

KOTELON ÄÄNENERISTYKSEN VIBROAKUSTINEN MALLINNUS ELEMENTTIMENETELMÄLLÄ

Janne Haverinen

TKK Akustiikan laboratorio
PL 3000, 02015 TKK
janne.haverinen@hut.fi

Jukka Linjama

VTT VALMISTUSTEKNIikka
PL 1705, 02044 VTT
jukka.linjama@vtt.fi

Jukka Tanttari

VTT AUTOMAATIO
PL 1307, 33101 Tampere
jukka.tanttari@vtt.fi

1 JOHDANTO

Esityksessä tarkastellaan sylinterimäisen kotelon vibroakustista käyttäytymistä. Tavoitteena on toisaalta selvittää vibroakustisen numeerisen mallintamisen mahdollisuuksia ja rajoituksia I-DEAS Vibro-Acoustics mallintamistyökalulla, ja toisaalta hahmottaa mallinnuksen avulla sylinterimäisen muovikotelon epäedulliseen käyttäytymiseen 200-400 Hz taajuusalueella liittyviä ilmiöitä. Mallinnuksen pohjaksi tehdään sarja mittauksia, joiden perusteella pyritään sovittamaan mekaniikkamallin parametrit sekä äänilähteen lähdevoimakkuus kohdalleen. Lopuksi vibroakustiikkamallin antamia vasteita verrataan mitattuihin ja arvioidaan mallituksen tarkkuutta.

Vibroakustiikassa tutkitaan kiinteän rakenteen värähtelyn ja sen kanssa kosketuksissa olevan väliaineen äänikentän keskinäistä vuorovaikutusta. Mielenkiinnon kohteena on äänensyntyketju herätteistä äänensäteilyyn ja äänikentässä esiintyviin äänipainetasoihin ja päinvastoin. Rakenteisiin liittyvät vibroakustiset ongelmat voidaan jakaa kolmeen yleisimpään perustapaukseen: a) äänensäteily värähtelevästä rakenteesta, b) äänen aiheuttama värähtely rakenteessa ja c) kahta väliainetta toisistaan erottavan rakenteen ääneneristys ja -läpäisy. Viimeksimainittu on luonnollisesti tapausten a) ja b) yhdistelmä. Tyypillisiä tutkittavia rakenteita ovat palkit, laatat ja kuoret. Tällaisissa rakenteissa pieni ulkoinen energia saa aikaan laajaa liikettä, jolloin äänensäteily voimakasta ja toisaalta ääni saa rakenteet värähtelemään helposti. [1]

Tässä esityksessä kuvattu työ on tehty SMART-teknologiaohjelman projektin "Mekatronisten järjestelmien mallinnus ja simulointi" (MASI) osaprojektissa "Vibroakustiikka". Kirjoittajien lisäksi työhön on projektiryhmässä osallistunut VTT:ltä Paul Klinge, jolle kiitokset. Projektin yhtenä tavoitteena on selvittää vibroakustisen mallinnuksen mahdollisuuksia ja rajoituksia. Näitä havainnollistaa tässä esityksessä esimerkkinä oleva mallinnuskohde.

2 CASE: ÄÄNTÄERISTÄVÄ KOTELO

Mallinnettavana rakenteena oli polyeteenistä valmistettu päistään avonainen sylinteri, joka on mahdollista sulkea päätylevyillä (kuva 1). Sylinterin halkaisija on 79 cm, korkeus 107 cm ja paksuus 0,9 cm. Sylinterin sulkemisessa käytetyt kannet on valmistettu 15 mm paksusta vanerilevystä. Sylinterin yläpään sulkenut pyöreä levy on pinnoitettu molemmilta puoliltaan 10 mm paksulla vaahtomuovilla, jota peittää 1 mm paksu kumimatto. Sisällä sijainnut äänilähde oli kaiutin (B&K HP 1001). Mallinnettava taajuusalue oli 200..400 Hz.

Mallinnustehtävän tavoitteena oli: a) ymmärtää kotelon vibroakustista käyttäytymistä osajärjestelmien ominaisuuksien avulla, b) hakea mallille lähtötietoja mallituksen kuluessa tehtävillä mittauksilla ja c) laskea tunnetun äänilähteen aiheuttama vaste ja verrata tätä mitattuun vasteeseen.



3 ELEMENTTIMALLI

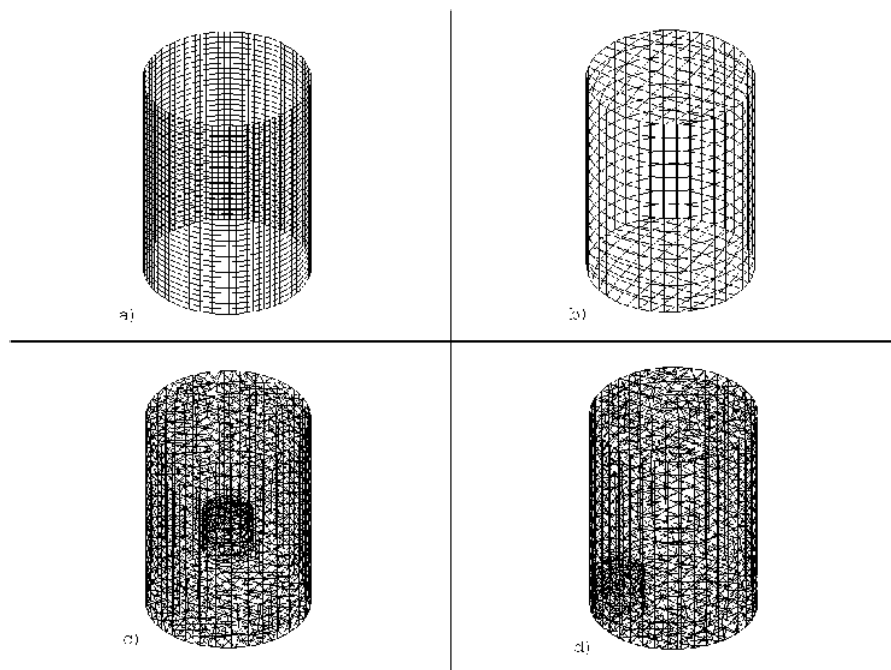
Rakennemalli (sylinteri)

Sylinterin laskennallisen rakennemallin geometrialle annettiin koekappaleena toimivan sylinterin keskipinnan dimensiot. Elementtejä luotiin korkeussuuntaan 36 kappaletta ja kehän suuntaan 88 kappaletta. Rakennemalliin luotiin siis yhteensä 3168 lineaarista kuorielementtiä (kuva 2 a)). Vapausasteita oli kaikkiaan noin 9770 kappaletta.

Kuva 1. Mallinnettava sylinteri. Sylinterin pienet epäsymmetriset kohdat korostettu rajaamalla.

Vibroakustinen malli (sisätilan ja ulkopuolen fluidimalli)

Sylinterin vibroakustinen malli luotiin I-DEAS Vibro-Acoustics-ohjelmassa, jolla on mahdollista tutkia kolmiulotteisen rakenteen kytkettyä vibroakustista käyttäytymistä rakenteen ollessa kosketuksissa yhden tai useamman fluidin kanssa sekä mekaanisten tai akustisten kuormien rasittamana [2]. Fluidimalleja luotiin kaksi; toinen sylinterin sisäpuolisesta (FEM) ja toinen ulkopuolisesta tilasta (BEM). Sisäpuolinen fluidimalli luotiin lineaarisilla tetraedrielementeillä ja fluidin rajat luotiin lineaarisilla kuorielementeillä. Koska



Kuva 2. a) Rakennemallin elementtiverkko. b) Ulkopuolisen fluidin reunaelementtiverkko. Sylinterin sisäpuolisen fluidin elementtiverkko äänilähteen sijaitessa c) keskellä ja d) sivussa.

äänilähteellä oli vastemit-tauksissa kaksi sijoituspaikkaa, oli sisäpuolisesta tilasta luotava kaksi erillistä fluidimallia (kuva 2 c) ja d)). Sisätilan malli sisälsi noin 11000 tetraedrielementtiä ja noin 2200 kuorielementtiä. Vapausasteita oli kaikkiaan noin 7740 kappaletta.

Sylinterin ulkopuolisen fluidin mallintamista varten sylinterin pinnalle luotiin reunaelementtiverkko. Verkotus tehtiin lineaarisilla kuorielementeillä, joita luotiin yhteensä 760 kappaletta (kuva 2 b)). Äänikentän tarkastelemiseksi luotiin ulkopuoliseen kenttään pisteitä, joissa akustiset kenttäsuureet ratkaistaan. Pisteiden sijainti valittiin sylinterin ulkopuolisten mikrofonien sijaintia vastaavaksi.

Sylinterin sulkevia kansia mallinnettiin akustisesti jäykillä tasoilla. Toisin sanoen sekä sisäpuolisen että ulkopuolisen fluidin pinnat määrättiin akustisesti jäykiksi sylinterin päätyjen osalta. Tämä ei synnytä reunaehtoja rakennemallille ja niinpä rakenne oli laskennallisessa mallissa vapaasti tuettu. Äänilähde mallinnettiin sylinterillä (kuva 2 c) ja d)), jonka yläpinta värähtelee äänilähteen kalibroinnissa määritettyä tilavuusnopeutta vastaavalla pintanopeudella.

4 TULOKSIA

Rakennemallin parametrit

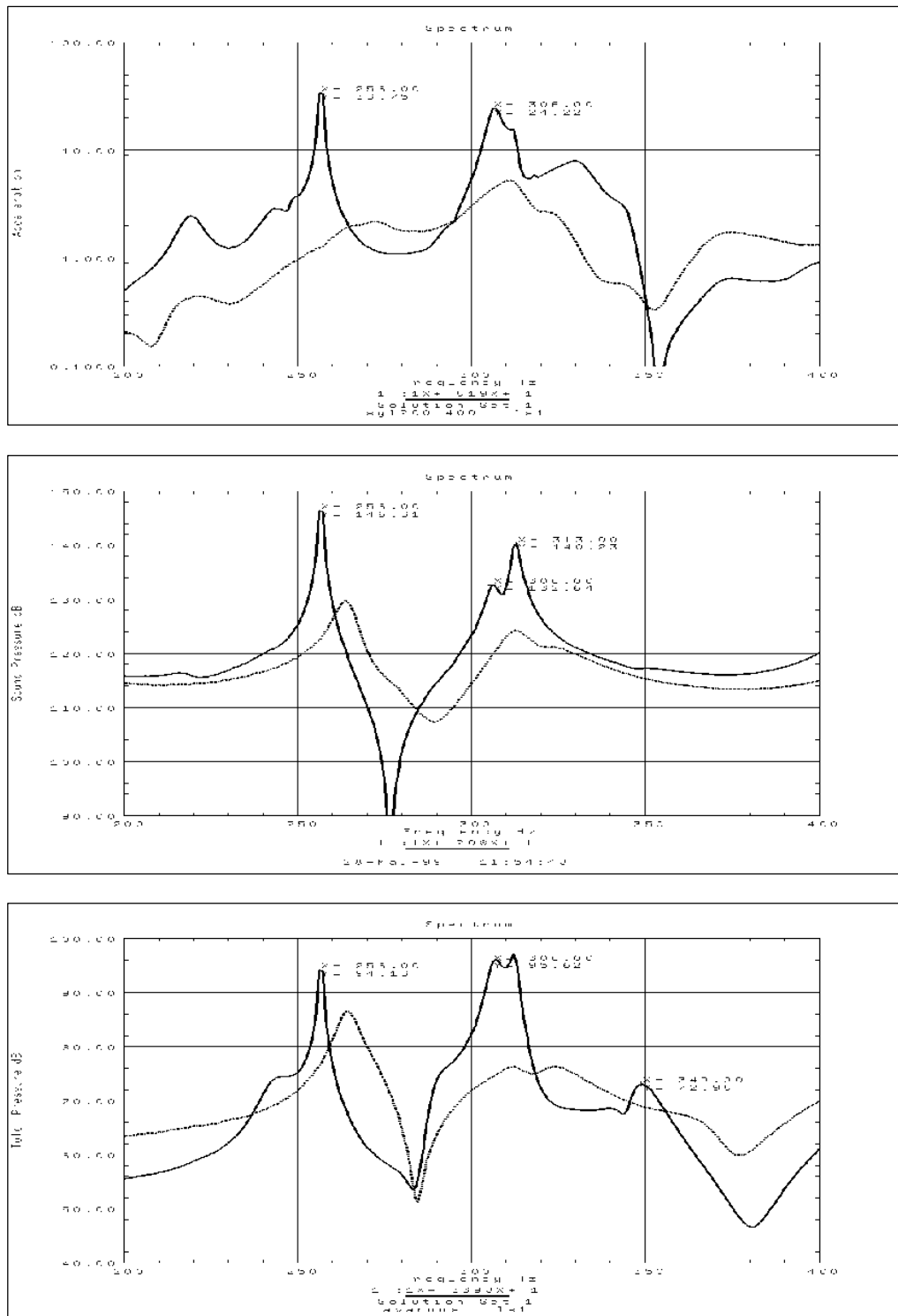
Laskennan ensimmäisessä vaiheessa oli tarkoituksena saada laskennallinen rakennemalli vastaamaan moodianalyysin tuloksia, eli saada mallin jäykkyys vastaamaan todellisen sylinterin jäykkyyttä. Tämä tapahtui kimmovakiota, Poissonin vakiota sekä efektiivistä paksumutta varioimalla. Laskennan ja moodianalyysin tuloksia on vertailtu taulukossa 1. Taulukossa on moodianalyysin alimpia ominaismuotoja, jotka oli selvästi tunnistettavissa rakennemallin ominaismuotoja vastaavaksi

Taulukko 1. Kokeellisen moodianalyysin tulokset ja mekaniikkamallin ominaistajuudet.

LASKENNALLINEN FEM-MALLI		MOODIANALYYSI	
Moodi	Taajuus [Hz]	Taajuus [Hz]	Vaimennus kerroin [%]
1	8.7	8.3	2.6
2	9.7	9.9	3.1
3	24.4	23.7	2.1
4	25.9	25.6	2.2

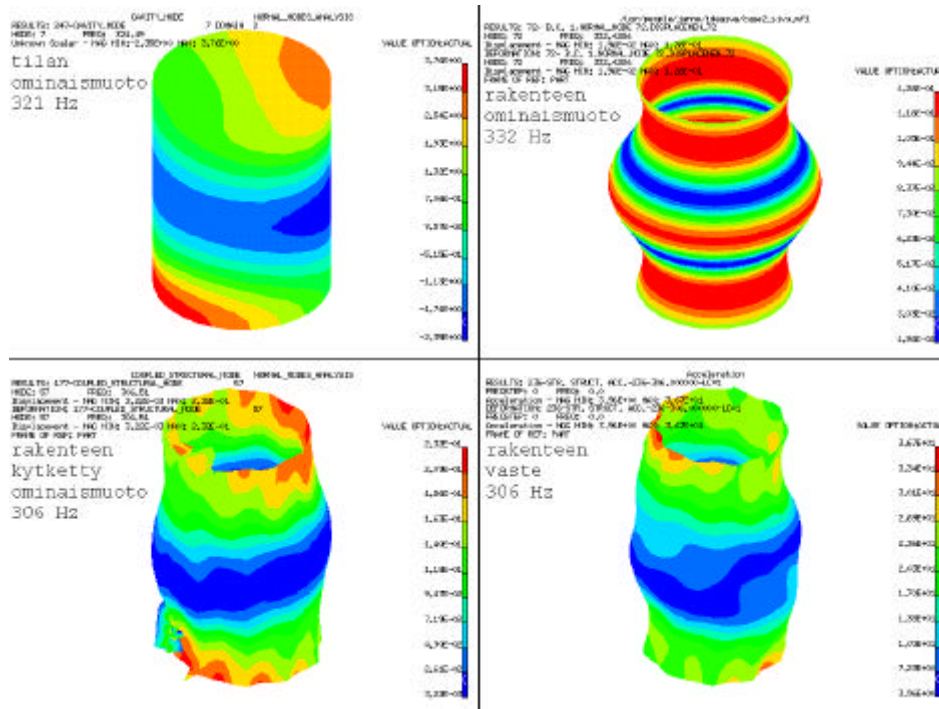
Vastelaskenta

Varsinaisessa vastelaskennassa ratkaistiin kaksi erillistä mallia; äänilähteen sijaitessa keskellä ja sivussa kuvassa 2 osoitetuissa paikoissa. Laskennan tuloksena saatiin äänipaine sylinterin ulko- ja sisäpuolisissa pisteissä sekä sylinterin kuoren värähtelyvaste. Tuloksia verrattiin mittausdataan mittauspisteitä vastaavissa solmuissa mallinnuksen onnistumisen verifioimiseksi.



Kuva 3 . Lasketun ja mitatun vasteen vertailu, äänilähde sivussa. Ylin kuvaaja: sylinterin kuoren värähtelyvaste; keskimmäinnen kuvaaja: äänipaine sylinteri sisällä; alin kuvaaja: äänipaine sylinterin ulkopuolella. Laskennallinen tulos esitetty paksulla yhtenäisellä viivalla ja mitattu pisteiviivalla.

Kuvassa 3 on verrattu laskennan ja mittauksen tuloksia toisiinsa äänilähteen sijaitessa sivussa. Laskettuja vasteita tarkasteltaessa nousee esille sivussa sijainneella ääniherätteellä neljä hyvin ääntä säteilevää taajuutta; 256 Hz, 306 Hz, 313 Hz ja 349 Hz. Kuvassa 4 on esitetty taajuuden 306 Hz tulokset, joihin on pyritty valitsemaan kutakin kytkettyä muotoa mahdollisimman hyvin vastaavat sisätilan ja rakenteen vapaat ominaismuodot.



Kuva 4. Vastelaskennan tuloksia taajuudella 306 Hz äänilähteen sijaitessa sivussa. Taajuutta lähellä sijaitsevat sisätilan ja sylinterin "vapaat" ominaismuodot erillisinä osasysteeminä, lähin "kytketty" ominaismuoto ja sylinterin värähtelyvaste.

5 PÄÄTELMÄT

Mallinnuksen avulla löydettiin selityksiä esimerkkirakenteen ääneneristyskäyttäytymiselle. Tulosten avulla voitiin myös arvioida uudelleen alkuperäisiä ääneneristävyyskokeita ja niissä saatujen tulosten yleistettävyyttä esimerkiksi poikkileikkaukseltaan samanlaisen mutta pidemmän sylinterin käyttäytymiseen.

Rajoitusten ja mahdollisuuksien osalta kiteytyi seuraavia yleisempiä johtopäätöksiä, jotka jakavat vibroakustisen mallinnuksen ja sen tavoitteet vaatimustasoltaan kolmeen ryhmään:

a) **Järjestelmän käyttäytymisen pääpiirteet.** Fysikaalisen näkemyksen saaminen kiinnostaviin ilmiöihin => kvalitatiivista tietoa, joka on usein suoraan hyödyllistä. Nykyisillä ohjelmilla mallinnusta voidaan tehdä suhteellisen pienellä vaivalla, koska mallien tuottaminen on helppoa ja vibroakustisen käyttäytymisen pääpiirteet eivät usein ole kovin herkkiä mallin yksityiskohdille.

b) **Käyttäytyminen oletetulla vertailuherätteellä** => eri rakenneratkaisujen keskinäinen paremmuusjärjestys numeroina (sekä herkkyysanalyysit), mutta ei absoluuttitasoja. Tämä edellyttää jo paljon suurempaa työtä. Tarvitaan täsmällisempää *materiaalitietoa*, jota ohjelmat eivät sisällä. Edellyttää yleensä mallin verifiointia/päivitystä kokeellisesti jollakin referenssirakenteella. Tämän jälkeen mallin kriittisiä parametrejä muuttamalla voidaan tutkia rakennemuutosten vaikutusta.

c) **Vastelaskenta:** absoluuttisen käyttäytymisen selvittäminen varsinaisella herätteellä => todellisten ääni- ja värähtelytasojen ennakointi. Mallinnus edellyttää edellisten lisäksi oikeellisia *herätietoja*, joiden saatavuus on olennaisesti materiaalitietojakin suurempi ongelma mallinnuksessa. Mallinnusohjelmissa on yleensä käytettävissä valikoima idealisoituja lähteitä, joiden käyttö on koneenrakennuksen näkökulmasta usein pulmallista.

Mallinnuksen ja sille asetettujen vaatimusten lisääntyessä *kokeellisen tutkimuksen* ja osaamisen tarvekin lisääntyy, eikä pelkästään aluksi vaan pysyvästi.

LÄHTEET

- [1] Fahy, F. J. 1985. Sound and Structural Vibration : Radiation, Transmission and Response. London, Academic Press Limited.
- [2] SDRC. 1998. I-DEAS Vibro-Acoustics User's Manual. Revision 6.0. Ohio.