

# TÄRINÄNERISTYKSEN TOIMINTAAN VAIKUTTAVAT TEKIJÄT

**Kari Saarinen**

VTT Tuotteet ja tuotanto  
PL 1307, 33101 TAMPERE  
kari.p.saarinen@vtt.fi

**Totte Virtanen, Hannu Pelkonen**

Valtra Oy  
PL 557, 40101 JYVÄSKYLÄ  
totte.virtanen@valtra.com, hannu.t.pelkonen@valtra.com

## 1 JOHDANTO

Tärinäneristykseen toimintaa tarkastellaan perinteisesti yhden vapausasteen järjestelmän avulla. Lähtöarvoina tarvitaan eristettävän laitteen massa, käytettävien eristinten dynaamiset jousivakiot ja eristinten vaimennusominaisuuksia kuvaava suure. Sekä eristettävä laite (lähde) että runkorakenne (vastaanotin) oletetaan mallissa ideaalisen jäykiksi. Eristimien ominaisuudet kuvataan ideaalijousella. Tarkasteltaessa runkoäänitohon siirtymistä todellisessa rakenteessa lähteestä tärinäneristimen kautta vastaanottimeen tarvitaan lisätietoa eristimen ja sen kiinnityspisteiden dynaamisista ominaisuuksista sekä lähteen synnyttämästä herätteestä.

## 2 TÄRINÄNERISTYKSEN TOIMINTA

### 2.1 Tärinäneristykseen mitoitus

Käyttökelpoinen tärinäneristykseen mitoituksen nyrkki-kaava on valita sellaiset eristimet, joilla eristettävän laitteen massan aiheuttama staattinen puristuma on 50 % sallitusta. Tarvittavat lähtöarvot ovat eristettävän laitteen massa ja eristinten staattinen jousivakio, joka yleensä on melko riippumaton kuormittavan massan suuruudesta.

Seuraava, hieman tarkempi, vaihtoehto on käyttää yhden vapausasteen järjestelmän mallia. Järjestelmän vaimentamaton ominaistajuus ( $f_n$ ) lasketaan kaavalla 1 ja vaimennettu ominaistajuus ( $f_d$ ) kaavalla 2 [1]

$$f_n = \frac{1}{2p} \sqrt{\frac{k}{m}} \quad (1)$$

$$f_d = f_n (1 - \mathbf{x}^2) = f_n (1 - (\mathbf{h}/2)^2) \quad (2)$$

Kaavassa 1  $k$  on eristinten yhteenlaskettu dynaaminen jousivakio ja  $m$  on eristettävän laitteen massa. Kaavassa 2  $\mathbf{x}$  on suhteellinen vaimennuskerroin ja  $\mathbf{h}$  on häviöluku. Mitoituksen lähtöarvoina tarvitaan eristettävän laitteen massan lisäksi eristimen dynaaminen jousivakio, joka kumieristimillä on usein kuormituksesta riippuva. Mitoitusperusteena käytetään esimerkiksi pystysuunnan ominaistajuuden mitoittamista siten, että siirtyvyys on yksi alimmalla herätaajuudella eli  $f_d = 0.707$  kertaa alin herätetaajuus.

Jos eristettävä laite oletetaan jäykäksi kappaleeksi niin järjestelmällä on kuusi ominaistajuutta, jotka voidaan laskea esimerkiksi FEM-mallin avulla. Mallinnetaan eristettävä laite pistemasana, joka kiinnitetään ideaalisen jäykällä massattomilla palkeilla jousielementteihin, jotka kuvaavat tärinäneristimiä. Tarvittavia lähtöarvoja ovat eristettävän laitteen hitaussuuret, massakeskiön sijainti ja eristinten dynaamiset jousivakiot translaatiosuunnissa sekä eristinten kiinni-

tyspisteiden koordinaatit. Laskentatuloksena saadaan ominaistajuuksien lisäksi niitä vastaavat värähtelymuodot. Käytännön sovelluskohteissa ominaistajuuksien värähtelymuodot ovat usein translaation ja rotaation yhdistelmiä. Tämä ei välttämättä ole huono asia, koska esimerkiksi pystysuuntainen heräte ei aiheuta yhtä voimakasta värähtelyä ominaistajuudella kuin jos ominaismuoto olisi puhdas pystysuuntainen translaatio. Tärinäneristinten valmistajat tarjoavat mitoituspalveluja, jotka perustunevat kuuden vapausasteen mallin käyttöön. Tyypillisesti laskentatulokset ovat melko tarkkoja, pystysuunnan ominaistajuuden mitoitusvirheen ollessa alle 10 %. Virhe voi aiheutua käytettävissä olevien lähtöarvojen epätarkkuuksista ja siitä, että malli ei sisällä eristinten kiinnityspisteiden dynaamisten ominaisuuksien vaikutusta. Mallintamalla kiinnityspisteet jousielementeillä voidaan helposti arvioida niiden merkitystä. Valitsemalla kiinnityspisteiden jousivakiot sata ja kymmenen kertaa eristimen dynaamista jousivakiota suuremmaksi saadaan pystysuunnan ominaistajuuden muutokseksi  $-0.985\%$  ja  $-8.71\%$  verrattuna kuuden vapausasteen mallin laskentatulokseen.

Ominaistajuusmitoituksen lisäksi tärinäneristykseen mitoituksessa tulee ottaa huomioon käytön aiheuttamat kuormitukset. Tarkastellaan esimerkkinä työkoneen dieselmoottorin tärinäneristystä. Moottorin vääntömomentin kumoava tukivoima on melko pieni verrattuna moottorin massan aiheuttamaan eristinten staattiseen puristumaan. Satunnaisissa käyttöolosuhteissa moottoriin kohdistuvat kuormitukset voivat olla merkittävästi suurempia. Tällaisia tilanteita ovat esimerkiksi kuoppaan ajo sekä moottorin käynnistys ja sammutus. Näistä syistä johtuen työkoneiden tärinäneristyssovelluksissa käytetään yleisesti mekaanisia rajoittimia.

Eräillä tärinäneristintyypeillä eristimen kumiosa on sivusuunnassa kahden samankeskeisen sylinterimäisen teräskappaleen välissä. Jos suurien asennusvirheiden johdosta yhden eristimen staattinen puristuma sivusuunnassa on sallittua suurempi, niin eristimen dynaaminen jousivakio kasvaa ja dynaamisen kuormituksen aiheuttama mahdollinen maksimisiirtymä pienenee. Molemmat tekijät huonontavat eristyksen toimintaa.

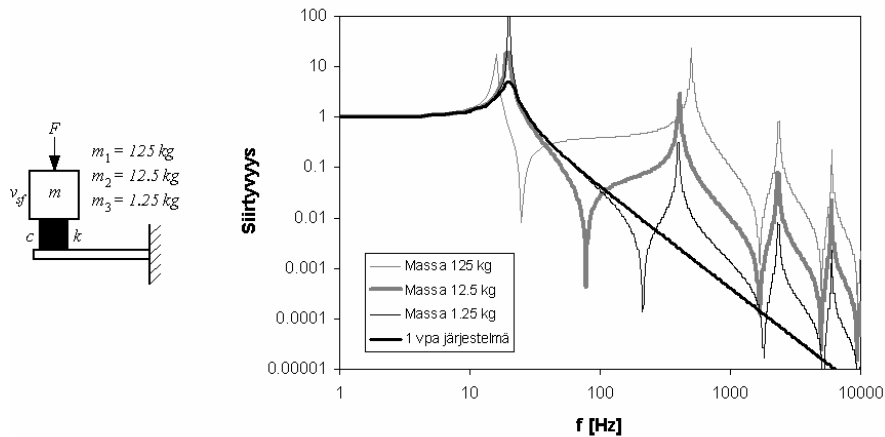
## 2.2 Siirtyvyys

Siirtyvyys kuvaa tärinäneristykseen toimintaa taajuuden funktiona. Lähteessä [1] esitetty yhden vapausasteen järjestelmän siirtyvyys ei ole käyttökelpoinen käytännön sovelluskohteissa. Lähteessä [2] on johdettu siirtyvyyden laskentakaava, joka hyödyntää eristimen dynaamiset ominaisuudet ja kiinnityspisteiden dynaamiset ominaisuudet. Eristettävän laitteen, lähteen, kiinnityspisteen syöttöpistemobiliteetin ( $Y_s$ ), eristimen siirtomobiliteetin ( $Y_i$ ) ja vastaanottimen syöttöpistemobiliteetin ( $Y_r$ ) avulla saadaan voiman siirtyvyudeksi ( $T$ )

$$T = \frac{|Y_s + Y_r|}{|Y_s + Y_i + Y_r|}. \quad (3)$$

Kuvassa 1 on kaavalla 3 laskettu jäykän massan, ideaalijousen ja ulokepalkin muodostaman järjestelmän voiman siirtyvyys varioimalla eristettävän kappaleen massaa, siten että vaimentamaton kaavalla 1 laskettu ominaistajuus on vakio.

Kaavalla 3 laskettu voiman siirtyvyys on likiarvo. Lähteessä [3] on esitetty yleisen tapauksen täydellinen laskentakaava. Kaavojen käytettävyyttä rajoittaa se tosiseikka, että tarvittavat lähtöarvot joudutaan itse joko laskemaan tai mittaamaan. Myös pistemäinen tarkastelu on ongelma, sillä eristinten kiinnityspisteiden dynaamiset ominaisuudet ovat paikkariippuvia.



Kuva 1. Kuvan esittämän sovelluksen kaavalla 3 laskettu siirtyvyys (ominaistaajuus vakio).

### 2.3 Tärinäneristimen kautta lähteestä vastaanottimeen siirtyvä runkoääniteho

Lähteen, tärinäneristimen ja vastaanottimen mobiliteettisuureiden lisäksi tärinäneristimen yli siirtyvään runkoäänitehoon vaikuttaa eristimen kiinnityspisteen vapaa nopeus [2], [3]. Vapaa nopeus määrittää lähteen eristimen kiinnityspisteeseen generoimaksi värähtelyn nopeudeksi kun lähde on irrotettu eristimestä. Määritelmän oletuksena on että lähteen sisäiset voimavaikutukset eivät muutu kun lähde kiinnitetään eristimiin. Käytännön lähderakenteilla vapaan nopeuden määrittäminen on vaikeaa. Tyypillisesti lähteen eristimen kiinnityspisteen syöttöpistemobiliteetti on maksimissa ominaistaajuuksilla, joiden värähtelymuodossa on kiinnityspisteessä siirtymänsä. Tällöin vapaa nopeus on suuri. Kiinnityspisteen syöttöpistemobiliteetin suuruus voi lisäksi tehostaa runkoäänitehon siirtymistä eristimen yli.

## 3 TÄRINÄNERISTINTEN OMINAISUUDET

### 3.1 Tärinäneristinten dynaamiset jousivakiot

Kumimateriaaleista valmistettujen tärinäneristinten staattinen jousivakio poikkeaa tyypillisesti sen dynaamisesta jousivakiosta. Dynaaminen jousivakio on yleensä 1 – 3 kertaa suurempi kuin staattinen jousivakio. Dynaaminen jousivakio voi olla esikuormituksesta sekä herätteen taajuudesta ja amplitudista riippuvainen. Molemmat jousivakiot käyttäytyvät lämpötilan funktiona epälineaarisesti. Tärinäneristykseen mitoituksessa tarvittavaa dynaamista jousivakiota ei aina löydy tärinäneristinvalmistajien esitteistä.

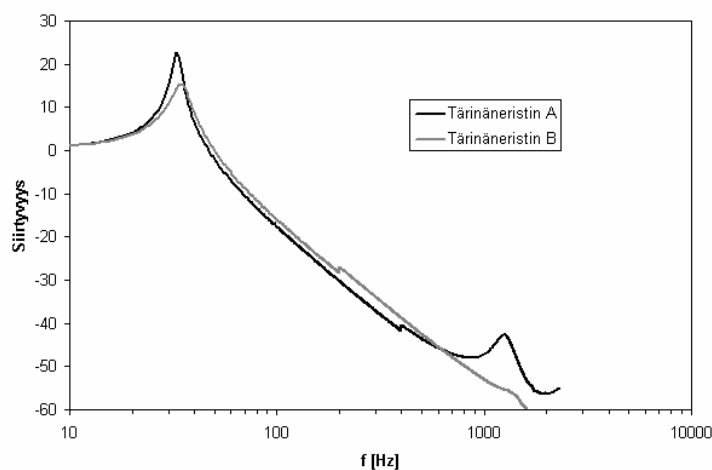
### 3.2 Tärinäneristinten dynaamiset ominaisuudet

Tarkasteltaessa tärinäneristykseen toimintaa taajuuden funktiona tarvitaan eristimen syöttöpiste- ja siirtomobileteetit (yksi suunta) tai vastaavat mobiliteettimatriisit (yleinen tilanne). Koska kumieristimen ominaisuudet ovat epälineaarisia ja materiaaliparametrit ovat huonosti tunnettuja, niin paras tapa määrittää tarvittavat suureet on mittaaminen halutuissa kuormitus- ja käyttöolosuhteissa. Yksinkertaistetuissa tarkasteluissa voidaan käyttää eristimen dynaamisen jousivakion avulla laskettavaa ideaalijousen siirtomobileteettiä (esimerkiksi kaavassa 3).

Standardissa ISO 10846 Part 1 [4] esitellään standardisarjan (ISO 10846 osat 1-5) mittausmenetelmät tärinäneristinten dynaamisten ominaisuuksien määrittämiseksi. Standardisarjassa

mitattavat suureet ovat dynaaminen syöttöpiste- ja siirtojäykkyys, mutta haluttaessa samoilla menetelmillä mitattavana suureena voidaan käyttää myös mobiliteetteja. Mittaustuloksena saadaan myös eristimen häviöluku taajuuden funktiona. Standardeissa esitettyjen mittaustulosten käyttö edellyttää merkittäviä laiteinvestointeja.

Kuvassa 2 on esitetty standardin ISO 10846-3 mukaisella epäsuoralla menetelmällä mitatuista tuloksista määritetyt siirtyvydet kahdella erilaisella eristimellä. Mittauksessa käytettiin herätteenä VTT:n isoäristintä ja kuormittavana massana jäykkää teräskuutiota. Esitetietojen ja mittaustulosten perusteella eristinten dynaamiset jousivakiot tarkastelusuunnassa ovat likimäärin samat. Taajuusjakaumista nähdään, että eristinten vaimennusominaisuudet ovat sangen erilaiset ( $h_A = 0.07$ ,  $h_B = 0.17$ ). Lisäksi toisessa eristimessä havaitaan noin taajuudella 1250 Hz eristimen kumiosan ominaistaajuus. Sijoittamalla yhden vapausasteen malliin eristinten dynaamiset jousivakiot ja häviölukuista määritetyt suhteelliset vaimennuskertoimet havaittiin viskoosin vaimennusmallin kuvaavan hyvin eristimen A käyttäytymistä. Eristimellä B malli toimi suurilla taajuuksilla selvästi huonommin.



Kuva 2. Kahden erityyppisen tärinäneristimen siirtyvyysmittauksen tulokset.

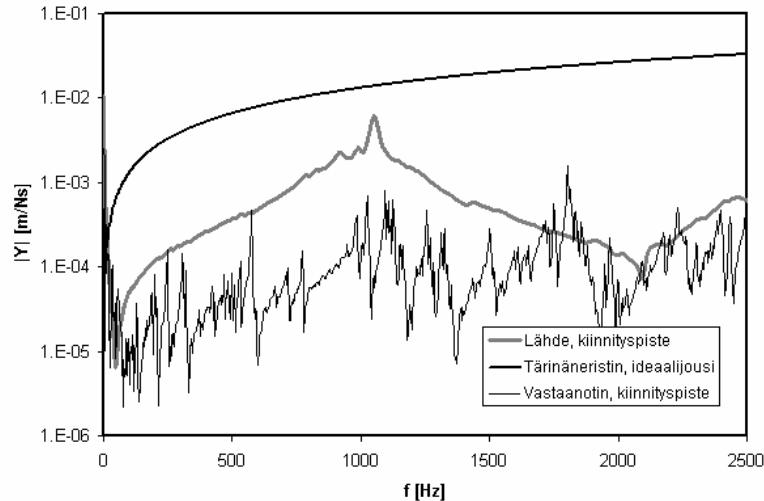
Eristimen dynaamisia ominaisuuksia kuvaavien mobiliteettimatriisien mittaaminen standardisarjan perusteella on hankalaa ja työlästä. Paremmalta vaihtoehdolta vaikuttaisi FEM-mallinnuksen käyttö muutamien verifiointimittauksien rinnalla. Lähteessä [5] on tarkasteltu lieriöeristimen mallinnusta käyttäen sekä epälineaarista että lineaarista FEM-mallinnusta.

ISO 10846 standardisarjan mittaustuloksia voidaan hyödyntää myös ADAMS-simuloinneissa, joissa tärinäneristinten dynaamisten jousivakioiden lisäksi tarvitaan eristimen häviöluku.

#### 4 KIINNITYSPISTEIDEN DYNAAMISET OMINAISUUDET

Tärinäneristinten kiinnityspisteiden dynaamiset ominaisuudet voidaan määrittää joko mittauksin tai laskennallisesti (FEM). Laskennassa tunnetut ongelmat liittyvät reaalisten reunaehtojen mallintamiseen sekä vaimennussuureisiin, jotka usein joudutaan arvioimaan.

Kuvassa 3 on esitetty lähderakenteen ja runkorakenteen syöttöpistemobiliteetit sekä eristimen dynaamisen jousivakion avulla määritetty ideaalijousen siirtomobiliteetti. Tuloksista nähdään että hyvä mobiliteettisovitus huonontaa tärinäneristykseen toimintaa taajuudella 1050 Hz.

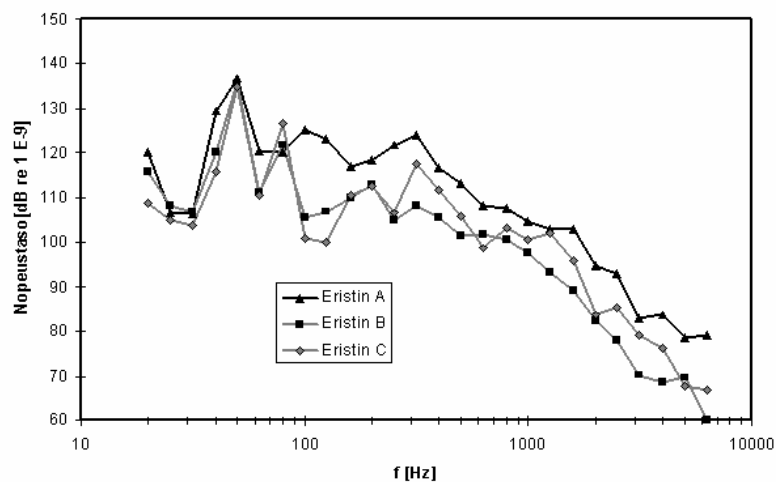


Kuva 3. Eristimen siirtomobileetti (ideaalijousiapproksimaatio) sekä lähderakenteesta ja vastaanottimesta mitattujen eristimen kiinnityspisteiden syöttömobileetit.

## 5 TÄRINÄNERISTINTEN VERTAILU MITTAUKSIN

Jos käytävissä on täysmittakaavainen koejärjestely, niin siinä voidaan helposti vertailla erilaisten tärinäneristinten toimintaa laajalla taajuusalueella. Kuvassa 4 on erään koejärjestelyn mittaustulokset, eri eristimillä vakiokäyttömoodissa mitattu runkorakenteen keskimääräinen värähtelynopeus taajuuden funktiona. Jakaumista havaitaan että eristimien ominaisuuksissa on selviä eroja.

Samalla koejärjestelyllä pystytään mittaamaan tärinäneristykseen ominaistajuuksia, niitä vastaavat värähtelymuodot ja häviöluvut ominaistajuuksilla. Jos kyseessä on dieselmoottorin tärinäneristys pystytään mittauksin myös tarkastelemaan esimerkiksi moottorin jäähdyttimen siipipyörän siirtymiä moottorin käynnistyksen ja sammutuksen yhteydessä.



Kuva 4. Erilaisten tärinäneristinten yli runkorakenteeseen siirtynyt runkoääniteho tarkasteltuna runkorakenteen keskimääräisenä värähtelynopeusjakaumana.

## 6 ESIMERKKI ONGELMATILANTEESTA

Eräissä traktorikonstruktiossa havaittiin tärkeällä moottorin kierrosalueella ohjaamossa taajuuden 800 Hz ympäristössä voimakas äänes. Tehdyissä ylösajomittauksissa moottorin pyörimisnopeudesta riippuvaksi herätteeksi paljastui eräs voimansiirron ryntötaajuus. Konstruktiossa on useita herätteen ja vasteen välisiä siirtoteitä, joiden kartoituksessa poissulkemismenetelmän avulla lopulta löydettiin ohjaamomelun ääneksen vahvistuksen aiheuttava perussy. Melko korkean taajuuden vuoksi oli yllättävää että ongelman aiheutti ohjaamon takaosan tärinäneristys. Käynninaikaisten värähtelymittausten tuloksista nähtiin, että takaeristimen rungon ja ohjaamon puoleisten kiinnityspisteitten kiihtyvyytasot olivat likimäärin saman suuruiset. Mobiliteettimittauksin todettiin, että eristimen kiinnityspisteiden syöttöpistemobiliteeteissa on maksimi kyseisellä taajuusalueella sekä rungossa että ohjaamossa. Ohjaamorakenteessa mobiliteettimaksimin aiheuttivat kaksi vierekkäistä ominaistajuutta, rungon puolella vahvistuksen aiheutti yksittäinen ominaistajuus. Koska rakenteissa on runsaasti vaimennusta, niin ongelma esiintyi laajalla moottorin pyörimisnopeusalueella.

## 7 YHTEENVETO

Tässä artikkelissa on esitetty tärinäneristykseen mitoitusperusteet ja tarkasteltu tärinäneristimen kautta lähteestä vastaanottimeen siirtyvän runkoäänitehon määrään vaikuttavia tekijöitä sekä niiden määrittämistä mallintamalla ja mittaamalla.

Runkoäänilähteen ominaisuudet kuvataan lähteen sisäisten dynaamisten voimavaikutusten aiheuttaman kiinnityspisteiden nk. vapaan nopeuden ja kiinnityspisteiden syöttöpistemobiliteetin avulla. Lähteestä vastaanottimeen tärinäneristimen kautta siirtyvän runkoäänitehon määrään vaikuttavat lisäksi eristimen syöttöpiste- ja siirtomobiliteetit sekä vastaanottimen kiinnityspisteiden syöttöpistemobiliteetti. Koska kumimateriaaleista valmistettujen tärinäneristinten dynaamiset ominaisuudet ovat useista tekijöistä riippuvia, niin tarvittavat lähtöarvot eivät ole eristinvalmistajien toimesta yleisesti käytettävissä.

Yleensä tärinäneristykseen käytöllä parannetaan tuotteen tärinä- ja meluominaisuuksia laajalla käyttöalueella. Epäonnistuneet tärinäneristysratkaisut aiheuttavat tärinäongelmia ja joissain tapauksissa myös meluongelmia. Tärkeimmät ongelmatilanteeseen johtavat syyt ovat liian jäykkien eristinten käyttö, eristinten kiinnityspisteiden suuri syöttöpistemobiliteetti, joka usein korreloi rakenteiden ominaistajuuksiin, sekä valmistustoleranssien aiheuttamat eri eristinten epäideaaliset kuormitukset.

## LÄHTEET

1. MEAD D J, *Passive Vibration Control*, John Wiley & Sons. Chichester 2000.
2. BERANEK L L (ed), *Noise and Vibration Control*, Institute of Noise Control Engineering. Washington 1988.
3. PETERSSON B A T & GIBBS B M, Towards a structure-borne sound source characterization. *Applied Acoustics* **61** (2000), 325-343.
4. ISO 10846-1, *Acoustics and vibration – Laboratory measurements of vibro-acoustic transfer properties of resilient elements – Part 1: Principles and guidelines*. International Organization of Standardization, Geneve 1997.
5. BEIJERS C A J & de BOER A, Numerical Modelling of Rubber Vibration Isolators. *ICSV10 2003*, 7.-10.7.2003 Tukholma, 805-812.