

RUUVIKOMPRESSORIN TUOTTOPUTKI – ILMIÖITÄ JA TYÖKALUJA

Jukka Tanttari

VTT Automaatio/Äänenhallinta
PL 1307, 33101 TAMPERE
jukka.tanttari@vtt.fi

1 JOHDANTO

Akustiikkapäivillä 1999 esitin katsauksen ruuvikompressorin kaasupulsaatiomeluun [1]. Tässä esityksessä jatkan saman teeman käsittelyä hieman kerraten ja täydentäen. Ilmiöiden lisäksi pohdin 1-portti –lähdemallin käyttökelpoisuutta sekä tuottoputken akustiikan mallintamista akustisella elementtimenetelmällä.

2 ILMIÖISTÄ JA NIIDEN MALLEISTA

2.1 Virtausilmiöt

Kompressorin tuottoputkessa etenevään kaasupulsaatiomeluun vaikuttavat ilmiöt käsittävät mm. ilman puristusprosessin pyörivien roottorien välissä, puristettavaan ilmaan tapahtuvan öljyruiskutuksen ja tähän liittyvän jäähdytysprosessin sekä virtausilmiöitä. Öljyn jäähdytyskierto (öljymäärä) riippuu kompressorin tuottamasta paineesta, joten öljy- ja ilmavirtaukset eivät ole toisistaan riippumattomia. Lisäksi kompressorissa/tuottoputkessa voidaan erottaa muita äänen syntyyn ja etenemiseen vaikuttavia termodynaamisia ja kinemaattisia ilmiöitä.

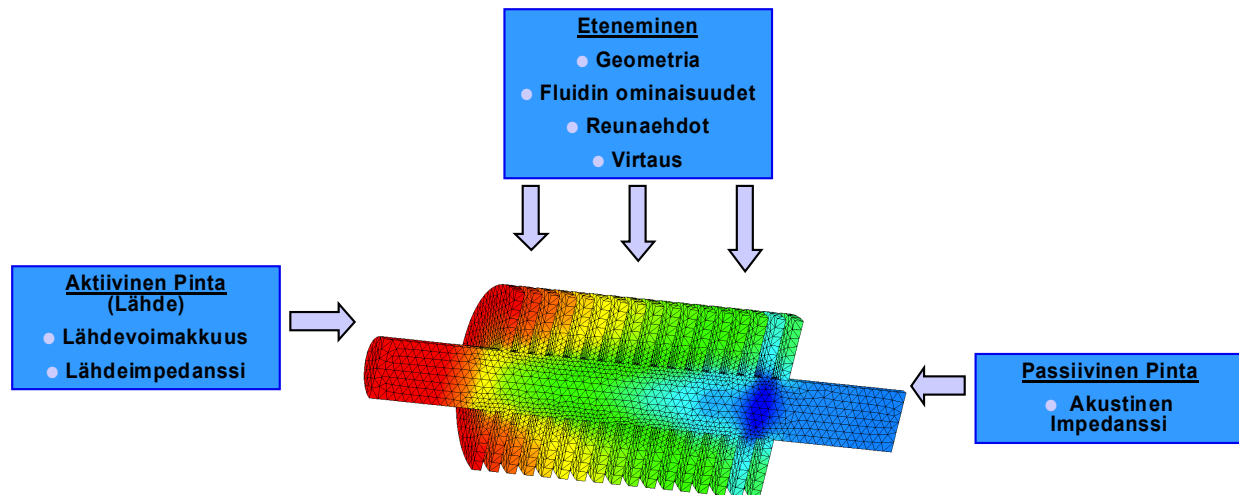
Tuottoputken virtaus on kitkallinen, kokoonpuristuva, turbulenti, ajasta riippuva 2-faasivirtaus. Koska tuottoputkessa on öljyä, on myös painovoimalla vaikutusta virtauksiin. Fluidin ominaisuuksista voidaan varmuudella sanoa, että kyseessä ei ole ideaalikaasu.

2.2 Akustiset tarkastelut virtauskoneissa

Akustisia aaltoilmiöitä käsitellään mukavimmin virtaussuureiden (paine, hiukkasnopeus) pieninä lineaarisina perturbaationa. Fluidi oletetaan yleensä ideaaliseksi tai viskoosissa tapauksessa Newtonin fluidiksi [2]. Virtauskoneiden äänen synnyn ja etenemisen kuvaaminen akustisilla teorioilla on likimääräistä ja rajoittuu pääasiassa kahteen asiaan [3,4]:

- lähteen akustiseen määrittelyyn ns. mustan laatikon kokeellisilla lähdemalleilla sekä
- äänen etenemisen mallintamiseen virtauskanavassa, kuva 1.

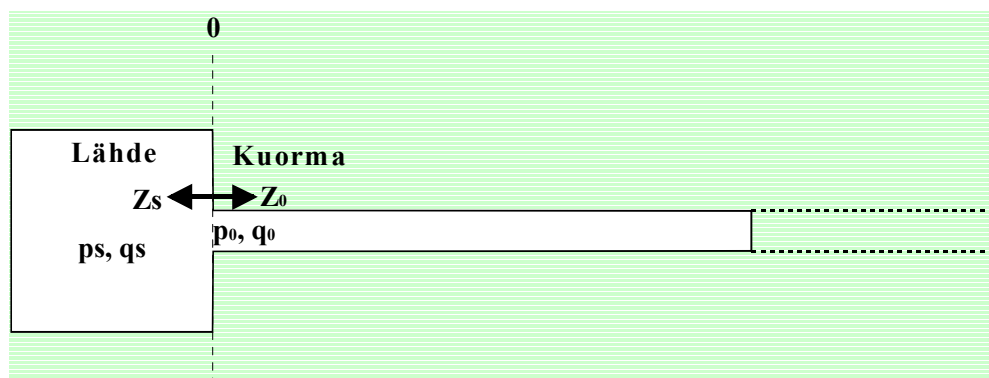
Akustisiin tarkasteluihin voidaan siirtyä siinä vaiheessa, josta eteenpäin kyseiset tarkastelut ovat käytännön kannalta riittävän oikeellisia. Samalla systeemi jakaantuu aktiiviseen, yleensä aikavarianttiin osaan ja passiiviseen, aikainvarianttiin osaan [3]. Aikavarianssi tulee esimerkiksi geometrisista muutoksista kone-elimen pyöriessä. Aktiivisen osan tarkastelu on pääsääntöisesti tehtävä aikatasossa, passiivisen (akustisen) osan tarkastelu voidaan tehdä tajuustasossa. Passiivisen osan käsittely on käytännön syistä järkevää rajata sopivalla reunaehdolla.



Kuva 1. Passiivisen virtauskanavan osan akustinen kuvaaminen.

2.3 1-portti lähdemalli

1-portti –lähdemalli on lineaarinen aikainvariantti taajuustason lähdemalli. Lähteen oletetaan olevan tasoaaltoja tuottava ”mäntä”, jolla on taajuusriippuva lähdevoimakkuus ja lähdeimpedanssi. Lähdevoimakkuus voidaan määrittellä lähde-tilavuusnopeutena q_s tai lähdeäänepaineena p_s . Ensin mainittu tarkoittaa fysikaalisesti lähteen vapaata (kuormatonta) tilavuusnopeutta. Jälkimmäinen tarkoittaa lähteen äärettömään akustiseen kuormaan kohdistamaa painetta (paine-eroa). Lähdeimpedanssi Z_s mittaa lähteen ulostulon muutosta akustisen kuorman funktiona. Linearisella lähteellä se määrittää lähdeäänepaineen ja –tilavuusnopeuden suhteena, jolloin paine- ja tilavuusnopeuslähdekuvaukset ovat analogiset [5]. Tämä oletus ei välttämättä toimi todellisilla lähteillä.



Kuva 2. 1-portti lähdemalli. Taso 0 on lähdetaso.

2.4 Putki- ja vaimenninelementtien lineaarisuus

Siirtotien lineaarisuus tarkoittaa vasteen ja herätteen vakiosuhdetta niiden amplitudista riippumatta ja on perustana taajuustasotarkasteluille. Linearisuusoletuksen hyvyys/riittävyys riippuu äänenpaineesta, hiukkasnopeuksista jne sekä analyysin tarkkuusvaatimuksista.

Kompressorin tuottoputkessa äänenpaine (tasoltaan maksimissaan 175...180 dB) on yleensä enintään joitakin prosentteja vallitsevasta staattisesta paineesta. Akustinen hiukkasnopeus on samoin muutamia, mutta erikoistapauksissa jopa kymmeniä prosentteja äänen nopeudesta.

Tyypillisten äänenvaimenninelementtien on todettu toimivan ilmalla normaalipaineessa ja – tiheydessä riittävän lineaarisesti aina 170...180 dB äänenpainetasoille saakka, pois lukien resonaattorit [6, 7]. Riittävän lineaarisesti tarkoittaa sitä, että lineaarinen akustinen teoria riittää vaimenninelementtien perusmitoitukseen.

Resonaattoreille on ominaista, että hiukkasnopeudet kasvavat paikallisesti suuriksi mikä muuttaa resonaattorien impedansseja. Virtauksen vaikutuksen huomioimatta jättäminen aiheuttaa polttomoottorien pakoäänenvaimentimissa pääsääntöisesti suuremman virheen kuin lineaarisuusoletus [6].

2.5 Häviömekanismit ja äänen nopeus

Erialaisten kompressorien tuottoputkissa on todettu useissa mittauksissa melko voimakas etenemisvaimennus. Jäykkäseinäisessä putkessa esiintyvät termoviskoosit rajakerrosilmiöt ovat teoreettisesti tunnettuja [8,9,10], mutta etenemisvaimennus ei näytä selittyvän kuivan kaasun viskositeetti- ja lämmönjohtavuusominaisuuksilla. Mittauksista määritetty kompleksisen aaltoluvun imaginääriosa voi olla 150-kertainen ilman ominaisuuksilla laskettuun teoreettiseen arvoon verrattuna [11]. Tämä edellyttäisi fluidilta 22500 kertaa suurempaa viskositeettia

Selitysmalleja suureen vaimennukseen on useita. Kompressorien tuottoputkessa voi olla merkittävä määrä öljyä, joka tehostaa lämmönjohtumista. Lisäksi 2-faasiseoksen tehollinen viskositeetti lienee olennaisesti suurempi kuin kuivan kaasun.

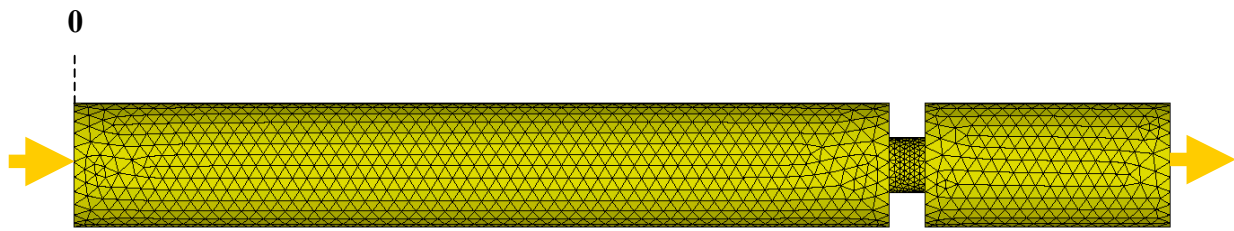
Fluidin virtauksen turbulenssi aiheuttaa myös akustisia häviöitä. Eri tutkijat ovat esittäneet varsin erilaisia arvioita turbulenssivaimennukselle [10,11,12]. Virtauksen turbulenssisuus riippuu viskositeetista, joten saman kokoisessa putkessa samalla Machin luvulla saadut tulokset eivät ole suoraan vertailukelpoisia.

Rajakerrosilmiöt vaikuttavat myös äänen etenemisnopeuteen putkessa siten, että äänen nopeus on sitä pienempi mitä pienempi on putkien halkaisija ja taajuus ja mitä suurempia ovat viskositeetti ja lämmönjohtavuus. Tätä kautta myös äänen nopeus on geometrian funktio.

3 1-PORTTILÄHTEEN PARAMETRIEN MÄÄRITYS

3.1 Menetelmä

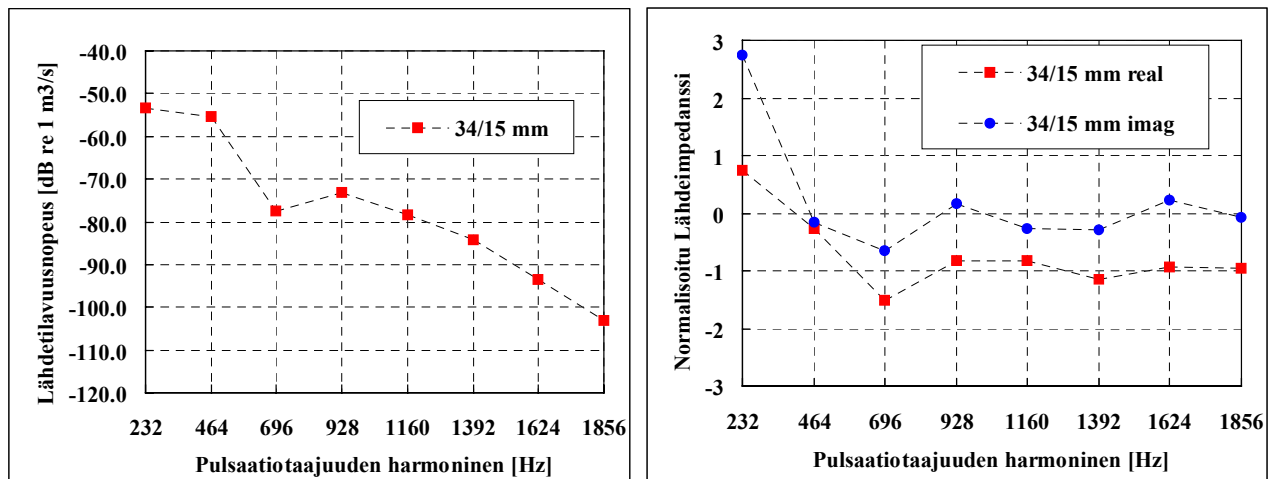
Ruuviyksikön lähdeparametrien määrittämiseen olen käyttänyt 2-kuormamenetelmää, joka soveltuu deterministiselle lähteelle. Deterministisysehto tarkoittaa tässä yhteydessä täsmällistä yhteyttä ruuviparin geometrisen asennon ja äänen synnyn välillä. Ehto toteutuu tuottoputkessa pulsaatiotaajuuden harmonisilla taajuuksilla melko hyvin. Käyttämäni koejärjestely on kuvassa 3. Ruuviyksikön tuottoaukon perään on asennettu mitta-putki. Tuottoaukossa (lähdeasolla 0) näkyvää akustista kuormaa voidaan muuttaa putkessa olevan laipan halkaisijaa muuttamalla. Neljää akustista kuormaa käyttäen määritin kaksi eri lähdemallia, joilla oli jossakin määrin, mutta ei olennaisesti toisistaan poikkeavat parametrit [13].



Kuva 3. Mittausputki, $D=34$ mm, $L=300$ mm. Lähdetaso (tuottoaukko) on kohdassa 0.

3.2 Esimerkkituloksia

Kuvassa 4 on lähdetilavuusnopeuden amplitudi sekä lähdeimpedanssien reaali- ja imaginääriosat toisesta kuormaparista. Impedanssin reaali-osat ovat pääosin negatiivisia. Viimeksi mainittu viittaa siihen, että lähde on monimutkaisempi kuin sitä kuvaava teoria. Ilmeisesti oikeampi menettely olisi käyttää erillisiä tilavuusnopeus- ja painelähdemalleja joilla on omat lähdeimpedanssinsa [3].



Kuva 4. Lähdeparametreja, kuormaparina 34/15 mm laipat. $n=3500$ rpm, $p = 7.5$ bar.

4 ETENEMISMALLINNUS

4.1 Menetelmä

Etenemismallinnukseen olen soveltanut akustista elementtimenetelmää (FEM). FEMin etuna Helmholtzin yhtälön ratkaisemisessa on mahdollisuus kuvata monimutkaisia geometrioita ja reunaehtoja. Mallinnuksessa ei tarvitse rajautua tasoaaltoalueeseen, vaan ratkaisu on yleinen elementtiverkon tiheyden puitteissa. Putken poikkipinnan muutoksissa on aina 3-dimensioisia ilmiöitä, joita 1-dimensioinen teoria kuten nelinapatekniikka ei huomioi.

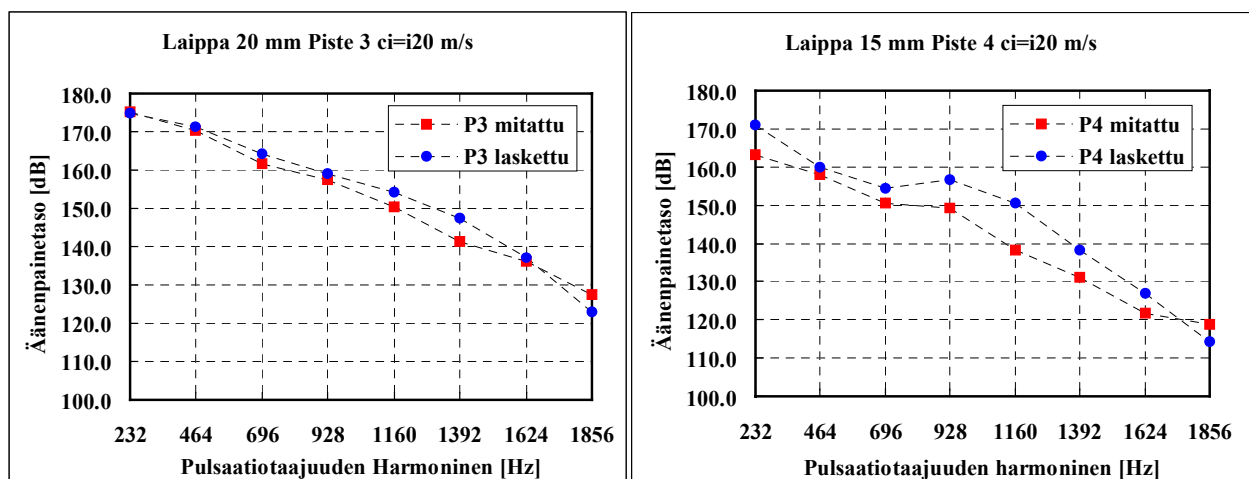
Synnoisen FEM-modulissa (versio 5.4) fluidi voi olla häviöllistä, mikä huomioidaan kompleksisen äänen nopeuden avulla. Tuottoputkessa häviöiden huomioiminen on olennaista ja pitkän iteroinnin jälkeen päädyin tiettyihin taajuuksista riippumattomiin likiarvoihin. Häviöilmiöiden moninaisuuden johdosta tarkkojen tietojen määrittely malliin on konstikasta ellei mahdotonta.

Synsoisessa fluidi voidaan lisäksi määritellä liikkuvaksi, jolloin ratkaistaan kuljetusaaltoyh-tälö. Ennen ratkaisua lasketaan kitkattomaksi oletettavan virtauksen pyörteetön osa paikan funktiona. Tätä mahdollisuutta en ole käyttänyt, koska virtausoptio asettaa liiaksi rajoituksia akustisen ratkaisun reunaehdoille ja lisäksi ohjelma tulee epästabiiliksi.

Laskennan aktiivisena reunaehtona olen käyttänyt 1-portti –lähdemallista laskemiani lähde-pinnan hiukkasnopeuksia. Malligeometrioina olen käyttänyt mittauspuketta ja sen eri konfigu-raatioita (eri kokoisia laippoja). Mallien passiivisena reunaehtona olen käyttänyt 2-mikrofoni-teknikalla mitattua, mittauspukkeen alavirran puoleisessa päässä näkyvää akustista impedans-sia. Mittaus- ja mallinnustulosten vertailuja olen tehnyt neljässä eri mittauspisteessä kaikilla putkikonfiguraatioilla.

4.2 Esimerkkituloksia

Yleisesti ottaen lähde- ja FEM-mallien yhdistelmällä tehtävä laskenta antaa koetuloksiin ver-rattuna realistisia äänenpainetasoja. Laipan takaisessa mittauspisteessä vastaavuus heikkenee siten, että mitatut äänenpainetasot ovat pienempiä kuin lasketut. Tämä ilmiö johtunee kuris-tuksessa tapahtuvista häviöistä, joita ei ole kuvattu oikein. Kuvassa 5 on esimerkit hyvästä huonosta mallien ja mittauksen vastaavuudesta.



Kuva 5. Laskettujen ja mitattujen äänenpainetasojen vertailua. Piste 3 on 68 mm etäisyydellä ennen laippaa ja piste 4 on 34 mm etäisyydellä laipan jälkeen. Äänen nopeuden imaginaä-riosa on 20 m/s.

5 POHDINTAA

Virtauskoneissa kuten ruuvikompressorissa esiintyvät ilmiöt ovat niin moninaisia, että niiden täydellinen laskennallinen mallintaminen ei ole mahdollista. Akustisen mallinnuksen mahdol-lisuudet rajoittuvat pääasiassa kokeelliseen lähdemallinnukseen etäällä ”oikeasta” lähteestä sekä äänen etenemisen mallintamiseen. Kokeellisilla lähdemalleilla saamani tulokset ovat rohkaisevia ja niillä voidaan tuottaa lähtötietoja äänen etenemisen mallintamista varten. Muuta kautta lähdeparametrien saaminen ei liene vielä nykyisellään mahdollista.

Äänen etenemiseen vaikuttavat todelliset häviömekanismit ja todelliset fluidiominaisuudet ovat vaikeasti kuvattavissa akustisissa malleissa, joten tulokset ovat aina likimääräisiä.

KIITOKSET

Kiitän Tekesin VÄRE-teknologiaohjelmaa ja ohjelman Emissio-projektissa mukana olevia yrityksiä taloudellisesta tuesta.

LÄHTEET

1. TANTTARI J, Kompressorin kaasupulsaatiomelusta. *Akustiikkapäivät 1999*. 4.-5.10.1999, Tampere, 11-16.
2. MUNJAL M L, *Acoustics of ducts and mufflers*. John Wiley & Sons 1987. 328 s.
3. DAVIES P O A L & HOLLAND K R, I.C. Engine intake and exhaust noise assessment. *J Sound Vib* 223(1999)3, 425-444.
4. BODÉN H & ÅBOM M, Modelling of fluid machines as sources of sound in duct and pipe systems. *Acta Acustica* 3(1995), 549-560.
5. DOIGE A G & ALVES H S, Experimental characterization of noise sources for duct acoustics. *Transactions of ASME, Journal of Vibration, Acoustics, Stress, and Reliability in Design* 111 (1989) Jan, 108-114.
6. ALFREDSON R J & DAVIES P O A L, Performance of exhaust silencer components. *J Sound Vib* 15(1971)2, 175-196.
7. SACKS M P & ALLEN D L, Effects of high-intensity sound on muffler element performance. *J Acoust Soc Am* 52(1972)3, 725-731.
8. PIERCE A D, *Acoustics. An introduction to its physical principles and applications*. The Acoustical Society of America, 2.p. 1991. 678 s.
9. MORSE P M & INGARD K U, *Theoretical acoustics*. Princeton University Press 1986. 927 s.
10. INGARD U & SINGHAL V K, Sound attenuation in turbulent pipe flow. *J Acoust Soc Am* 55(1974)3, 535-538.
11. SINGH R & SOEDEL W, Assessment of fluid-induced damping in refrigeration machinery manifolds. *J Sound Vib* 57(1978)3, 449-452.
12. KUHN G F & MORFEY C L, Sound attenuation in fully developed turbulent pipe flow – an experimental investigation. *J Sound Vib* 44(1976)4, 525-529.
13. TANTTARI J, Experiments on a screw compressor source properties. *inter-noise 2001*. The Haque, Netherlands, 2001 August 27-30, 103-106.