

L'acústica com a professió

Francesc X. Magrans*, Oriol Guasch† i Pere V. Rodríguez‡
ICR (Ingeniería para el Control del Ruido)

Introducció

És un fet innegable que l'acústica no sembla que despertí gaire interès entre la comunitat universitària catalana. Si ens fixem en els plans d'estudis de les diferents carreres de Física o Enginyeria, amb prou feines hi trobarem alguna assignatura dedicada a l'ensenyament d'alguna de les seves branques (a excepció de l'electroacústica, impartida de manera optativa en alguna enginyeria de telecomunicacions). Pel que fa a la recerca, tot i que en alguns departaments d'enginyeria es fa de manera sistemàtica i s'han obtingut resultats certament capdavanters en alguns camps com ara la propagació d'ones en conductes, l'acústica no lineal, l'auralització i l'electroacústica, és indubtable que encara estem lluny del nivell d'altres països europeus i dels EUA, sobretot pel que fa al nombre d'àrees de recerca i als recursos que s'hi dediquen.

Trobar una explicació a aquest fet no és fàcil. Pel que fa als físics, probablement creuen que l'acústica ja és una ciència completa gràcies als treballs duts a terme, al llarg dels segles XVIII i XIX, per Euler, Lagrange i D'Alembert, i posteriorment per Helmholtz i Rayleigh. Problemes com ara el del soroll generat per fluids en règim turbulent han estat abordats aquest segle per Lighthill i Ffowcs Williams. Pel que fa als enginyers, el fet que fins fa poc les exigències del mercat pel que fa al comportament acústic dels diferents tipus de maquinària no fossin gaire severes, ha fet derivar-ne els interessos i les investigacions cap a altres camps amb més demanda industrial.

El nostre objectiu a l'hora d'escriure aquest article és fer veure, tant a uns com als altres, que l'acústica encara presenta nombrosos problemes per resoldre tant des d'un punt de vista teòric com experimental. En aquest sentit, el desenvolupament de l'estudi de sistemes no lineals i

de l'anomenada *teoria del caos* ha obert nous camins per recórrer, i alhora el progrés tecnològic del maquinari de processament digital de senyals, i dels algorismes adaptatius, ha permès l'aparició de noves tècniques de lluita contra el so com ara el «control actiu» o l'ús de xarxes neurals en el reconeixement de veus i sorolls. Així doncs, una ciència que fins fa poc havia estat força ignorada entre nosaltres, sembla que rep nous impulsos i estímuls, de manera que creiem que és un bon moment per iniciar-s'hi i dedicar-hi temps i recursos.

Hem organitzat l'article de la manera següent: en primer lloc veurem què és el que entenem per *acústica*. La paraula *acústica* fa referència, avui en dia, a moltes disciplines que rarament ens vindrien al cap en sentir-la pronunciar. Tanmateix, nosaltres ens centrarem en les dedicades a l'estudi i l'anàlisi del que habitualment s'entén per *problemes de soroll*. En l'apartat següent veurem que, tot i aquesta primera restricció, els camps de recerca en acústica segueixen sent molt diversos. A continuació passarem a parlar de l'acústica com a professió, i presentarem alguns dels casos amb què ens hem trobat. Aquest apartat és el nucli de l'article i hi parlarem de les vies de transmissió del soroll en edificis, del soroll de trens, del soroll a l'automòbil i de la fotografia acústica. Acabarem amb unes breus conclusions sobre el perquè, al nostre entendre, l'acústica resulta interessant a qui l'exerceix com a professió i a qui es dedica a la recerca en algun dels molts camps que té.

Què entenem per *acústica*?

A. D. Pierce (1981) defineix l'*acústica* de la manera següent: «L'acústica és la ciència del so, tenint en compte la seva producció, transmissió i efectes. Actualment el terme *so* no només fa referència als fenòmens que tenen lloc a l'aire i responsables de la sensació de l'oïda, sinó a tot allò governat per uns principis físics anàlegs». Des d'aquest punt de vista, l'acústica engloba una gran multitud de disciplines, tal com el lector pot comprovar si consulta l'índex de qualsevol número de la revista JASA (*Journal of the Acoustical Society of America*). Per tal que ens en fem una primera idea reproduïm aquí un esquema anular (figura 1), on al centre i al primer anell es mostren els fonaments i les subdivisions tradicionals de l'acústica, i a l'anell exterior se'n presenten alguns camps d'aplicació.

* **Francesc X. Magrans** (Barcelona, 1948) és llicenciat en Física per la Universitat de Barcelona i actualment és director d'ICR (Ingeniería para el Control del Ruido). Fou cap del Laboratori d'Òptica i Acústica de SEAT (1972-1981) i director tècnic de Noisetec (1982-1995).

† **Oriol Guasch** (Barcelona, 1970) és llicenciat en Física per la Universitat de Barcelona. Treballa a ICR des de 1997 i cursa el doctorat a l'ESAIL, UPC.

‡ **Pere V. Rodríguez** (Barcelona, 1968) és enginyer tècnic en Imatge i So (Enginyeria La Salle) i treballa a ICR des de 1995. Va treballar al departament tècnic de Noisetec (1992-1995).

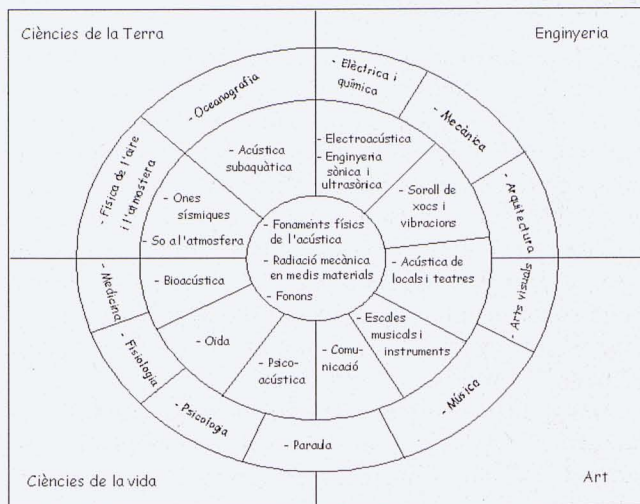


Figura 1: *Esquema anular que mostra els diferents camps d'investigació i aplicació de l'acústica*

És obvi que, amb una definició tan àmplia, la nostra queixa de la introducció ja no té tanta raó de ser, ja que els estudis que es realitzen avui en dia en alguns dels camps de la figura 1 són nombrosos. Tanmateix, la idea que la majoria de gent té de l'acústica fa referència als problemes de soroll o a la música, i no pas a l'oceanoografia, a l'espectroscòpia Raman de fonons, o a la propagació d'ones sísmiques i a la localització d'epicentres de terratrèmols. Si reduïm dràsticament la definició d'acústica a aquesta idea general i poc concisa, limitada al rang audible i que inclou la generació, l'eliminació i el control de sorolls i sons musicals (la diferència no sempre és clara), veurem que el nombre de problemes i disciplines implicats és encara enorme, i el terreny, poc explorat. No hem d'oblidar, però, que el fet que els principis físics d'altres camps, com per exemple la sísmica, siguin anàlegs als de l'acústica ens és d'una gran utilitat: moltes de les troballes i eines matemàtiques que s'hi han desenvolupat seran aplicables a la resolució del que entenem per *problemes de soroll*.

Fins i tot si prescindim de l'estudi dels instruments i de la música que generen (un món per si sol d'una gran complexitat i riquesa des del punt de vista físic), la localització i l'anàlisi de fonts de soroll, la seva propagació i transmissió, els intents de reduir-lo, etc., engloben disciplines com ara la mecànica de fluids, l'anàlisi de vibracions, la dinàmica no lineal, la teoria de la probabilitat i l'estadística, l'anàlisi i el processament de senyals, la teoria de control i la simulació numèrica.

La recerca dins l'àmbit universitari

A continuació ens agradaria presentar una petita llista d'alguns temes sobre els quals encara hi ha molta recerca a fer, i que mostra la diversitat de què parlàvem a l'apartat anterior. La llista no pretén ser una enu-

meració completa dels problemes d'acústica encara no resolta avui en dia, sinó més aviat un intent de despertar la curiositat del lector.

- *Simulació de camps acústics*: la simulació de camps acústics amb mètodes numèrics (elements finits, elements de contorn, diferències finites, mètodes espectrals, etc.) continua presentant reptes en molts camps com, per exemple, el de la propagació del soroll generat per fonts aerodinàmiques intenses, la formació d'ones de xoc i la generació de subharmònics, el soroll generat per turbulència, la dispersió i la difracció del so per obstacles de tres dimensions, etc.
- *Propagació del so en locals*: actualment, l'estudi de la propagació del so en locals (per exemple, auditoris i teatres) es duu a terme mitjançant la teoria de raigs i, en alguns casos, amb models estadístics de radiació difusa. Recentment s'estan fent alguns intents d'emprar models ondulatoris, basats en tècniques desenvolupades en el camp de la sísmica, per tal de poder tenir en compte els fenòmens de difracció i dispersió.
- *Auralització*: l'auralització ens permet sentir com sonarà una determinada peça musical en qualsevol punt d'una sala en funció dels seus paràmetres acústics. D'aquesta manera podrem ajustar-ne el disseny per tal que un cop construïda tingui unes prestacions acústiques òptimes.
- *So i vibracions en geometries fractals*: la vibració d'una membrana queda dràsticament alterada en el cas que el seu perímetre sigui fractal. Les condicions de contorn fractals donen lloc a un fort confinament dels modes, anàleg a la superlocalització. S'observen fenòmens semblants en el cas dels modes de ressonància d'una habitació rectangular en què alguna de les parets té una geometria fractal, o en el cas de xarxes de conductes tubulars de geometria pseudofractal (fractals d'ordre 3,4) en 1, 2 i 3 dimensions.
- *Propagació en medis porosos*: l'estudi teòric i experimental de la interacció fluid-sòlid en medis porosos s'ha vist impulsat fortament per motius tan diversos com ara la necessitat d'obtenir absorbents lleugers, o la necessitat de modelar el fons marí.
- *Control actiu del so*: una idea tan senzilla com eliminar, o dissipar fins allà on sigui possible, una ona acústica pel procediment de generar una segona ona d'igual amplitud però en contrafase amb la primera, presenta nombroses dificultats quan hom intenta dur-la a la pràctica. El desenvolupament del control actiu del so dins del marc de la teoria del

control ha esdevingut un complement valuós a l'hora de resoldre problemes de soroll i vibracions difícilment tractables amb els mitjans tradicionals.

- *Xarxes neurals*: avui en dia les xarxes neurals tenen una quantitat d'aplicacions enormes. En el camp de l'acústica, s'utilitzen, per exemple, en el reconeixement de veus.
- *Sistemes acoblats*: l'estudi de l'acoblament de sistemes mecànics i mecanicoacústics presenta nombroses dificultats que s'intenten resoldre dins del marc de l'anàlisi estadística energètica (SEA, desenvolupat inicialment a la indústria aeroespacial) o a través del mètode dels coeficients d'influència energètics.
- *Acústica no lineal*: l'estudi de fenòmens no lineals en qualsevol dels camps de l'acústica ofereix un munt de noves possibilitats i aplicacions. Un exemple és el dels motors acústics (ressonadors), que aprofiten el fet que les ones estacionàries de gran amplitud són fortament no lineals. Els efectes d'aquesta no linealitat depenen principalment de la geometria de la cavitat ressonant, de manera que amb un disseny adequat es poden obtenir pressions elevadíssimes. D'aquesta manera, emprant vàlvules d'alta velocitat, es poden construir compressors que pràcticament no tenen elements mecànics mòbils.
- *Problemes teòrics*: l'acústica continua presentant nombrosos problemes teòrics per resoldre en camps tan diversos com els que acabem d'esmentar, la termoacústica, la turbulència i la seva interacció amb contorns sòlids, la dispersió del so pel so, la descripció de sistemes acoblats complexos, l'acústica supersònica i ultrasònica, etc.

L'acústica com a professió: pot interessar als físics i als enginyers?

L'acústica com a professió, fora de l'àmbit universitari, també presenta força reptes. L'enginyeria acústica té l'avantatge de no ser encara una ciència tabulada, de manera que els problemes que planteja són molt diversos i sovint de difícil solució. Lògicament, ens trobem amb l'inconvenient de no poder tractar alguns temes amb la profunditat que hom desitjaria, a causa de la manca de temps i de recursos. Tanmateix, la varietat de la feina que s'ha de dur a terme compensa, en part, aquest fet.

A continuació ens agradaria mostrar aquesta diversitat per mitjà d'una breu exposició d'alguns dels casos en què hem treballat. Veurem, però, que tots els exemples tenen un idea de fons comuna: l'única manera de poder predir la millora que obtindrem en eliminar o modificar les fonts de soroll d'un determinat problema és conèixer la contribució de cada una al soroll total.

Vies de transmissió del so

Un dels problemes més freqüents en l'acústica de la construcció és quantificar les vies de transmissió del so entre dos locals d'un edifici. Quan en un local, el *local emissor*, generem soroll, aquest provoca la vibració dels diferents subsistemes en què el podem dividir (sostre, terra i parets). Aquesta vibració es transmet per l'estructura de l'edifici fins als subsistemes del *local receptor*, que radien soroll al seu interior (figura 2). Per tant, és indispensable conèixer quina és la importància de cada un dels camins que segueix el soroll per anar entre els dos locals a l'hora de proposar modificacions.

Des d'un punt de vista teòric, el nostre problema és trobar les vies de transmissió de n subsistemes connectats entre si. Si anomenem *transferència global* entre els subsistemes i i j , T_{ij}^G , al quocient entre el senyal rebut a j i el senyal a i quan excitem i i la pertorbació es propaga per tots els camins possibles, i anomenem *transferència directa* T_{ij}^D , al quocient entre el senyal rebut a j i el senyal a i quan excitem i i la resta de subsistemes estan bloquejats, podem establir la següent relació entre les transferències globals i les directes:

$$T_{ij}^G = \sum_{k \neq j} T_{ik}^G T_{kj}^D \quad \forall i, j = 1 \dots n \quad i \neq j. \quad (1)$$

L'equació 1 ens diu simplement que la transferència global per anar de i a j és la suma de les transferències globals per anar de i a qualsevol subsistema k multiplicades per les transferències directes per anar de k a j . Si fixem el valor de j , per exemple $j = n$, i escrivim l'equació 1 en forma matricial, obtenim:

$$\begin{bmatrix} 1 & T_{1,2}^G & \dots & T_{1,n}^G \\ T_{2,1}^G & 1 & \dots & T_{2,n}^G \\ \vdots & \vdots & \ddots & \vdots \\ T_{n-1,1}^G & T_{n-1,2}^G & \dots & 1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} T_{1,n}^D \\ T_{2,n}^D \\ \vdots \\ T_{n-1,n}^D \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} T_{1,n}^G \\ T_{2,n}^G \\ \vdots \\ T_{n-1,n}^G \end{bmatrix} \quad (2)$$

Ara bé, quina és la utilitat de les expressions i definicions anteriors? El plantejament és el següent: les transferències globals són mesurables experimentalment, però el que ens interessa conèixer per predir el resultat de fer qualsevol modificació són les transferències directes. Per exemple, suposem que escollim l'element $i = 1$ com el nivell de soroll en un punt del local emissor, i l'element $j = n$ com el nivell de soroll en un punt del local receptor. A continuació podem mesurar quin és el nivell d'acceleració en una paret k del local emissor quan hi estem generant soroll i tenim un cert nivell a $i = 1$. Ara bé, l'acceleració a k no només serà deguda al soroll que estem fent, sinó també a la vibració que li transmeten la resta de parets que, alhora, han estat excitées pel mateix soroll. Així doncs, experimentalment trobarem la transferència global entre 1 i tots els k (primera fila de

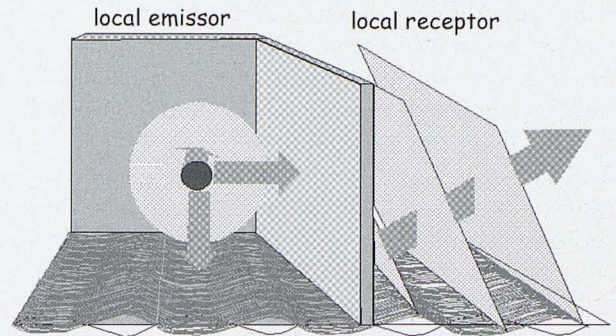
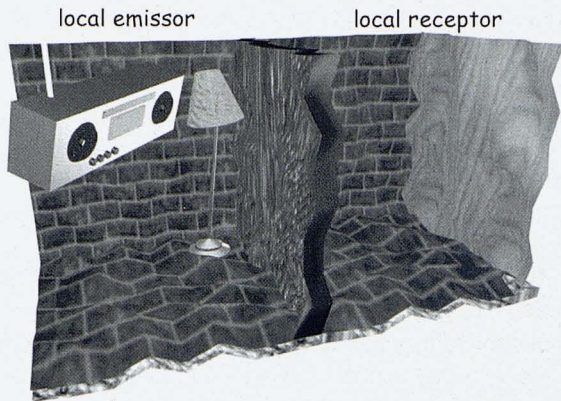


Figura 2: Vies de transmissió entre locals: la font de soroll del local emissor provoca la vibració dels seus subsistemes (parets, terra i sostre). La vibració es transmet fins als subsistemes del local receptor, que radien soroll al seu interior

la matriu). Si, a més a més, hem mesurat el nivell de soroll que arriba al local receptor, haurem trobat també el primer element T_{1n}^G del vector columna de la dreta (que no és altra cosa que l'aïllament entre els dos locals). Si a continuació excitem (per exemple, mitjançant impactes amb un martell) els diferents subsistemes k del local emissor, i alhora en mesurem l'acceleració, la dels altres subsistemes i els nivells de soroll a 1 i n , obtindrem la resta de files i elements de la matriu de l'esquerra i el vector columna de la dreta de l'equació 2. Finalment, en resoldre aquesta darrera equació obtindrem el vector de transferències directes que ens permetrà conèixer la influència de la vibració individual de cada subsistema del local emissor en el soroll en el local receptor. Un cop arribats a aquest punt, podem veure com qualsevol modificació d'aquestes vibracions dels elements del local emissor afectarà el soroll en el local receptor.

L'equació 1 és generalitzable a qualsevol sistema mecànic o acústic i, de fet, es pot veure que per a un sistema que arribi a un estat estacionari, es compleix la relació:

$$T^{D'} = I - (T^G)^{-1}, \quad (3)$$

on T^G és la matriu de transferències globals, I és la matriu identitat i $T^{D'}$ és la matriu de transferències directes amb la diagonal anul·lada, és a dir, $T^{D'}_{ij} = T^G_{ij}(1 - \delta_{ij})$. L'equació 3 ens dona la clau per saber les millores que obtindrem si canviem els aïllaments de les parets d'un local o si modifiquem la manera de vibrar de l'estructura d'un cotxe, d'un tren o d'un edifici.

Ara bé, tot i que sapiguem preveure un nou nivell de soroll donada una nova vibració d'un dels subsistemes, serà necessari modelitzar precisament quina serà aquesta nova vibració. És a dir, si canviem una peça d'una màquina o afegim una massa a la columna d'un edifici, hem de ser capaços de preveure quin serà el nou nivell de vibració, que introduïrem a l'equació 3 per tal

Figura 3: Modelització de la vibració d'un edifici per elements finits. Podem veure una imatge congelada de la vibració del model (terra i pilars) d'un edifici de tres plantes a una freqüència d'uns 70 Hz. L'escala no és real

de poder calcular el nou nivell de soroll. Els mètodes i les estratègies que cal seguir varien en cada cas i engloben el SEA, l'ús de programes de càlcul d'elements finits i de contorn, models analítics, etc. Com a exemple podríem citar el cas de la transmissió de so en un edifici a causa de l'excitació dels seus modes propis. Tot i que en la majoria de casos això no succeeix i la transmissió de soroll segueix l'esquema que hem comentat, pot passar que l'edifici es posi a vibrar en un dels seus modes propis, de manera que tinguin lloc fets aparentment curiosos com ara que el soroll de la discoteca d'una planta baixa se senti al quart pis però no al primer. En un cas així, podem modelitzar els canvis de vibració en modificar elements estructurals de l'edifici per mitjà d'un programa d'elements finits (figura 3).

Soroll de trens

El soroll que percebem des de l'exterior quan passa un tren té diferents orígens: soroll de rodolament, soroll

aerodinàmic, *squeal noise* (els grinyols o els xiulets que emeten alguns trens en circular per corbes tancades), soroll dels equips auxiliars i de la tracció del tren, i soroll per impactes. Farem una breu introducció als tres primers, que corresponen als camps de l'acústica i la mecànica lineal, de la mecànica de fluids i la turbulència, i de la dinàmica no lineal, respectivament.

D'altra banda, a l'interior del tren el passatger rep gran part del soroll de les fonts anteriors en forma de radiació dels diferents elements estructurals: terra, sostre, finestres i tancaments laterals. És important saber quina és la contribució de cada un en les diferents condicions de funcionament del tren per tal de saber quins s'han de reforçar, com i quant.

Soroll de rodolament

El soroll de rodolament és el provocat per la interacció entre roda i rail. El model més conegut que descriu de manera completa el procés de generació del soroll de rodolament és el de Remington. Aquest model es basa en els punts següents:

- Considerar la rugositat de la roda i del rail com a font d'excitació de vibracions en tots dos.
- Tenir en compte que l'àrea de contacte entre roda i rail és finita (deformació local o hertziana), de manera que s'estableix un efecte de filtre d'aquelles components de la rugositat, la longitud d'ona de les quals és del mateix ordre que les dimensions de l'àrea de contacte.
- Estudiar detalladament els modes de vibració de la roda, del rail i de les travesses.
- Avaluar l'eficiència de radiació de les anteriors.
- Obtenir les potències acústiques de la roda, del rail i de les travesses.
- Propagar el soroll radiat a l'aire lliure tenint en compte els efectes del terreny.

El model de Remington té l'avantatge de ser lineal, amb la qual cosa es pot aplicar més fàcilment al domini freqüencial. Tot i que ha estat millorat, bàsicament per Thompson, ofereix resultats prou acceptables en molts casos. A la figura 4 podem veure una previsió del nivell de soroll equivalent a 25 m del pas d'un tren de 12 eixos a una velocitat de 160 km/h feta segons el model de Remington.

Soroll aerodinàmic

El soroll aerodinàmic està causat principalment per separacions de flux, bé sigui per culpa del despreniment de la capa límit de turbulència, o per la generació de vòrtexs a causa de la interacció de l'aire amb els diferents elements estructurals del tren: pantògrafs, rodes, bogis, etc. (figura 4c). Una altra font de soroll són les

fluctuacions de pressió dins la mateixa capa límit de turbulència, tot i que la seva contribució només comença a ser important a partir de velocitats superiors als 400 km/h (actualment pocs trens agafen aquestes velocitats a excepció dels darrers models de trens ràpids i de trens *maglev* —trenes de levitació magnètica que assoleixen els 600 km/h). Un altre efecte que cal considerar és el de l'augment per convecció per causa del moviment de la font sonora.

Generalment, les fonts més sorolloses són el despreniment de la capa límit del primer vagó i els vòrtexs que es formen per la interacció amb els pantògrafs i l'equipament del sostre. Mentre que el patró de radiació de la capa límit de turbulència correspon a una font quadrupolar reflectida sobre un pla i és força difícil de modelitzar, el soroll causat per la generació de vòrtexs quan l'aire interactua amb una estructura cilíndrica respon al patró d'emissió d'una font dipolar. Els vòrtexs formats són coherents per a una determinada longitud de correlació al llarg del cilindre, i el soroll que emeten és estadísticament independent del soroll dels vòrtexs generats més enllà d'aquesta longitud. La pressió quadràtica mitjana resultant és fortament directiva i varia de manera potencial amb la velocitat:

$$\bar{p}^2 \sim v^\alpha. \quad (4)$$

La majoria d'enfocaments que se solen seguir en la pràctica per tal de determinar la contribució de cada font al soroll aerodinàmic total són de tipus experimental i consisteixen a intentar trobar el valor de l'exponent α per als diferents elements estructurals.

Dues velocitats característiques que ens serviran per conèixer la importància del soroll aerodinàmic respecte del de rodolament són la *velocitat d'impacte acústic* i la *velocitat de transició acústica*. La primera és aquella velocitat a la qual la contribució del soroll aerodinàmic augmenta 1 dB el soroll total. La segona és la velocitat a la qual la contribució del soroll aerodinàmic iguala la del soroll de rodolament. A la figura 4b podem veure la gràfica del nivell de soroll aerodinàmic, de rodolament i total per a un tren d'alta velocitat alemany. La velocitat d'impacte acústic és d'uns 223 km/h i la de transició, de 320 km/h.

Squeal Noise

Quan un tren circula per una corba tancada pot arribar a emetre un soroll molt intens i molest, semblant a un xiulet o a un grinyol (*squeal noise*). Tot i que existeixen diferents mecanismes que poden generar aquest grinyol, el més important és degut al fet que els bogis dels trens tenen una longitud finita: com que les rodes dels trens no tenen diferencial, en entrar en una corba tancada el bogi no hi cap sencer, amb la qual cosa la roda davantera té tendència a sortir de la corba mentre que la posterior té tendència a entrar-hi. Quan la força tangencial venç la fricció estàtica del rail i la resistència de la roda,

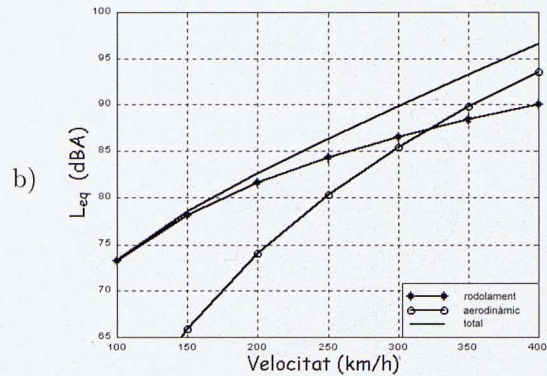
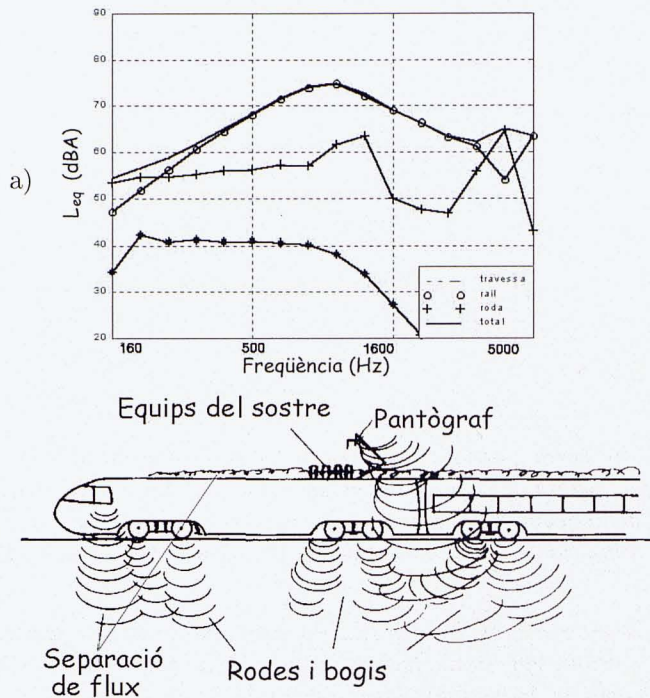


Figura 4: a) Soroll de rodolament: model de Remington i previsió del nivell equivalent de soroll al pas del tren, L_{eq} , a 25 m i en funció de la freqüència, per a un tren de 12 eixos a una velocitat de 160 km/h. Contribucions de la roda, del rail i de les travesses. b) Soroll de rodolament, aerodinàmic i total a 25 m, en funció de la velocitat, pel cas d'un tren d'alta velocitat alemany, ICE. c) Fonts de soroll aerodinàmic

aquesta comença a lliscar sobre el primer. Aquest lliscament tindria lloc a velocitat constant si no fos perquè la fricció dinàmica, dependent de la velocitat, s'oposa al moviment. L'aparició de la fricció dinàmica excita alguns dels modes de vibració de la roda que radien un grinyol característic, l'*squeal noise*. De fet, la força de fricció, dinàmica i estàtica, no és independent de la vibració de la roda i passa ràpidament d'un estat a l'altre en un procés de lliscar-parar (*stick-slip*) característic. Aquest mecanisme de fricció és relativament freqüent i ens descriu, per exemple, com es fonamenta l'autoexcitació en els instruments de corda fregada.

Matemàticament, el desplaçament del punt de contacte entre roda i rail es pot descriure mitjançant el sistema diferencial no autònom següent:

$$\frac{dx(r, \beta, t)}{dt} = v(r, \beta, t) \quad (5)$$

$$\frac{dv(r, \beta, t)}{dt} = \int_0^t F_f(v(r, \beta, t')) \partial_{tt}^2 G(r, \beta | r, \beta | t - t') dt'$$

on (r, β) són les coordenades polars del punt de contacte, $x(r, \beta, t)$ n'és el desplaçament, $G(r, \beta | r, \beta | t - t')$ és la resposta a l'impuls de la roda lliure —que es pot escriure com a superposició de les respostes impulsional associades als seus modes propis—, i F_f és la força de fricció (dinàmica i estàtica). Prenent una aproximació lineal per a la fricció dinàmica en funció de la velocitat, vàlida per a petites oscil·lacions, i aproximant el desplaçament del punt de contacte per mitjà d'una superposició modal, es poden calcular analíticament els modes de vibració de la roda sotmesa a la fricció dinàmica. Alguns

d'aquests modes són inestables i evolucionarien exponencialment si no fos per la fricció estàtica que en limita el creixement, i que fa que el moviment acabi en un atractor periòdic o cicle límit, la freqüència del qual és determinada pel mode dominant (figura 5).

En definitiva, l'*squeal noise* és una oscil·lació inestable de la roda que acaba en un cicle límit. La força de fricció dinàmica és la responsable d'aquesta inestabilitat, mentre que la fricció estàtica és la responsable del cicle límit. En el cas que la força normal a la via (pes de la roda i del tren) sigui constant, l'amplitud de la velocitat al cicle límit és igual a la velocitat de lliscament, i l'amplitud del cicle determina la intensitat del soroll emès.

Els mètodes més utilitzats per tal d'eliminar l'*squeal noise* consisteixen o bé a variar la força de fricció (tractant la via amb substàncies viscoses) o bé a col·locar materials esmorteïdors a les rodes. Una altra opció és la d'augmentar la separació entre rails a les corbes, i també s'han fet alguns intents d'emprar el control actiu de vibracions per tractar el problema.

Soroll interior

Pel que fa a l'interior del tren, és possible saber la contribució de la vibració dels diferents subsistemes (terra, sostre, finestres i tancaments laterals) al soroll en un punt (per exemple, la posició del cap d'un passatger assegut) per mitjà de mesures simultànies d'acceleració i nivell de pressió sonora.

A la figura 6a podem veure la disposició dels acceleròmetres i del micròfon en una secció d'un tren de passatgers. El mètode que s'utilitza és semblant al de l'apartat *soroll de rodolament* i ens permet conèixer les

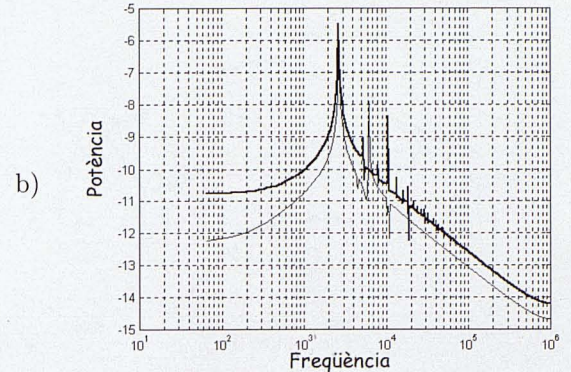
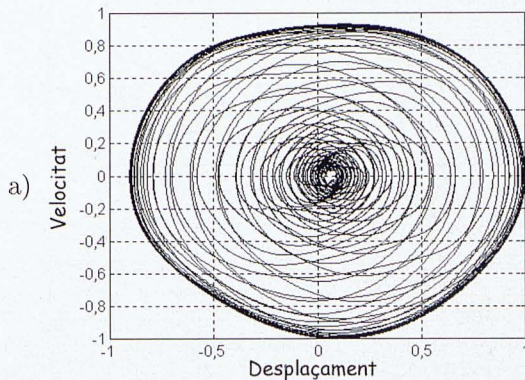


Figura 5: Simulació numèrica per a una roda de prova. a) Pla de fases: podem veure com la trajectòria evoluciona des de l'interior fins a arribar al cicle límit. No s'obté una el·lipse perfecta a causa de la presència d'harmònics del mode dominant. b) Espectre de potència: la línia fina correspon a l'espectre a l'inici del moviment i la gruixuda és l'espectre un cop s'ha arribat al cicle límit. Podem veure com l'espectre inicial presenta dos modes inestables, però finalment se n'imposa un; i a l'espectre final només hi apareixen el mode dominant i els seus harmònics

contribucions dels subsistemes en cada instant del trajecte. A la figura 6b podem veure un resultat real: els nivells més alts de la gràfica corresponen al pas del tren per l'interior d'un túnel i la resta corresponen a la circulació en camp obert. Tot i que a causa de la manca de color els resultats no s'aprecien gaire bé, es pot veure com a l'interior del túnel els tancaments laterals i les finestres, seguits del terra, són els màxims contribuents, mentre que a l'exterior aquest darrer passa a ser la font principal de soroll. Això és degut al fet que, a l'exterior, la màxima font de soroll és el rodolament (sota el tren), mentre que a l'interior el camp acústic és molt més uniforme a causa de les reflexions a les parets i al sostre del túnel.

Una anàlisi d'aquest tipus ens permetrà definir les modificacions necessàries perquè el tren compleixi les normatives de soroll que se li exigeixen.

Soroll a l'automòbil

La preocupació per l'acústica en el món de l'automòbil ve de lluny, ja que el silenci sempre ha estat un distintiu de qualitat en un cotxe. Tot i que l'estudi de les vies de transmissió i la contribució dels diferents elements de l'habitacle al soroll que senten els passatgers han estat molt estudiats en el rang de baixa freqüència (estudi de la vibració del cotxe per elements finits, elements de contorn, anàlisi modal, etc.), els rangs de mitjana i alta freqüència presenten força dificultats. A continuació veurem una possible alternativa dins del marc del que es coneix com *teoria del problema invers* (que és una extensió natural dels criteris de minimax, mínims quadrats, etc., tant en el cas discret com continu), i que ofereix grans avantatges sobre mètodes més tradicionals, com comentarem més endavant.

La teoria del problema invers es basa en el càlcul de probabilitats i en una interpretació bayesiana d'aquesta

teoria. Fou desenvolupada principalment per geofísics en el seu afany de modelitzar l'interior de la Terra a partir de les dades recollides a la superfície.

En el nostre cas, el problema és trobar la contribució (potència acústica) de les diferents superfícies de l'interior de l'habitacle del cotxe al soroll que percep el conductor, a mitjana i alta freqüència, en un règim de funcionament concret.

Exposarem el procediment que es va seguir en el cas real en què es va provar el mètode. En primer lloc, es van mesurar nivells de pressió sonora (SPL) en 73 punts, alguns repartits uniformement per l'interior de l'habitacle del cotxe i d'altres propers a la superfície del vehicle. El rang de freqüències de les mesures fou de 315 Hz a 5.000 Hz en 1/3 d'octava. Els valors obtinguts es van analitzar per tal de decidir la l_p -norma que calia utilitzar i, tot i que no existeix cap regla màgica a l'hora de decidir quina és la bona, es va escollir la l_2 (mínims quadrats) amb un lligam de positivitat,¹ ja que no hi havia dades anòmales i el camp reconstruït (vegeu més endavant) reproduïa el camp mesurat de manera prou fidel.

A continuació es va modelitzar l'interior del cotxe dividint-lo en 44 superfícies, tal com s'aprecia a la figura 7a, i es va suposar que aquestes superfícies radiaven el so de manera difusa seguint la llei de Lambert. Un cop fetes les integrals per tal d'obtenir la matriu de coeficients d'influència (G) de cada una de les superfícies a cada un dels punts de mesura, vam suposar que es podien calcular les pressions causades per les potències acústiques (w_i) de cada superfície mitjançant l'expressió lineal:

$$\vec{p}_{cal} = G\vec{W}. \quad (6)$$

¹Tot i que aquesta no és la manera teòricament més rigorosa d'enfrontar-se a aquesta classe de problemes els resultats obtinguts són prou bons.

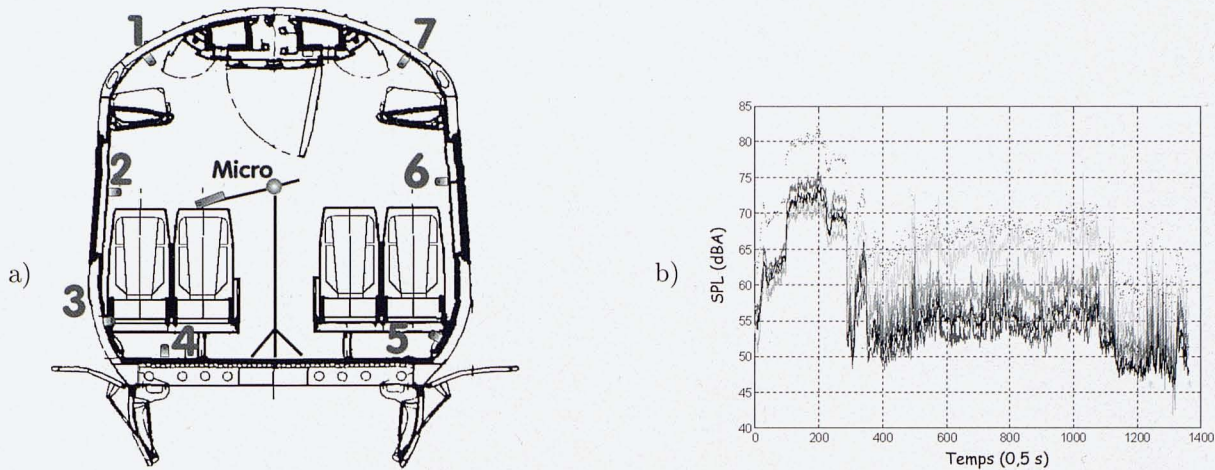


Figura 6: Contribucions de diferents subsistemes al soroll en un punt a l'interior d'un tren. a) Disposició dels acceleròmetres i del micròfon. b) Contribucions dels subsistemes 1-7 de a) al nivell de pressió total, SPL en dBA, en un tram real d'uns 15 minuts en el cas d'un tren que circula per l'interior i d'un tren que circula per l'exterior d'un túnel

L'objectiu era trobar el vector de potències acústiques que, a partir del vector de pressions mesurat i les seves incerteses, i a partir de l'equació 6 i les seves incerteses, aproximava millor el valor real del camp de pressió a l'interior del vehicle. Aquest vector és el que maximitza la densitat marginal de probabilitat a posteriori σ_W de les potències acústiques:

$$\sigma_W(\vec{W}) = ct \exp\left\{\frac{1}{2}[(G\vec{W} - \vec{p}_{mes})^\dagger C_p^{-1}(G\vec{W} - \vec{p}_{mes}) + (\vec{W} - \vec{W}_{priori})^\dagger C_W^{-1}(G\vec{W} - \vec{W}_{priori})]\right\} \quad (7)$$

on \vec{p}_{mes} és el vector de pressions mesurat, $C_p = C_m + C_T$ és la matriu de covariància que descriu la suma d'incerteses de les mesures, C_m , i de la relació teòrica 6, C_T , \vec{W}_{priori} són valors coneguts a priori de les potències acústiques (que en el cas d'existir s'han d'haver obtingut independentment de la mesura actual) i C_W n'és la matriu de covariància.

La solució que busquem és el vector \vec{W}_{max} que maximitza la funció 7 i que trobarem mitjançant un algorisme d'optimització amb el lligam $W_{max}^i \geq 0$. També necessitarem conèixer la matriu de covariància de les potències a posteriori, $C_{W'}$, per tal d'analitzar correctament els resultats:

$$C_{W'} = [G^\dagger C_p^{-1} G + C_W^{-1}]^{-1}. \quad (8)$$

Un cop calculat \vec{W}_{max} podem recalculer el camp

$$\vec{p}_{rec} = G\vec{W}_{max}, \quad (9)$$

on \vec{p}_{rec} és la que millor aproxima el valor real \vec{p}_{real} de la pressió a l'interior de l'habitacle.² Així podem veure, per exemple, quines són les contribucions individuals

i acumulades de cada superfície al soroll en un punt pròxim a l'orella del conductor (figura 7b). Això ens permetrà determinar quin és l'ordre amb què hem de modificar les superfícies per tal de disminuir el soroll, i quins són els guanyos que anirem obtenint.

Tanmateix, cal anar amb molt de compte a l'hora d'interpretar el resultat de l'equació 8 com a bo i definitiu. En el nostre cas, la comparació entre el valor del camp reconstruït i el mesurat ($\vec{p}_{rec} - \vec{p}_{mes}$) donava diferències de fins a +4 dB per a les freqüències més baixes. Això probablement era degut al fet que encara tenien importància els efectes ondulatoris, que el model de Lambert no preveu, i a defectes en la modelització de l'habitacle, ja que no es van tenir en compte tots els apantallaments entre superfícies. A partir dels 500 Hz les diferències ja eren acceptables (± 2 dB) i el mètode funcionava correctament.

L'anàlisi de l'estabilitat i validesa de la solució \vec{W}_{max} s'obté a partir de $C_{W'}$. Malauradament és poc freqüent disposar de la informació necessària per calcular $C_{W'}$ a partir de l'equació 8. Una alternativa consisteix a generar milers de nous vectors d'SPL, centrats en el mesurat i seguint una distribució gaussiana (de variància 1 dB en el nostre cas). Recalculant \vec{W}_{max} per a cada nou vector generat podem obtenir un valor mitjà per a la potència acústica de cada superfície i construir la matriu de covariància, $C_{W'}$, i la de correlació, $\rho_{W'}$ — amb $\rho_{W'}^{ij} = C_{W'}^{ij} / (C_{W'}^{ii} C_{W'}^{jj})^{1/2}$ que ens indicarà si el sistema ha estat resolt de manera independent. Com a resultat d'aquesta anàlisi es va veure que la potència de la superfície 7 (porta lateral dreta) havia estat mal determinada (i que, per tant, no justificava el nivell de soroll dels punts de mesura més pròxims) i que en el cas de les superfícies 6 i 40 (vidre posterior i safata porta-objectes) se n'havia obtingut una combinació lineal de

²Notem que $\vec{p}_{real} \neq \vec{p}_{rec} \neq \vec{p}_{mes} \neq \vec{p}_{cal} \neq \vec{p}_{priori}$.

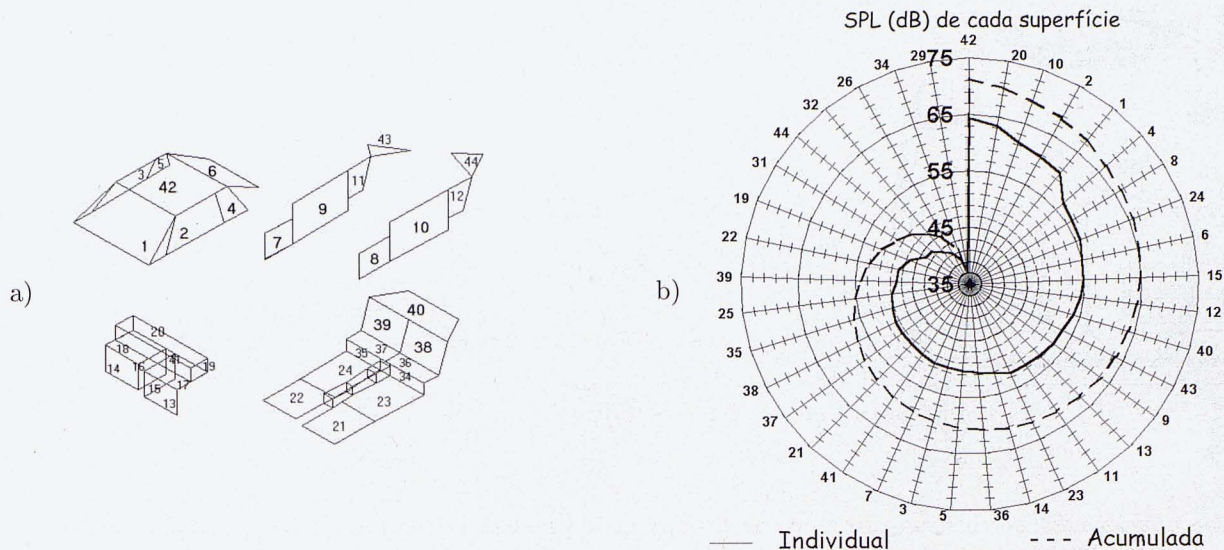


Figura 7: a) Modelització de l'habitacle. Les superfícies 27-33 de la zona del canvi de marxes no s'han inclòs. b) Contribucions de les diferents superfícies al soroll a l'orella del conductor. L'eix radial indica el nivell de pressió en dB. Al cercle exterior hi ha les superfícies de a) ordenades en ordre decreixent d'importància en sentit horari. La corba interior (línia contínua) indica la contribució individual de cada superfície i l'exterior (línia discontinua), el nivell acumulat, és a dir, les contribucions d'una superfície i totes les que la precedeixen

les potències acústiques (s'haurien d'haver agafat més punts de mesura entre elles per tal de distingir-ne les contribucions).

Els avantatges del mètode que acabem d'exposar sobre d'altres més tradicionals, com ara el *strip-tease*, que consisteix a recobrir l'interior del cotxe amb material aïllant i anar destapant una per una les diferents superfícies per mesurar-ne la contribució, són diversos: estalvi de temps, inalteració de la manera de vibrar de l'habitacle, previsió de la millora en modificar una superfície, etc.

Fotografia acústica

La fotografia acústica és una tècnica de localització de fonts que pot ser aplicada de manera ràpida i eficaç en qualsevol tipus d'entorn (inclosos els reverberants). L'anomenem així perquè permet visualitzar directament la posició i la potència de les fonts de soroll presents a l'àrea d'estudi que estiguem considerant. La reconstrucció de la imatge es basa en la informació obtinguda, en el domini temporal, d'un gran nombre de funcions de correlació mesurades per mitjà d'una xarxa de micròfons.

Vegem com funciona el mètode en un cas senzill com ara el de la figura 8a, en el qual tenim una font de soroll i dos micròfons de mesura $M1$ i $M2$. La diferència de camins que recorre un senyal en anar de la font fins a $M1$ i de la font fins a $M2$ és:

$$\Delta d_{12} = d_1 - d_2 = c\Delta t_{12}, \quad (10)$$

on c és la velocitat del so i d_1 i d_2 són les incògnites

que determinen la posició de la font i que volem trobar. Ara bé, si mesurem la funció de correlació, $R_{12}(\tau) = \lim_{T \rightarrow \infty} \int_0^T p_1(t + \tau)p_2(t)dt$, entre la pressió al primer micròfon i la pressió al segon, veurem que, precisament, és màxima per a $\tau = \Delta t_{12}$. Introduint aquest retard, Δt_{12} , a l'equació 10 obtenim l'equació d'una hipèrbola que ens permet delimitar la posició de la font de soroll. Si a continuació repetim el procés canviant la posició d'un dels micròfons, trobarem una nova hipèrbola la intersecció de la qual amb la primera ens donarà el punt on es troba la font. En el cas de tres dimensions obtindrem hiperboloides en lloc d'hipèrboles i necessitarem una tercera parella de micròfons per tal de localitzar la font.³

La generalització del mètode pel cas de múltiples fonts es fa de la manera següent: d'entrada és convenient treballar amb una xarxa de micròfons en lloc de treballar només amb dos, ja que ens estalviarem una gran quantitat de temps i, a més a més, podrem aplicar el mètode al cas de fonts en moviment. Cal tenir en compte que el nombre de parelles que podem formar amb m micròfons és $\binom{m}{2}$ (amb només 10 micròfons tindrem 45 parelles) de manera que en molts casos en tindrem prou amb un nombre reduït.

A continuació, delimitarem la zona que volem estudiar i definirem una funció de probabilitat $FLF(x, y, z)$

³A la pràctica les coses no resulten tan senzilles, ja que cal evitar la dispersió dels pics de la funció de correlació, eliminar els pics fantasmes deguts a la part coherent del soroll en el cas de múltiples fonts, tenir en compte les dimensions finites de la font, tractar els problemes d'adquisició i mostreig de dades, etc.

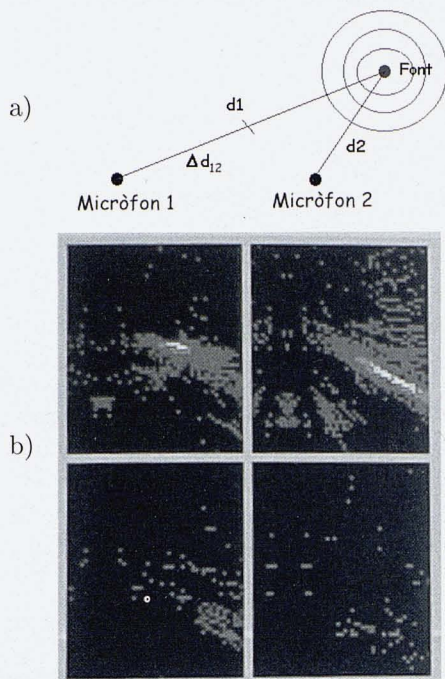


Figura 8: Fotografia acústica a) Detecció de la posició d'una font emprant dos micròfons. b) Fotografia d'un cas real. Les diferents imatges corresponen a diferents alçades $z = ct$. L'escala de grisos indica a intensitat de la font (el color negre correspon a una intensitat nul·la)

(funció de localització de fonts), que ens donarà una estimació de la potència acústica a cada punt (x, y, z) de l'àrea d'estudi.⁴ La funció $FLF(x, y, z)$ ens ve donada per:

$$FLF(x, y, z) = \sum_{i < j}^m R_{ij}(t_{ij}(x, y, z)) \quad i, j = 1 \dots m,$$

on $t_{ij}(x, y, z)$ és el retard temporal que hi hauria entre els micròfons i i j si la font de soroll fos al punt (x, y, z) i $R_{ij}(t_{ij}(x, y, z))$ és la funció de correlació mesurada entre i i j per $\tau = t_{ij}$. Vegem per què FLF ens dona realment la informació que desitgem: suposem que al punt (x_1, y_1, z_1) de l'àrea d'estudi no hi ha cap font de soroll. Per construir $FLF(x_1, y_1, z_1)$, calcularem en primer lloc tots els retards temporals $t_{ij}(x_1, y_1, z_1)$; operació molt senzilla, ja que coneixem les posicions de tots els micròfons de la xarxa i les coordenades del punt (x_1, y_1, z_1) . A continuació, mesurarem els valors de $R_{ij}(t_{ij}(x_1, y_1, z_1))$, que seran molt petits i de signe variable, ja que hem suposat que a (x_1, y_1, z_1) no hi havia cap font. En sumar tots aquests valors per tal d'obtenir $FLF(x_1, y_1, z_1)$ s'aniran cancel·lant, de manera que

⁴Per aplicar el mètode la zona d'estudi es discretitza de manera que tenim $FLF(x_i, y_j, z_k)$ per a $i = 1 \dots I$, $j = 1 \dots J$ i $k = 1 \dots K$.

$FLF(x_1, y_1, z_1) \sim 0$. Al contrari, si a (x_1, y_1, z_1) hi hagués una font, els valors de $R_{ij}(t_{ij}(x_1, y_1, z_1))$ serien tots positius, de manera que en sumar-los obtindríem un valor elevat de $FLF(x_1, y_1, z_1)$. Repetint el càlcul per a tots els punts de l'àrea d'estudi obtindrem la funció $FLF(x, y, z)$, proporcional a la potència acústica de cada punt i fàcilment visualitzable (vegeu la figura 8b).

Conclusions

En aquest escrit hem presentat diverses raons per les quals creiem que l'acústica segueix sent, avui en dia, un camp de recerca interessant dins l'àmbit universitari. La diversitat de problemes que presenta, i la gran quantitat de teories i tècniques necessàries per resoldre'ls, la fan també atractiva com a professió fora de la universitat. Hem intentat mostrar aquest atractiu mitjançant la presentació d'una sèrie de casos amb què ens hem trobat i que poden ser d'interès per a un físic. Tots coneixem la dificultat dels físics per «fer física» fora de la universitat en el nostre país; en aquest sentit creiem que l'enginyeria acústica, tal com nosaltres l'entendem, ofereix en certa mesura aquesta possibilitat.

D'altra banda, la demanda creixent d'exigències acústiques del mercat i el desenvolupament de noves tecnologies poden donar un fort impuls a aquesta ciència, un xic oblidada entre nosaltres.

Agraïments

Voldríem agrair al Dr. Joaquim Agulló i a la Dra. Anna Barjau, catedràtic i professora titular respectivament del Departament d'Enginyeria Mecànica de l'ETSEIB de la UPC, la seva amabilitat a l'hora de rebre'ns, facilitar-nos informació i publicacions sobre els seus respectius camps de recerca. També ens agradaria expressar el nostre agraïment al Dr. Alfred Molina, del Departament de Física Fonamental de la Facultat de Física de la UB, a Ignasi Labastida, del Laboratori d'Òptica de la mateixa facultat, i a Muriel Botey, del Departament de Física i Enginyeria Nuclear de l'ETSEIT de la UPC, els suggeriments fets en llegir aquest text.

Bibliografia

- CRAICK, J. M. R., *Sound Transmission through Buildings using Statistical Energy Analysis*, Gower (1996).
- PIERCE, A. D., *An Introduction to its Physical Principles and Applications*, McGraw-Hill (1981).
- TARANTOLA, A., *Inverse Problem Theory, Methods for Data Fitting and Model Parameter Estimation*, Elsevier (1994, 2nd ed.).
- Proceedings of the Fifth International Workshop on Tracked Transit System Noise, Voss, Norway, June 1995, *Journal of Sound and Vibration*, **193** 1, (1996).
- Projecte CEE: Europro Esprit. Project 21040, *Desenvolupament del PSI*, (Portable Sound Image), ICR, SL.