivel Dia-Noche, L_{dn} por tráfico rodado

Edificación situada a una distancia efectiva de 200 m de una autopista, con un tráfico de las siguientes características:

$Q_L = 40.000$ vehículos ligeros; velocidad media 100 Km/h

$Q_M = 7.500$ vehículos medianos; velocidad media 80 Km/h

$Q_p = 2.500$ vehículos pesados; velocidad media de 80

Tráfico nocturno: ligero, 10%; camiones, 25 %

Factores de corrección de Tráfico:

Velocidad: T. Nocturno:

Ligeros 1,3; 0,81 $(Q_e)_{lig} = 40.000 \times 1,3 \times 0,81 = 42.120$

Medianos 0,83 ($\times 10$); 1,38 $(Q_e)_{med} = 7.500 \times 8,3 \times 1,38 = 85.905$

Pesados 0,89; 1,38 $(Q_e)_{pes} = 2.500 \times 0,89 \times 1,38 = 3.070$

$$(Q_e)_{lig} + (Q_e)_{med} = 42.120 + 85.905 = 128.025 \quad (Q_e)_{pes} = 3.070$$

$$(L_{dn})_1 = 46 + 10 \log 128.025 - 15 \log 200 = 46 + 51 - 34,5 = 62,5 \text{ dBA}$$

$$(L_{dn})_2 = 62 + 10 \log 3.070 - 15 \log 200 = 62 + 34,9 - 34,5 = 62,4 \text{ dBA}$$

$$L_{dn} = (L_{dn})_1 + (L_{dn})_2 = 62,5 + 62,4 = 65,5 \text{ dBA}$$

Valor ligeramente superior al normalmente aceptable, (55-65 dBA) lo cual aconsejaría ligeras medidas correctoras, (barreras, etc.).

IV.3.2. Ruido de tráfico ferroviario

En el caso de trenes, los gráficos H.U.D. diferencian las locomotoras Diesel de los vagones, aplicando al volumen de tráfico los factores de corrección indicados en la Tabla IV.4

Tabla IV.4. Factores de corrección del tráfico ferroviario

Locomotoras Diesel (Dividir por 2 el nº de locomotoras por tren)		Vagones (Dividir por 50 el nº medio de vagones por tren)	
Velocidad media km/ hora	Factor	Velocidad media km/hora	Factor
15	3,00	15	0,10
30	1,35	30	0,40
50	1,00	50	1,00
65	0,73	65	1,85
80	0,60	80	2,78
95	0,50	95	4,00
110	0,42	110	5,70
Pitidos o sirenas de paso a nivel	10,00	Railes sin soldaduras	4,00

Ejemplo: Cálculo del L_{dn} por tráfico ferroviario

Tren de 40 vagones y 2 locomotoras Diesel, efectuando 30 operaciones diarias, con un porcentaje nocturno del 25% y velocidad media de 65 km/h, a una distancia de 150 m.

Locomotoras: Factores

Nº de locomotoras ($\times 1/2$) 1,00

Día/noche (25%) 1,38

Velocidad media (65 km/h) 0,73

Nº efectivo de volumen de tráfico (Locomotoras) $0,8 \times 1,38 \times 0,73 \times 30 = 30,20$

Vagones: Factores:

Nº de unidades (40/50) 0,8

Día/noche (25%) 1,38

Velocidad media (65 km/h) 1,85

Nº efectivo de volumen de tráfico (vagones): $0,8 \times 1,38 \times 40 = 81,7$

El cálculo de L_{dn} puede hacerse analíticamente, en vez de gráficamente, por la ecuación equivalente, antes referida, de las gráficas H.U.D.

$$L_{dn} = C + 10 \log Q_e - 15 \log d_e$$

en la que la constante C es 77 para locomotoras y 65 para vagones.

Así, el nivel L_{dn} correspondiente a las locomotoras sería:

$$(L_{dn})_{loc} = 77 + 10 \log 30,22 - 15 \log 1.500 = 77 + 14,8 - 32,6664 = 59,2 \text{ dBA}$$

y para los vagones:

$$(L_{dn})_{vag} = 65 + 10 \log 81,7 - 15 \log 150 = 65 + 19,1 - 32,64 = 51,46 \text{ dBA}$$

El nivel total resultante es:

$$L_{dn} = 59,2 \text{ dB} + 51,46 \text{ dB} = 10 \log \left[10^{5.92} + 10^{5.146} \right] \text{ dB} = 59,87 \text{ dBA} \cong 60 \text{ dBA}$$

Valor, que de acuerdo con los criterios de aceptabilidad, está en el límite entre aceptable y normalmente aceptable. (Para una diferencia entre las dos fuentes de 8 dB, el aumento del nivel mayor es inferior a 1 dB, por lo que se podría haber estimado el nivel resultante en aproximadamente 60 dBA, sin recurrir a la suma de energías).

IV.3.3. Fuentes Localizadas Extensas

En general, fuentes localizadas de ruido tales como fábricas, instalaciones industriales, centrales generadoras etc. son de tipo extenso, es decir de dimensiones muy superiores a las longitudes de onda radiadas.

En el caso de recintos abiertos, con sólo cerramiento de tipo tapia ó muro, el cálculo a efectos de emisión, se centra en el efecto pantalla del cerramiento

En los recintos cerrados, la emisión depende de las fuentes internas: potencia, posición y direccionalidad; la absorción acústica interior y la aislación de las distintas superficies radiantes del cerramiento, dadas por los respectivos coeficientes de transmisión τ_i .

IV.3.3.1. Campo Acústico interno

El nivel de ruido L_p en el interior, puede ser medido directamente con un medidor de niveles sonoros, o calculado en función de la potencia acústica total w (vatios) de las fuentes, la cantidad de unidades equivalentes de absorción A (m^2) y la transmisión global de energía por el cerramiento, $S \bar{\tau}$.

Las unidades de absorción se pueden calcular aproximadamente, bien en razón de los materiales, o bien a partir del volumen y del tiempo de reverberación, utilizando la fórmula Sabine que relaciona los tres parámetros, (para recintos poco absorbentes),

$$T_r = 0,161 \frac{V}{A}$$

En A hay que incluir la energía físicamente absorbida más la transmitida, la cual en edificios con cerramientos de mampostería es prácticamente despreciable frente a la absorción, no así en las Naves de Fábricas e instalaciones industriales, cuyos cerramientos en general de chapa, vibran en baja frecuencia, absorbiendo-transmitiendo considerable energía.

Admitiendo con Sabine condiciones de campo difuso en el recinto, si ε (Julios/m³) es la densidad uniforme del campo acústico e I_D (w/m²), la intensidad incidente sobre las superficies de los cerramientos, se verifica: (Campo Difuso, Cap. I)

$$I_D = \frac{\varepsilon \cdot c}{4} \quad [\text{w/m}^2]$$

y a su vez la potencia “absorbida” por los cerramientos, en régimen permanente,

$$W_i = I_D (A + S\bar{\tau}) = I_D \cdot S(\bar{\alpha} + \bar{\tau}) \quad [\text{w}]$$

en la que $\bar{\alpha}$ y $\bar{\tau}$ son los valores medios de los coeficientes de absorción y transmisión de los cerramientos

$$\bar{\alpha} = \frac{\sum \alpha_i S_i}{S}, \quad \bar{\tau} = \frac{\sum \tau_j S_j}{S}$$

De la expresión anterior se deduce

$$\varepsilon = 4W_i / S(\bar{\alpha} + \bar{\tau})c$$

y el nivel del campo interno.

$$(L_p)_i = 10 \log \left(\frac{p_e}{p_0} \right)^2 = 10 \log \frac{\varepsilon}{\varepsilon_0} = 10 \log \frac{W_i}{W_0} \cdot \frac{4 \cdot 1 \cdot m^2}{S(\bar{\alpha} + \bar{\tau}) \cdot m^2}$$

$$\text{(ya que } \varepsilon_0 = \frac{p_0^2}{\rho \cdot c^2} = \frac{I_0}{c} = \frac{W_0}{1 \cdot m^2 \cdot c}\text{)}$$

y por tanto $(L_p)_i = (L_w)_i - 10 \cdot \log S(\bar{\alpha} + \bar{\tau}) + 6 \text{ dB}$

El nivel de intensidad sobre una superficie limitante del campo L_{ID} , se deduce de $I_D = W_i / S(\bar{\alpha} + \bar{\tau})$:

$$L_{ID} = 10 \log \frac{I_D}{I_0} = 10 \log \frac{W_i \cdot 1m^2}{W_0 \cdot S(\bar{\alpha} + \bar{\tau})m^2}, \quad \left(I_0 = \frac{W_0}{1m^2} \right) \text{ es decir}$$

$$L_{ID} = (L_w)_i - 10 \log S(\bar{\alpha} + \bar{\tau})$$

y en función del nivel del campo interior, teniendo en cuenta que

$$(L_w)_i = (L_p)_i + 10 \log S(\bar{\alpha} + \bar{\tau}) - 6 \text{ [dB]}$$

resulta:

$$L_{ID} = (L_p)_i - 6 \text{ dB}$$

(Corrección de 6 dB que se corresponde con la reducción que se aplica al pasar de niveles sonoros en campo difuso en el interior, a condiciones de campo libre en el exterior, para un mismo valor de presión sonora, Capítulo I).

IV.3.3.2. Campo Acústico Exterior

Una vez deducido el nivel de la intensidad incidente sobre las superficies internas L_{ID} , el nivel del campo acústico $(L_p)_e$, en la superficie perimetral externa, se obtiene restando directamente el aislamiento R_w (dB) de los cerramientos,

$$(L_p)_e = L_{ID} - R_w \text{ [dB]}$$

En cuánto al nivel de potencia W_e , transmitido al exterior por el cerramiento de superficie S , partiendo de las relaciones:

$$W_e = I_D S \bar{\tau}, \quad R_w = 10 \log \frac{1}{\bar{\tau}} \quad \left(\tau = \frac{\epsilon_i}{\epsilon_t} \right),$$

se obtiene

$$(L_w)_e = L_{ID} + 10 \log S - R_w$$

ó bien, en función del nivel de potencia interior $(L_w)_i$, sustituyendo

$$L_{ID} = (L_w)_i - 10 \log S(\bar{\alpha} + \bar{\tau})$$

se obtiene

$$(L_w)_e = L_{w_i} - 10 \log(\bar{\alpha} + \bar{\tau}) + 10 \log \tau = L_{w_i} + 10 \log \frac{\bar{\tau}}{\bar{\alpha} + \bar{\tau}}$$

y directamente el nivel del campo en el exterior

$$(L_{p_e}) = L_{ID} - R_w = L_{ID} + \log \tau$$

Deducidos el Nivel de potencia $(L_w)_e$ en el exterior y el nivel del campo acústico $(L_p)_e$ en la superficie perimetral externa, se puede evaluar la emisión de ruido en el entorno exterior teniendo en cuenta la dispersión geométrica. A estos efectos se puede obtener un orden de valores admitiendo que las superficies de nivel sonoro tienden a convertirse con la distancia en hemisféricas (Fig.IV.3) a partir de una fuente de nivel $(L_w)_e$ situada en el centro geométrico del recinto.

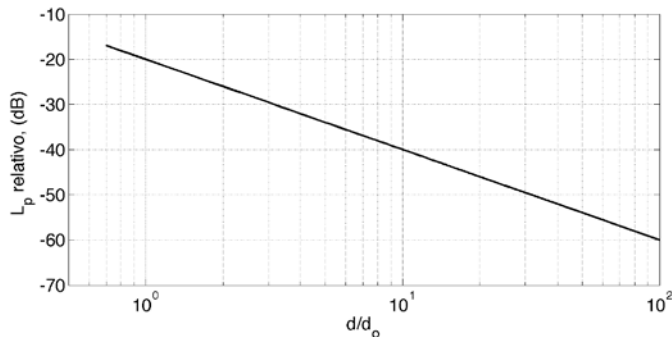


Figura IV.3. Campo Radiado al exterior por fuentes internas en recinto extenso

Una fuente de ruido incoherente puede considerarse puntual a distancias superiores a 0,7 de su dimensión mayor. Así en una posición H , situada a una distancia d del centro geométrico y radiación hemisférica, el nivel será del orden de

$$(L_p)_H = (L_w)_e - 10 \cdot \log 2\pi d^2 [dB]$$

o bien a partir de

$$(L_p)_e, (L_p)_H = (L_p)_e - 10 \cdot \log \left(\frac{d}{r_0} \right)^2$$

en que r_0 es el radio de la semiesfera de superficie S .

En general, el nivel de potencia acústica en un recinto es el resultado de n fuentes, de las que pueden ser conocidas la potencia acústica W en vatios, y/o el nivel de potencia L_w en dB .

En todo caso, para calcular el nivel de potencia acústica total, hay que sumar las energías (potencias) de las distintas fuentes.

Si $(L_w)_j$ es el nivel de potencia de la fuente j , tal que:

$$(L_w)_j = 10 \log(W_j / W_0) = 10^{(L_w)_j / 10}$$

el nivel correspondiente a n fuentes viene dado por:

$$(L_w)_n = 10 \log \sum_{j=1}^n 10^{(L_w)_j / 10}$$

IV.3.3.3 Ruido de tráfico aéreo: Zona de influencia de Aeropuertos

Los aeropuertos constituyen fuentes extensas localizadas importantes, en cuanto a ruido radiado en el entorno.

El crecimiento de las ciudades, por un lado, y el incremento del tráfico aéreo y potencia de los aviones, por otro, aumentan la importancia de la influencia de los aeropuertos en la planificación urbana.

El problema se plantea bien en los casos de aeropuertos ya establecidos, en los de nueva implantación ó en la ampliación de los existentes.

Su efecto sobre la ciudad puede ser por las operaciones en el propio aeropuerto (despegues y aterrizajes, principalmente), o bien por sobrevuelos.

Para la zonificación acústica en el entorno del aeropuerto, se utilizan curvas de niveles sonoros que delimitan la utilización de distintas zonas de acuerdo con su sensibilidad acústica.

El levantamiento de tales curvas es un proceso arduo y complejo, que debe hacerse a nivel de predicción antes de decidir una modificación o implantación de un nuevo aeropuerto, y en todo caso, disponer de ellas en los existentes, a efectos urbanísticos.

Para los casos en que no se disponga de tales curvas, damos a continuación un método simplista aproximado de determinación de curva de nivel L_{dn} , (H.U.D.)

Las curvas de niveles se sustituyen por polígonos en forma de losange con eje de simetría longitudinal. Las distancias A y L correspondientes a distintos niveles L_{dn} se deducen, en función del número efectivo de operaciones diurnas, y las nocturnas multiplicadas por un factor de penalización de 10.

Para interpolar las curvas de nivel se utiliza el gráfico de la Fig. IV.6 **c**, que da el valor de L_{dn} en función de la relación de distancias d_2/d_1 , en que d_2 es la distancia de la posición al eje de la pista sobre la perpendicular al nivel poligonal más próximo por exceso, y d_1 la distancia sobre esta perpendicular entre la poligonal y la pista.

Para líneas poligonales en valores NEF (Noise Exposure Forecast), Predicción de Exposición a ruido, ver Capítulo III.

IV.4. Apantallamiento Acústico: Barreras

Un modo de disminuir el efecto del ruido externo y en particular el de tráfico rodado, es la utilización de Barreras, bien naturales (montículos, badenes, etc.) o artificiales (paneles, tapias, o las propias edificaciones).

El fenómeno de difracción acústica por bordes, con el consecuente efecto de curvado de los frentes de onda, es de primordial interés en el estudio de la influencia de los obstáculos en la propagación sonora. La teoría de la difracción fue desarrollada en el campo electromagnético por Sommerfeld (1898, Ref. 7) para fuente puntual y plano semi-infinito en espacio libre.

IV.4.1. Modelo experimental de Maekawa

En el campo acústico se han presentado distintos enfoques teóricos. Maekawa (1969 Ref. 8) analiza la teoría de difracción de Fresnel-Kirchhoff y presenta una curva experimental (Figura IV.4) que se ajusta a los valores de atenuación medidos en modelo experimental en laboratorio con fuente puntual y plano semi-infinito, en función del número de Fresnel $N = \frac{2 \cdot \delta}{\lambda}$, en que δ es la diferencia entre las distancias por encima de la barrera y la directa.

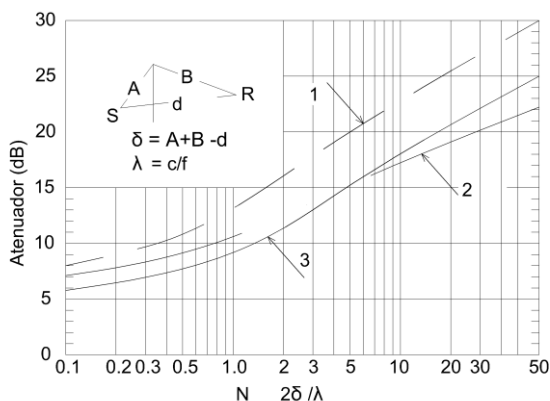


Figura IV.4. Curva experimental de pérdida de inserción, por barrera semiinfinita (Maekawa, Ref. 6)

Ello supone una aproximación práctica de la teoría de Fresnel-Kirchhoff al campo acústico, en el que la relación entre las longitudes de onda y las distancias objeto-imagen, es muy distinta a las del campo óptico.

La escala logarítmica de abscisas está modificada en la zona $N < 0$, para mantener una relación lineal en toda la gráfica.

Para la zona de sombra ($N > 0$), la gráfica se puede aproximar por la expresión (Kurtze 1984. Ref 9).

$$\Delta L \cong \log(3 + 20N) [dB]$$

La Figura IV.6 incluye una segunda curva de trazos, para el caso de fuente lineal paralela al borde de la pantalla, que da valores aproximados para ruido de tráfico rodado, asimilándolo a un conjunto de fuentes puntuales alineadas o coherentes, con lo que en el punto receptor se suman los efectos debidos a cada una de las fuentes.

Las ordenadas de ambas curvas, dan la atenuación con respecto a la propagación en espacio libre, es decir corresponden a la atenuación introducida por la barrera o pérdida de inserción.

IV.4.1.1. Efecto de absorción superficial en la Barrera

En determinados casos es conveniente reducir el sonido reflejado sobre la propia zona de emisión, o sobre zonas opuestas colindantes. Para ello, si no es factible la inclinación de la barrera, es oportuno que la cara activa de la barrera presente absorción

Una buena aproximación de calculo se obtiene (Maekawa 1982. Ref. 8) sumando a la atenuación propia de la barrera, los valores obtenidos de la gráfica de la Figura IV.5, en función del ángulo de difracción Φ y del coeficiente de reflexión R como parámetro, $R = P_r / P_i$, ligado con el coeficiente de absorción α por la relación:

$$\alpha = \frac{I_a}{I_i} = \frac{I_i - I_r}{I_i} = 1 - \frac{I_r}{I_i} = 1 - R^2 \quad \text{ya que:} \quad \frac{I_r}{I_i} = \left(\frac{P_r}{P_i} \right)^2 = R^2$$

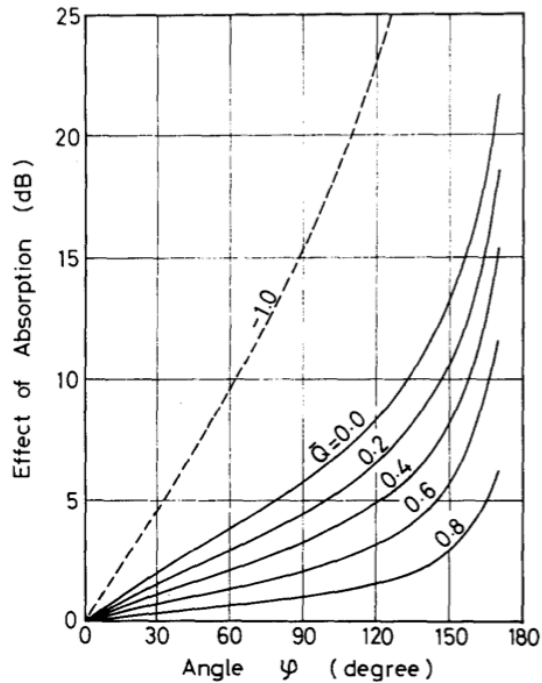


Figura IV.5. Atenuación suplementaria debida al ángulo de difracción de la Barrera (Ref. 5)

La Tabla siguiente da valores correspondientes de R y α

R	<u>0</u>	0,2	0,4	0,6	0,8
α	<u>1</u>	0,96	0,84	0,64	0,36

IV.4.1.2. Efecto del ángulo de cuña de la barrera (Ω)

En el caso de barrera de tipo cuña, el ángulo Ω de esta, influye añadiendo una atenuación suplementaria $(\Delta L)_{\Omega}$, dada por el gráfico de la Figura IV.6, en función de dicho ángulo (Maekawa. Ref. 8) y del ángulo de incidencia Θ_i como parámetro.

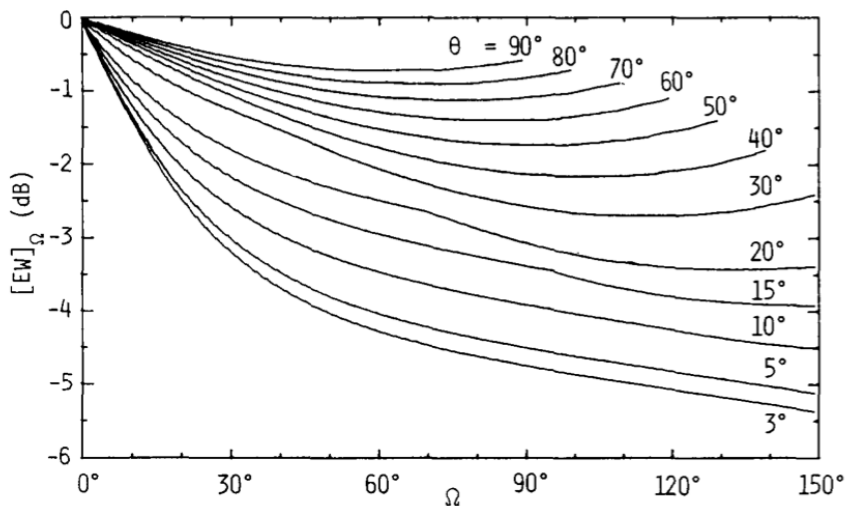


Figura IV.6. Barreras en cuña. Atenuación suplementaria en función del ángulo de cuña Ω (Ref. 8)

IV.4.1.3. Efecto del Suelo

Los tratamientos teóricos anteriores y sus aproximaciones, se refieren solo al fenómeno de la difracción en los bordes. En las situaciones reales hay que tener en cuenta que la barrera esta situada sobre el suelo y que este ejerce una atenuación complementaria, selectiva con la frecuencia y la distancia, debido a procesos de absorción e interferencias con las ondas reflejadas.

Si L_B es el nivel sonoro medido o estimado en el borde de la pantalla, un procedimiento aproximado de cálculo del efecto conjunto de pantalla y suelo (supuesta reflexión especular perfecta) es a partir de la suma (energética) de las atenuaciones debidas a la difracción en el borde superior, tanto en el punto de observación O como en su imagen O', respecto del suelo,

$(\Delta L)_{N_1}$ y $(\Delta L)_{N_2}$ respectivamente, y correspondientes a los números de Fresnel, $N_1=2\delta_1/\lambda$ y $N_2=2\delta_2/\lambda$ (Figura IV.7).

El nivel en el punto de observación viene dado por la expresión

$$L_0 = (L_B - 20 \log \frac{d_1}{a_1}) - (\Delta L)_{N_1 N_2}$$

en que $(\Delta L)_{N_1 N_2} = (\Delta L)_{N_1} + (\Delta L)_{N_2}$

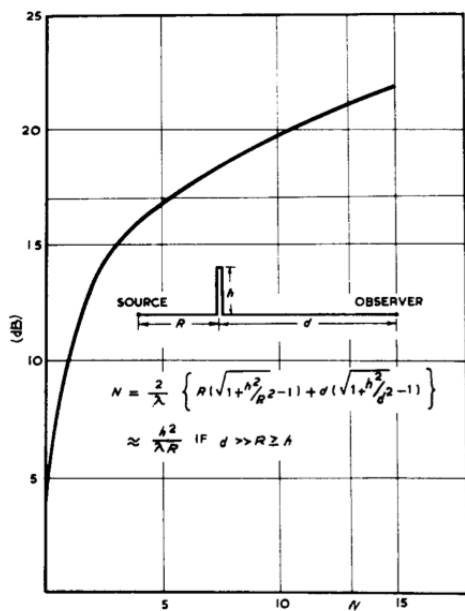


Figura IV.7. Barreras: Pérdida de Inserción por efecto conjunto de pantalla y suelo. (Ref.8)

La pérdida por inserción o diferencia de niveles D medidos antes y después de la colocación de la barrera, es: $D = L - L_0$ (L_0 sin barrera).

Si la fuente es omnidireccional, $D = (\Delta L)_{N1N2}$, la atenuación coincide con la suma de la introducida respecto al observador y su imagen, calculadas por la difracción en el borde.

En los casos de suelos acústicamente blandos, como por ejemplo césped, la reflexión se aparta de la hipótesis anterior de reflexión total. El propio suelo introduce atenuación, en particular a baja altura, y la interferencia de las ondas directas y reflejadas no es lineal con la frecuencia, dando lugar a altibajos en la atenuación función de la frecuencia y de la geometría del sistema barrera.

La influencia del suelo, es muy compleja y depende en buena parte del tipo del suelo (agrícola, vegetación, etc.) lo cual influye directamente en el coeficiente de reflexión a través de su impedancia Z_S ,

$$R = \frac{Z_S \cdot \cos \Theta_i - Z_0}{Z_S \cdot \cos \Theta_i + Z_0} \quad (\text{ondas planas})$$

($Z_0 = \rho_0 c$, es la impedancia característica del aire)

La impedancia Z_S varía con la frecuencia y es prácticamente independiente del ángulo de incidencia Θ_i en el caso común de suelo de reacción local superficial (sin apenas componente de velocidad paralela a la superficie). En el caso de incidencia rasante $\theta_i = \pi/2$; $R = -1$ y en condiciones teóricas la onda reflejada anularía la onda incidente.

En la Tabla IV.II (Ref. 11) se dan valores de los parámetros A y B para el calculo de la atenuación propia del suelo, Δ_S , según el tipo de vegetación y condiciones atmosféricas medias normales para diferentes distancias y en función de la frecuencia, de acuerdo con la expresión, $\Delta_S = Af^B$ [dB/100m]

Tabla IV.II. Atenuación propia del Suelo. (Ref. 11)

	Aire	Niebla	Césped	Sembrados	Bosques
A	$8,4 \cdot 10^{-5}$	$2,1 \cdot 10^{-1}$	$8,77 \cdot 10^{-2}$	0,313	0,63
B	1,44 dB	0,325	0,5	0,5	0,5

125Hz.	0,03 dB	1,00 dB	1,00 dB	3,5 dB	7,0 dB
1.000Hz	0,38 dB	2,00 dB	2,80 dB	10,0 dB	20,0 dB
4.000Hz	2,00 dB	3,00 dB	5,60 dB	20,0 dB	40,0 dB

Estas atenuaciones sirven a título indicativo, influyendo en la atenuación real las condiciones específicas de propagación y las características de la fuente. No obstante la aplicación efectiva de las barreras supone distancias relativamente cortas, lo que simplifica el problema, existiendo tablas y ábacos que se exponen más adelante.

IV.4.1.4. Efecto de la longitud limitada de la barrera; zonas A, B y C

En el caso real de barreras de longitud finita, el campo acústico en la parte posterior esta formado por la contribución de la difracción no solo del borde superior sino además por la de los bordes laterales, lo cual se traduce en una reducción del efecto pantalla con respecto al caso teórico de barrera de longitud infinita.

A los efectos de cálculo, se consideran tres zonas A, B y C (Figura IV.8) que corresponden a una superficie A semi-infinita, y dos un cuarto semi-infinitas.

A partir de los niveles L_1 , L_2 y L_3 medidos o calculados en los bordes superior y laterales, se calcula el nivel en el punto de observación O correspondiente a la difracción en cada borde, utilizando la gráfica de Maekawa para pantalla semi-infinita con los respectivos números de Fresnel N_1 , N_2 y N_3 . La limitación de las zonas B y C por el borde xx' de la zona A, da lugar a una contribución complementaria a cada zona lateral correspondiente al numero de Fresnel de A pero con signo negativo ($-N_1$).

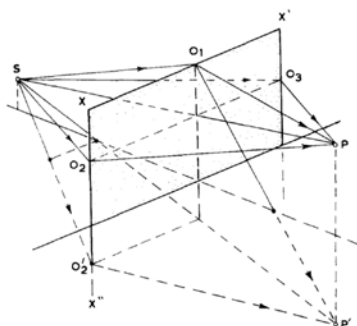


Figura IV.8. Efecto de la longitud limitada de la Barrera: Zonas de cálculo

En el caso común de apantallamiento de ruidos (radiación no coherente) las energías correspondientes a cada borde se suman independientemente de la fase (acústica geométrica), y el nivel en la posición O , $L_0 = L_A + L_B + L_C$, en que

$$L_A = (L_1 - 20 \log d / a_1) - (\Delta L)_{N1}$$

$$L_B = (L_2 - 20 \log d / a_2) - (\Delta L)_{N2}$$

$$L_C = (L_3 - 20 \log d / a_3) - (\Delta L)_{N3}$$

Al efecto de los bordes laterales habría que añadir el efecto del suelo, calculando la contribución de los puntos imagen para reflexión especular, como en el párrafo anterior.

Dada la complejidad de la barrera finita y refiriendo siempre el efecto pantalla al ruido de tráfico, presentamos mas adelante el calculo simplificado del efecto de longitud finita utilizando ábacos experimentales en función del ángulo de “visión” Θ de la barrera.

IV.5. Vías en depresión

En el caso de vías situadas en depresiones del terreno, de modo que las laderas formen barreras naturales (Figura IV.9), hay que tener presente que la reflexión en el lateral opuesto equivale a una reducción de la altura de

la barrera (efecto de elevación de la fuente). Esto se elimina dando un talud al lateral opuesto con lo que la onda reflejada se propaga hacia arriba.

Si hay receptor en el lado opuesto hay que tener en cuenta que la inclinación del talud aleja al borde de la barrera de la fuente, con un efecto análogo al de elevación de la misma, por lo que para conservar el apantallamiento inicial se ha de colocar una pequeña barrera en el borde del terreno.

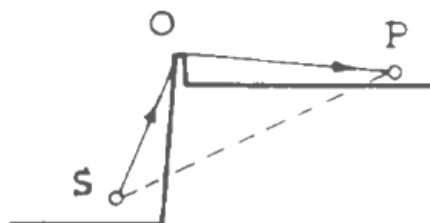


Figura IV.9. Barreras naturales: Vías en depresión

IV.5.1. Procedimientos experimentales de cálculo de barreras para Ruido de Tráfico rodado: Gráficas de Scholes, H.U.D. y F.H.W.A.

Las fórmulas y experiencias sobre la difracción de ondas sonoras por efecto de borde de los obstáculos o barreras, y en particular las gráficas de Maekawa, están obtenidas para fuente puntual o línea de fuentes puntuales, y plano semi-infinito. Ello permite calcular las atenuaciones debidas a los bordes superiores y los laterales de barreras de longitud finita e incluso la influencia del suelo, complicándose esta última con la dependencia de las impedancias presentadas por las distintas clases de suelos o terrenos. Además, por ser la difracción un fenómeno ondulatorio, la atenuación es función de la frecuencia, creciente con la misma.

Por otra parte, para obtener atenuaciones substanciales (10 o más *dB*) sin grandes alturas de pantallas, las distancias han de ser pequeñas, en particular entre la fuente y la pantalla ó entre esta y el receptor en determinadas situaciones. Esto hace que en muchos casos se pueda prescindir

del complicado fenómeno de la propagación al aire libre y en particular de la influencia del terreno, haciendo uso de datos experimentales en condiciones climatológicas “neutras”.

IV.5.2. Gráficas de Scholes

Las gráficas presentada por Scholes et al (1971. Ref. 12) dan valores experimentales de atenuación total L_{10} en dB A, para ruido de tráfico en función de la diferencia de distancias δ , efectuadas las medidas con pantallas delgadas relativamente largas y distancias del orden de hasta 100 m .

Estos resultados experimentales son bastante concordantes con los teóricos obtenidos aplicando la curva de Maekawa para fuente lineal, a niveles típicos de bandas de octava de percentiles L_{10} de ruido de tráfico con la compensación de la curva A .

IV.5.3. Gráficas HUD, para Barreras de Ruido de Tráfico

Este otro procedimiento de cálculo de barreras para ruido de tráfico (H.U.D.) (Ref. 6) utiliza unas gráficas, avaladas por resultados experimentales, que dan la atenuación adicional debida a la barrera (Pérdida por inserción), a partir de la altura relativa de la barrera h_d , la distancia menor de la fuente o del receptor a la barrera, y la relación menor entre estas distancias.

A la atenuación “potencial” así obtenida se le restan entre 0 y 5 dB por la acción del suelo, en función de la relación de tales distancias, b/c ó c/b (Tabla IV.3.)

Tabla IV.3. Corrección de la atenuación por acción del suelo

c/b ó b/c	dB
<1,3 - 3	0
2,1 – 3,2	-1

3,3 – 5,0	-2
5.1 - 8,0	
>8	

El efecto de la longitud finita de la barrera da una atenuación inferior, que se deduce de una segunda gráfica, en función del ángulo de visión Θ y la atenuación potencial previa como parámetro.

Para propagación cilíndrica, situación a la que se aproxima el tráfico de flujo continuo, y tomando como nivel de referencia de la fuente el correspondiente a 7,50 m. del eje efectivo del tráfico, esta atenuación sería aproximadamente $10 \log 50/7,5 = 9 \text{ dB}$. Con ello la atenuación propia de la barrera resulta $A_t = 18 - 9 = 9 \text{ dB}$, algo superior a los 8 dB obtenidos por el procedimiento H.U.D. lo cual puede ser achacable a la distancia tomada para el nivel de referencia (7,5 m).

Si se utiliza el gráfico de Maekawa (para fuente lineal) y consideramos la banda de ruido centrada en 500 Hz, la atenuación sin efecto del suelo para $N = 2\delta/\lambda = 1,32/0,67 \cong 2$ es de 11 dB que restándole 1 dB, al igual que el procedimiento H.U.D. por efecto del suelo, resultan 10 dB. Este valor de la atenuación depende naturalmente de la banda de frecuencia elegida, siendo la de 500 Hz un valor bastante significativo en cuanto a la atenuación global para el ruido de tráfico.

IV.5.4. Gráficas de la F.H.W.A. (Federal Highway Administration, U.S.A.)

Por su facilidad de cálculo, se puede recurrir a un monograma de la FHWA, (Ref. 13), que permite predecir la atenuación del ruido de tráfico para distintas situaciones de apantallamiento en función de los datos geométricos del lugar.

Es de tener presente que en el apantallamiento de ruido de tráfico y a efectos del cálculo de la diferencia de recorrido δ , la fuente se sitúa a 0,3 m

del suelo en el caso de vehículos y camiones ligeros, y a 1,5 m en el caso de camiones pesados.

IV.5.5. Barreras con Cumbreras cilíndricas

Diversos autores han estudiado el efecto de añadir al borde de la Barrera diferentes tipos de cumbreras con objeto de aumentar las pérdidas de inserción.

Keller y Magiros (Ref. 14), estudiaron la difracción de una barrera con terminación cilíndrica.

En el Instituto de Acústica de Madrid, Pfretzschner y Simón (Ref. 15 y 16) simplificando la expresión de Keller para la presión difractada por la cumbreira, y con comprobaciones experimentales en modelos a escala reducida en Cámara Anecoica, concluyeron que su utilización es solo ventajosa para recepción de poca altura y próxima a la pantalla, debido a una disminución de la directividad de la emisión del borde, notable para ángulos de sombra inferiores a 35°, efecto que aumenta con la frecuencia, midiéndose incrementos de atenuación superiores a 6 dB. Esto hace idónea la utilización de cumbreras cilíndricas en el caso de pasos elevados.

IV.5.6. Índice Global de Calificación de Pérdidas por Inserción de Barreras

En el Instituto de Acústica del C.S.I.C. de Madrid, un grupo de investigadores han realizado estudios teórico-experimentales (Ref. 17) con objeto de obtener un índice numérico de valoración global de las pérdidas de inserción (IL) introducida por barreras acústicas.

El principio básico es la constatación teórico-experimental de que fijados los parámetros del semiespacio emisor (distancia d_l y altura relativa H_r) entre Fuente (puntual) y la Barrera, todos los algoritmos de cálculo de IL basados en la Teoría de la Difracción Geométrica, (Maekawa, Kurze, Anderson, etc), conducen a un mismo valor asintótico para grandes

distancias, independientemente de la altura de recepción. El algoritmo utilizado por los autores es el de Kurze-Anderson, definido por

$$IL = 20 \log \frac{\sqrt{2\pi N}}{\tanh \sqrt{2\pi N}} + 5 \text{ dB}$$

para $N \geq 0$, siendo $N = \frac{\delta}{\lambda/2}$ y $\delta = a+b-c$

Un algoritmo aproximado de cálculo más simple es el de Kurze (1974)

$$IL = 10 \log (3 + 20 N) \text{ dB}$$

El valor asintótico de N es $N_{\infty} = \frac{a-d_1}{\lambda/2} = \frac{2}{\lambda} \left(\sqrt{H_r^2 + d_1^2} - d_1 \right)$

solo función de los parámetros del lado emisor, para cada frecuencia.

Para tráfico rodado, si se normaliza la altura de la fuente (0,5 m), solo queda como parámetro geométrico, la altura de la Barrera.

Para eliminar la dependencia de la frecuencia, y así obtener un número global de IL , utilizan el espectro de ruido de tráfico normalizado (Figura IV.10), con 18 tercios de banda con frecuencias centradas de 100 a 5.000 Hz (y compensación A).

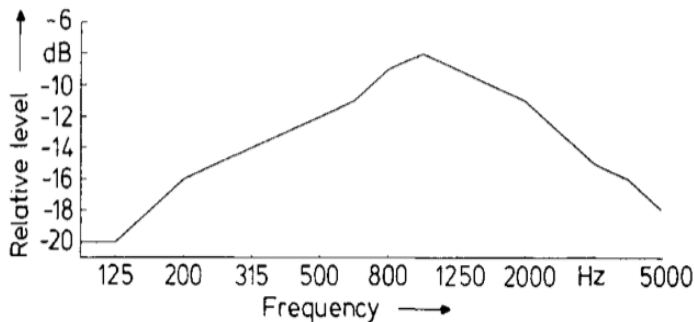


Figura IV.10. Ruido de Tráfico: Espectro Normalizado

El valor global asintótico de la pérdida de inserción viene dado por la expresión

$$I L_{\infty} = \left| -10 \log \sum_{i=1}^{18} 10^{0,1(L_i - IL_{\infty i})} \right| \text{ dB}$$

en donde L_i son los niveles de los tercios de octava del ruido de tráfico normalizado, en dB y $IL_{\infty i}$ los valores asintóticos para cada banda, calculados con el algoritmo elegido y para la N_{∞} correspondiente a cada frecuencia central.

Un valor global aproximado se obtiene utilizando solo el tercio de octava centrado en 630 Hz.

La Figura IV.11 dá la variación de IL en función de la distancia $r = d_2/H_r$ para un caso particular de $H_r = 2,35$ m y $d_1/H_r = 1$, (la fuente a una altura de 0,5 m) y para distintos valores de la relación $h = h_r/H_r$ (alturas relativas del receptor y de la fuente respecto a la barrera) $h = 0; 0,125; 0,250; 0,5; 1,0$.

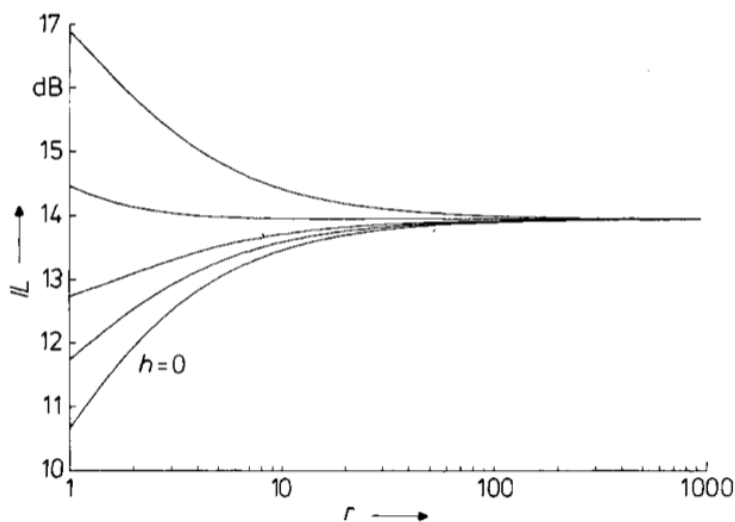


Figura IV.11. Valor asintótico de la Pérdida de Insercción

Se observa como la confluencia hacia el valor asintótico para distancias próximas a la Pantalla ($r = 1$ i.e. $d_2 = H_r = 2,35 \text{ m}$) se inicia con curvas ascendentes para valores pequeños de h , invirtiéndose la curvatura al aumentar h .

Esto confirma como para $h = 0$ es decir para el receptor a altura rasante con la barrera, la atenuación es muy inferior al valor asintótico, valores que van aumentando conforme el punto receptor baja ($h \geq 0$) o bien se aleja de la pantalla ($r \geq 1$).

En todo caso debe tenerse en cuenta que los algoritmos usados son para pantallas semi-infinitas, es decir sin la influencia del suelo ni demás condicionantes.

IV.6. Transmisión por el terreno de vibraciones del Tráfico Rodado, a los Edificios

La transmisión de vibraciones por el terreno se efectúa por ondas longitudinales (P), transversales (S) y combinación de ambos tipos. Las transversales se atenúan más, y por otra parte su acoplamiento en la interfase suelo-estructura es muy reducido, por lo que su efecto es en general despreciable respecto al de las ondas de compresión longitudinales.

La disminución de la energía vibracional con la distancia, es debida principalmente a la dispersión geométrica y a la disipación mecánica. Además, si a lo largo de la propagación hay cambios importantes de tipos de suelos, se produce una atenuación suplementaria de la energía transmitida, por la reflexión introducida por el cambio de impedancias.

En los casos de tráfico superficial o subterráneo, la fuente de vibración es de tipo lineal que genera una propagación de geometría cilíndrica con una atenuación teórica de 3 dB por cada duplicación de distancia a la fuente.

La atenuación por disipación en el terreno, se puede aproximar (Ungar y Bender, Ref. 18), por:

$$A_d = 10 \log e^{\alpha r / c_L} .$$

en la que α es la constante de atenuación de amplitud, función de la frecuencia y del factor de pérdidas del terreno ($\alpha = \omega \eta$), c_L es la velocidad de propagación en el terreno de las ondas compresionales, y r la distancia a la fuente.

Esta expresión es válida para distancias superiores a varias longitudes de onda, es decir para distancias muy superiores a la longitud L para la cual la amplitud se reduce e veces, ($\omega \eta L = 1$).

La atenuación debida al cambio de suelo se aproxima por la expresión:

$$A_s = 20 \log \frac{Z_1 + Z_2}{2 Z_1}$$

para transmisión de vibraciones de suelo de impedancia característica $Z_1 = \rho_1 c_{L1}$ al de impedancia $Z_2 = \rho_2 c_{L2}$.

Si $Z_2 > Z_1$, A_s es negativa, lo que supone un aumento en lugar de una reducción.

IV.6.1. Vibraciones generadas por ferrocarril subterráneo

A efectos de referencia, se pueden deducir de la literatura especializada los siguientes órdenes de magnitud de niveles de aceleración, en dB referidos a $1,0 \text{ g}$ ($9,81 \text{ m/s}^2$):

En la base de sustentación de los rieles

$$< 5\text{Hz} \quad -40\text{dB}, \quad > 50\text{Hz} \quad -25\text{dB}$$

En la pared del túnel

$$< 25\text{Hz} \quad -50\text{dB}, \quad > 50\text{Hz} \quad -30\text{dB}$$

La disipación en el terreno aumenta con la frecuencia y depende del tipo de terreno.

Las curvas de nivel de vibración en función de la frecuencia tienen una forma de *S* alargada y tendida, con un mínimo en el entorno de 10 *Hz*, una elevación entre 25 y 50 *Hz*, manteniéndose prácticamente constante hasta frecuencias del orden de 10.000 *Hz*.

La propagación de las vibraciones en la estructura aérea del edificio es un problema complejo en los que intervienen los materiales y su geometría. Una estimación aproximativa es una atenuación de 3 *dB*A por planta para edificios de mampostería, tanto en el nivel de vibración como en el del ruido radiado. En caso de edificios con estructura portante la atenuación por planta es prácticamente nula e incluso puede ser negativa en plantas altas debido a efectos de resonancia.

A título orientativo referimos a continuación la influencia en el nivel de vibraciones de diversos parámetros y características del tráfico subterráneo:

- Al doblar la velocidad aumenta el nivel entre 4 y 6 *dB* para velocidades comprendidas entre 20 y 110 *km/h*.
- El doblar la carga por eje aumenta de 2 a 4 *dB*.
- Reducir a la mitad la masa fijada rígidamente a las ruedas disminuye del orden de 6 *dB*.
- Las ruedas con bandas elásticas reducen de 4 a 10 *dB* entre 40 y 50 *Hz*. Las asperezas de rueda y riel pueden aumentar por sí solo de 3 a 10 *dB*.
- Las curvas y cambios en las vías pueden producir aumentos entre 10 y 15 *dB* independientemente del espectro.
- Las malas condiciones de ruedas, rieles y juntas pueden aumentar de 10 a 20 *dB*.
- El uso de grapas elásticas reduce el nivel de vibración. Si K_s es la rigidez del soporte (grapa) y “*e*” la separación entre grapas, el módulo del soporte del rieles $K=K_s/e$ *Newton/mm*.

Para $K \leq K_0 \sqrt{2} 10^8$ [*N/m*²] se consigue una atenuación en bajas frecuencias (< 20 *Hz*):

$$\Delta_a \cong 5 \log K / K_0 \text{ dB}$$

y para audio-frecuencias:

$$\Delta_a \cong 20 \log K / K_0$$

Para valores de $K \geq K_0$, el grapado elástico no introduce reducción apreciable.

- Rigideces que permitan desplazamientos estáticos del riel entre 2 y 5 mm, son aconsejables desde el punto de vista de reducción de vibraciones y de conservación.
- Distintos tipos de túneles y estaciones pueden variar L_A en $\pm 4 \text{ dB}$, siendo el más desfavorable el túnel metálico. En todos los casos, el nivel L_A en las estaciones es menor que en el túnel.
- El duplicar el espesor de las paredes del túnel puede suponer una reducción de nivel de vibración al exterior entre 5 y 18 dB.
- El espesor del palastro no tiene influencia apreciable en el nivel de vibración transmitido.
- El nivel sonoro resultante de la transmisión al edificio puede estimarse, en función del nivel de aceleración L_a y la frecuencia, por la fórmula

$$L_{P/\text{banda}} = L_{a/\text{banda}} - 20 \log f + 37 \text{ dB}$$

La Tabla siguiente (Ref. 18) da valores de velocidades de propagación y factores de propagación (incluida su variación con el contenido de agua), para tipo de suelos comunes:

Tabla IV.3. Valores de velocidad y factor de propagación de suelos (Ref. 21)

c_L	m/s	η	Contenido de agua
Arena Grava	600	0.1	$\eta \cong \text{constante}$
Arcilla	1.500	0.5	$\eta \times 0.3$ para 70%

Roca	3.500	0.01
------	-------	------

Así, para una distancia de 30 m a la pared de un túnel de ferrocarril subterráneo en terreno arcilloso, una vibración de 40 Hz tiene las siguientes atenuaciones:

Atenuación por disipación en el terreno,

$$A_d = 10 \log e^{2\pi 40 \cdot 0.5 \cdot 30 / 1500} = 10 \log e^{0.8\pi} \cong 11 \text{ dB}$$

Atenuación por dispersión cilíndrica: (si $r_0 = 6 \text{ m}$ es la distancia del centro del túnel a la superficie exterior de su pared)

$$A_g = 10 \log(r + r_0) / r_0 = 10 \log(36 / 6) \cong 8 \text{ dB}$$

y la atenuación total

$$A_t = A_d + A_g \cong 11 + 8 = 19 \text{ dB}$$

IV.6.2. Criterio de Aceptabilidad

Para esta frecuencia, la Norma ISO 2631-78 (E) (Figura IV.12) admite un nivel de -20 dB durante las 24 horas (nivel que a efectos de salud es menos exigente en 6 dB, no así a efectos de confort que señala un nivel 10 dB más bajo), por lo cual este nivel de aceleración sería claramente aceptable.

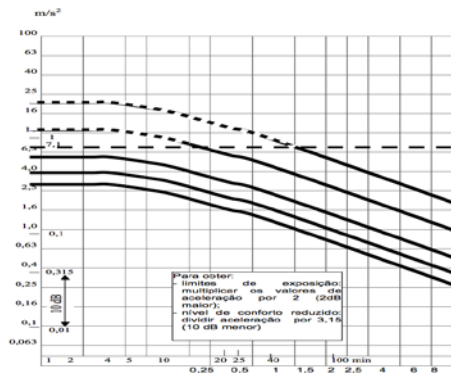


Figura IV.12. ISO 2361. Vibraciones. Límites de aceleración longitudinal en función de la frecuencia y del tiempo de exposición

Como regla general, en cuánto a las vibraciones del terreno, los niveles transmitidos a los edificios son superiores en los de edificación con estructura soporte ligera y los asentados sobre placas, que en los de tipo tradicional de mampostería apoyados sobre pilotes y bases independientes.

Una fórmula orientativa para la estimación del nivel sonoro en sótanos de edificios situados entre 1 y 20 m de distancia a ferrocarril subterráneo es (Lange 1971, Ref. 20)

$$L_A = 60 - 20 \log r / r_0 \text{ [dBA]}$$

en que r_0 es la distancia del eje de la vía a la superficie exterior del túnel.

IV.7. Directrices de Diseño Acústico Urbano

A partir de la predicción del ambiente acústico generado por las vías de tráfico y las fuentes localizadas, es posible calcular su incidencia sobre el entorno urbano, en base a los condicionantes de propagación acústica: configuración del terreno, posibles apantallamientos, agentes atmosféricos, etc.

Los medios de diseño se aplicarán de modo de lograr niveles de inmisión, acordes con las funciones de los ámbitos afectados.

En el caso de vías principales de circulación rodada, el campo acústico radiado se asemeja a una fuente lineal, con la consiguiente propagación de tipo cilíndrico y una atenuación del orden de 3 *dB* al doblar la distancia. Esta atenuación viene aumentada a nivel del suelo por la propia naturaleza y configuración del mismo.

IV.7.1. Localización y Disposición de las Edificaciones

La localización de toda edificación debe ir precedida de un conocimiento o estudio del ambiente acústico del entorno, incluidas las posibles vibraciones transmitidas por el terreno.

Pueden existir fuentes de emisión continua o intermitente, superficiales, aéreas o subterráneas, tanto localizadas como distribuidas, que pueden influir en la decisión final de la localización y que, en todo caso, actuarán sobre las edificaciones.

Decidido el emplazamiento, en la orientación y disposición de volúmenes debe tenerse en cuenta las distintas funciones de la edificación y la sensibilidad acústica de sus diversas partes componentes. El efecto pantalla entre distintos volúmenes, puede contribuir a lograr ambientes acústicos adecuados, reduciendo la necesidad de tratamientos específicos.

Si otros condicionantes impiden hacer uso de directrices acústicas generales, los condicionantes acústicos específicos tomarán en general mayor relevancia.

A la hora de proyectar un edificio de cualquier tipo deben ser computadas y acumuladas todas las fuentes de ruido para encontrar el ruido ambiental en la parcela donde se erigirá el nuevo edificio. Si éste ya existe, habrá que levantar barreras y hacer cerramientos que ajusten esos niveles conjuntos exteriores al criterio de aceptabilidad adoptado en razón de las tareas a desarrollar en el interior del mismo.

Pueden darse dos situaciones genéricas:

- a) Que se conozcan los niveles aceptables en todo el perímetro de la edificación a construir (Nueva planta ruidosa a tratar).
- b) Que se conozca el criterio de aceptabilidad dentro del edificio a construir o edificación rodeada de fuentes de ruido intenso.

En el primer caso se establecen los niveles de origen y las mínimas distancias de la fuente de ruido al centro a construir. Se calculan las atenuaciones que sufrirán los niveles de ruido. Se lo compara con el nivel máximo admisible (L_{adm}) en los límites de los predios vecinos con tolerancias fijadas.

En el caso de tener varias fuentes de ruido alrededor de un sitio a edificar, establecido el criterio de tolerancia, se tendrán los niveles aceptables.

Cada fuente: una planta fabril, una vía de tráfico automotor o vial, un aeropuerto, genera un nivel de potencia de la cual se puede conocer o calcular su valor espectral (125 Hz a 4 KHz en general).

Se utilizan fórmulas prácticas para calcular niveles de potencia individuales. Establecidas sus distancias al edificio a construir se calcula el nivel sonoro en el centro del terreno a edificar y se lo compara (L_1 , L_2 , L_3 etc.) con el nivel admisible del predio a construir.

En las fuentes de ruido externas, además de su nivel y direccionalidad, se debe conocer las horas activas por jornada (fábricas, tráfico, etc.) para relacionarlas con niveles día-noche aceptables.

Como dato de interés de carácter general puede indicarse, que una fuente de nivel de potencia de 125 dBA genera niveles sonoros aceptables L_{dn} a las siguientes distancias, cubriendo las correspondientes áreas:

L_{dn} dBA	Distancia Km	Área Km ²
50	0,8	2,0
45	1,2	4,5
40	1,8	10,7
35	2,8	25,0

Con estos datos se puede estimar en forma aproximada (adireccional) las distancias y áreas, dentro de las cuales una fábrica tipo permitiría cumplir niveles normales de aceptabilidad.

IV.7.2. El Edificio como elemento acústico urbanístico

Antes de tratar el ambiente acústico en la propia edificación es interesante considerar el efecto que las edificaciones pueden tener sobre el ambiente acústico urbanístico al constituir barreras que atenúan y reflejan las

ondas con la consiguiente modificación de su propagación y del campo acústico resultante.

Construcciones poco sensibles al ambiente acústico externo, fábricas almacenes, etc. pueden servir de pantallas de vías de tráfico de penetración en la ciudad.

Bloques de edificios pueden hacer de pantalla ante fuentes exteriores, protegiendo el entorno comunitario con su fachada menos sensible, creando áreas internas y/o externas en calma. También pueden dar lugar a múltiples reflexiones entre sí, cuando sus fachadas sean paralelas lo cual se acentúa con la altura y la menor separación.

IV.7.3. Apantallamiento acústico por Edificios

A efectos de apantallamiento, la profundidad de un edificio D se hace notar a partir de aquellas frecuencias en las que se verifica $D \geq \lambda$ (longitud de onda).

Un cálculo orientativo se puede hacer sustituyendo el edificio por una pantalla virtual colocada en la intersección de las líneas de visión de la Fuente y el Receptor desde los bordes del edificio y utilizando las curvas de Maekawa para $N = 2\delta/\lambda$, siendo $\delta = A + B - d$ y λ la longitud de onda para cada frecuencia (Figura IV.13).

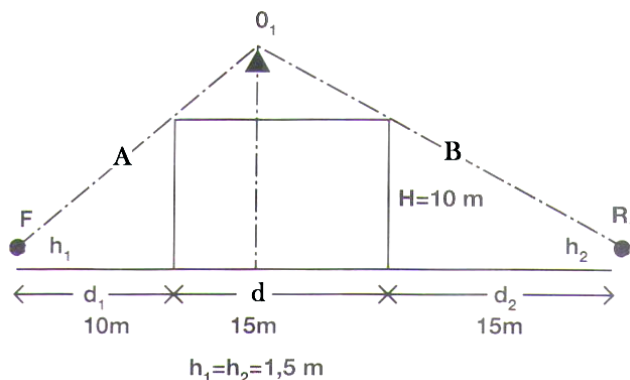


Figura IV.13. Apantallamiento por edificio

Una primera idea se puede obtener para una frecuencia intermedia de 500 Hz a la que corresponde una $\lambda = 0,68 \text{ m}$ y $N = \delta/0,34$.

Así pues, un edificio de 10 m de altura y 15 m de ancho con la situación de Fuente (F) y Receptor (R) de la Figura IV.15, se tiene:

$$FO_1 = 42 \text{ m}, OR_1 = 54 \text{ m}, \delta = 56 \text{ m}, N = 56/0,34 = 165$$

Con lo que la atenuación resulta de 41 dB para la fuente puntual y 35 dB para la fuente exterior.

La atenuación sería del orden de 41 dB para una fuente exterior, como por ejemplo un compresor o bien de 35 dB para una fuente externa como por ejemplo el ruido de tráfico.

La Figura IV.14 muestra el gráfico para el cálculo de la atenuación de barreras semiinfinitas según Maekawa

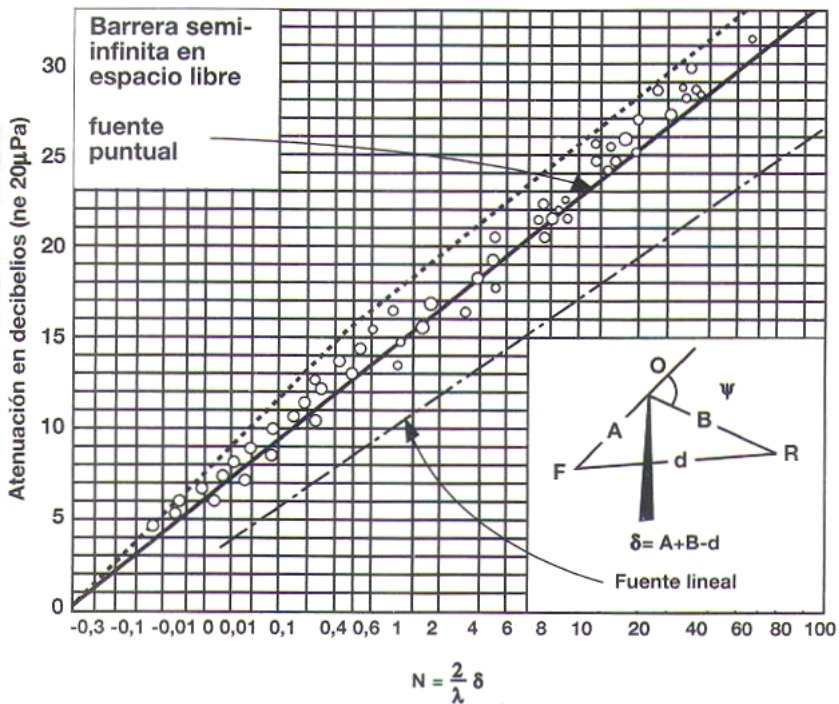


Figura IV.14. Gráfico para el cálculo de la atenuación de barreras semiinfinitas

IV.7.4. Influencia de la barrera acústica en la atenuación

Una mayor aproximación a la atenuación introducida por un edificio se obtiene situando la barrera ficticia en la fachada posterior con un desplazamiento virtual de la fuente igual al espesor D (Figura IV.15)

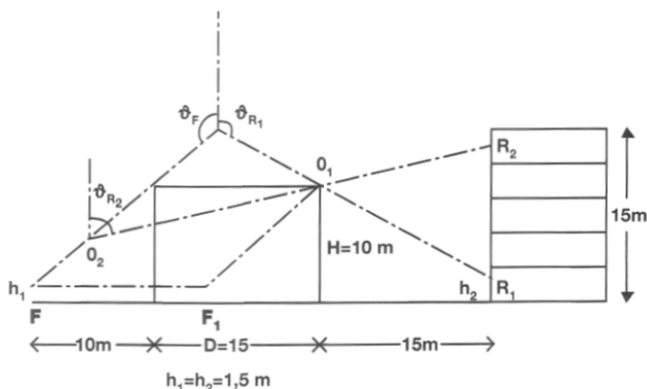


Figura IV.15. Apantallamiento por edificios. Cálculo teórico de atenuación en 1ª y 4ª planta

calculando la atenuación de esta barrera ideal por el gráfico de Maekawa de la Figura IV.16 para fuente puntual o externa según el tipo de fuente y añadiendo la atenuación L_D debida al ancho D del edificio.

El cálculo de L_D se hace a partir de la expresión $L_D = K \log(kD)$, en que el valor de K viene dado en la gráfico de la Figura IV.18 en función de θ_F y θ_R definidos en la Figura IV.17, y K (número de onda) $= 2\pi/\lambda$.

Así para el caso representado en la Figura IV.17, la atenuación del edificio en los puntos R_1 y R_2 de las plantas baja y cuarta resulta, para $\lambda = 0,68\text{ m}$, correspondiente a una frecuencia de referencia de 500 Hz ,

$$\Delta L_{\text{total}}: 41\text{ dB para fuente puntual y } 35\text{ dB para fuente lineal}$$

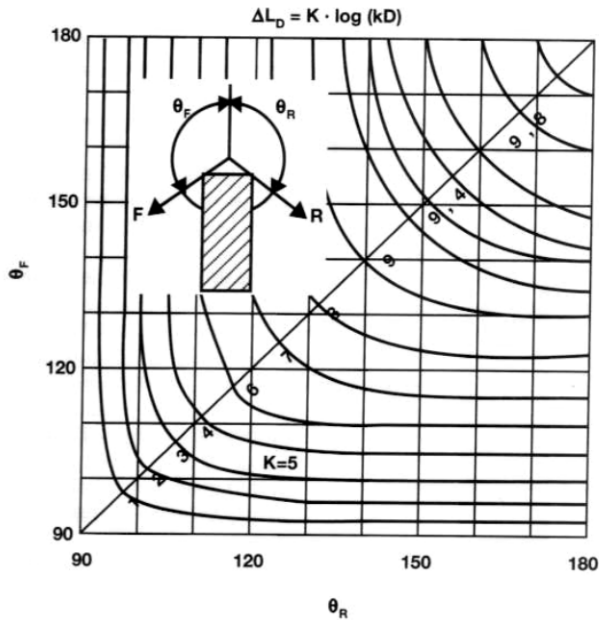


Figura IV.16. Abaco para el cálculo teórico de la atenuación debida al ancho de barreras acústicas según Fujiwara

Cálculo teórico:

$$F_1O_1 = 26 \text{ m}, O_1R_1 = 34 \text{ m}, F_1R_1 = 25 \text{ m}, \delta' = 35 \text{ m}, N'_{500} = 103$$

Resultando:

$\Delta L' = 33 \text{ dB}$ para fuente puntual y 27 dB para fuente lineal

$$\vartheta_F = 130^\circ 50', \vartheta_R = 119^\circ 22', K = 6,8, k = 2\pi/0,68 = 9,24$$

$$\Delta L_D = K \log(kD) = 6,8 \log 9,24 \times 15 = 14,5 \text{ dB}$$

Los mismos cálculos para el punto receptor R2 da los siguientes valores

Cálculo aproximado: $\delta = 1, N_{500} = 3,$

$\Delta L_2 = 10 \text{ dB}$ para fuente puntual y 6 dB para fuente lineal

Cálculo teórico: $\delta' = 1, N_{500} = 3,$

$\Delta'L_2 = 10 \text{ dB}$ para fuente puntual y 6 dB para fuente lineal

Para ángulos $\vartheta_R < 90^\circ$, $\Delta L = 0$, coincide la atenuación aproximada con la teórica, lo que es de aplicación para situaciones receptoras en alturas superiores a la rasante del edificio.

IV.7.5. Distribución interna de los Edificios

En toda edificación cabe distinguir una serie de áreas caracterizadas por distintas sensibilidades acústicas. La sensibilidad puede incluso ser diferente según se trate de fuentes internas o externas, influyendo en ello el aspecto subjetivo del grado de aceptación.

En la distribución interna, hay que tener presente la sensibilidad de las aéreas con respecto a las fuentes externas. Ello puede influir en la localización en fachadas o en interiores, de las diversas aéreas.

Procede por tanto la planificación de la mejor localización de las distintas áreas internas, siguiendo la norma general de separar entre sí áreas de sensibilidades opuestas.

Desde el punto de vista de actividad humana, distinguimos en general tres áreas ordenadas de menor a mayor sensibilidad acústica:

- actividad manual
- actividad rutinaria general y de relación social
- actividad mental incluidos el descanso y el sueño

Esta clasificación se desarrolla posteriormente con las funciones específicas propias de cada clase de edificación (Vivienda, Escuela, Hospital, etc.).

En cada caso y de acuerdo con las funciones y actividades, serán de aplicación criterios acústicos basados en niveles máximos de sonido y vibraciones, relacionados con los efectos de interferencia, privacidad/molestia e incluso daño.

El Cuadro siguiente relaciona las directrices de diseño con los condicionantes y criterios acústicos aplicables.

Directrice de Diseños	Condicionantes		Criterios
Localización	Entorno Acústico	Fuentes Topografía Climatología	Niveles de Sonido y Vibraciones
Distribución Exterior	Funciones del Edificio	Vivienda Social Industrial	Privacidad Molestia Daño
Distribución Interior	Actividades	Manuales Relaciones Mentales Descanso Sueño	Daño Molestia Privacidad Interferencia

Características complementarias de las distintas funciones del Edificio son las instalaciones y servicios, en los que cabe distinguir, desde el punto de vista acústico, tres tipos genéricos:

- Electromecánicos,
- Hidráulicos, y
- Aerodinámicos

Todos ellos constituyen fuentes internas, generadoras de ruido de la mayor incidencia en el ambiente acústico (Cap.III de Ruido)

Principio básico fundamental, en la etapa de planificación y diseño, es el agrupamiento y localización en y a través de áreas menos sensibles de las instalaciones y servicios.

IV.7.6. Condicionamientos Acústicos de Estructuras y Cerramientos

En los apartados anteriores hemos hecho referencia a la influencia de los condicionantes del ambiente acústico externo en la planificación urbana, en la situación y disposición de las Edificaciones y en su distribución interna.

Abordamos a continuación los condicionantes que se refieren a la propia edificación.

IV.7.7. Cimentación: Atenuación de Vibraciones

Desde el punto de vista acústico, el carácter determinante de la cimentación es la reducción de la transmisión de vibraciones desde o al terreno.

A estos efectos, se requiere en cuanto a diseño, conocer la magnitud, espectro y fuentes de las vibraciones.

La localización de la fuente, orienta sobre la naturaleza de la vibración y dirección de propagación.

La magnitud de la vibración se determina por medio de captadores de vibraciones, normalmente expresada en términos de aceleración con respecto a la unidad g ($g = 9,81 \text{ m/s}^2$).

En cuanto a los criterios de aceptabilidad de vibraciones que puedan afectar al hombre, salvo que existan reglamentaciones locales, la norma ISO 2631 (Ref. 19), constituye una base de referencia (Párrafo IV.5).

En esta norma se establecen los valores máximos de g en función de los tiempos de exposición diaria y de las frecuencias. El valor máximo aceptable para exposición de 24 horas es del orden de $0,01g$ entre 4 y 8 Hz. (Cap. III Ruido).

A los efectos de valorar la magnitud de la vibración que llega al emplazamiento de la edificación, se puede estimar que la transmisión de vibraciones en la interfase terreno-edificio supone una atenuación mínima del

orden de 10 *dB* y que la transmisión por la estructura se atenúa del orden de 3 *dB* por planta.

En el caso de que los valores de vibraciones procedentes del terreno fueran mayores que las tolerables, es decir superiores a 0,01g (entre 4 y 8 *Hz*), habría que contemplar la utilización de dispositivos interpuestos entre la estructura y la cimentación, o entre ésta y el terreno.

La atenuación introducida por una capa de material elástico interpuesta entre la fundación y la estructura, se puede calcular por

$$\Delta = 20 \log \frac{\pi \cdot e}{\lambda_e} \cdot \frac{E}{E_e} \quad [dB]$$

en que e = espesor de la capa elástica [*m*]

E_e = módulo de Young de la capa elástica [*N/m²*]

E = módulo de Young de la estructura

λ_e = longitud de onda longitudinal en la capa elástica [*m*]

La expresión anterior deducida para estructuras teóricamente infinitas y para $e \ll \lambda$, muestra que para obtener atenuación superior a 10 *dB* a frecuencias bajas (<10 *Hz*) la relación entre los módulos de elasticidad del material de la estructura y de la capa elástica debe ser del orden de 10^4 a 10^5 . Esto requiere materiales de tipo elastómeros. Así para la gama de durezas Shore $A = 70$, $E_e = 0,5 \times 10^6 \text{ kg/m}^2$, se pueden lograr atenuaciones del orden de 20 *dB*.

En efecto para $f = 5 \text{ Hz}$; $e = 0,05 \text{ m}$; $c_e = 3.000 \text{ m/s}$)

$$\Delta = 20 \log \frac{\pi \cdot e}{\lambda_e} \cdot \frac{E}{E_e} = 20 \log (2,5 \cdot 10^{-4} \cdot \frac{2,1 \cdot 10^{10}}{0,5 \cdot 10^6}) \cong 20 \log 10 = 20 \text{ dB}$$

La capa elástica debe situarse entre dos chapas metálicas que garanticen la uniformidad de la distribución de la carga de forma que evite contacto sólido. Disposiciones ilustrativas aparecen en la Figura IV.19.



Figura IV.17. Disposición de capas elásticas en soportes de Edificios para atenuación de vibraciones

REFERENCIAS

1. **Lara Sáenz, A.** “Acoustics and Habitat”, Conferencia Inaugural 9º Congreso Internacional de Acústica., Madrid, 1977. Soc. Española de Acústica.
2. **10º ICA, B-38**, Sydney, 1980
3. **ISO R 1996.** Evaluación del Ruido en relación con la respuesta de la Comunidad.
4. **Romero Faus, J.** Tesis Doctoral. Universidad de Valencia. (1987)
Director de Tesis A. García. **11ª ICA** (1992), vol II pag. 271
5. **Santiago Paez, J.S.** **6º I.C.A.** F, 2-5, Tokio 1968.
6. **H.U.D.** U.S. Dept. of Housing and Urban Development
7. **Sommerfeld, A.** (1898) Math. Ann. vol 47
8. **Maekawa, Z.** Proceedings SLAA (Seminario Latino Americano de Acústica). Vol. 1. Córdoba, Argentina, 1983.
9. **Kurze, U. J.**(1974) “Noise Reducción by Barriers” JASA. Vol. 55 (3)

10. **Piercy, J.E. Embleton T.F.W. and Sutherland L.C.** “Review of Noise propagation in the atmosphere”. Chapter 2, in “Noise Pollution” SCOPE 24, **A. Lara Saenz, R.W.B.Stephens** (ed).John Willey, Chichester, 1986.
11. **Lauber, A.** Schallisolation, ETH, Zurich 1980/81.
12. **Scholes, W. E. Salvidge A. L. and Sargent J. W.** (1971). “Field Performance of a Noise Barrier” J. Sound and Vibration. Vol 16.
13. **F.H.W.A.** U.S. Federal Highway Administration.
14. **Keller, J.B. & Magiros, D.** Diffraction by a Semi-infinite screen with a Rounded End. Pure and applied Math. 1961
15. **Phretzschner, J y Simon, S.** ¿Se justifican las pantallas acústicas con cunbrera circular?. Tecniacústica 95. Soc. Española de Acústica. Madrid.
16. **Phretzschner, J y Simon, F.** Aplicación de las Barreras Acústicas provistas de una cunbrera cilíndrica en el apantallamiento del Tráfico Rodado.Tecniacústica 96.
17. **Phretzschner, J. y Simon, F. De la Colina, C. Moreno, A.** A Rating Index for Estimating Insertion Loss of Noise Barriers under Traffic Noise Conditions. Acústica Vol. 82, Num. 3, 1996.
18. **Ungar E.E. and Bender E.K.** (1975) “Vibration Produced in Buildings by Passage of Subway Trains: Parameter Estimation...” Internoise 75, -I.-491. Sendai (Japan).
19. **ISO 2631-78** (E) “Evaluation of human response to whole-body vibration”.
20. **Lange J.** (1971). 7° ICA 2-421 Budapest.