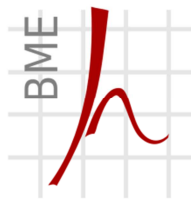


**REZGÉSAKUSZTIKAI RENDSZEREK  
DISZKRÉT ÉS MODÁLIS MODELLEZÉSE,  
KÜLÖNÖS TEKINTETTEL AZ AKUSZTIKAI  
TERVEZÉS GYAKORLATI IGÉNYEIRE**

Az  
**Augusztinovicz Fülöp**  
okleveles villamosmérnök által benyújtott  
**habilitációs pályázat tézisei**

**Budapesti Műszaki és Gazdaságtudományi Egyetem  
Villamosmérnöki és Informatikai Kar**



**Hálózati Rendszerek és Szolgáltatások Tanszék**

**Budapest, 2013 május**



## 1. BEVEZETÉS

Az akusztikai tervezés, és különösen annak részeként a környezeti zajok elleni védekezés hazánkban különböző okok miatt nem tudja feladatát olyan színvonalon betölteni, ahogyan az a fejlett országokban általánosan alkalmazott gyakorlat. A társadalmi, politikai és pénzügyi tényezők mellett károsan hat a szakterületre az is, hogy az elmúlt két-három évtizedben minimálisra csökkent a témával kapcsolatos K+F tevékenység, korábban fontos feladatokat ellátó kutatóintézetek és -helyek szűntek meg vagy zsugorodtak a kritikus működési szint környékére. A zajforrásokat gyártó ipar saját fejlesztési tevékenységet alig végez, a termékek vagy külföldről származó dokumentáció alapján, vagy erősen behatárolt hazai fejlesztés eredményeként születnek meg. Az EU környezetvédelmi előírásai, a hazai zajvédelmi szabályozás és a társadalom elvárásainak növekedése ugyanakkor nem egyszer nehéz feladatok elé állítja a zajvédelem kérdéskörével kapcsolatba kerülő gyártókat, beruházókat és tervezőket, és ezen feladatok kellően magas színvonalú ellátásához nem mindig, vagy nem a szükséges mértékben tudják – rosszabb esetben esetleg nem is akarják – igénybe venni megfelelően képzett szakemberek közreműködését. Az akusztikai kívánalmakat a beruházások jelentős részében nem is ismerik, vagy azok teljesítése érdekében nem teszik meg a szükséges lépéseket.

Az elmúlt két évtizedben végzett, tudományos közleményekben és komplex ipari megbízások teljesítésében testet öltő **kutatói tevékenységem legfőbb célja**, hogy az akusztikai és a zajvédelmi tervezés tudományos megalapozottságának erősítésével és alkalmazási lehetőségei bővítésével **elősegítse a pontosabb és eredményesebb akusztikai tervezési módszerek alkalmazását**. Tömören megfogalmazva az akusztikai tervezés a hangjelenségeket létrehozó energiaátalakulási folyamatok, illetve a hangenergia továbbításában szerepet játszó energiaterjedési jelenségek befolyásolását jelenti. Ezek kapcsán számos bonyolult fizikai jelenség játszódik le, melyeknél a fizika és műszaki akusztika által tárgyalt jelenségek (pl. rezgések szilárd testekben, hullámterjedés szilárd és légnemű közegben és ezek kölcsönhatásai, hangsugárzás, hangelhajlás, hangvisszaverődés és -elnyelés) figyelembe vétele mellett természetesen a hangokat, ill. a zajt keltő, vagy azt továbbító objektum fő funkciójának alapvető szempontjait is érvényesíteni kell. Az akusztikai tervezés ennél fogva egy sokparaméteres optimalizációs feladat egyik elemeként fogható fel, amely a tervezési folyamatban csak egy – témám szempontjából azonban alapvető fontosságú – aspektus. Tovább bonyolódik a tervezési feladat akkor, ha a hangterjedés objektív paraméterek által determinált jellemzői mellett az adott

akusztikai rendszer, pl. előadó- vagy hangversenyterem szubjektív akusztikai megítélését is szem előtt kell tartani.

Vizsgálataim során a klasszikus elektroakusztikát megalapozó legegyszerűbb, a koncentrált paraméterű számítási módszerből kiindulva áttekintettem a rezgési, hangkeltési és hangterjedési jelenségeket egyaránt magában foglaló összetett – a továbbiakban *rezgésakusztikáinak* nevezett – rendszerek leírásának lehetséges módjait abban a frekvenciatartományban, amelyben a rendszer fizikai méretei a hullámhosszal összemérhetőek. Elemzésemben **a fő hangsúlyt a rendszerek diszkrét modelljeinek megalkotására és numerikus megoldására, a modellek alkalmazási lehetőségeinek feltárására és gyakorlati alkalmazására fektettem.** Ez a metodika a számítástechnika mai fejlettségi szintje mellett már nem támaszt különösen magas igényeket az alkalmazandó eszközök tekintetében, ezért alkalmazása a jelenleg szokásosnál sokkal nagyobb mértékben is elterjedhet, ha a szükséges ismeretek kellően széles körben ismertté válnak. Ennek érdekében néhány gyakran előforduló problémára új, pontosabb és/vagy szélesebb körben használható módszerre tettem javaslatot és vizsgáltam a bemutatott megközelítések alkalmazási korlátait. A tárgyalt elméleti fogalmak és módszerek alkalmazási lehetőségeit gyakorlatban elvégzett elemzéseken, ipari, közlekedési és építészeti alkalmazási példákon mutattam be.

## 2. ALKALMAZOTT MÓDSZEREK

Kutatómunkám során ahol csak lehetséges volt, az analógiák, párhuzamoságok feltárására, bemutatására és a lehető legteljesebb kihasználására törekedtem. Az akusztikai és mechanikai koncentrált paraméteres modellezés analógiáját felhasználva és továbbfejlesztve olyan formalizmushoz jutottam, amely lehetővé tette egy általánosan használható diszkrét akusztikai modell felírását. E diszkrét modell elméleti számításokra és kísérleti vizsgálatokra egyaránt alkalmas abban a frekvenciatartományban, amelyben a rendszer dinamikája sajátrezgések meghatározásával és azok szuperpozíciójával leírható.

Vizsgálataimat a módusok extrakciója és szuperpozíciója tekintetében is a legegyszerűbb, egydimenziós rendszerek analitikus tárgyalásával kezdtem, majd abból kiindulva vittem tovább háromdimenziós rendszerekre, a folytonos és diszkrét tárgyalás megfeleltetését, a módusok elméleti és kísérleti meghatározásának összefüggéseit messzemenően kiaknázva. Nyilvánvaló, hogy a modális megközelítés korlátokkal terhelt, ezért nagy figyelmet fordítottam a kísérleti

móduselemzés eszközeinek kialakítására, az eredmények értelmezésének és a módszer alkalmazási korlátainak feltárására.

A diszkrét és azon belül a modális modellek alkalmazását három, az akusztikai tervezés szempontjából alapvető részterületen: a zárt terek számítása, a hang-sugárzás, valamint a hanggátlás témakörében mutattam be. A megközelítés nem teljesen azonos: a rugalmas mechanikai elemekkel határolt zárt terek és a kettősfalú hanggátló szerkezetek viselkedése a diszkrét modális szuperpozíció módszerével tárgyalható hatékonyan, a hangsugárzás és ezzel összefüggésben a részleges közeltéri tokozások ipari gyakorlat szempontjából különösen fontos résztémája a diszkrét helyettesítő hangforrások alkalmazását igényli.

A nemzetközi együttműködéssel folytatott kutatási projektek keretében, laboratóriumi és ipari kísérletek révén kidolgozott eljárásokat hazai beruházások megvalósítása kapcsán a mérnöki gyakorlatban is alkalmaztam.

### 3. TÉZISEK

A kutatómunkám során elért új tudományos eredményeimet az alábbi tézisekben összegyűjtve, egységes keretbe foglalva közlöm, a legszorosabban hozzánk kapcsolódó, tíz válogatott publikációt is megjelölve.

**I. téziscsoport: Akusztikai módusok extrakciója és szuperpozíciója a mechanikai és akusztikai rendszerek folytonos és diszkrét modelljének analógiája alapján**  
(Kapcsolódó válogatott publikációk: [1], [2], [9], [10])

Az akusztikai rendszerek leírása a módusok és sajátfrekvenciák meghatározásán keresztül egyszerűbben és szemléletesebben adható meg, mintha a rendszer folytonos vagy diszkrét alapegyenleteit oldanánk meg. Egyszerű, szabályos geometriájú rendszerek esetében ez analitikus módszerrel, gyors, közelítő számítással is történhet, szabálytalan geometriájú terekben azonban csak numerikus módszerrel vagy kísérletesen végezhető el. Kutatásaim célja a modális szuperpozíció és extrakció mechanikai rendszerekre gyakran és rutinszerűen alkalmazott numerikus módszereinek és eszközeinek akusztikai célokra történő adaptációja, a kétféle megközelítés azonosságainak és eltéréseinek vizsgálá-

ta, az akusztikai móduselemzés speciális eszközeinek kifejlesztése és az eredményeket befolyásoló paraméterek vizsgálata.

*I.1. tézis: Az akusztikai rendszereket leíró diszkrét alapegyenlet megoldásával megmutattam, hogy egy zárt akusztikai rendszer válasza diszkrét megközelítésben is a rendszer sajátvektorainak lineáris szuperpozíciójával állítható elő.*

Megmutattam, hogy a folytonos akusztikai rendszerekre

$$p(\vec{r}) = g(\vec{r}, \vec{r}_0, \omega) = \sum_m \frac{\dot{q}}{\Lambda_m^2(k_m^2 - k^2)} \psi_m(\vec{r}) \psi_m(\vec{r}_0) \quad (1)$$

alakban érvényes módus-szuperpozíció a

$$\{p\} = \sum_{r=1}^N \frac{1}{\omega_r^2 - \omega^2} \{\Psi\}_r^T \{\dot{Q}\} \{\Psi\}_r \quad (2)$$

összefüggés szerint diszkrét akusztikai rendszerekre is érvényben van. A  $\{\psi\}_r$  és  $\{\psi\}_s$  vektorok a

$$\{\psi\}_r^T [M_a] \{\psi\}_s = 0 \quad (3)$$

összefüggés szerint súlyozottan ortogonálisak (feltéve, hogy  $r \neq s$ ), ahol a súlyozási tényező az  $[M_a]$  akusztikai tömegmátrix. (A fenti összefüggésekben  $g$  a szabadtéri Green-függvényt,  $\vec{r}$  a hangnyomás vizsgálati pontját,  $\Lambda$  a módusok frekvenciafüggő súlytényezőjét,  $k$  a hullámszámot és a  $\psi$  folytonos függvényeket, ill. a  $\{\Psi\}$  vektorok a módusalakokat jelölik.)

Tapasztalat szerint a rendszerválasz gyakorlati igényeket kielégítő pontosságú meghatározásához nem szükséges az összegzést a rendszer összes meghatározható (tehát a szabadságfokokkal egyenlő számosságú) módusáig kiterjeszteni. Ez az a meghatározó tényező, ami jelentősen csökkenti a gyakorlati feladatok megoldásának számításigényét.

*I.2. tézis: Megmutattam, hogy az akusztikai rendszerek modális paraméterei a hangtér akusztikai transfer impedancia mátrixából határozhatók meg. A tisztán akusztikai rendszerek módusainak meghatározása a mechanikai móduselemzéshez kifejlesztett szoftvereszközökkel lényeges módosítások nélkül elvégezhető.*

Az akusztikai transzfer impedanciákat ismert térfogatsebességű gerjesztés hatására kialakuló hangnyomások mérésével határozhatjuk meg. Az  $e$ -edik pontban alkalmazott gerjesztés és az  $r$ -edik pontban mért hangnyomás válasz közötti frekvenciaátviteli függvény a  $[Z_a]$  mátrix  $r$ -edik sorában és  $e$ -edik oszlopában levő elemet adja meg, ami a

$$Z_{a_{re}}(\omega) = \frac{p(\omega)}{q(\omega)} = j\omega \sum_{i=1}^n \left( \frac{(rez_{re})_i}{j\omega - \lambda_i} + \frac{(rez_{re})_i^*}{j\omega - \lambda_i^*} \right) \quad (4)$$

összefüggés szerinti résztrtekre bontható. A mechanikai móduselemzés eszköztárát alkalmazva a törtek nevezőjében levő  $\lambda_i$  értékek az  $i$ -edik módus sajátfrekvenciáját, a számlálókban szereplő reziduumok a megfelelő módusalakokat szolgáltatják.

A kísérleti munka szempontjából a legfőbb problémát az ismert térfogatsebességű, kellő hangteljesítménnyel rendelkező, ugyanakkor a hangteret jelenlétével számottevően nem befolyásoló hangforrás biztosítása jelenti. A feladat megoldására kisméretű, zárt dobozos, megfelelő frekvenciamenettel rendelkező elektrodinamikus hangsugárzók alkalmazását javasoltam. A zárt dobozban kialakuló hangnyomás méréséből a membrán kitérésével arányos jelet, a hangszóró áramának mérésével térfogatgyorsulással arányos jelet állíthatunk elő, melyekből a térfogatsebesség könnyen származtatható.

*I.3. tézis: Kísérletekkel igazoltam, hogy az akusztikai rendszerek módusalakjainak komplex voltát az akusztikai csillapítások térben egyenetlen eloszlása (a csillapítás improporcionalitása) okozza.*

Móduselemzési kísérleteket végeztem laboratóriumi körülmények között különböző módokon csillapított egy- és többdimenziós hullámvezetőkön. Kimutattam, hogy az akusztikai csillapítás egyenletes eloszlása Nyquist- vagy vektordiagramon komplex, de kollineáris módusalakot, a módusalakok térbeli megjelenítése állóhullámot ad eredményül. A többdimenziós rendszerek határoló felületein koncentrálódó akusztikai csillapítás esetén – ami a valóságos akusztikai rendszerek túlnyomó többségében fennáll – a vektordiagram komplex görbét, a móduselemző rendszer haladó hullámot mutat.

A laboratóriumi kísérletek tapasztalatai jelentősen megkönnyítik a mérnöki gyakorlatban előforduló rezgésakusztikai rendszerek móduselemzési eredményeinek értelmezését, amit járműveken, két repülőgép utasterében, egy kon-

certterem különböző részein és egyéb objektumokon végzett vizsgálataim igazolnak.

## II. téziscsoport: **Reciprocitás és szimmetria a rezgésakusztikai kölcsönhatások leírásában belsőtéri problémák esetén** (Kapcsolódó válogatott publikációk: [3], [4], [9], [10])

Az akusztikai tervezés gyakorlatában gyakran adódik olyan belsőtéri feladat, amikor egy összetett rendszer mechanikai és akusztikai elemeinek viselkedését a kétféle részrendszer közötti kölcsönhatások lényeges módon befolyásolják. A két részrendszer között fennálló szoros csatolás következtében a teljes rendszert csak a kölcsönhatások figyelembevételével lehet pontosan leírni. Amennyiben ezt a leírást a rezgésakusztikai rendszereket leíró diszkrét alap-egyenlettel összhangban végezzük, aszimmetrikus mátrixegyenletet kapunk.

*II.1. tézis: Elméleti úton kimutattam és kísérletileg is igazoltam, hogy a villamos hálózatokra, mechanikai, akusztikai és csatolt rezgésakusztikai rendszerekre egyaránt érvényes, Lyamshev által folytonos rezgésakusztikai rendszerekre megadott*

$$\left. \frac{p_i}{f_j} \right|_{\dot{q}_i=0} = \left. \frac{-\ddot{x}_j}{\dot{q}_i} \right|_{f_j=0} \quad (5)$$

*reciprocitás nincs ellentmondásban a rezgésakusztikai rendszereket leíró diszkrét egyenletek aszimmetriájával.*

A csatolt rezgésakusztikai rendszerek

$$\begin{bmatrix} [A_s] & -[K^c] \\ -\omega^2[M^c] & [A_a] \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \{x\} \\ \{p\} \end{Bmatrix} = [B] \begin{Bmatrix} \{x\} \\ \{p\} \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} \{f\} \\ \rho\{\dot{q}\} \end{Bmatrix} \quad (6)$$

alakú, nem szimmetrikus másodrendű modellje felhasználásával kimutattam, hogy a rendszert az  $i$  pontban gerjesztő erő hatására a  $j$  pontban létrejövő hangnyomás közötti

$$\left. \frac{p_i}{f_j} \right|_{\dot{q}_i=0} = \left[ [A_s] \frac{[K^c]^{T-1}}{\rho \omega^2} [A_a] - [K^c] \right]_{ij}^{-1} \quad (7)$$

átviteli függvény és az  $i$  pontban alkalmazott térfogatgyorsulás hatására a  $j$  pontban kialakuló gyorsulás közötti

$$\left. \frac{\ddot{x}_j}{\dot{q}_i} \right|_{f_j=0} = - \left[ [A_a] \frac{[K^c]^{-1}}{\rho \omega^2} [A_s] - [K^c]^T \right]_{ji}^{-1} \quad (8)$$

átviteli függvény abszolút értéke egyenlő, feltéve, hogy a rendszer lineáris. (A fenti egyenletekben az  $[A_s]$  és  $[A_a]$  mátrixok a szerkezeti, ill. akusztikai rendszermátrixot,  $[K^c]$  és  $[M^c]$  a csatolást reprezentáló almátrixokat,  $[B]$  a csatolt rendszer eredő rendszermátrixát,  $f$  erő és  $x$  kitérést jelöl.)

Az összefüggés mind elvi, mind gyakorlati szempontból jelentőséggel bír. Az eredő rendszermátrix elemeit az  $r$ -edik sajátértéknél véve és annak aszimmetriáját figyelembe véve kimutattam, hogy a csatolt rezgésakusztikai rendszer frekvenciaátviteli mátrixának bal és jobb oldali sajátvektorai eltérők. Ezen eredményemet felhasználva szerzőtársaim igazolták, hogy a jobb oldali sajátvektorok – egy globális skálatényezőtől eltekintve – a rendszer rezgésakusztikai, vagy csatolt módusait reprezentálják, a bal oldali sajátvektorok viszont a módusok részesedési tényezőjét adják meg. A módusrészesedési tényezők a mechanikai és az akusztikai gerjesztés esetében eltérők és módusonként változók, amit figyelembe kell venni, ha a rezgésakusztikai rendszerek modális modelljét további kvantitatív számításoknál, pl. optimalizálási számításoknál akarjuk felhasználni.

A rezgésakusztikai reciprocitás sértetlensége a kísérleti móduselemzési feladatok gyorsabb és hatékonyabb megoldását teszi lehetővé a következő tézis alapján:

*II.2. tézis: Kísérletileg igazoltam a rezgésakusztikai rendszerek reciprocitásából következő azon elméleti megállapítást, hogy egy csatolt rendszer modális modellje (azaz a rendszer sajátfrekvenciái és módusalakjai) függetlenek a gerjesztés módjától, azaz attól, hogy a gerjesztés a mechanikai vagy akusztikai részrendszer oldaláról történik.*

A megállapítás értelmében egy csatolt rendszer tulajdonságainak kísérleti meghatározásánál tetszőlegesen vegyíthetők a mechanikai és akusztikai gerjesztések és válaszok. A kísérleti munka ezáltal jelentősen könnyebbé, gyorsabbá és megbízhatóbbá tehető, amit laboratóriumi méréseken kívül egy Fokker 70-es repülőgépen, valamint a Liszt Ferenc Zeneművészeti Egyetem

nagy hangversenytermének pódiumán és nézőterén végzett részletes mérésorozat eredményei is alátámasztanak.

**III. tézis: Hangsugárzók hangterének numerikus meghatározása az energia szerinti egyenértékű helyettesítő monopólusok alkalmazásával**

(Kapcsolódó válogatott publikációk: [3], [4], [5], [7])

A rezgő felületek által létrehozott hangtér számítására analitikus és numerikus módszerek egyaránt rendelkezésünkre állnak. Összetettebb, ugyanakkor nagyobb pontosságot igénylő gyakorlati feladatok esetében azonban numerikus, leggyakrabban a peremelem módszerhez vagy annak valamilyen továbbfejlesztett variánsához kell folyamodnunk. A klasszikus peremelem módszer széleskörű gyakorlati alkalmazását részben a nagy számításigény, részben a felületi rezgésebbességekre vonatkozó részletes adatok hiánya korlátozza. Ez utóbbi megkerülésére az energia szerinti egyenértékű források módszerét adaptáltam hangsugárzási feladatok hatékony megoldására.

*III. tézis: Numerikus kísérletekkel és ipari körülmények között is igazoltam, hogy egy rezgő forrás  $\bar{r}$  pontban keltett hangnyomását a gyakorlat igényeit kielégítő pontossággal úgy is meg lehet határozni, hogy a forrást  $m$  darab részfelületre osztjuk és sugárzását az egyes részfelületekhez rendelt  $n$  db monopólussal helyettesítjük.*

*A helyettesítő monopólusok térfogatsebessége és a távoldéri pont hangnyomás közötti  $p/Q$  átviteli függvényt gyorsabban és pontosabban lehet meghatározni, ha a rezgésakusztikai reciprocitás elve alapján nem a sugárzó felülettől a távoldéri pont felé haladó hullámok képviselte átvitelt, hanem a távoldéri pontba helyezett egységnyi forráserősségű monopólus és a felületen kialakuló hangnyomás közötti átviteli függvényt számítjuk.*

A helyettesítő monopólusok  $Q_{ij}$  forráserősségét a részfelületek hangteljesítmény-részesedéséből számítjuk, a helyettesítő monopólusok forráserőssége és az  $\bar{r}$  távoldéri pontban kialakuló hangnyomás közötti  $T_{jr}$  átviteli függvényt peremelem számítással határozzuk meg. Az eredő hangteret a

$$p(\vec{r}) = \sqrt{\sum_{j=1}^m T_{jr} Q_j^2} = \sqrt{\sum_{j=1}^m \left[ \frac{1}{n_j} \sum_{i=1}^{n_j} \left| \frac{p_r}{Q_{ij}} \right|^2 \right] \left[ \sum_{i=1}^{n_j} Q_{ij}^2 \right]} \quad (9)$$

egyenlet adja meg.

#### IV. téziscsoport: **Hanggátló szerkezetek optimalizálása diszkrét modellek és numerikus számítási eljárások segítségével** (Kapcsolódó válogatott publikáció: [2], [3], [5])

A környezeti zajok csökkentésére vagy épületen belüli hangszigetelés növelésére gyakran alkalmazott hanggátló szerkezetek hatása analitikusan csak akkor számítható kielégítő pontossággal, ha erős közelítő feltételezéseket tehetünk: a forrás- és vevőoldali hangterek kellően nagy méretűek és diffúzak, az elválasztó/hanggátló szerkezet összefüggő, homogén struktúrával rendelkezik és méreteinél fogva benne több hullámhosszúságban hajlítóhullámok alakulhatnak ki, ezáltal teljesülnek a Cremer-féle hullámkoincidencia-jelenség fennállásának feltételei. Mindezen körülmények közelítően fennállnak az épületakusztikai tervezés gyakorlatában, de nem érvényesek a jármű- és gépiparban szokásos közelfekvő hanggátló tokozások, ill. összetett járműszerkezetek, pl. a repülőgépgyártásban szokásos kettős falú szerkezetek esetében. Értekezésemben ezen esetek közül kettőre adtam numerikus számítási módszert, melyet kísérletekkel is ellenőriztem és igazoltam.

A kettős falú szerkezetek hatásosságát döntően befolyásolják a két fal és az általuk bezárt üreg között fellépő rezgésakusztikai kölcsönhatások, melyek leírására a gyakorlat számára fontos, alacsony frekvenciatartományban jól alkalmazható a diszkrét modális expanzió módszere. Ennek segítségével leírhatók ká és részleteiben is jól értelmezhetővé váltak a kettősfalú szerkezetekben lezajló jelenségek, amelyből gyakorlatban alkalmazható következtetések vonhatók le a kettősfalú szerkezetek hanggátlásának aktív módszerekkel történő növelésére.

*IV.1. tézis: A csatolt rezgésakusztikai rendszerek általános diszkrét modelljét véges méretű, rugalmas falakból és az általuk határolt légrétegből álló rezgésakusztikai rendszerre alkalmazva kimutattam, hogy egy ilyen csatolt rendszer modális viselkedése a csatolatlan mechanikai és akusztikai részrendszerek módusainak lineárisan súlyozott összegezésével nyerhető.*

*Egy kettősfalú szerkezet kísérleti példányán végzett mérésekkel igazoltam, hogy az energiaátvitel jelentősen megnő (és így az eredő hanggátlás lecsökken) a fenti módon létrejövő csatolt módusok közös sajátfrekvenciáján.*

A vizsgálat tárgyát képező, mechanikai és akusztikai részekből álló rezgés-akusztikai rendszer kölcsönhatásait tömör formában a

$$\begin{bmatrix} [\mathcal{Q}_s] & [A_{as}] \\ [B_{sa}] & [\mathcal{Q}_a] \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \{X\} \\ \{P\} \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} \{F'\} \\ \{Q'\} \end{Bmatrix}, \quad (10)$$

egyenlet, egy kettősfalú üregre mint speciális esetre vonatkozó összefüggéseket részletesebben a

$$\begin{bmatrix} [\mathcal{Q}_{üreg1}] & [cS_{ü1l1}] & [0] & [0] \\ [cS_{l1ü1}] & [\mathcal{Q}_{lemez1}] & [cS_{l1ü2}] & [0] \\ [0] & [cS_{ü2l1}] & [\mathcal{Q}_{üreg2}] & [cS_{ü2l2}] \\ [0] & [0] & [cS_{l2ü2}] & [\mathcal{Q}_{lemez2}] \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \{P\}_{ü1} \\ \{X\}_{l1} \\ \{P\}_{ü2} \\ \{X\}_{l2} \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} \{Q'\} \\ \{0\} \\ \{0\} \\ \{0\} \end{Bmatrix} \quad (11)$$

egyenlet írja le, melyben az  $[\mathcal{Q}]$  -k  $\omega_i^2 - \omega^2$  elemekből álló diagonálmátrixokat,  $[A_{as}]$ ,  $[B_{sa}]$  és a  $[cS_x]$  mátrixok az egyes mechanikai és akusztikai részrendszerek csatolását kifejező almátrixokat jelölnék.

A megoldás a csatolatlan  $\varphi(\vec{r})$  szerkezeti és  $\psi(\vec{r})$  akusztikai módusok súlyozott összegzésével kapható meg:

$$x(\vec{r}_s, \omega, t) = \sum_{j=1}^m \varphi_j(\vec{r}) X_j(\omega, t) = \{\varphi(\vec{r})\}^T \{X(\omega, t)\} \quad (12)$$

$$p(\vec{r}, \omega, t) = \sum_{i=0}^n \psi_i(\vec{r}) P_i(\omega, t) = \{\psi(\vec{r})\}^T \{P(\omega, t)\} \quad (13)$$

amihez az  $\{X\}$  és  $\{P\}$  módus részesedési tényezők a (11) egyenlet megoldásából nyerhetők.

A csatolást leíró  $[A_{as}]$  és  $[B_{sa}]$  almátrixok  $rp$  indexű elemei az

$$A_{rp} = \frac{\rho S}{\Lambda_p} C_{rp} = \frac{\rho S}{\Lambda_p} \frac{1}{S} \iint_S \psi_r(\vec{r}_s) \varphi_p(\vec{r}_s) dS \quad \text{és} \quad (14)$$

$$B_{rp} = \frac{c_0^2 S}{\Lambda_r} C_{rp} = \frac{c_0^2 S}{\Lambda_r} \frac{1}{S} \iint_S \psi_r(\vec{r}_s) \varphi_p(\vec{r}_s) dS, \quad (15)$$

összefüggésekből származtathatók, melyben  $S$  a két részrendszer közös határfelülete. Amennyiben a sajátrezgések szorzatának integrálja az  $S$  felületen zé-

rus vagy alacsony értékű (azaz a függvények nem hasonlók), akkor a csatolás mértéke elhanyagolható. Ilyen esetben az eredő rendszer viselkedése a csatolatlan részrendszer jellemzőit mutatja. Az egyes részrendszerek sajátrezgései akkor képesek nagymértékben befolyásolni az eredő rendszer jellemzőit, ha sajátrezgéseik a határfelület mentén hasonlóak, netán teljesen egyezők.

A kísérletben vizsgált mechanikai és akusztikai részrendszer sajátfrekvenciái meglehetősen távol esnek egymástól, a csatolt rezgések módusalakjainak kialakításában ezért csak kevés módus vesz részt. A legnagyobb eredő átvitelek ezeken a közös sajátfrekvenciákon alakulnak ki, melyeken minden részrendszer válasza lokális maximumot mutat a frekvencia függvényében. Egy kettős-falú szerkezet hanggátlásának javítása ezek alapján aktív módszerrel úgy érhető el legkönnyebben, hogy megfelelően alkalmazott ellenfázisú gerjesztéssel a domináns módusokat igyekszünk semlegesíteni. Az akusztikai módusok a lemezrezgések módusainál jóval alacsonyabb rendszámúak, ezért egyszerűbben és hatásosabban gerjeszthetők. A szerzőtársaim által elvégzett aktív zajcsökkentési vizsgálatok igazolták következtetéseim helyességét.

A főként a járműipari gyakorlatban, de másutt is gyakran előforduló közelfekvő zajcsökkentő tokozások tervezése többféle problémát is felvet. Egyrészt a valószínű zajforrások, pl. egy belsőégésű motor felületének rezgésállapotát praktikus okoknál fogva nem lehet olyan részletességgel meghatározni, hogy abból a lesugárzott hangtér numerikus módszerrel meghatározható legyen. Másik nehézség, hogy a forrás és az árnyékoló szerkezet közötti kis távolság azonos rezgéssebesség esetén is jelentősen befolyásolhatja a lesugárzott hangteljesítményt a megváltozott sugárzási impedancia következtében. A közelfekvő tokozások alkalmazása kapcsán fellépő jelenségeket laboratóriumi körülmények között vizsgáltam egy mechanikai motor-makett és különféle zajárnyékoló szerkezetek és tokozások segítségével. A kapott eredményeket ipari problémákra is kiterjesztettem.

*IV.2. tézis: Numerikus számításokkal kimutattam és laboratóriumi mérésekkel igazoltam, hogy a részleges közelfekvő tokozások hangelnyelő burkolat nélkül nem csökkentik a lesugárzott hangenergia mennyiségét (sőt meg is növelhetik azt), csak módosítják terjedésének irányát. A számítás az indirekt peremelem módszerrel jó pontossággal elvégezhető, ha a forrás rezgésállapota ismert.*

*Megmutattam továbbá, hogy az egyenértékű energia szerinti helyettesítő hangforrások módszere alkalmas az ipari gyakorlatban felmerülő tokozási*

*problémák indirekt peremelem módszerrel történő számítására, de pontossága korlátozott, ha az alkalmazott numerikus módszer nem tudja megfelelően figyelembe venni a hangelnyelő anyagok hatását.*

Az energia szerinti egyenértékű helyettesítő források és indirekt peremelem módszer alkalmazásával egy könnyű és egy nehéz dízelmotor kísérleti, ill. gyártásban levő tokozásának számítását végeztem el. A könnyű dízelmotor esetében az eredmény pontossága nem volt kielégítő, a nehéz dízelmotor esetében a kapott beiktatási csillapítás görbe kielégítette a mérnöki gyakorlat igényeit.

#### **4. AZ ÚJ TUDOMÁNYOS EREDMÉNYEK GYAKORLATI ALKALMAZÁSÁNAK LEHETŐSÉGEI ÉS KORLÁTAI**

A tézisekben bemutatott tudományos eredmények gyakorlati alkalmazásba vétele tevékenységem egyik lényegi, de erős korlátokkal terhelt részét képezi. Munkáim egyik fontos elemét éppen az képezte, hogy feltárjam: a laboratóriumban kikísérletezett eljárások milyen módon és milyen mértékben vezethetők át az akusztikai tervezőmunka napi gyakorlatába. A jelen téziszfüzet 6. fejezetében sorolom fel azokat a projekteket, amelyekben lehetőségem volt új eredményeimet a gyakorlatban is kipróbálni. A szerzett tapasztalatok a projektek széles köre és erősen eltérő jellege miatt nem általánosíthatók és így nem önthetők cáfolhatatlan, több oldalról igazolt, új tudományos eredményeket tartalmazó tézisek formájába. A tapasztalatok felsorolása azonban segítheti eredményeim reális értékelését és új tudományos kutatásokra sarkallhat másokat, ezért hasznosnak érzem e helyen való megemlítésüket.

Az általam alkalmazott modális metodika a hallható hangok frekvenciatartományában nem alkalmas a problémák teljes körű vizsgálatára, amikor az érintett objektumok fizikai mérete – az érintett hullámhosszakhoz képest – nagy (pl. hidak, teljes épületek stb.). Ebben az esetben is hasznos eredményekre vezet azonban a rendszer egy-egy részének lehatárolása és részletes vizsgálata (Déli vasúti híd, Lágymányosi/Rákóczi híd).

Kisebb méretek esetén is problematikus lehet a móduselemzés (akár kísérleti, akár numerikus megközelítésben), ha a vizsgált szerkezet a felhasznált anyagok tulajdonságai, pl. öregedés, elhasználódás miatt inhomogénné válik. Ez faszerkezetek vetemedése és repedései következtében (pl. a Zeneakadémia pódiuma és nézőtere esetében), vagy a rezgések által megrepesztett épületrészek miatt (pl. a Lőrinci hengerműnél) mind a mérést, mind a modellezést ne-

hezíti és pontatlanná teszi. Ilyen esetekben a valósággal jól egyező számítási eredmények nem várhatók (sőt maga a mérés is komoly problémákkal terhelt). A mérnöki gyakorlatot azonban sokszor már a várható tendenciák feltárása is kíséretíti, ha egyéb adatok vagy tapasztalatok nem állnak a tervező rendelkezésére.

A numerikus technikák, így a rezgésakusztikai előrebecslés metodikája az utóbbi években számos új módszerrel bővült és a számítástechnikai kapacitás olyan gyorsan fejlődik, hogy mára már nagy és igen összetett objektumok vizsgálata is kézzelfogható közelségbe került. A számítási módszerek gyakorlati alkalmazásba vételét azonban továbbra is nagymértékben akadályozza az anyagok rugalmas tulajdonságaira vonatkozó adatok hiánya és pontatlansága, különösen abban az esetben, ha a felhasznált anyagok, szerkezetek ortotróp tulajdonságúak (pl. fa- és kőművesszerkezetek, de hasonlóképpen a modern kompozit anyagok és előfeszített tartószerkezetek). Egy másik fontos, gyors fejlődést ígérő, de még sok munkát igénylő terület az áramlástan és akusztikai jelenségek közös metodikával történő elemzése, ami a lakossági zajpanaszok egyik nagy csoportját okozó légtechnikai gépzajok hatásosabb csökkentését eredményezhetné.

## 5. A TÉZISEKHEZ LEGSZOROSABBAN KAPCSOLÓDÓ TÍZ VÁLOGATOTT, ÖNÁLLÓAN VAGY SZERZŐTÁRSAKKAL KÖZÖSEN KÉSZÍTETT PUBLIKÁCIÓ

(A szerző teljes publikációs jegyzéke a BME Publikációs Adatbázisban a <http://mycite.omikk.bme.hu/search/slist.php?lang=0&AuthorID=10001364> címen található.)

- [1] F Augusztinovicz, „Acoustic modal analysis”.  
In: *Proc. 4th Int. Seminar on Applied Acoustics. Advanced techniques in applied and numerical acoustics* (Ed.: P. Sas), Leuven, 1993. p. 1-34.  
(<http://vibac.hit.bme.hu/download/fulop/Publikaciok/ISMA-AcouModal.pdf>)
- (Az [1] előadás az International Course on Applied Acoustics szemináriumsorozat keretében a Leuveni Katolikus Egyetemen 1993 óta minden évben elhangzik, a szóbeli változat lehetőség szerint évente frissül és új alkalmazási példákat mutat be.)
- [2] P. Sas P, C.Y. Bao, F. Augusztinovicz, „Active Control of Sound Transmission Through a Double-panel Partition”.  
*J. Sound Vib.* Vol. 180. (4) 609-625 (1995)  
([http://vibac.hit.bme.hu/download/fulop/Publikaciok/JSV\\_DoubleWall.pdf](http://vibac.hit.bme.hu/download/fulop/Publikaciok/JSV_DoubleWall.pdf))
- [3] F. Augusztinovicz, P. Sas, L. Cremers, R. Liebrechts, M. Mantovani, C. Bertolini, „Prediction of insertion loss of engine enclosures by indirect BEM calculations combined with a substitution monopole source description technique”.  
In: *Proc. 21st Int. Seminar on Modal Analysis* (Ed.: P. Sas), Leuven. Katholieke Universiteit Leuven, 1996. pp. 55-68  
([http://vibac.hit.bme.hu/download/fulop/Publikaciok/ISMA21\\_Enclosure.TIF](http://vibac.hit.bme.hu/download/fulop/Publikaciok/ISMA21_Enclosure.TIF))
- [4] Wyckaert K, Augusztinovicz F, Sas P, „Vibro-acoustical Modal Analysis: Reciprocity, Model Symmetry, And Model Validity”.  
*Journ. Acoust. Soc. Amer.*, Vol. 100 (5) 3172-3181 (1996)  
([http://vibac.hit.bme.hu/download/fulop/Publikaciok/JASA\\_Recip.pdf](http://vibac.hit.bme.hu/download/fulop/Publikaciok/JASA_Recip.pdf))

- [5] L. Meulewaeter, F. Augusztinovicz, „Application of the BE method for industrial problems”.  
In: *Boundary Elements in Acoustics. (Advances in Boundary Elements; Vol. 9.)*, (Ed: Otto von Estorff), Chapter 14. WIT Press. Southampton: 2000. pp. 443-476.
- [6] P. Fiala, Sh. Gupta, G. Degrande and F. Augusztinovicz, „A parametric study on the isolation of ground-borne noise and vibrations in a building using a coupled numerical model”.  
In: *Acoustics'08 (5th Forum Acusticum-EAA/SFA/ASA Joint International Conference)*, Paris, 2008, pp. 1937-1942.
- [7] P. Fiala, Sh. Gupta, G. Degrande and F. Augusztinovicz, „A numerical model for re-radiated noise in buildings from underground railways.”  
In: *Noise and Vibration Mitigation for Rail Transportation Systems: Proceedings of the 9th International Workshop on Railway Noise* (Eds: Schulte-Werning B. et al.). Berlin, Springer, 2008. pp. 115-121.
- [8] Cs. Huszty, F. Augusztinovicz, S. Sakamoto, „An algorithm to adjust the clarity of room impulse responses for subjective tests.”  
*Proc. Inter-Noise 2009: 38th International Congress and Exposition on Noise Control Engineering*. Ottawa, Kanada, 2009.  
(Az előadás elnyerte az *INCE Student Paper Award 2009* díjat.)
- [9] Augusztinovicz F., Kimpián Tibor, „Vibro-acoustic design of the stage floor reconstruction of a concert hall.”  
In: *Proc. ISMA2010: International Conference on Noise and Vibration Engineering including USD2010* (Eds.: P. Sas, B. Bergen), Katholieke Universiteit Leuven, 2010. pp. 4485-4490.
- [10] Augusztinovicz F: Vibro-acoustic analysis of the stage floor of a concert hall – a case study.  
*Applied Acoustics*, Vol. 73. No. 6-7, pp. 648-658 (2012)  
(<http://mycite.omikk.bme.hu/doc/122086.pdf>)

## 6. AZ ÉRTEKEZÉS TÉMAKÖRÉVEL KAPCSOLATOS NAGYOBB KUTATÁSI-FEJLESZTÉSI PROJEKTEK

### EU, ill. kétoldalú nemzetközi együttműködési projektek

**ASANCA** 3. EU keretprogram projekt *Advanced study for active noise control in aircraft*. No. AERO 0028-C (1989-1992)

**PIANO** BRITE-Euram 4. EZ keretprogram projekt *New pass-by noise optimization methods for quiet and economic heavy road vehicles*. Project No. 5414 (1992-1996)

**UTOPIA** Flamand-magyar kétoldalú tudományos együttműködési projekt: *Technology transfer for the quality improvement of automotive products*. (1996-1998)

**TINO** BRITE-Euram 5. EU keretprogram projekt: *Measuring, understanding and reducing tyre noise under realistic vehicle operating conditions*. (1997-1999)

**CONVURT** 5. EU keretprogram project *Control of noise and vibration from underground rail traffic*. (2001-2004)

**InMAR** 6. EU keretprogram integrált kutatási projekt, *Intelligent materials for active noise control*. (2004-2007)

### Hazai kutatási, fejlesztési, ill. ipari projektek

A **Rákospalotai** és a **Füredi úti fűtőmű** zajforrásainak elemzése zajcsökkentési átalakítások megalapozása érdekében.

A domináns zajforrások és hozzájárulásuk, valamint a szükséges zajcsökkentés mértékének meghatározása. Ellenőrző zajmérések lebonyolítása.

Az **új Nemzeti Színház** stúdiószínházának és színpadgépészetének rezgésakusztikai vizsgálata.

A **Lőrinci hengermű** zajcsökkentési lehetőségeinek vizsgálata.

A **Művészetek Palotája** rezgésszigetelési tervezését megalapozó elemzés, építés közbeni és utólagos ellenőrzés

Helyszíni rezgésmérések a terepen, a várható belső zaj mértékének előrebecslése, a szükséges rezgéscsillapítás mértékének meghatáro-

zása; részvétel a rezgéscsökkentés tervezésében, a rugalmas támaszelemek viselkedésének folyamatos monitorozás az építkezés folyamán; minőségellenőrző zaj- és rezgésmérések az épület átadása előtt és után.

A **Déli vasúti híd** zajkeltésének és zajcsökkentési lehetőségeinek elemzése.

A híd zajkeltési mechanizmusainak feltárása, az egyes hídrészek hozzájárulásának becslése, a szükséges rezgéscsökkentés mértékének és módjának meghatározása; az átépítést követő ellenőrző mérések lebonyolítása.

Az **1-es villamos Lágymányosi (Rákóczi) hídon** való átvezetését megalapozó rezgésakusztikai vizsgálat.

A hídszerkezet zajkeltési mechanizmusainak feltárása, az egyes hídrészek hozzájárulásának becslése, a szükséges rezgéscsökkentés mértékének és módjának meghatározása.

A **Zeneakadémia** felújításával kapcsolatos rezgésakusztikai vizsgálatok.

Részvétel az épület eredeti állapotának akusztikai felmérésében; a nagytermi pódium újjáépítésének és a nézőtér padlószerkezetének akusztikai vizsgálata és tervezése; a födém szerkezetek, gépészeti berendezések és liftaknák rezgésszigetelésével kapcsolatos elemzések.

A budapesti **4-es metró** rezgésszigetelésének és állomási akusztikájának tervezésével kapcsolatos vizsgálatok.

Részvétel a pályafelépítmény rezgésszigetelésére vonatkozó követelmények kidolgozásában, a szükséges rezgéscsökkentési mérték meghatározásában, az elkészült pályaszerkezet ellenőrző méréseinek lebonyolításában. Az állomások utasforgalmi tereiben megengedhető zajszint-határértékek és az ellenőrzési metodika kidolgozása.

Részvétel az állomásokon alkalmazott hangelnyelő burkolatok hatásának előrebecslésében, a burkolat optimalizálása. Ellenőrző zajmérések lebonyolítása.