

Saimaan ammattikorkeakoulu
Tekniikka Lappeenranta
Rakennus- ja yhdyskuntatekniikan koulutus
Rakennesuunnittelu

Konsta Pennanen

Pienten koneperustuksien mitoitus ja värähtelyn hallinta

Opinnäytetyö 2019

Tiivistelmä

Konsta Pennanen

Pienten koneperustuksien mitoitus ja värähtelyn hallinta, 60 sivua, 4 liitettä

Saimaan ammattikorkeakoulu

Tekniikka Lappeenranta

Rakennus- ja yhdyskuntatekniikan koulutus

Rakennesuunnittelu

Opinnäytetyö 2019

Ohjaajat: lehtori Petri Himmi, Saimaan ammattikorkeakoulu, osastojohtaja

Tommi Turunen, Pöyry Finland Oy

Tämän opinnäytetyön tavoitteena oli kehittää ja yhtenäistää teollisuudessa käytettävien pienten kone- ja laiteperustuksien suunnittelumenetelmiä. Työssä perehdyttiin koneiden aiheuttamaan tärinään ja sen hallintaan rakennesuunnittelijan näkökulmasta.

Työn lopputuotteena laadittiin yrityksen käyttöön mitoitusaulukko ja diagrammeja, joiden avulla pienen maanvaraisen koneperustuksen alustava koko voidaan helposti määrittää, kun noudatetaan tiettyjä reunaehtoja. Työstä rajautui pois välipohjalle sijoitetun koneen tarkempi tarkastelu, rakenteiden väsymistarkastelu ja FEM-malleilla tehtävät värähtelyanalyysit. Teoriasta esitettiin vain välttämättömät asiat.

Esimerkiksi yhden paperikoneen tehtaassa on arviolta noin kolmekymmentä erilaista pumppua ja jauhinta, joten tarve aiheen käsittelylle oli ilmeinen. Työn tilaajana toimi suunnittelu- ja konsulttialan yritys Pöyry Finland Oy.

Työn teoriaosassa esitetään tärinää aiheuttavien koneiden perustamiseen liittyviä haasteita. Tämän jälkeen käsitellään koneperustuksen mitoitukseen vaikuttavia tekijöitä ja niiden määrittämisessä käytettäviä menetelmiä. Lopuksi esitetään esimerkkilaskelmia ja pohdintaa maanvaraisesti perustetun pumpun erilaisista värähtelyn hallintaan liittyvistä tilanteista.

Hakusanat: koneperustus, laiteperustus, värähtely, dynaaminen rasitus

Abstract

Konsta Pennanen

Small scale machine foundation dimensioning and vibration controlling, 60 pages, 4 appendices

Saimaa University of Applied Sciences

Technology Lappeenranta

Civil and Construction Engineering

Structural Engineering

Bachelor's Thesis 2019

Instructors: Mr Petri Himmi, Lecturer, Saimaa University of Applied Sciences, Mr Tommi Turunen, Department Manager, Pöyry Finland Oy

The aim of this thesis was to develop and unite the design methods of small-scale machine foundations. This thesis enabled to familiarize with machine induced vibrations and controlling methods of them, from the perspective of a structural engineer.

As an end product of this thesis, a design table and some design diagrams for simple initial sizing of small-scale ground-based machine foundations were created. Structural fatigue, vibration FEM-analysis and detailed review of machines on upper floors was bounded out. Needed background theory was plenty and only necessary parts of it were showed.

For an example, a factory of one paper machine includes about thirty different kinds of pumping and refining machines. Hence the need to manage the subject was obvious. The commissioner of this thesis was engineering and consulting company Pöyry Finland Oy.

In the beginning challenges of designing foundations for vibrating machines are discussed and basic vibration theory related to the topic is presented. Thereafter factors affecting machine foundation dimensioning and ways to define them are considered. In the end some calculation examples for vibration controlling of pump foundation in varying situations is showed and some conclusions from them are derived.

Keywords: machine foundation, vibration, dynamic strain

Sisällys

1	Johdanto	5
2	Koneiden dynaamiset kuormat	10
3	Viritys	12
4	Tärinärajat ja standardit	13
5	Suunnittelun lähtötiedot	15
6	Värähtely.....	17
6.1	Värähtelyn peruskäsitteet	17
6.1.1	Amplitudi	18
6.1.2	Jaksonaika	18
6.1.3	Taajuus	19
6.1.4	Jousivakio	19
6.2	Värähtelysteemit	19
6.3	Usean vapausasteen värähtelijä	21
6.4	Värähtelyn komponentit	21
6.5	Vapaa vaimentamaton värähtely	22
6.6	Vapaa vaimennettu värähtely	23
6.7	Pakkovärähtely	24
6.8	Resonanssi ja interferenssi.....	25
6.9	Ominaistaajuudet ja –muodot	26
6.10	Värähtelyn mittaaminen.....	27
7	Perustuksen vaimennus, viritys ja taajuusvastefunktio	28
8	Tärinän eristäminen	32
9	Maaperän jousivakio	36
10	Maaperän vaimennusominaisuudet	42
11	Välipohjan ominaistaajuus	44
12	Pumppuperustuksen mitoitus.....	46
12.1	Viritys.....	46
12.2	Eristys.....	50
12.3	Voimat	53
13	Yhteenveto.....	54
14	Pohdinta.....	56
	Lähteet.....	57
	Liitteet	
	Liite 1. Muodon vaikutus jousivakioon	
	Liite 2. Perustuksen viritysdigrammit, korkeaviritys	
	Liite 3. Perustuksen viritysdigrammit, matalaviritys	
	Liite 4. Perustuksen viritys Excel-laskentapohja	

1 Johdanto

Tämän opinnäytetyön tavoitteena on kehittää ja yhtenäistää teollisuudessa käytettävien pienten kone- ja laiteperustuksien suunnittelumenetelmiä. Työssä perehdytään koneiden aiheuttamaan tärinään ja sen hallintaan rakennesuunnittelijan näkökulmasta.

Koneperustuksen tarkoituksena on rajoittaa tärinäamplitudit sellaiselle tasolle, ettei niistä ole haittaa koneen toiminnalle eikä läheisille rakenteille. Perustuksen on myös mahdollistettava koneen läheisyydessä työskenteleville ihmisille mahdollisimman häiriötön työympäristö. Heikosti suunniteltu koneperustus voi tuottaa rakenteellisia ja akustisia ongelmia sekä ympäristöhaittoja. Lisäksi koneen käyttäminen, huoltaminen ja hoitaminen voi tällöin osoittautua ongelmalliseksi. Tarkoitukseensa sopimattoman koneperustuksen tapauksessa edellä mainitut ongelmat voivat ilmaantua, vaikka kone itsessään olisi hyväkuntoinen ja toimisi oikein. (Juuti 2016.)

Koneperustuksen hyväksyttävälle toiminnalle voidaan luetella suunnittelun näkökulmasta seuraavia yleisiä vaatimuksia (Juuti 2016.):

- a) Perustuksen on voitava kantaa sille tulevat kuormitukset ilman rakenteellisia vaurioita ja sallittuja jännityksiä ylittämättä.
- b) Perustuksen painuman on oltava sallitulla alueella.
- c) Koneen käytöstä aiheutuvien tärinän amplitudien tulee olla sallituissa rajoissa, jotka yleensä määrittelee koneenvalmistaja.
- d) Perustuksen ja koneen yhdistetyn massakeskipisteen tulisi olla mahdollisimman lähellä peruslaatan massakeskipisteen vertikaalilinjaa.
- e) Resonanssia tulisi välttää, joten perustussysteemin ominaistajuuden tulee olla joko pienempi tai suurempi kuin perustuksen päällä operoivan koneen herätetaajuus. Suosituksena korkeaviritteisten perustusten taajuus-suhteelle $\Omega/\omega \leq 0,5$ ja matalaviritteisten $\Omega/\omega \geq 2,0$.
- f) Kaikkien koneen pyörivien ja edestakaisin liikkuvien osien tulisi olla mahdollisimman tasapainotettuja, jotta epäkeskisyyksistä aiheutuvat voimat ja momentit saadaan minimoitua. Tämä on yleensä konesuunnittelijan tehtävä.

- g) Mikäli mahdollista, koneperustus tulisi suunnitella niin, että sen ominais-
taajuutta voidaan myöhemmin muuttaa esimerkiksi muuttamalla peruslaa-
tan mittoja tai perustuksen massaa.
- h) Pohjavedenpinnan tulisi sijaita vähintään pohjalaatan leveyden neljännek-
sen päässä pohjalaatan alapuolella. Tämä rajoittaa tärinän leviämistä, sillä
vesi on hyvä aaltoliikkeen johde (paitsi leikkausaallot).
- i) Koneperustukset tulisi sijoittaa erilleen viereisistä rakenteista käyttäen tar-
vittaessa liikuntasauvoja.

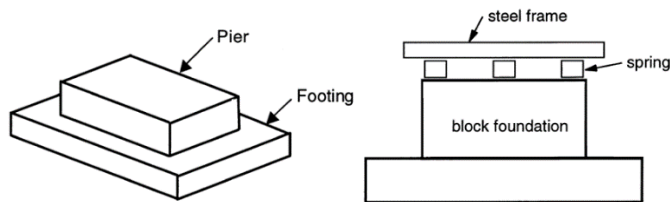
Myös eurokoodeissa otetaan kantaa dynaamisesti kuormitettujen perustusten suunnitteluun. Eurokoodin EN-1997-1 mukaan värähtelykuormille alttiit perustukset tulee suunnitella niin, että värähtelystä aiheutuvat painumat eivät ole liiallisia, resonanssia ei pääse syntymään eikä maa värähtelyn vuoksi nesteytymään. (Juuti 2016.)

Koneentoimittaja antaa tavallisesti esisuunnitteluvaiheessa koneperustuksen mittojen suuntaviivat, mutta perustuksen varsinaiset mitat valitsee rakennesuunnittelija. Perustuksen mittoihin vaikuttaa voimakkaasti perustuksen päällä ope-
roiva kone ja sen ominaisuudet. Koneperustuksen lopulliset mitat määrää yleensä perustuksen dynaaminen mitoitus, jossa varmistetaan, että systeemin ominaisaajuudet ja -muodot sekä siirtymä-, nopeus- ja kiihtyvyyssamplitudit ovat sallituissa rajoissa. Koneperustuksen mittojen valintaan on kehitetty joitakin yleisiä periaatteita. Perustuksen tulisi olla kummassakin horisontaalisuunnassa vähintään 150 mm leveämpi kuin koneen pohjalevy. Koneperustuksen massan olisi oltava 5 - 10 kertaa koneen massa silloin, kun koneen pyörimisnopeus on 500 rpm ja 10 - 20 kertaa silloin, kun koneen pyörimisnopeus on 1000 rpm. Jäykän kappaleen tavoin toimivan perustuksen paksuuden tulisi olla 10 – 15 % perustuksen pituus- tai leveysmitasta. (Hakulinen 1991; Juuti 2016.)

Koneperustusrakenteet tehdään yleensä teräsbetonisina, johtuen sen suuresta massasta ja jäykkyydestä. Peruslaatan yläpuolisina rakenteina voidaan käyttää myös teräsrakenteita esimerkiksi silloin, kun rakenteilta vaaditaan keveyttä, korkeutta, muunneltavuutta ja nopeaa valmistettavuutta. Korkeiden teräsrakenteiden ongelmana on kuitenkin niiden alhainen ominaisaajuus, joten matala- ja

keskitaajuuslaitteiden käyttö ei ole korkeiden teräsrakenteiden varassa suositeltavaa. (Juuti 2016.)

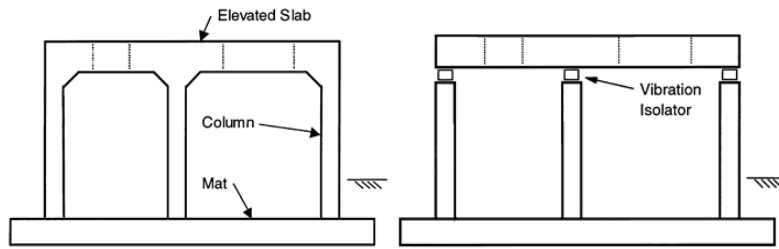
Kuvassa 1 esitetty massiivisen laattamaisen laiteperustuksen tyyppi on yleisin. Ne pyritään suunnittelemaan jäykkinä, jolloin perustusrakenne on hyvin jäykkä verrattuna sen alapuoliseen maapohjaan. Laattamaisen perustuksen dimensioiden kasvaessa perustus kuitenkin muuttuu taipuisaksi. Tällöin perustuksen joustavuus on otettava suunnittelussa huomioon, koska se vähentää esimerkiksi säteilyvaimennusta. (Juuti 2016.)



Kuva 1. Tavallinen ja tärinäeristetty maanvarainen massiivikoneperustus (ACI Committee 351 2004.)

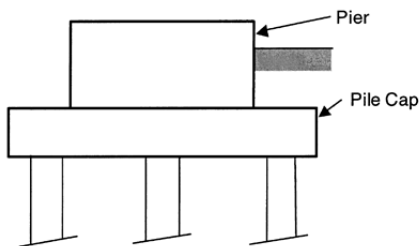
Koneen ja perustuksen painopisteet pyritään sijoittamaan mahdollisimman lähelle toisiaan, jotta dynaamisten voimien perustusta kaatava vaikutus olisi mahdollisimman pieni. Maanvaraisen perustuksen käyttöä rajoittavat lähinnä ylimpien maakerrosten ominaisuudet. Maanvaraiset perustukset suunnitellaan lähes aina jäykkinä rakenteina, jolloin dynaaminen vaste riippuu vain dynaamisesta kuormasta, perustuksen massasta, mitoista ja maaperän ominaisuuksista. (Juuti 2016.)

Lisäksi voidaan tehdä erilaisia kuvan 2 mukaisia onttoja ja seinämäisiä kehärakenteisia koneperustuksia, jotka ovat massiivisia rakenteita keveämpiä ja joustavampia. Tällöin perustussysteemin ominaistajuudet ovat korkeampia ja dynaamiset vasteet monitahoisempia (Juuti 2016.). Laatan nosto mahdollistaa tekniikan kuljettamisen koneen alapuolella (ACI Committee 351 2004.).



Kuva 2. Pöytälaattaperustus (ACI Committee 351 2004.)

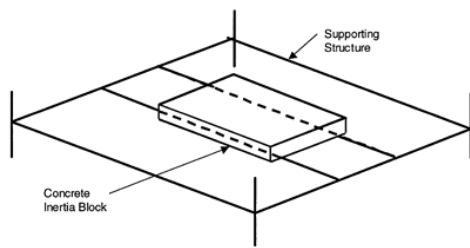
Kun päätetään perustamistavasta, on oltava käsitys perustukselle asetettavista vaatimuksista, maaperästä ja kuormituksista. Vaativien koneperustusten dynaamisessa analyysissä käsitellään koneen, rakenteen ja maan yhteistoimintaa numeerisin menetelmin. Tällaisia ovat esimerkiksi kuvan 3 mukaiset raskaat paalutusta vaativat perustukset, kuten paperikoneperustukset. Vaikka näitä analyysejä on käytännössä mahdoton tehdä käsin laskentana, on niiden laskentaperiaatteet aivan samat kuin yksinkertaisessa analyysissä (Hakulinen 2010.). Tässä työssä keskitytään pienten ja keskisuurten koneperustuksien ominaisuuksien määrittämiseen mahdollisimman yksinkertaistettuja tarkastelumenetelmiä hyödyntäen.



Kuva 3. Paalutettuperustus (ACI Committee 351 2004.)

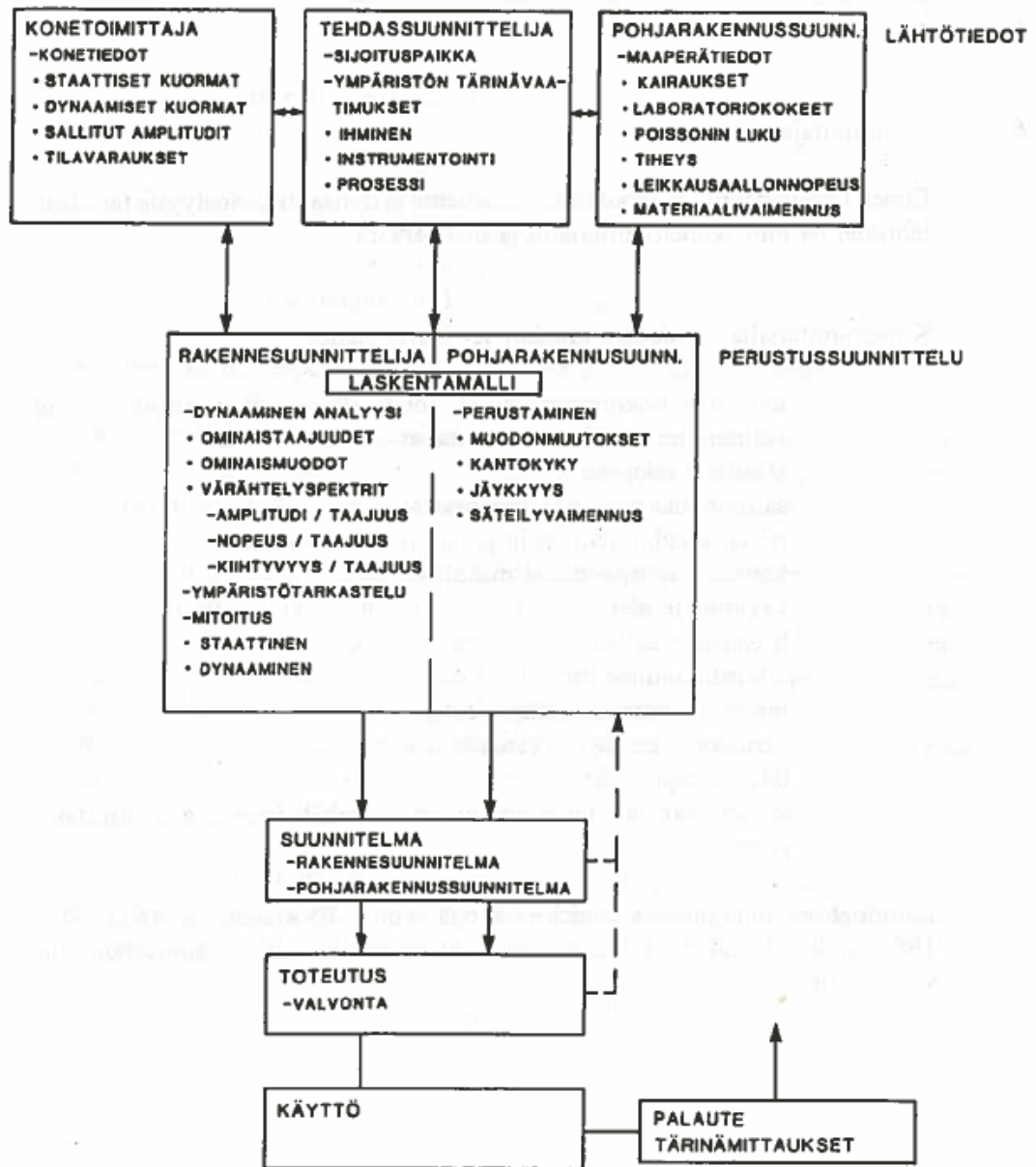
Koneperustuksena käsitellään myös pienen dynaamista rasitusta aiheuttavan koneen erillistä kiinnitysalustaa. Tässä tilanteessa koneet suunnitellaan yleensä inertia lohkon eli massallaan hitausvoimaa lisäävän lohkon päälle. Näin rakenteen ominaisvärähtelytaajuus saadaan siirrettyä kauemmaksi koneen herätetaajuudesta ja amplitudia vastustava hitausvoima suurenee. Tällaisen perustussysteemin värähtelyamplitudeja ja ympäristöön johtuvaa tärinää voidaan kontrolloida käyttämällä eristimiä, kuten jousia, kumimattoja tai ilmatyynyjä. Kuvassa 4 esitetään ylärakenteiden varaan perustettu kone. Tällöin on huomioitava myös itse rakenteen tai välipohjan ominaistaajuus. Kuvassa 5 on Hakulisen lisensiaattityön

mukainen selkeä kuvaus koneperustuksien suunnittelu vaiheista ja eri tahojen keskinäisriippuvuuksista. (Hakulinen 2010.)



Kuva 4. Ylärakenteiden varaan perustettu kone (ACI Committee 351 2004.)

KONEPERUSTUSTEN SUUNNITTELU



Kuva 5. Koneperustuksen suunnittelu vaiheet (Hakulinen 1991.)

2 Koneiden dynaamiset kuormat

Kuorma on dynaaminen, kun sen aiheuttamat kiihtyvyyseräiset eli hitausvoimat on otettava huomioon rakenteita suunniteltaessa. Dynaamisessa kuormituksessa kiihtyvyyden ja massan aikaansaamat hitausvoimat yhdessä rakenteiden kimmoisuuden kanssa synnyttävät rakenteiden värähtelyn. (Hakulinen 2010.)

Kuormien dynaamisuus (kiihtyvyys) sisällytetään ominaiskuormiin tai käsitellään siten, että staattiset kuormat kerrotaan dynaamisella suurennuskertoimella. Dynaamisella kertoimella suurennettua kuormaa kutsutaan kvasistaattiseksi kuormaksi. Kun kiihtyvyys on merkittävä, rakenne analysoidaan dynaamisena järjestelmänä. Kuormien vaikutusten määrittämiseen käytettävät rakennemallit tulee laatia ottamalla huomioon kaikki merkittävät rakenneosat, niiden massat, lujuudet, jäykkyydet ja vaimennusominaisuudet sekä kaikki merkittävät ei-kantavat rakennusosat ominaisuuksineen. Maaperän ja rakenteen välisen yhteisvaikutuksen tapauksessa maaperän osuus voidaan mallintaa käyttämällä saman vaikutuksen tuottavia jousia ja vaimentimia. (EN 1990 2010; RIL 201-1-2017 2017.)

Vaikka tarkkoja rajoja ei voida asettaa, voidaan yleensä olettaa, että pienten koneiden dynaamiset vaikutukset sisältyvät hyötykuormiin. Dynaamisia vaikutuksia ei tarvitse erikseen ottaa huomioon, mikäli koneessa on ainoastaan pyöriviä osia ja kun koneen paino on alle 5 kN tai teho alle 50 kW. Näissä tapauksissa koneen rungolla olevat värähtelyvaimentimet ovat riittäviä suojaamaan konetta ja sitä ympäröiviä rakenteita. (EN 1991-3 2016.)

Keskipakovoima, ehkä yleisin koneiden kuormatyyppi, syntyy pyörimisliikkeen epäkeskeisyyden aiheuttamana. Keskipakovoima on tyypillinen kaikille nopeasti pyöriville koneille esimerkiksi sähkömoottoreille, generaattoreille, turbiineille, ilmastointikoneille, paperikoneille, superkalantereille, painokoneille ja epäkesko pumpuille. Teoriassa koneet ovat tasapainotettuja, mutta käytännössä pyörivissä koneissa on aina epäkeskeisyyttä joillakin sen käytittäjyysalueista. Epäkeskeisyys korostuu yleensä koneen kuluessa. (Hakulinen 2010.)

Yksinkertaisissa tapauksissa pyörivien koneenosien dynaamiset voimat (massahitausvoimat) voidaan laskea SFS-EN 1991-3 mukaan seuraavasti.

$$F_S = m_R \omega_r^2 e_M = m_R \omega_r (\omega_r e_M) \quad (1)$$

F_S = roottorin hitausvoima [N]

m_R = roottorin massa [kg]

ω_r = roottorin kulmataajuus [rad/s]

e_M = roottorin massan epäkeskeisyys [m]

$\omega_r e$ = roottorin tasapainotustarkkuus nopeuden amplitudin avulla ilmaistuna [m/s]

Muita dynaamisen kuorman tyyppejä ovat edestakaiset hitausvoimat, stokastiset voimat ja sysäyskuormat. Edestakaisia dynaamisia hitausvoimia synnyttävät erilaiset mäntäkoneet. Stokastinen kuormitus on rumpujen, myllyjen ja seulojen synnyttämää ajan myötä sattumanvaraisesti esiintyvää kuormitusta. Sille on tyypillistä herätetaajuuden laajakaistaisuus. Lyhytaikaisiin sysäyskuormiin kuuluvat mm. erilaiset iskut, sähkömoottoreiden oikosulkukuormat ja suurten esimurskainten kuormat. Usein myös koneiden hätäpysäytys aiheuttaa sysäyskuormia. (Juuti 2016.)

Koneperustukseen kohdistuu käyttöikänsä aikana myös muita kuin pelkästään koneen tavanomaisesta käytöstä syntyviä dynaamisia kuormia. Tällaisia erikoistilanteita ovat mm. koneen testaukset ja huolto, koneen sammuttaminen ja käynnistäminen ja koneen epätavallinen käyttö. (Juuti 2016.)

Kuormitukseen sisältyvät usein myös suuret lämpötilaerojen aiheuttamat rakenteiden kuormitukset. Koneperustusten dynaamiset kuormitukset ovat usein niin pieniä ja perustukset on värähtelyvaatimusten vuoksi tehtävä niin jäykiksi ja massiivisiksi, että rakenteiden väsymistä ei tarvitse ottaa huomioon. Koneperustuksella dynaaminen kuormitus on pystysuunnassa tavallisesti ainoastaan murto-osa staattisesta kuormituksesta. Vaakasuunnassa dynaaminen kuormitus voi silti mitoitaa rakenteen, koska vaakasuunnassa staattiset kuormitukset ovat pieniä. (Hakulinen 2010.)

3 Viritys

Koneperustuksen virityksellä tarkoitetaan perustuksen suunnittelussa ominaisuuksien valintaa niin, että perustus toimisi aina, mikäli mahdollista, resonanssialueen ulkopuolella. Koneperustus voidaan perustaa virituksen osalta kolmella eri tavalla: matalaviritteisesti, korkeaviritteisesti ja resonanssialueella toimivaksi. Mikäli perustuksen taajuussuhde on pienempi kuin yksi, on perustus korkeaviritteinen, ja jos taajuussuhde on suurempi kuin yksi, on perustus matalaviritteinen. Taajuussuhteen ollessa yhden läheisyydessä perustusta kutsutaan resonanssialueella toimivaksi. Suunnittelun alkuvaiheessa kannattaa tarkistaa, onko matalaviritteinen perustaminen mahdollista, koska kyseinen perustamistapa on yleensä luotettava, taloudellinen ja helppo toteuttaa. Usein koneilla on

dynaamisia kuormituksia eli herätteitä myös moninkertaisilla, yleensä kaksinkertaisilla, pyörimisnopeuksilla. (Hakulinen 1991.)

Matalaviriteinen perustaminen edellyttää monesti rakenteellisia ratkaisuja, joilla perusrakenne eristetään maasta joko vaimentimien avulla tai muilla tavoin. Matalaviriteisellä perustamistavalla maan ominaisuuksia ei saada hyödynnettyä paljoa ja maahan siirtyvät kuormitukset ovat verrattavissa staattisiin kuormituksiin. Joissakin tapauksissa on edullista, että perustus toimii sekä matala- että korkeaviriteisesti, esimerkiksi niin, että vähäisen jäykkyyden vaakasuunnassa systeemi on matalaviriteinen ja suuremman jäykkyyden pystysuunnassa korkeaviriteinen. (Juuti 2016.)

Korkeaviriteinen perustaminen tulee kysymykseen esimerkiksi silloin, kun herätetaajuudet ovat alhaisia eikä matalaviriteinen perustaminen ole mahdollista. Korkeaviriteisessä perustamisessa riittävän jäykkyyden aikaansaaminen on tärkeää. (Juuti 2016.)

Resonanssialueella toimivia perustuksia tulisi suunnittelussa välttää. Kuitenkin laitteiden ajonopeuksien ja tehojen kasvaessa osa herätteistä yhä useammin on resonanssialueella, jolloin perustuksen siirtymätila riippuu vain systeemin vaimennuksesta. Vaimennuksen arviointiin tulee tällöin kiinnittää erityistä huomiota. (Juuti 2016.)

4 Tärinärajat ja standardit

Koneperustuksien toimintakykyä arvioidaan tärinän amplitudeilla. Tärinän mittaaminen perustuu sen aiheuttamiin siirtymä-, nopeus- ja kiihtyvyydsamplitudeihin eli vasteisiin eri taajuusalueilla. Tärinäkriteerit ovat usein taajuusriippuvaisia niin, että korkeilla taajuuksilla sallitaan suurempia siirtymiä. Dynaamisten kuormien aiheuttamien siirtymien on oltava pieniä yleensä selvästi alle 100 µm, jotta perustus ja sen päällä oleva kone toimisi kunnollisesti eikä tarpeetonta häiriötä ympäristölle ja käyttäjille muodostuisi. (Hakulinen 1991.)

Tällä hetkellä käytössä olevat standardit käsittelevät yksittäisten koneiden mekaanisen värähtelyn voimakkuutta koneiden pinnoilla, laakereissa ja

kiinnityspisteissä pyrkimyksenään varmistaa itse koneen moitteeton toiminta (ISO 2372 2000.). Ympäristöön johtuvan värinän rajaamiseen ja rakenteissa sallittuihin värähtelyihin ei löydy yhtenäisiä ohje arvoja. Raja-arvojen määrittäminen jää siten tilaajalle, koneen valmistajalle sekä tehdas- ja rakennesuunnittelijalle. Suuntaa voi hakea esimerkiksi saksalaisesta DIN 4150 normista, norjalaisesta NS 8176 normista ja RIL 235-2010 julkaisusta (Talja 2004.). Seuraavassa taulukossa 4-1 on koottu näitä ohje arvoja.

	< 10 Hz	Taajuus 10 – 50 Hz	50 – 100 Hz
Toimistot, teollisuusrakennukset	20	20 – 40	40 – 70
Asuinrakennukset	5	5 – 15	15 – 35
Tärinälle arat rakennukset	3	3 - 8	8 – 15

Taulukko 1. Rakenteille sallittujen värinän amplitudien ohje arvoja [mm/s], saksalaisen DIN 4150 normin mukaan (Hakulinen 2010.)

Huomiota tulee kiinnittää myös ihmisen häiritseväksi kokemaan värinään. Havaintokynnys ylitetään jo noin 0,1 ... 0,2 mm/s amplitudeilla (Hakulinen 2010.). Työsuojeluhallinnon mukaan kehoon kohdistuva värinäaltistus suhteutettuna kahdeksan tunnin vertailu-aikaan tulisi pitää alle 0,50 m/s² (Työsuojelu 2019.). Ihmisen herkkyys värähtelylle riippuu muun muassa värähtelyn voimakkuudesta, suunnasta ja taajuudesta. Ihmiseen kohdistuvan värähtelyn vaikutukset ja niiden voimakkuus riippuvat liikkeen taajuudesta. Taajuusalueen 0,5-80 Hz on havaittu vaikuttavan erityisesti terveyteen, mukavuuteen ja havainnointikykyyn. Värähtelyn häiritsevyyttä tarkasteltaessa tulisikin käyttää eri taajuuksien painotuskertoimia (Tiikkaja 2014.). Taulukossa 4-2 on ISO 2631-1:n mukaisia arvioita värähtelyn epämukavuudesta.

Perception Level (m/s ²)	Subjective Response
< 0.315	Not uncomfortable
0.315 – 0.63	A little uncomfortable
0.5 – 1.0	Fairly uncomfortable
0.8 – 1.6	Uncomfortable
1.25 – 2.5	Very uncomfortable
>2.5	Extremely uncomfortable

Taulukko 2. ISO 2631-1-standardista poimittu arvio tärinän häiritsevyydestä (Resonate acoustics 2016.)

Koneille sallittuja värähtely tasoja käsittelee standardisarja ISO 10816. Standardisarjassa koneet on jaoteltu viiteen eri standardiin niiden erilaisten rakenteiden ja toimintatapojen perusteella. Kunkin eri standardin sisällä on koneet vielä jaoteltu tarkemmin konetyyppien välillä ja ohjeelliset värähtelyn raja-arvot annetaan kullekin eri konetyypille. Samat arvot voidaan yleisimmille laitteille löytää käytännönläheisemmästä muodosta PSK:n eli Prosessiteollisuuden Standardisoimiskerhon julkaisemasta standardista PSK 5704. Koneet on kiinnitetty kiinteästi perustuksiinsa, joten nämä standardit määrittävät perustukselle sallittavan värähtelyn tason. (Nohyek & Lumme 2004.)

Laskettaessa dynaamisen herätevoiman suuruutta tarvitaan koneen epäkeskisyyss eli tasapainotustarkkuus. Standardissa ISO 21940 on esitetty suosituksia sallittujen jäännösepäkeskisyyksien suuruuksille. Standardissa koneet on jaettu tasapainotusluokkiin niiden pyörimisnopeuden ja pyörivän massan suuruuteen perustuen. Tyypilliset teollisuuskäyttöön tarkoitetut koneet kuuluvat luokkaan G6,3 joka tarkoittaa, että niille sallitaan 6,3 mm/s suuruinen jäännösepäkeskisyyden nopeusamplitudi. Erityistä tarkkuutta vaativat, usein nopeakäyntiset koneet kuuluvat tämän luokan ulkopuolelle. (Nohyek & Lumme 2004.)

5 Suunnittelun lähtötiedot

Rakennesuunnittelussa tarvittavien koneiden kuormitusten ja muiden lähtötietojen määrittäminen on koneen valmistajan tehtävä kuten standardissa EN 1991-3 esitetään:

Koneen valmistajan edellytetään toimittavan täydellisen selvityksen eri mitoitus-tilanteissa vaikuttavista staattisista ja dynaamisista kuormista muiden konetta koskevien tietojen, kuten kokoonpano piirustusten, kiinteiden ja liikkuvien osien painoja, nopeuksia, tasapainotusta jne. koskevien tietojen kanssa.

Koneen valmistajan edellytetään antavan suunnittelijalle seuraavat tiedot:

- a) koneen kuormituskaavio, josta ilmenee kaikkien (myös dynaamisten) kuormien sijainti, suuruus ja suunta
- b) koneen nopeus
- c) koneen kriittiset pyörimisnopeudet

- d) *perustuksen ulkomitat*
- e) *koneen osien hitausmomentit*
- f) *tartuntojen ja kiinnikkeiden yksityiskohdat*
- g) *putkitusten, kanavien jne. sijainti ja niiden kannatusyksityiskohdat*
- h) *eri alueiden käytön aikaiset lämpötilat*
- i) *koneen tukipisteiden sallitut siirtymät normaalikäytön aikana*

SFS 4631 -standardissa on jopa esitetty standardimuotoinen lomake, jolla välitetään tiedot koneesta tai laitteesta perustuksen ja sitä ympäröivän tilan suunnittelijoille. Aina ei kuitenkaan kuormituksia saada valmistajalta ja tehdassuunnittelijoilta tai ne eivät välity tarvittavassa laajuudessa ja tarkkuudessa rakennesuunnittelua varten. Tällöin joudutaan arvioimaan kuormat, mikäli siirtymä-, nopeus- tai kiihtyvyyssvasteet halutaan laskea (Hakulinen 2010.). Perustukset ovat rakentamisjärjestyksen kärjessä, jolloin tehdassuunnittelu voi olla kesken ja lopulliset laitevalinnat tekemättä. Tässä tilanteessa yksityiskohtaisia lähtötietoja ei välttämättä ole käytettävissä vaikkakin koneen suurusluokka tiedetään. Pienien koneiden ja laitteiden tapauksessa saadaan harvoin kiinnityspistekohtaisia dynaamisia rasituksia laitevalmistajalta. Värähtelyamplitudien suuruuteen päästäisiin kiinni keskipakovoiman kautta, mutta sen laskentaan tarvittavaa pyörivän massan suuruutta harvoin ilmoitetaan. Standardit eivät kehota ilmoittamaan pyörivää massaa sillä lähtökohtainen oletus on, että laitevalmistaja ilmoittaa laskemansa kiinnityspistekohtaiset arvot. Tämä ei kuitenkaan ole pienten perustuksien kohdalla olennaista, sillä käytettävät yhden värähtelyasteen laskentamallit ovat hyvin yksinkertaisia. Teollisuusrakentamisessa käytetyssä rakennustehtäväpiirustuksessa prosessipuolen suunnittelijat ilmoittavat rakennesuunnittelijalle yleensä koneen staattisen painon, dynaamisen suurennuskertoimen ja toisinaan myös koneen hitausmomentin. Dynaamista suurennuskerronta voidaan hyödyntää rakenteeseen kohdistuvien kvasistaattisten kuormien arviointiin rakenteen staattista kestävyyttä määritettäessä, mutta rakenteen värähtelytoiminnasta se ei sinällään vielä kerro mitään. Jotta rakennesuunnittelija voisi hyödyntää hitausmomenttia, esimerkiksi arvioidessaan pyörivän massan suuruutta, tulisi hänen tietää tämän massan säde. Sädettä ei kuitenkaan ilmoiteta ja tieto hitausmomentista valuu hukkaan.

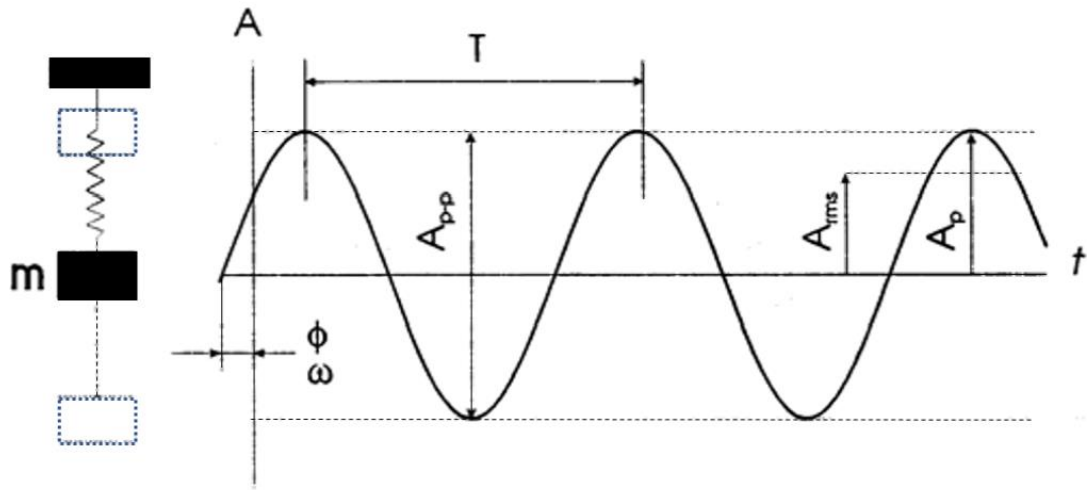
6 Värähtely

Värähtely lisää koneissa ja rakenteissa haitallisia jännityksiä, lyhentää kestoikää sekä tuottaa ympäristölle haitallista melua ja tärinää. Koneensuunnittelulla värähtelyjä ei pystytä kokonaan estämään, eikä siihen ole tarvettakaan, kunhan tiedetään värähtelyn ominaisuudet ja otetaan ne huomioon suunnittelussa. Tuntemalla värähtelyn teoriaa värähtelyjä pystytään analysoimaan, mittaamaan ja hallitsemaan siten, etteivät ne vahingoita rakenteita tai mekaanisia osia. (Inman 2001.)

Värähtely on fyysikaalisen systeemin liikettä tasapainoaseman ympärillä. Jos kappale on poikkeutettu tasapainotilasta, systeemin voimat pyrkivät palauttamaan sen kohti tasapainotilaa. Kappaleilla on kuitenkin inertiaa eli massan hitautta. Kun kappale saavuttaa tasapainopisteen, sille kertynyt liike-energia pyrkii jatkamaan kappaleen liikettä ohi tasapainopisteen. Tällaista edestakaista liikettä kutsutaan mekaaniseksi värähtelyksi. Laajemmin värähtely on minkä tahansa mitattavan suureen jaksollista muutosta. Jatkuakseen värähtely tarvitsee suuntaansa tai suuruuttaan vaihtavan voiman, tällainen voima syntyy esimerkiksi akselin pyörimisestä. (Pennala 1999.)

6.1 Värähtelyn peruskäsitteet

Kuvassa 6 on kuvattu yhden vapausasteen vaimentamatonta värähtelyä niin sanotulla jousimallilla sekä havainnollistettu tärkeimpiä värähtelyn analysoinnissa käytettyjä parametrejä.



T	= Jakso	T	= Period
f	= Taajuus: $f = 1/T$	f	= Frequency: $f = 1/T$
Φ	= Vaihekulma	Φ	= Phase angle
ω	= Kulmanopeus: $\omega = 2\pi f$	ω	= Angular frequency: $\omega = 2\pi f$
A_p	= Huippuarvo	A_p	= Peak value
A_{p-p}	= Huipusta-huippuun -arvo	A_{p-p}	= Peak-to-peak value
A_{rms}	= Tehollisarvo	A_{rms}	= Root-mean-square value

Kuva 6. Värähtelyn peruskäsitteet (PSK 5701 2017.)

6.1.1 Amplitudi

Värähtelyn suuruus ilmoitetaan amplitudina [A]. Amplitudi on värähtelyn suurin poikkeama tasapainotilasta. Symmetrisessä värähtelyssä, kuten harmonisessa värähtelyssä, värähtelyn suurin poikkeama tasapainotilasta on yhtä suuri tasapainotilan molemmilla puolilla. Monissa värähtelyn sovellutuksissa käytetään amplitudin huippuarvon sijasta amplitudien tehollisarvoa.

$$A_{rms} = \frac{A_p}{\sqrt{2}} \quad [\text{rms}] \quad (2)$$

6.1.2 Jaksonaika

Yhteen värähdykseen kuluva aika kutsutaan jaksonajaksi [T]. Yhdellä värähdyksellä tarkoitetaan edestakaista liikettä ääripisteestä toiseen sekä takaisin. Harmonisen värähtelijän jaksonaika saadaan jousivakiosta ja massasta. Värähtelyä ajan suhteen kuvataan matemaattisesti ympyräliikkeenä. Yksi kierros (2π) vastaa yhtä värähtelyä.

$$T = \frac{1}{f} = \frac{2\pi}{\omega} = 2\pi \sqrt{\frac{m}{k}} \quad [\text{s}] \quad (3)$$

6.1.3 Taajuus

Jaksonajan käänteisarvo on taajuus (f). Se kertoo, montako värähdystä värähtelijä tekee sekunnissa.

$$f = \frac{\omega}{2\pi} \quad [\text{Hz}] \quad (4)$$

Taajuus voidaan esittää myös kulmataajuutena tai toisin sanoen kulmanopeutena

$$\omega = \sqrt{\frac{k}{m}} = 2\pi f \quad [\text{rad/s}] \quad (5)$$

6.1.4 Jousivakio

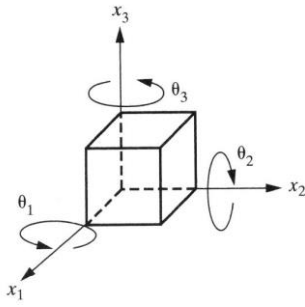
Jousen tapauksessa vakiota [k] kutsutaan jousivakioksi, jonka suuruus riippuu jousen ominaisuuksista kuten materiaalista ja paksuudesta.

$$k = \frac{F}{s} \quad [\text{N/m}] \quad (6)$$

Voiman perusyksikkö on N (newton) ja matkan perusyksikkö m (metri), joten jousivakion yksikkö on Hooken lain mukaan N/m. Harmonisessa värähtelyssä voima on suoraan verrannollinen poikkeutetäisyyteen.

6.2 Värähtelysystemit

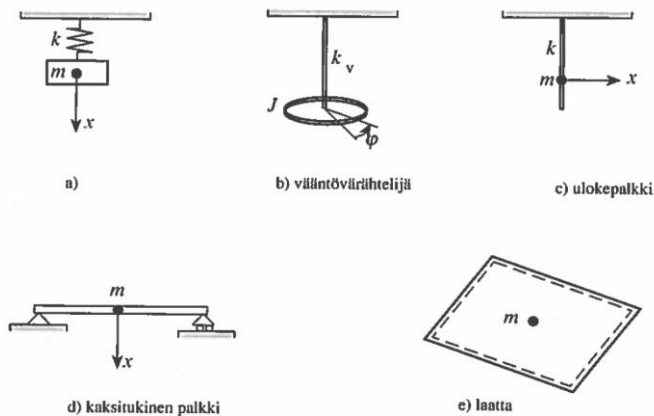
Kappaleiden vapausasteet ovat rajoittamattomia kappaleen liikesuuntia. Kuten kuvassa 7 vapaasti avaruudessa leijuvalla kappaleella on kuusi vapausastetta: translaatio jokaisen koordinaattiakselin suhteen ja rotaatio jokaisen koordinaattiakselin ympäri. Vapausasteita rajoitetaan sen mukaan, miten kappaleet on tuettu, miten kappaleen eri tutkittavat pisteet asettuvat toistensa suhteen ja ennen kaikkea, mitä systeemin liikettä halutaan tutkia. Yleensä riittää, että translaatiota tutkitaan yhdessä tai kahdessa liikesuunnassa. (Heikkinen 2010.)



Kuva 7. Jäykän kappaleen kuusi eri vapausastetta (Inman 2001.)

Yksinkertaisin värähtelevä systeemi on massa-jousi-systeemi, joka on rajoitettu tasoon niin, että sillä on translaatiota vain yhden koordinaattiakselin suhteen. Muut liikesuunnat on estetty, jolloin systeemillä on yksi vapausaste ja sen asema pystytään määrittämään sen koordinaatin avulla, jossa liike on vapaa. (Heikkinen 2010.)

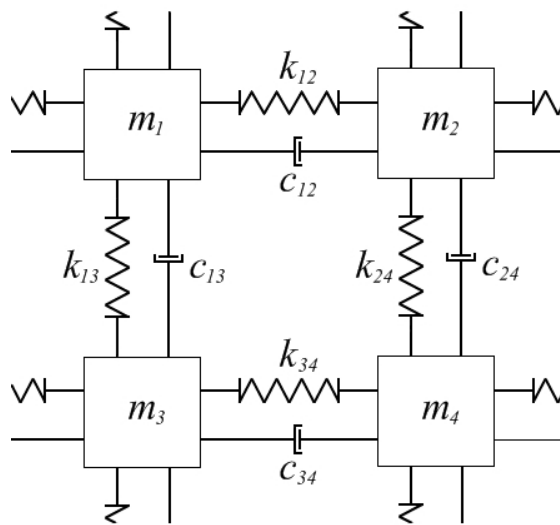
Monien systeemien värähtelyä voidaan mallintaa harmonisena värähtelynä, vaikka ne eivät tarkasti ottaen ole harmonisia värähtelijöitä. Massattoman jousen päässä värähtelevä kappale on harmoninen värähtelijä, kun kitkaa tai ilmanvastusta ei huomioida. Yleensä monen vapausasteen systeemit yksinkertaistetaan toisistaan riippumattomiksi yhden vapausasteen tapauksiksi kuvan 8 mukaisesti. (InterNetix 2018.)



Kuva 8. Yhden vapausasteen systeemiksi idealisoituja malleja (Pennala 1999.)

6.3 Usean vapausasteen värähtelijä

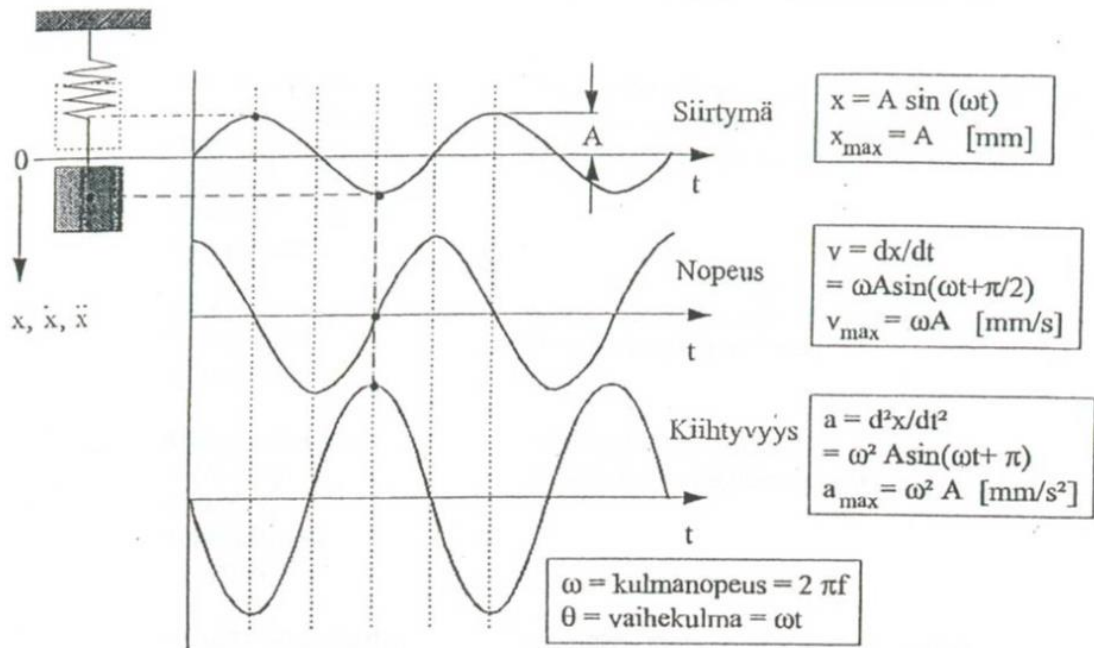
Tarkempaa numeerista analyysia tehtäessä todellisten rakenteiden voidaan kuvitella olevan systeemejä, joiden massa on jakautunut äärelliseksi määräksi pistemassoja pitkin rakennetta. Kahta vierekkäistä pistemassaa yhdistää jousi ja vaimennin kuvan 7 mukaisesti. Massamatriisissa huomioidaan jokaisen massapisteen massa, ja vastaavasti vaimennus- ja jäykkyyssmatriisissa huomioidaan jokaista pistemassoja yhdistävän jousen ja vaimennuksen suuruus. (Heikkinen 2010.)



Kuva 7. Rakenne idealisoituna jousi-massa-systeemiksi (Heikkinen 2010.)

6.4 Värähtelyn komponentit

Kuten kuva 8 havainnollistaa voidaan värähtelyä kuvata kolmella eri komponentilla. Nopeus on siirtymän derivaatta ajan suhteen ja kiihtyvyys on nopeuden derivaatta ajan suhteen. Lisäksi nopeuskomponentti on 90° ($\pi/2$ [rad]) ja kiihtyvyyskomponentti 180° (π [rad]) siirtymäamplitudia edellä. Toisin sanoen nopeuden maksimiarvo tapahtuu neljäsosakierrosta siirtymää ja kiihtyvyys neljäsosakierrosta nopeutta aikaisemmin. Tämä tarkoittaa myös, että nopeuden ollessa nolla on siirtymä ja kiihtyvyys suurimmillaan, mutta siirtymä ja kiihtyvyys ovat vastakaisissa suunnissa. (Arya, O'Neill & Pincus 1979; Hakulinen 2010.)



Kuva 8. Värähtelyn komponentit (Hakulinen 1991.)

6.5 Vapaa vaimentamaton värähtely

Yksinkertaisimmassa värähtelyn kuvauksessa, täysin vapaassa värähtelyssä systeemiin ei vaikuta ulkoisia voimia ja värähtely tapahtuu systeemin ominaistuuksilla. Yhden vapausasteen vapaa ja vaimentamaton harmoninen värähtely voidaan kuvata kaavalla

$$x(t) = A \cos \omega t \quad (7)$$

joka on kulmanopeudella ω pyörivän vektorin vaakakomponentti.

Jossa,

t = aika [s]

ω = kulmanopeus eli kulmataajuus [rad/s]

A = amplitudi [m]

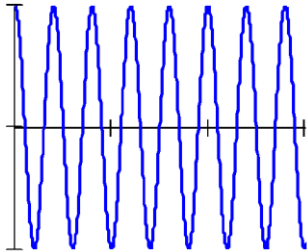
Yhden vapausasteen värähtelijällä massaan vaikuttava hitaus- eli inertiaivoima F on Newtonin toisen lain mukaan

$$F = m\ddot{x} \quad (8)$$

missä \ddot{x} on siirtymän toinen aikaderivaatta eli kiihtyvyys.

Kuvan 9 mukainen yhden vapausasteen vapaan ja vaimentamattoman harmonisen värähtelyn liikeyhtälö on muotoa

$$m\ddot{x} + kx = 0 \quad (9)$$



Kuva 9. Vapaa vaimentamaton värähtely (Valkonen 2008.)

6.6 Vapaa vaimennettu värähtely

Todellisuudessa värähtelyyn vaikuttaa aina sitä vaimentavia voimia. Kuvan 10 mukaisen harmonisen värähtelyn liikeyhtälö yhden vapausasteen vaimennetulle systeemille, johon ei vaikuta ulkoisia herätteitä, on muotoa

$$m\ddot{x} + c\dot{x} + kx = 0 \quad (10)$$

jossa m on värähtelijän massa, c on vaimennuskerroin, k on värähtelijän jousivakio, x on asema ajan suhteen, \dot{x} on aseman ensimmäinen aikaderivaatta eli nopeus ja \ddot{x} on aseman toinen aikaderivaatta eli kiihtyvyys.

Yhden vapausasteen vaimennettu systeemi on esitetty kuvassa 11. Jos vaimennusta ei huomioida, liikeyhtälön vaimennuskerroin c on nolla (Heikkinen 2010.).

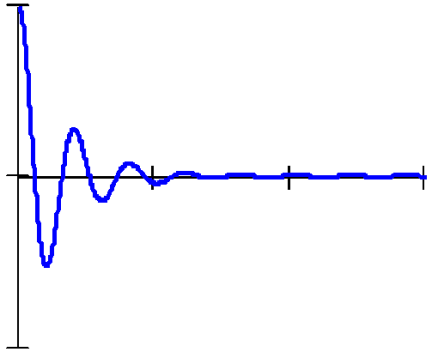
Kun kaava (10) jaetaan massalla m ja kun

$$c = 2\zeta\omega m \quad (11)$$

$$\omega^2 = \frac{k}{m} \quad (12)$$

Saadaan liikeyhtälöstä standardimuotoinen

$$\ddot{x} + 2\zeta\omega\dot{x} + \omega^2x = 0 \quad (13)$$



Kuva 10. Vapaa vaimennettu värähtely (Valkonen 2008.)

ζ on suhteellinen vaimennuskerroin. Suhteellinen vaimennus yhden vapausasteen systeemissä tarkoittaa todellisen vaimennuksen ja kriittisen vaimennuksen suhdetta. (Inman 2001.)

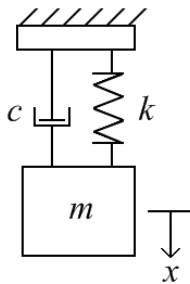
$$\zeta = \frac{c}{c_c} = \frac{c}{2m\omega_n} = \frac{c}{2\sqrt{km}} \quad (14)$$

c = viskoosivaimennuskerroin, vaimennusvakio

k = jousivakio

m = massa

ω_n = ominaiskulmataajuus (vaimentamaton)



Kuva 11. Yhden vapausasteen vaimennettu systeemi

6.7 Pakkovärähtely

Pakotetussa värähtelyssä systeemiin vaikuttaa ulkoinen voima eli heräte, joka pakottaa systeemin värähtelemään annetun herätteen taajuudella (Pennala 1999.). Tavallisia harmonisen herätteen lähteitä ovat pyörivät ja edestakaisin liikkuvat koneenosat sekä itse koneen tai sen alustan liike (Valkonen 2008.).

Huomioimalla värähtelysteemiin ominaiskulmataajuus,

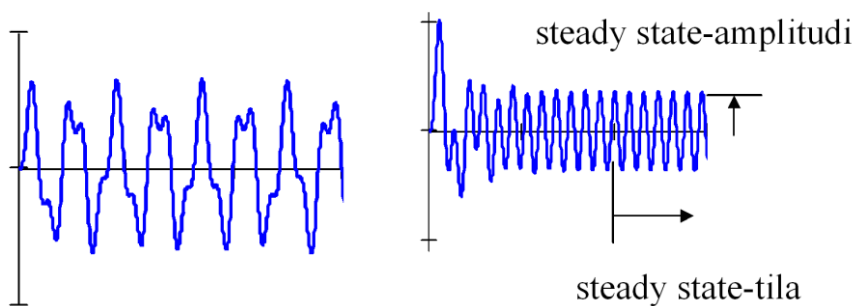
$$\omega_n^2 = \frac{k}{m} \quad (15)$$

saadaan lineaarisen yhden vapausasteen vaimentamattoman harmonisen pakkovärähtelysystemin liikeyhtälöksi

$$\ddot{x} + \omega_n^2 x = \frac{F_0}{m} \sin \omega t \quad (16)$$

Kuvan 12 mukaisessa vaimennetussa pakkovärähtely systeemissä värähtelyn amplitudi A riippuu kappaleen massasta m , jäykkyydestä k , vaimennuksesta c , kappaleeseen vaikuttavasta voimasta F sekä taajuudesta ω . Amplitudi saadaan kaavasta 17.

$$A = \frac{F}{\sqrt{(k - \omega^2 m)^2 + (\omega c)^2}} \quad (17)$$



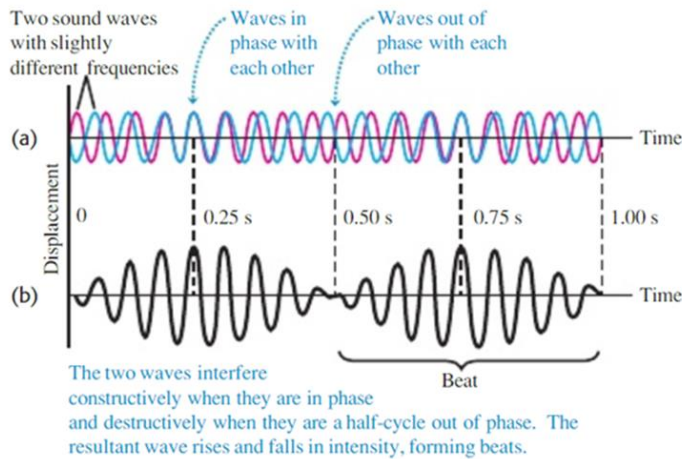
Kuva 12. Vaimentamaton pakkovärähtely ja vaimennettu pakkovärähtely (Valkonen 2008.)

6.8 Resonanssi ja interferenssi

Jos systeemiin vaikuttavan herätteen taajuus on lähellä rakenteen ominaistajuutta, voi syntyä resonanssi. Kaikilla värähtelijöillä on ominaisvärähtelytaajuus tai useita ominaisvärähtelytaajuuksia. Ominaisvärähtelytaajuus on taajuus, jolla värähtelijä pyrkii luonnollisesti värähtelemään. Se on taajuus, jolla värähtelijä ottaa parhaiten vastaan energiaa. Energian siirtymistä värähtelijään ympäristöstä tai toisesta värähtelijästä kutsutaan resonanssiksi. Tämän ilmiön yhteydessä ominaisvärähtelytaajuutta kutsutaan resonanssitaajuudeksi. (InterNetix 2018.)

Interferenssissä puolestaan kaksi värähtelyaaltoa summautuu toisiinsa superpositioperiaatteen mukaan. Kuten kuvasta 13 näkyy, samalla taajuudella kulkevat

aallot summautuvat synnyttäen suuren amplitudin, kun taas eri taajuuksella kulkevat värähtelyaallot vaimentavat toisiaan pienentäen amplitudia. Interferenssi on ilmiönä resonanssin kanssa hyvin samankaltainen, joten ero näiden kahden välillä on tunnistettava (Alanko 2015.).



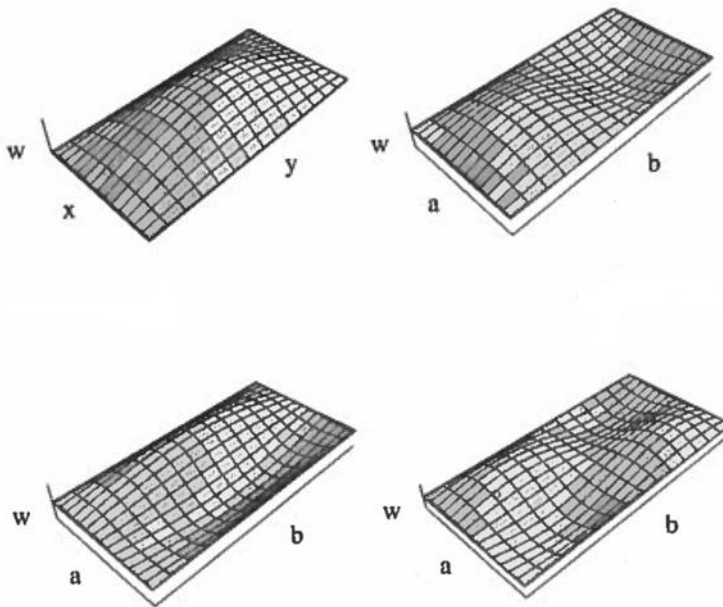
Kuva 13. Värähtelyn "huojunta". Värähtelyaallot vahvistavat toisiaan, jos ne ovat samassa vaiheessa ja päinvastoin vastakkaisissa vaiheissa ollessaan heikentävät toisiaan (Young & Freedman 2012.)

Jos useampia aaltoliikkeitä vaikuttaa samanaikaisesti määrättyyn väliaineen pisteeseen, niin pisteen poikkeama tasapaino asemasta saadaan laskemalla yhteen eri aaltoliikkeiden erikseen aiheuttamat poikkeamat. Resultanttiaalto on siis yksittäisten aaltojen summa. Matemaattisesti summautuvuusominaisuus on seurausta aaltoyhtälön lineaarisuudesta (Alanko 2015.). Lineaarinen superpositio on voimassa, kun amplitudi on niin pieni, että väliaineen palauttava voima noudattaa Hooken lakia. Erottamalla eritaajuiset värähtelykomponentit toisistaan (ks. kapale 6.10), voidaan niiden vaikutuksia tarkastella komponenteittain ja laskea niitä tarvittaessa yhteen superpositioperiaatteen mukaisesti. Näin on myös dynaamisessa kuormituksessa. Vuorovaikutukseen vaikuttavat kuitenkin dynaamisessa kuormituksessa lisäksi hitaus- ja vaimennusvoimat (Hakulinen 1991.).

6.9 Ominaistaajuudet ja –muodot

Systeemin ominaistaajuudet ovat sen ominaisuuksista riippuvia taajuuden arvoja, joilla systeemi resonoi herätteeseen. Jokaista ominaistaajuutta kohti on

ominaismuoto eli moodi, joka on erimuotoinen jokaiselle ominaistaajuudelle. Toisin sanoen samaa ominaismuotoa ei voi esiintyä kahdella eri ominaistaajuudella. Yksinkertaisimmat muodot heräävät alimmilla ominaistaajuuksilla, ja mitä korkeampi on ominaistaajuus, sitä monimutkaisempi on heräävä ominaismuoto. Todellisuudessa kappaleilla on loputon määrä ominaistaajuuksia, eikä systeemien vapausasteiden määrää voida määrittää, mutta laskennassa todellisia systeemejä yksinkertaistetaan määrämällä systeemeille tietty määrä vapausasteita, jolloin yhtä vapausastetta vastaa yksi ominaistaajuus. Yksinkertaistuksessa systeemille annetaan vapausasteita sen mukaan, miten monimutkainen systeemi on tai kuinka monta ominaistaajuutta halutaan selvittää. Mitä enemmän vapausasteita on, sitä paremmin malli kuvaa todellista rakennetta (Heikkinen 2010.).

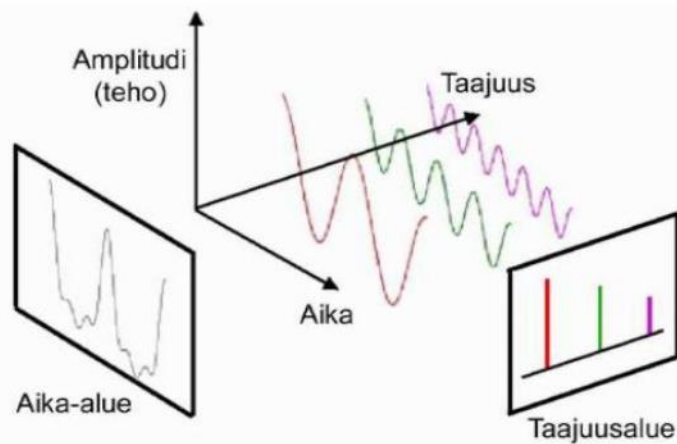


Kuva 14. Suorakaidelaatan neljä alinta värähtelymuotoa (sivusuhte $b / a = 2$) (Pennala 1999.)

6.10 Värähtelyn mittaaminen

Käytännössä värähtely sisältää aina montaa eritaajuista signaalia. Värähtelymittauksissa aika tason käyttö on harvinaista ja voidaankin sanoa, että pääosa analyyseistä tehdään perustuen taajuusspektreihin eli taajuustasossa. Taajuustasossa vaaka-akselina on taajuus ja pystyakselina amplitudi. Jaksollisen aallon purkamista sen harmonisiin komponentteihin sanotaan Fourier-analyysiksi. Taajuusspektristä yksittäiset taajuudet voidaan erottaa helposti, kuten kuvassa 15.

Kunnonvalvonnassa käytetäänkin pääasiassa spektriesitystä. Suurin osa kiinnostavista taajuuksista saadaan kohtalaisen hyvin näkymään nopeuden amplitudia tarkastelemalla. On myös huomattava, että korkeataajuisia värähtelyä aiheuttavat viat näkyvät huomattavasti paremmin ja aikaisemmin kiihtyvyyttä kuin nopeutta tarkasteltaessa. (Nohyek & Lumme 2004; Romppainen 2016.)



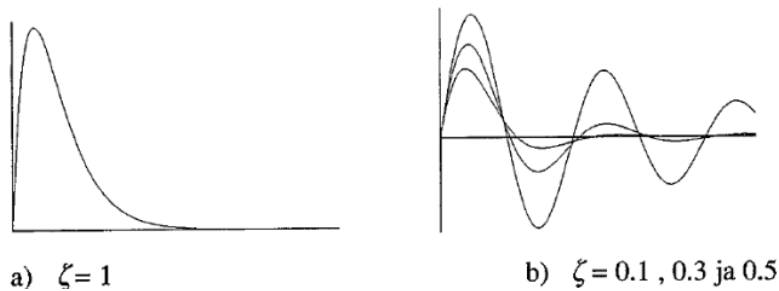
Kuva 15. FFT-muunnoksen periaate (Valkonen 2008.)

7 Perustuksen vaimennus, viritys ja taajuusvastefunktio

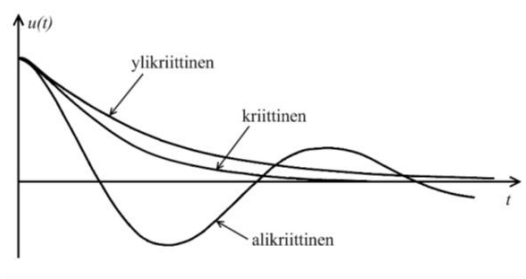
Vaimennus on rakenteen ominaisuus, jota on käytännössä mahdotonta määrittää tarkasti. Sen voidaan katsoa koostuvan materiaalivaimennuksesta, reuнавaimennuksesta ja väliaineen vaimennuksesta. Materiaalivaimennus ja väliaineen vaimennus on koko materiaalin alueelle tasaisesti jakautunut, minkä vuoksi ne voidaan olettaa lineaarisiksi viskoosiksi vaimennuksiksi. (Pennala 1999.)

Vaimennetussa systeemissä liikeyhtälöiden ratkaisun luonne riippuu vaimennussuhteen suuruudesta. Kun vaimennussuhde on suurempi kuin 1, on kyseessä ylikriittisesti vaimennettu systeemi. Ylikriittisesti vaimennetussa systeemissä värähtely on vaimennettu voimakkaasti, jolloin värähtely lähestyy tasapaino asemaansa hitaasti. Systeemi on kriittisesti vaimennettu, kun vaimennussuhde on tasan 1. Tällöin värähtely vaimenee välittömästi. Kun vaimennussuhde on alle 1:n, on kyseessä alikriittisesti vaimennettu systeemi. Ilman erityisiä vaimennusjousia rakenteet ovat käytännössä alikriittisesti vaimennettuja systeemejä ja niille

on ominaista värähdellä tasapaino asemansa ympärillä. Eri vaimennustapauksia on esitetty kuvissa 16 ja 17. (Heikkinen 2010.)



Kuva 16. Eri vaimennussuhdetapaukset (Suuronen 2011.)



Kuva 17. Eri vaimennustapaukset (Heikkinen 2010.)

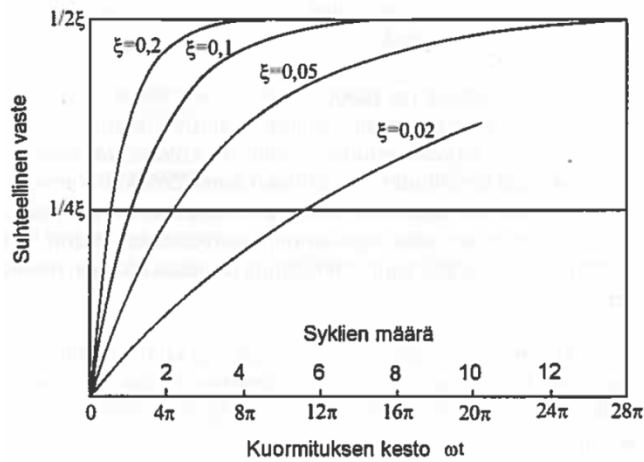
Alikriittisesti vaimennetun ($0 < \zeta < 1$) yhden vapausasteen systeemiin ominaiskulmataajuus on

$$\omega_d = \omega \sqrt{1 - \zeta^2} \quad (18)$$

missä ω_d on vaimennettu ominaiskulmataajuus, ω on ominaiskulmataajuus ja ζ on vaimennussuhde. (Heikkinen 2010.)

Rakenteen vaimennus rajoittaa liikettä ja estää amplitudin kasvamisen äärettömäksi. Vaimennussuhteesta riippuu, miten nopeasti täysimääräinen resonanssi amplitudi saavutetaan. Mitä suurempi vaimennus on, sitä nopeammin saavutetaan suurin heilahdusamplitudi. Toisaalta suuri vaimennus rajoittaa liikkeen resonanssisakin vähäiseksi. Resonanssin kehittymiseen tarvittavien syklien määrä riippuu rakenteenvaimennussuhteesta ζ . Kun suhteellinen vaimennus on 5 %, syklejä tarvitaan täydellisen resonanssin kehittymiseen noin 14 kappaletta (RIL 253-2010 2010.). Konetta käynnistettäessä, sammutettaessa tai kierrosalueen vaihtuessa voidaan siirtyä jonkin resonanssitaajuuden yli. Tällöin voi olla

mahdollista, ettei kuormitus syklien määrä riitä kehittämään resonanssia. Näissä tilanteissa kuormitus voidaan käsitellä syklisenä iskukuormituksena.



Kuva 18. Resonanssin kehittymiseen tarvittavien syklien määrä (RIL 253-2010 2010.)

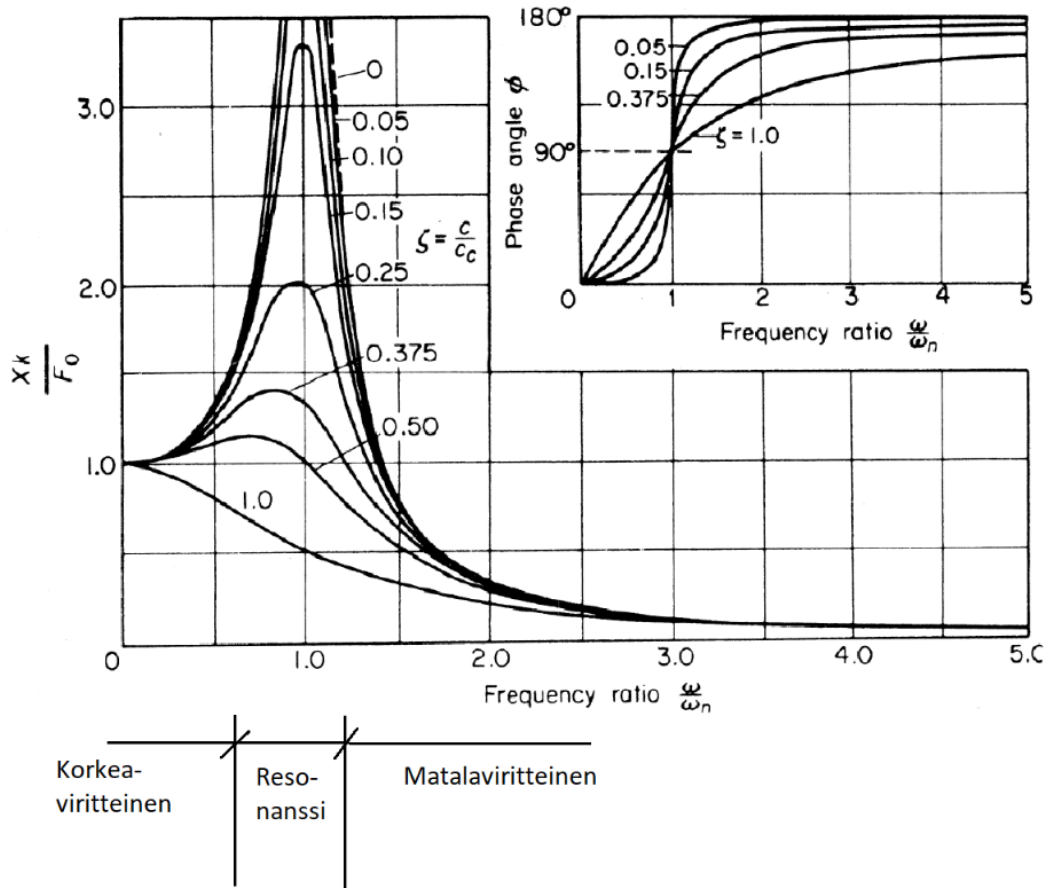
Taajuusvastefunktio on systeemin liikeyhtälöstä johdettava kompleksimuotoinen funktio, josta saadaan luettua systeemin ominaistaajuuudet, vaimennussuhde ja ominaismuodot (Heikkinen 2010.). Kuvan 19 taajuusvastefunktiosta nähdään, että resonanssitilassa $\omega = \omega_n$ amplitudin arvoa rajoittaa vain systeemin vaimennus. Dynaaminen suurennuskertoimen on staattisen vakiotilan siirtymän x ja dynaamisen tilanteen siirtymäamplitudin F_0 / k suhde, joka osoittaa kuinka monikerlaiseksi poikkeama kasvaa, kun dynaaminen pakkovoima vaikuttaa jatkuvasti. Sen suuruus riippuu taajuussuhteesta $r = \omega / \omega_n$ ja vaimennuskertoimesta ζ .

$$\frac{X}{F_0/k} = \frac{1}{\sqrt{(1-r^2)^2 + (2r\zeta)^2}} \quad (19)$$

Alhaisilla herätetaajuuden arvoilla suhde ω / ω_n on pieni ja siirtymäkäyttäytymistä hallitsee systeemin jäykkyys. Tällöin massahitauts- ja vaimennusvoimat lähestyvät nollaa. Herätetaajuuden kasvaessa, jolloin $\omega > \omega_n$ vaikuttaa siirtymätilaan lähinnä hitausvoimat. Jos herätteen taajuus on yli 1,5-kertainen ominaistaajuuteen nähden, rakenteen vaste on jopa pienempi kuin heräte. (Talja 1996.)

Kuvasta 19 havaitaan myös, että suurilla vaimennuskertoimen arvoilla isoimman suurennuskertoimen arvo ei ole aivan resonanssin $\omega / \omega_n = 1$ kohdalla. Rakenteiden värähtelyä tutkitaan yleensä vain resonanssitaajuudella ja käytännön

sovelluksissa vaimennussuhde on harvoin arvoa 0,20 suurempi. Näin ollen huippuamplitudi ja resonanssiamplitudi ovat riittävällä tarkkuudella samansuuruiset. (Hakulinen 2010.)



Kuva 19. Dynaaminen suurennuskerroin taajuussuhteen funktiona (Valkonen 2008.)

Rakenteissa ilmenee vaimennusta myös ilman erillisiä vaimentimia. Rakenteellinen vaimennus johtuu materiaalin sisäisestä kitkasta. Taulukossa 3 on esitetty arvioita erilaisten materiaalien sisäisistä vaimennuksista.

Rakennetyyppi	Suhteellinen vaimennus ζ
Teräsosa	0.005-0.01
Hitsattu teräsrakenne	0.01-0.03
Ruuviliitoksinen teräsrakenne	0.02-0.07
Betonirakenne	0.01-0.05
Puurakenne	0.05-0.12

Taulukko 3. Materiaalien sisäisiä vaimennussuhteita (Irvine 2004.)

8 Tärinän eristäminen

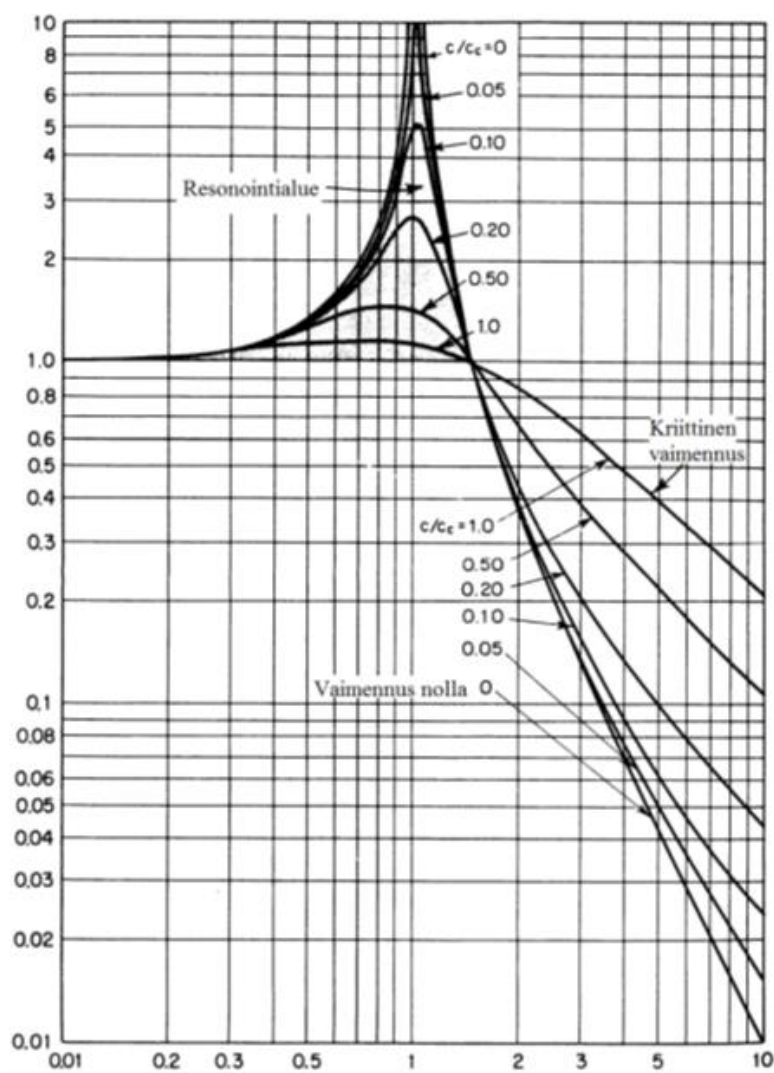
Tärinää voidaan vähentää joko eristämällä tärinälähde (aktiivieristys) tai vaihtoehtoisesti eristämällä rakenne (passiivieristys). Eristysmenetelmät perustuvat joko tärinäaaltojen etenemisen katkaisemiseen tai vähentämiseen tai dynaamisen kuormituksen aiheuttaman tärinän vastustamiseen massan hitaudella. Matalataajuisista tärinää, jonka taajuus on alle 10 Hz, vähennetään rakenteita jäykistämällä. Tehokas tärinäneristys perustuu siihen, että rakenne vastustaa massahitautellaan dynaamisia kuormituksia eli rakenteesta tehdään hidas. Hitaan rakenteen periaatteena on saada hitausvoima toimimaan vastakkaisessa vaiheessa dynaamiseen voimaan verrattuna. Tämä on mahdollista tekemällä rakenteen ominaistaajuus kuormituksen ominaistaajuutta pienemmäksi. Se edellyttää usein raskasta rakennetta ja sen asentamista pehmeiden (pieni jousivakio) tärinäneristimien varaan. Eristimet ovat yleensä kumimattoja tai teräsjousia. (Hakulinen 2010.)

Kun käytetään tärinäneristystä, pitäisi alustan jäykkyyden olla noin 100 kertaa suurempi kuin eristimien jäykkyys. Tällöin alustan ominaistaajuuden olisi oltava 10 kertaa eristettävän rakenteen ominaistaajuutta suuremman. Käytännössä tämä on usein vaikea saavuttaa. Mitä jäykempi alusta, sitä paremmin eristys toimii. Eristimien valinta tehdään alimman herätetaajuuden perusteella. Mikäli herätetaajuuksia on useita, on tarkistettava, että korkeammat taivutusominaismuodot eivät aiheuta resonansseja. (Hakulinen 2010.)

Eristimien, jousien ja vaimentimien läpi alarakenteisiin siirtyvän voiman ja dynaamisen voiman suhteella määritetään voiman siirtyvyyskerroin. Siirtyvyyskerroin toimii samalla tavoin kuin dynaaminen kerroin. Siirtyvyys on siis kerroin, joka kuvaa jousitetun massan amplitudin suuruutta annetun herätteen amplitudiin. Kuten kuvasta 20 nähdään, resonanssissa vaimennuksella on suuri vaikutus siirtymän amplitudeihin. Puolestaan kun taajuussuhde on suurempi kuin $\sqrt{2}$ ei tärinän eristäminen ole tehokasta. Tällä alueella löysän vaimentimen siirtymä amplitudit ovat suurempia kuin mitä vaimentamattoman rakenteen. Vaimennuksen vaikutus

siirryvyyteen on suhteellisen pieni. Siirryvyys saadaan kaavalla 20. (Tiikkaja 2014; Salonen 2015.)

$$T = \frac{\sqrt{1 + 4\left(\frac{\omega}{\omega_n}\right)^2 \left(\frac{c}{c_k}\right)^2}}{\sqrt{\left[1 - \left(\frac{\omega}{\omega_n}\right)^2\right]^2 + 4\left(\frac{\omega}{\omega_n}\right)^2 \left(\frac{c}{c_k}\right)^2}} \quad (20)$$



Kuva 20. Siirryvyyskerroin taajuus- ja vaimennussuhteen funktiona (Salonen 2015.)

Osittain eristys perustuu myös värinäaaltojen katkaisuun. Materiaalien aaltovastusten poiketessa merkittävästi toisistaan, värinäaallot heijastuvat materiaalin rajapinnoilta, jolloin niiden eteneminen katkeaa. Levymäisillä rakenteilla värinää eristettäessä periaatteena on rakenneosien aaltovastusten Z mahdollisimman

suuri ero. Suurin ero saavutetaan, kun viereiset rakenteet ovat tiheydeltään erilaisia. (Hakulinen 2010.)

$$Z = \rho v^2 \quad (21)$$

ρ tiheys [kg / m³]

v aallon etenemisnopeus materiaalissa [m/s]

Yleisesti käytössä on neljää seuraavien kuvien mukaista eristintyyppiä, joiden eristävyys toiminta on pääsääntöisesti seuraavilla taajuualueilla (EN 1299 2009; CFM Schiller GmbH 2019.):

- a) Ilmajouset: 0.6 - 3 Hz
- b) Teräsjouset: 1.8 - 6 Hz
- c) Elastomeerit: 8 - 12 Hz
- d) Kumimatot: 15 - 35 Hz



Kuva 21. Kumimatolla vaimennettu perustus (BSW Berleburger 2019.)



Kuva 22. Tyypillinen paperiteollisuuden käyttämä kumimatolla vaimennettu jauhinperustus



Kuva 23. Ilmajousivaimennus (Continental 2019.)



Kuva 24. Jousivaimentimia (CFM Schiller GmbH 2019.)



Kuva 25. Jousivaimennetun inertia-lohkon päälle asennettuja koneita (Total Vibration Solutions 2019.)

9 Maaperän jousivakio

Painuma liittyy olennaisena osana jäykkyyden arviointiin. Painuman määrittämisessä on havaittavissa muutamia merkittäviä ongelmia, jotka vaikuttavat tulosten luotettavuuteen. Niitä ovat esimerkiksi maaparametrien määrittäminen, josta aiheutuva virhe voi olla jopa 50 %. (Hassinen 2014.)

Painumien käsin laskenta perustuu Winklerin mallin mukaiseen ajatteluun, jolloin kaikki muodonmuutokset tapahtuvat vertikaalisesti, vaikka niitä tapahtuu myös vaakasuunnassa. Ainoastaan äärettömän laajan kuormituksen jännitykset ovat todellisuudessa vertikaalisia ja yhtä suuria. Painumien laskennassa on otettava huomioon, että laskettu arvo on vain arvio todellisesta käyttäytymisestä. On havaittu, että mitä pienempi on tapahtunut painuma, sitä suurempi on suhteellinen virhe lasketulle painumalle. Jäykkyyden määrittämisessä ei haluta laskennan tuloksena liian suuria painuman arvoja, sillä jousivakio jää tällöin liian pieneksi. Tämä taas aiheuttaa sen, että anturaperustukselle määritettävä jäykkyyttä kuvaavan jousi on tarpeettoman löysä. Kuormituksen ja sen aiheuttaman painuman suhde on maaperän jousivakio. (Hassinen 2014.)

$$k = \frac{F}{S} \quad (22)$$

Jousivakiolla kuvataan maan kokoonpuristuvuusominaisuuksia. Mitä enemmän perustus painuu, sitä pienempi on jousivakion arvo eli sitä löysempi maajousi on. Jousivakio saadaan myös alustaluvun perusteella. Alustaluku kuvaa paineen ja siirtymän suhdetta. Alustaluvusta saadaan jousivakio kertomalla se perustuksen pohjan pinta-alalla. (Hassinen 2014.)

$$k = k_s * A \quad (23)$$

Jousivakion laskennassa voidaan käyttää tietokoneohjelmia, kuten esimerkiksi Autodesk Robot Structural Analysis-ohjelmaa. Ohjelma määrittää alustaluvun ja jousivakion arvot painumien avulla, hyödyntäen Winklerin menetelmää. Lähtötietoina syötetään maamateriaalin tiedot. Perustussyvyyttä ei Robotilla laskettaessa voi ottaa huomioon (Hassinen 2014.).

Jotta maaperä toimisi dynaamisenrasituksen alla jousen tavoin, voidaan sen painuma ottaa huomioon vain kimmoisella alueella. Painumien suuruus on suoraan verrannollinen kuormituksen arvoihin vain kimmoisen painuman alueella (Hassinen 2014.).

On huomattava, että laskennassa maan jäykkyys ominaisuuksia kuvaamaan käytettyjen parametrien arvot, ovat muodonmuutoksen tasosta riippuvaisia. Väärätelyä tarkasteltaessa maaperän siirtymä tasot ovat perinteiseen staattiseen tarkasteluun verrattuna erittäin pieniä. Staattisessa tarkastelussa sallitaan maan painuminen johonkin tiettyyn rajaan asti. Tämä tarkoittaa, että maaperää tarkastellaan plastisessa tilassa, jolloin maaperän jäykkyysparametrit ovat kimmoista aluetta pienempiä. Lisäksi suunnittelijan on staattisesta mitoituksesta poiketen ymmärrettävä, että maan jäykkyys ominaisuuksien arviointi varmalle puolelle riippuu perustussysteemille tavoiteltavasta virityksestä. Matalalle viritettäessä maaparametrit tulee arvioida jäykemmälle puolelle ja korkealle viritettäessä löysemälle puolelle.

Laitteperustukset aiheuttavat maaperään lähinnä puristus- ja leikkausaaltoliikettä. Puristusaallot ovat pituussuuntaisia, ne etenevät kaikista jännitysaalloista nopeimmin ja voivat edetä niin maassa kuin vedessäkin. Koska maa kykenee

verrattain hyvin vastustamaan puristusta ja dilataatiota, ovat puristusaaltojen aiheuttamat muodonmuutokset maassa melko pieniä. Leikkausaallot ovat puristusaaltoja huomattavasti hitaampia poikittaissuuntaisia aaltoja ja aiheuttavat väliaineessa kulkiessaan leikkausmuodonmuutoksia (Juuti 2016.). Koska, maan kyky vastustaa leikkausmuodonmuutoksia on verrattain heikko, tulisi maan dynaamisia parametreja tarkastella leikkausjäykkyyden kautta. Leikkausjäykkyyttä kuvataan leikkausmoduuli G :llä. (Hakulinen 1991.)

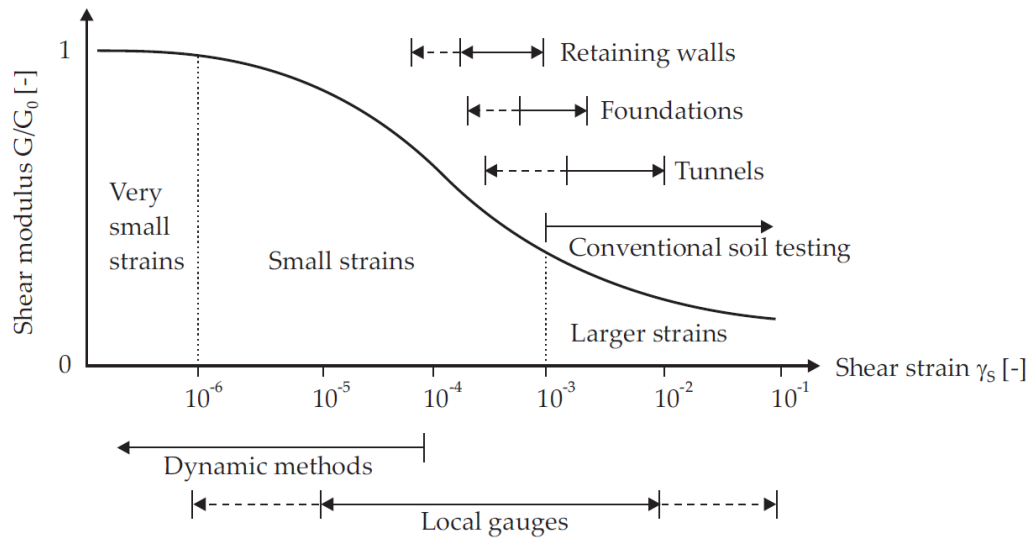
$$G = \rho * v_s^2 \quad [\text{MPa}] \quad (24)$$

ρ = maan tiheys [kg/m^3]

v_s = leikkausaallon nopeus maassa [m/s]

Pienillä muodonmuutoksilla leikkausmoduulin arvo pysyy korkeana, mutta niiden kasvaessa moduulin arvo laskee dramaattisesti. Maan leikkausmoduulin arvo riippuu vallitsevan muodonmuutos tason lisäksi mm. jännitystilasta, maan tiivyydestä, rakeisuusjakaumasta ja vesipitoisuudesta. Mitä tiiviimpää ja samalla tiheämpää maa-aines on, sitä suurempi on myös leikkausmoduulin arvo. Myös suuri raekoko kasvattaa leikkausmoduulin arvoa (Juuti 2016.).

Kuten kaavasta 25 havaitaan, on muodonmuutosmoduulit riippuvaisia toisistaan sekä Poissonin luvusta. Seuraavasta kuvasta 26 ilmenee, kuinka muodonmuutos taso vaikuttaa leikkausmoduuliin ja tätä kautta maan kimmomoduulin arvoon. Leikkausmoduulin alaviitteellä nolla viitataan alkutilaan, jossa muodonmuutoksen taso on pieni ja näin ollen muodonmuutosmoduulin arvo on suurimmillaan. Joissain lähteissä käytetään myös alaviitettä max. Tällä viitataan samalla tavalla muodonmuutosmoduulin suurimpaan arvoon.



Kuva 26. Muodonmuutoksen tason ja leikkausmoduulin arvon välinen riippuvuus (Benz 2007.)

Koneperustusten dynaamisten kuormitusten aiheuttama muodonmuutos taso on yleensä välillä $10^{-6} \dots 10^{-4}$ (Hakulinen 1991.). Koneperustuksia suunniteltaessa liikutaan näin ollen muodonmuutoksien lineaarisella alueella, kuten myös edellisestä kuvasta voi päätellä.

Maan jousijäykkyyden laskennassa käytettävää niin sanottua dynaamista kimmomoduulia voidaan arvioida leikkausmoduulin ja Poissonin luvun ν avulla.

$$E_d = 2 * (1 + \nu) * G \quad [\text{MPa}] \quad (25)$$

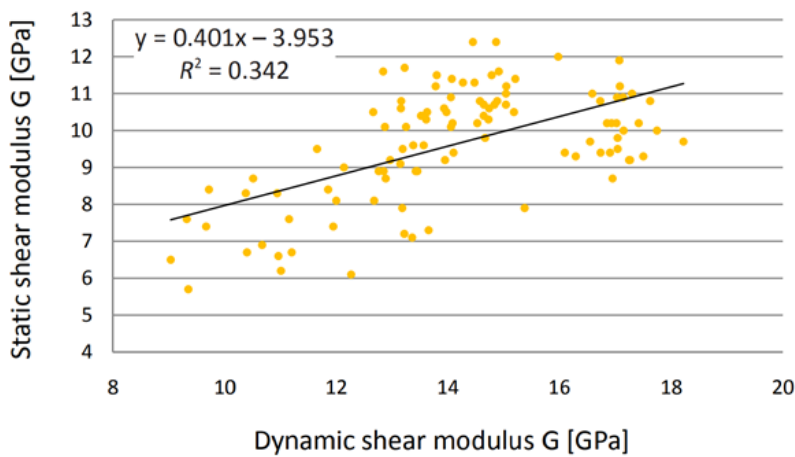
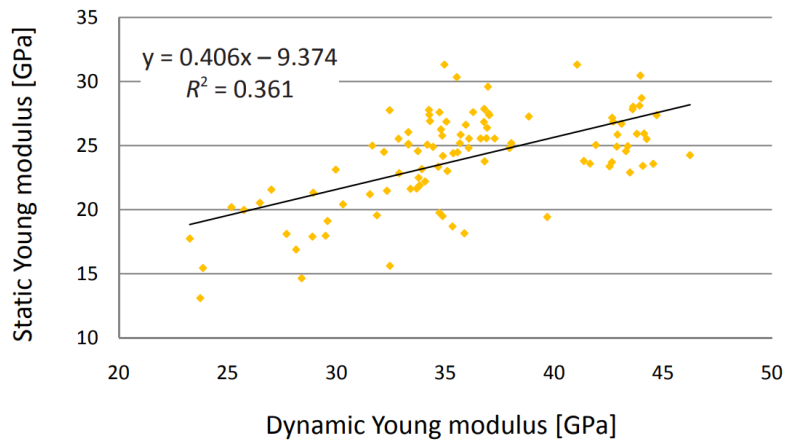
Poissonin luku eli suppeumaluku kuvaa jännityksen suuntaisen ja sitä vastaan kohtisuoran venymän suhdetta. Suurin mahdollinen arvo 0,5 syntyy suljetussa tilassa. Poissonin luvun on havaittu kasvavan, kun muodonmuutos taso kasvaa. Pienillä ($<10^{-4}$) muodonmuutostasoilla tämä kasvu ei kuitenkaan ole niin jyrkkää kuin suuremmilla muodonmuutostasoilla. Merkittävintä on, että pienillä muodonmuutostasoilla Poissonin luvun on havaittu olevan huomattavasti pienempi yleensä noin 0,15 – 0,3. Maaperän Poissonin luku on lisäksi riippuvainen maan jännitystilasta, rakeisuusjakaumasta ja vesipitoisuudesta. Jännityksen kasvaessa luku pienenee ja vesi- tai hienoainespitoisuuden kasvaessa luku suurenee. Taulukossa 9-1 on esitetty eri maalajeille tyypillisiä Poissonin lukuja. (Massarsch 2005; Rana 2017.)

$$v = \frac{\varepsilon_{\perp}}{\varepsilon} \quad (26)$$

ε_{\perp} = muodonmuutos jännityksen vastaisessa suunnassa

ε = muodonmuutos jännityksen suunnassa

Jotta maan dynaaminen kimmomoduuli voitaisiin laskea hyödyntäen leikkausmoduulia, täytyisi maan leikkausaallonnopeus tuntea kyseisessä kohteessa. Leikkausaallon nopeutta voidaan arvioida laboratoriossa esimerkiksi Resonant Column tai Bender Element kokeiden avulla. Kenttä kokeena aallonnopeutta voidaan määrittää esimerkiksi niin sanotulla Downhole–menetelmällä. Vaikka mahdollisia empiirisiä ja kokeellisia menetelmiä on monia, ei niiden tekeminen ole yleistä. Lisäksi tässä työssä käsiteltävät maanvaraiset perustukset ajatellaan sijoittuvan täyttökerrosten päälle, eikä näin ollen varsinaista mittausta voida suorittaa ennen suunnittelua. Dynaamista kimmomoduulia joudutaankin arvioimaan kirjallisuudesta löytyvien lähteiden avulla. Suomi ei ole seismistä aluetta, joten lähteitä on suhteellisen niukasti. Seuraavista Slota-Valimin (Slota-Valim 2015.) kokoamista tuloksista ja Mäkelän (Mäkelä 1990.) taulukosta voidaan karkeasti arvioida, että dynaamisen kimmomoduulin arvo on noin 1,7 kertaa staattinen kimmomoduuli. Lisäksi VTT:n liikennetärintään liittyvän julkaisun (Törnqvist & Talja 2006.) liitteestä löytyy taulukko, josta dynaamisia maaparametrejä voi arvioida. Kuten jo edellä mainittiin, on muistettava, että konservatiivinen arvio riippuu perustussysteemille halutusta virityksestä.



Kuva 27. Kimmomoduulin ja leikkausmoduulin staattisen ja dynaamisen arvon välinen lineaarinen trendi (Słota-Valim 2015.)

Maalaji	Staattinen kimmomoduuli E_{sr} [MN/m ²]	Dynaaminen kimmomoduuli E_{dr} [MN/m ²]
Sora	100...200	300...800
Karkea hiekka	45... 65	60... 70
Kyllästetty hieno hiekka	45... 85	45... 50
Siltti	30...300	
Kiinteä savi	10... 50	100...500
Plastinen savi	5... 10	50...150
Hiekka:		
Löysä pyöreärakeinen	40... 80	150...300
Löysä kulmikas-rakeinen	50... 80	150...300
Tiivis pyöreärakeinen	80...160	200...500
Tiivis kulmikas-rakeinen	100...200	200...500

Kuva 28. Staattisen ja dynaamisen kimmomoduulin vaihteluvälejä (Mäkelä 1990.)

Maapohjatyyppi	Suljettu leikkauslujuus (kPa)	Painokai- raus- vastus (puoli- kierros- ta/1 m)	Leikkaus- aallon etenemis- nopeus v_s , (m/s)	Kimmo- moduuli pienillä muodon- muutos- tasoilla (liukuma $\gamma < 10^{-4}$, MPa)	Sisäinen vaimennus pienillä muodonmuutos- tasoilla (liukuma $\gamma < 10^{-4} \dots 10^{-5}$) ja keski- määräisessä jännitys- tilassa $\sigma_m = 100$ kPa (absorptiokerroin α)	Poissonin luku
Pehmeä savi, vesipitoisuus 50...120 %	< 10	< 10	< 80	< 3	0,01...0,04	0,45...0,5
Pehmeä savi	10...25	10...30	80...120	3...5	0,02...0,04	0,45...0,5
Sitkeä savi	25...50	30...50	100...200	4...10	0,03...0,06	0,3
Kova savi	50...100	50...100	150...400	10...100	0,05...0,07	0,3
Löyhät väli- maalajit (siltit, silttiset hie- kat)	30...70 (menetel- mä epäluo- tettava)	20...80	80...250	15...40	0,02...0,05	0,2...0,4
Tiiviit väli- maalajit (siltit, silttiset hie- kat)	(menetel- mä epäluo- tettava)	35...	150...400	20...80	0,01...0,04	0,2...0,4
Löyhät hiekat		50...150	100...200	30...60		0,2...0,35
Tiiviit hiekat ja löyhät keskitiiviit sorat	ei määritet- tävässä	200...500	150...250	90...180	0,004...0,035	0,2...0,35
Tiiviit sorat ja moreenit	ei määritet- tävässä	> 200	200...500	400... 1 000	0,003...0,06	0,2...0,3
Iskostuneet moreenit	ei määritet- tävässä	> 300	400...800	1 000... 3 000	0,01...0,11	0,3...0,4
Kallio	–	–	> 700	5 000... 20 000	0,01	0,45

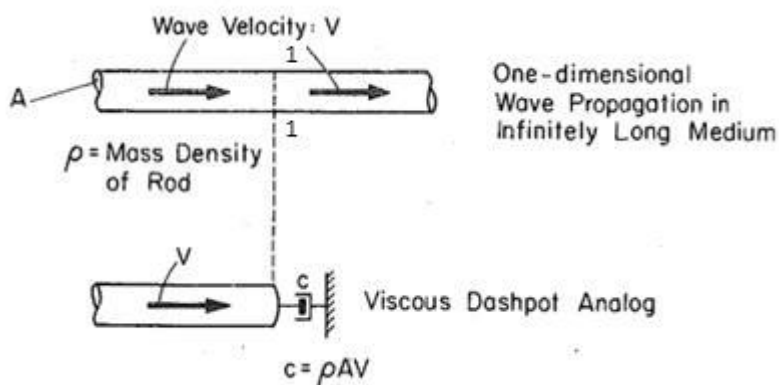
Taulukko 4. Maapohjatyypin ominaisuuksia (Törnqvist & Talja 2006.)

10 Maaperän vaimennusominaisuudet

Rakenteen ja maan dynaamiseen yhteistoimintaan pohjautuvan systeemin vaimennus koostuu säteilyvaimennuksesta ja materiaalivaimennuksesta. Säteilyvaimennukseksi nimitetään maassa etenevien aaltojen amplitudin pienenemistä

aaltojen leviämisen johdosta. Materiaalivaimennuksen kautta sen sijaan aaltojen energiaa absorboituu maa-ainekseen muuttuen samalla lämmöksi. (Juuti 2016)

Säteilyvaimennusta voidaan arvioida esimerkiksi dynaamisten impedanssifunktioiden tai tehtävään soveltuvan laskentaohjelmiston, kuten Plaxis 3D -ohjelman, avulla. Vaimennuksen kokonaisarvioinnissa on huomioitava käytettävä laskentamalli. Säteilyvaimennukselle voidaan johtaa yksinkertainen matemaattinen malli tarkastelemalla kuvan 29 mukaista yksiulotteista äärettömän pitkää sylinteriä (avaruutta), jossa etenee harmoninen aaltoliike. (Juuti 2016.)



Kuva 29. Säteilyvaimennuksen määrittäminen yksiulotteiselle aaltoliikkeelle (Juuti 2016.)

Kuvan 29 mukaan voidaan leikkauksen 1-1 oikea puoli korvata sylinterillä, joka esittää viskoosivaimenninta (Hakulinen 1991.). Sylinterissä etenevän aaltoliikkeen säteilyvaimennus on nopeudesta riippuvaa eli viskoosia, joten säteilyvaimennus sopii hyvin dynaamiseen liikeyhtälöön vaimennustermiksi. On kuitenkin huomattava, että säteilyvaimennusta pääsee syntymään vasta, kun herätaajuus ylittää maan perustaajuuden. Lisäksi säteilyvaimennuksen syntyedellytyksinä ovat riittävän paksut maakerrokset, koska aaltoliikkeen on mahdollista etenemään maan sisällä.

Mikäli maan perustaajuutta ei ylitetä, syntyy seisova aaltoliike ja systeemistä ei tällöin poistu energiaa. Maakerroksen perustaajuus f_s voidaan laskea seuraavasti. (Juuti 2016.)

$$f_s = \frac{(2n-1)v_s}{4H} \quad (27)$$

H = maakerroksen paksuus

ν_s = Poissonin luku

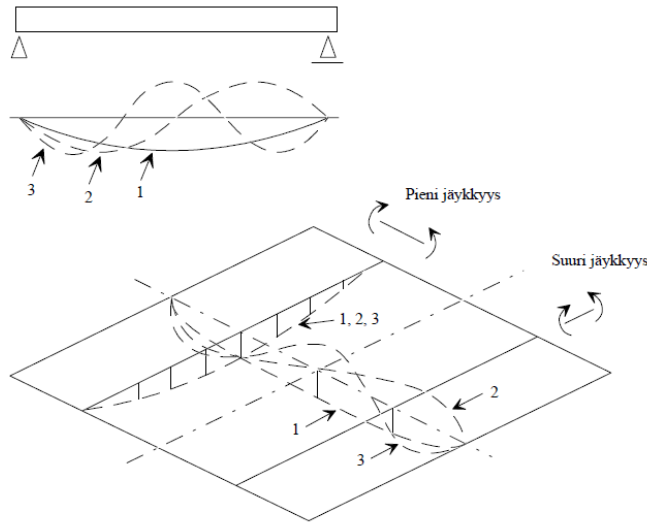
n = moodinumero, perustussysteemin ominaistaajuuden ”järjestysnumero”

Maan materiaalivaimennus on muodonmuutosriippuvaista ja se tavallisesti kasvaa muodonmuutosten kasvaessa. Materiaalivaimennuksen suuruus voidaan selvittää syklisin kuormituskokein. Syklisessä kuormituksessa muodonmuutos on erilainen jännityksen kasvaessa ja palautuessa, mikä johtuu maaraakeiden liukumisesta toistensa suhteen eli dilataatiosta. Mikäli laiteperustuksen ja maan vuorovaikutus oletetaan elastiseksi, ei materiaalivaimennusta luonnollisesti tällöin esiinny. (Juuti 2016.)

Materiaalivaimennusta arvioidaan yleensä kirjallisuuden perusteella, koska sen määrittäminen kokein on epätarkkaa ja sen merkitys systeemin kokonaisvaimennuksessa on melko pieni. Käytännön suunnittelutyössä voidaan käyttää muodonmuutos tasosta riippuen suhteellisen materiaalivaimennuksen arvoina 1 – 5 %. (Hakulinen 1991.)

11 Välipohjan ominaistaajuus

Välipohjat muodostuvat yleensä palkkimaisista ja laattamaisista osista, jolloin välipohjan jäykkyys on erilainen pituus- ja poikittaissuunnassa. Rakenteesta johtuen välipohjan värähtely ei ole yhden vapausasteen värähtelyä, vaan eri massapisteet ja sisäiset jäykkyys erot voivat muodostaa huomattavan määrän erilaisia ominaisvärähdysmuotoja. Palkeilla alin ominaismuoto vastaa muodoltaan omasta painosta aiheutuvaa taipumaa. Alin ominaistaajuus voidaan määrittää tämän staattisen taipuman avulla. Ylemmät ominaistaajuudet ovat vaikeammin arvioitavissa, yleensä toinen ominaistaajuus on vähintään kolme kertaa alin ominaistaajuus. (Talja 1996.) Kuvassa 30 havainnollistetaan niveltuetun palkin ja laatan ominaismuotoja.



Kuva 30. Yksijänteisen palkin ja laatan alimmat ominaismuodot (Talja 1996.)

Välipohjan alimman ominaistajuuden arviointiin on kehitetty VTT:llä seuraavassa esitetty käsilaskentamenetelmä. Lausekkeen antamat ominaistajuudet ovat noin 5 % todellisia matalampia. (Hurme 2012.)

$$f_0 = \frac{\pi}{2l^2} * \sqrt{\frac{(EI)_l}{m}} * \sqrt{1 + [2 \left(\frac{l}{b}\right)^2 + \left(\frac{l}{b}\right)^4]} * \frac{(EI)_b}{(EI)_l} \quad [\text{Hz}] \quad (28)$$

l = välipohjan pidempi sivu [m]

b = välipohjan lyhyempi sivu [m]

$(EI)_l$ = välipohjan taivutusjäykkyys pidemmässä suunnassa [Nm^2/m]

$(EI)_b$ = välipohjan taivutusjäykkyys lyhyemmässä suunnassa [Nm^2/m]

m = välipohjan massa pinta-alayksikköä kohden [kg/m^2]

Menetelmä on alun perin kehitetty kävelyn aiheuttaman värinän hallintaan asuin- ja toimistorakennuksissa, eikä näin ollen sovellu suoraan koneiden aiheuttaman värinän hallintaan. Standardeista ei löydy yksinkertaista ja tarpeeksi tarkkaa menetelmää välipohjan ominaistajuuksien arviointiin. Välipohjan tukiehdot, sekundaarisesti kantavat rakenteet sekä välipohjalla oleva kuormitus vaikuttaa suuresti tuloksiin. Niinpä tarkastelussa olisi hyvä tukeutua FEM-menetelmiin, kuten Robotista löytyvään moodianalyysiin, tai jos kyseessä on jo oleva rakenne, taajuusmittauksiin paikan päällä.

12 Pumppuperustuksen mitoitus

Lähtökohtaisesti pyritään perustus toteuttamaan matalaviritteisenä, jolloin rakenteen taajuussuhde on suurempi kuin $\sqrt{2}$. Kuvasta 19 nähdään, että tällöin dynaaminen kerroin pienenee alle yhden ja perustuksen värinänhallinta helpottuu. Matalaviritteisessä ratkaisussa rakenteen massahitauden on oltava riittävä. Tämä saavutetaan massiivisella betonirakenteella ja tarpeeksi löysällä alustalla. Maapohjan jäykkyyden arviointi riittävällä tarkkuudella on hyvin haastavaa ja lähtötiedot useimmiten niukkoja. Jos maapohja onkin arvioitua jäykempi, on perustusysteemin ominaistaajuus arvioitua korkeampi ja rakenteen toimintavarmuus värttelyn suhteen kyseenalaistuu.

12.1 Viritys

Seuraavaksi käydään läpi tavanomaisen teollisuudessa käytettävän sähkömoottorilla pyöritettävän pumpun perustuksen mitoitus. Tavanomaisessa pumppu kokoonpanossa on suora välitys, jolloin sähkömoottorin ja itse pumpun herätteet ovat samalla taajuudella. Tässä tapauksessa pumppu toimii vain yhdellä nopeudella, jolloin ei tarvitse huomioida kuin yksi herätetaajuus. Jos pumppu toimisi laajalla kierrosalueella, huomioitaisiin matalavirityksessä pumpun matalin käyttökierrosalue ja vastaavasti korkeavirityksessä pumpun korkein käyttökierrosalue.

Pumppu 1000 rpm / 60 s = 16,7 Hz, 1470 kg

Moottori 1000 rpm / 60 s = 16,7 Hz, 2180 kg

Prosessisuunnittelija on hahmotellut perustuksen alustavat mitat rakennustehtäväpiirustukseen laitteen koon ja korkeusaseman perusteella.

Alustava perustus $0,7 \text{ m} * 1,3 \text{ m} * 3,2 \text{ m} * 2500 \text{ kg/m}^3 = 7280 \text{ kg}$

Tavoitellaan vähintään taajuussuhdetta $\omega / \omega_n = 2$, jolloin perustussysteemin ominaistaajuus voi olla enintään

$16,7 \text{ Hz} / 2 = 8,35 \text{ Hz}$

Koska maapohjan jäykkyys on epävarmin suure, lähestytään mitoitusta selvittämällä maapohjan suurin mahdollinen jousivakio halutun ominaistajuuden saavuttamiseksi. Muokkaamalla kaavaa 5 saadaan jousivakioksi

$$k = (2\pi f_n)^2 * m \quad (29)$$

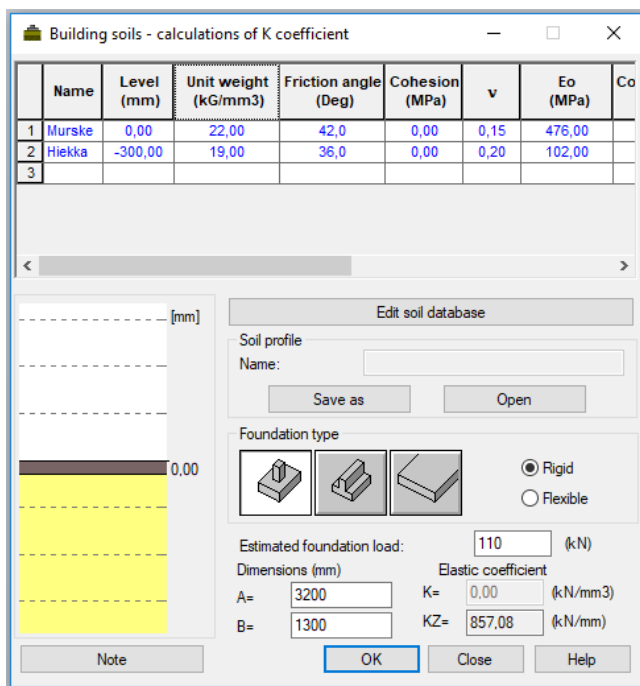
$$= (2\pi * 8,35 \text{ Hz})^2 * (7280 \text{ kg} + 1470 \text{ kg} + 2180 \text{ kg})$$

$$= 300\,851\,963 \text{ N/m} = 300 \text{ kN/mm}$$

Arvioidaan maaparametrit varmalle, jäykemmälle puolelle huomioiden maaparametrien dynaamiset ominaisuudet luvun 9 mukaan ja hyödynnetään Robot Structural Analysis-ohjelman elastisen kertoimen laskentatoimintoa.

Name	Level (mm)	Unit weight (kG/mm ³)	Friction angle (Deg)	Cohesion (MPa)	v	Eo (MPa)
Murske	0,00	22,00	42,0	0,00	0,15	476,00
Hiekka	-300,00	19,00	36,0	0,00	0,20	102,00

Kuva 31. Maaparametrien syöttö Robot-ohjelmaan



Kuva 32. Näkymä Robot-ohjelman elastisen kertoimen laskentatoiminnosta

Tuloksesta huomaa, että jos pohjamaaksi olettaa yleisesti lattioiden alla käytetyn 300 mm korkean murske kerroksen ja tiiviin hiekan jää alustan jousivakio 857 kN/mm aivan liian jäykäksi. Kaavaa 29 tarkastelemalla huomataan, että

perustuksen massan muuttaminen ei vaikuta suoraan jousivakioon, sillä käyttäytyminen otaksutaan lineaariseksi. Massan muuttamisella vaikutetaan sen sijaan perustussysteemin ominaistajuuteen, kaavan 31 mukaisesti. Pumppu määrittää perustuksen pienimmän pinta-alan, joten maapohjan jousivakion pienentäminen perustuksen pohjan pinta-alaa pienentämällä ei ole mahdollista. Pienentäminen myös keventäisi perustusta, joten haluttu vaikutus ominaistajuuteen häviää. Perustuksen massaa voitaisiin lisätä korkeutta kasvattamalla, mutta sillä ei saada tarpeeksi merkittävää vaikutusta. Luotettaviksi vaihtoehtoiksi jäävät ominaistajuutta pienentävien eristimien käyttö tai perustuksen korkeavirittäminen.

Jotta perustussysteemi toimisi luotettavasti korkeaviritteisenä, tulisi taajuussuhteen olla pienempi kuin 0,5

$$16,7 \text{ Hz} / 0,5 = 33,4 \text{ Hz}$$

Tällöin maapohjan jousivakion tulisi olla vähintään

$$\begin{aligned} k &= (2\pi f_n)^2 * m & (30) \\ &= (2\pi * 33,4 \text{ Hz})^2 * (7280 \text{ kg} + 1400 \text{ kg} + 2180 \text{ kg}) \\ &= 478\,280\,302 \text{ N/m} = 478 \text{ kN/mm} \end{aligned}$$

Kun arvioidaan maaparametrit varmalle, löysemmälle puolelle saadaan Robotilla jousivakioksi noin 390 kN/mm.

Name	Level (mm)	Unit weight (kG/mm3)	Friction angle (Deg)	Cohesion (MPa)	v	Eo (MPa)
Murske	0,00	22,00	34,0	0,00	0,15	300,00
Hiekka	-300,00	19,00	30,0	0,00	0,20	45,00

Kuva 33. Löysemmälle puolelle arvioidut maaparametrit

Tällöin perustussysteemin ominaistajuus on

$$\begin{aligned} f_n &= \left(\frac{1}{2\pi}\right) * \sqrt{\frac{k}{m}} & (31) \\ f_n &= \left(\frac{1}{2\pi}\right) * \sqrt{\frac{390\,000\,000 \text{ N/m}}{10\,860 \text{ kg}}} = 30,16 \text{ Hz} \end{aligned}$$

Taajuussuhde on noin 0,5 jolloin perustussysteemi toimii melko luotettavasti korkeaviritteisenä

$$16,7 \text{ Hz} / 30,16 \text{ Hz} = 0,554$$

Perustuksen painoa voitaisiin nyt pienentää, jolloin systeemin ominaistajuus kasvaa ja korkeaviritteisyyden aste paranee. Samalla on kuitenkin huolehdittava, että perustuksen jäykkyys säilytetään. Liian joustava perustus aiheuttaa koneen akseleille ylimääräisiä rasituksia, rakenne ei toimi jäykän kappaleen tavoin kuten laskentamallissa oletetaan ja perustusrakenteelle syntyy mahdollisesti väsymisrasituksia. Lisäksi keventäminen laskee perustuksen massahitautta, joka nostaa sen kiihtyvyyssamplitudia. Tämä voi osoittautua ongelmalliseksi värähtelyn raja-arvoja tarkasteltaessa.

Standardissa SFS-ISO 21940–11:2017 kerrotaan konetyypeittäin sallitut jäänösepäkeskisyyksien aiheuttamat värähtelyamplitudit. Pumput kuuluvat yleisesti luokkaan G6,3 mikä tarkoittaa, että niille sallitaan 6,3 mm/s värähtelyamplitudi. Näin ollen, tasapainotuksen ja käytönaikaisen kulumisen jälkeen suurin mahdollinen epäkeskisyyden arvo, jolla koneen edellytetään toimivan moitteettomasti, ilman huolto toimenpiteitä on

$$e = \frac{v}{\omega} = \frac{6,3 \text{ mm/s}}{2\pi * 16,7 \text{ Hz}} = 0,06 \text{ mm} \quad (32)$$

Koska pumpun ja moottorin pyörivää massaa ei ole ilmoitettu, arvioidaan sen osuudeksi 80 % kokonaispainosta. Kaavaan 1 mukaan saadaan dynaamiseksi voimaksi

$$\begin{aligned} F_s &= m_R \omega_r^2 e_M & (33) \\ &= 0,8 * (1470 \text{ kg} + 2180 \text{ kg}) * (2\pi * 16,7 \text{ Hz})^2 * 0,00006 \text{ m} \\ &= 1930 \text{ N} \end{aligned}$$

Kuvasta 19 nähdään, että taajuussuhteen ollessa 0,5 ja betonin sisäisen vaimenuksen taulukon 3 mukaan ollessa noin 0,04 on dynaaminen suurennuskerroin K_d noin 1,3. Eurokoodin 1991-3:n mukaan dynaaminen suurennuskerroin on

$$\varphi_M = \left[\left(1 - \frac{\omega^2}{\omega_n^2} \right)^2 + \left(2\zeta \frac{\omega^2}{\omega_n^2} \right)^2 \right]^{-\frac{1}{2}} \quad (34)$$

$$= \left[\left(1 - \frac{16,7^2}{30,16^2} \right)^2 + \left(2 * 0,04 * \frac{16,7^2}{30,16^2} \right)^2 \right]^{-\frac{1}{2}}$$

$$= 1,441$$

Perustussysteemin siirtymä amplitudiksi saadaan tällöin kaavan 35 mukaan 0,007 mm ja kiihtyvyyden amplitudiksi kaavan 36 mukaan 1,33 mm/s.

$$s = \frac{K_d * F_d}{k} = \frac{1,441 * 1930 \text{ N}}{390\,000 \text{ N/mm}} = 0,007 \text{ mm} \quad (35)$$

$$v = \omega_n * s = 2\pi * 30,16 \text{ Hz} * 0,007 \text{ mm} = 1,33 \text{ mm/s} \quad (36)$$

Jotta pumpun moitteeton toiminta voidaan taata, on perustuksen täytettävä värähtelylle asetetut raja-arvot. PSK-standardissa 5704 ja standardissa ISO 10816-3: 2009 annetaan uusien pumppujen värähtelyrajaksi 1,4 mm/s. Standardissa SFS-ISO 10816-7: 2017 annetaan puolestaan uusille keskipakopumpuille sallituksi värähtelyrajaksi 2,5 mm/s. Perustussysteemi täyttää nämä värähtelyrajat.

On myös huomioitava ympäristöön johtuva värähtely, joka voi olla haitallista muille laitteille tai jonka tiloissa työskentelevät voivat kokea epämukavaksi. Lisäksi liittyvien rakenneseosien ominaistajuudet voivat poiketa perustuksen ominaistajuudesta. Tällöin niissä voi ilmetä värähtelyä voimistavaa resonanssia. Maanvaraisena perustettaessa tämä tuskin on ongelma maan vaimennusominaisuuksien takia, mutta välipohjalle asennettuna voi pienetkin amplitudit saada aikaan merkittävää värähtelyä.

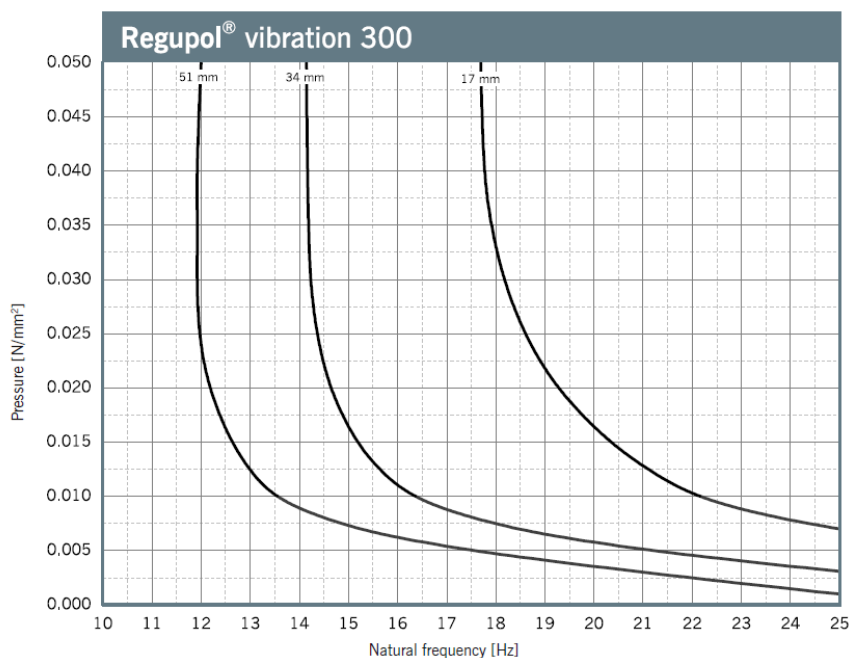
12.2 Eristys

Käytettäessä eristystä on perustussysteemi matalaviritettävä. Värähtelyeristeen ominaistajuus on näin ollen oltava mahdollisimman pieni. Jos herätetaajuus on hyvin matala, voidaan inertia-lohkon eli perustuksen massaa kasvattaa. Tämä painaa eristintä kasaan, jolloin sen ominaistajuus pienenee. Värähtelyeristeen taaajuus on systeemin ominaistajuuden määräävin osa, mutta eri vapausasteiden tai tässä tapauksessa eristeen ja maan yhteinen ominaistajuus voidaan laskea niiden käänteislukujen summana. Käytettäessä aiemmin varmalle, jäykemmälle puolelle arvioituja maaparametrejä, saadaan pelkän maanvaraisen perustuksen ominaistajuudeksi kaavan 31 mukaan 44,7 Hz. Kun valitun eristeen

ominaistaajuus on 12 Hz, saadaan kaavan 37 mukaan systeemin ominaistaajuudeksi 11,6 Hz.

$$f = \sqrt{\frac{1}{\frac{1}{f_i^2} + \frac{1}{f_j^2}}} = \sqrt{\frac{1}{\frac{1}{12^2} + \frac{1}{44,7^2}}} = 11,6 \text{ Hz} \quad (37)$$

Tarkastellaan esimerkiksi saksalaisen BSW:n kehittämää elastomeeristä Regupol-vaimenninmattoa. Jos eristettä käytetään koko perustuksen pohjan alueella, saadaan sen pysyväksi jännitykseksi 0,0262 N/mm². Tämän perusteella valitaan tuotekategoriasta Regupol vibration 300-materiaali. Kuvasta 34 nähdään, että käyttämällä paksuinta 51 mm mattoa on parhaimmillaan saavutettavissa 12 Hz ominaistaajuus ja 1,39 taajuus-suhte. Tämä ei ole aivan tavoitteena olevaa taajuus-suhdetta 2, mutta täyttää kuitenkin matalaviritteisen perustuksen rajan $\sqrt{2}$. Eristystä suunniteltaessa on myös huomioitava perustuksen painojakauma. Painojakauman vaikutusta voidaan säätää käyttämällä eri jäykkyisiä eristimiä eri kohdissa.



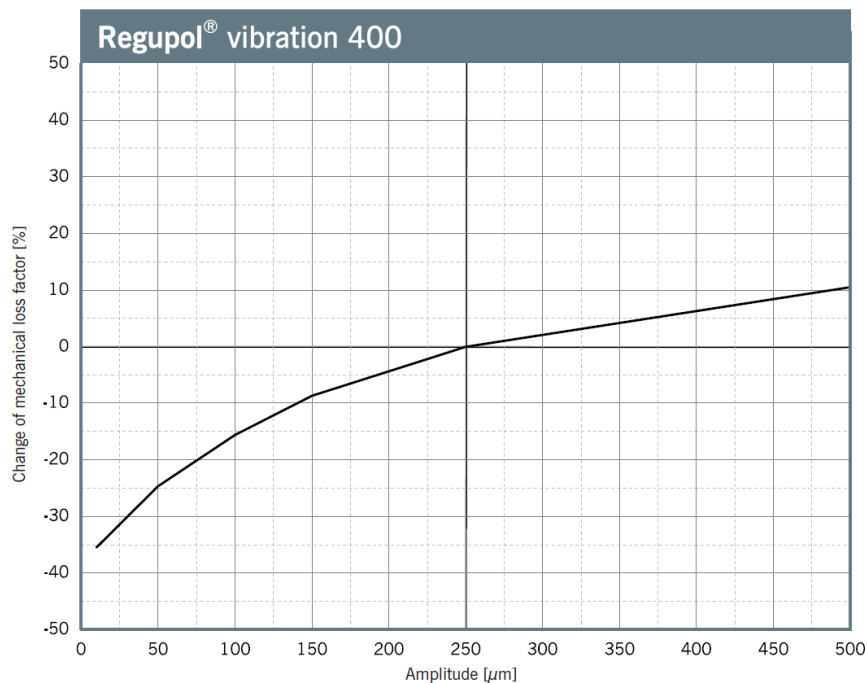
Kuva 34. Regupol vibration 300-materiaalin ominaistaajuus suhteessa kuormitukseen ja materiaalipaksuuteen (BSW Berleburger 2019.)

Jos maapohjaan tai muihin rakenteisiin välittyvät värähtelyamplitudit ovat liian suuria, voidaan niitä eristää. Vaimenninmatolla on betonin sisäiseen

vaimennukseen verrattuna hyvä värähtelyn vaimennuskyky. Betonilla sisäinenvaimennus on noin 0,04 ja Regupol matolla noin 0,18 jotka ovat yhteensä 0,22. Tätä ominaisuutta voidaan hyödyntää lähinnä arvioitaessa resonanssi tilanteen värähtelyamplitudeja, joita voi syntyä esimerkiksi pumppua käynnistettäessä ja sammuttaessa. Eristimen läpi välittyvää värähtelyamplitudin suuruutta voidaan arvioida välityskertoimen T avulla.

$$T = \sqrt{\frac{1+4\left(\frac{\omega}{\omega_n}\right)^2\left(\frac{c}{c_k}\right)^2}{\left[1-\left(\frac{\omega}{\omega_n}\right)^2\right]^2+4\left(\frac{\omega}{\omega_n}\right)^2\left(\frac{c}{c_k}\right)^2}} = \sqrt{\frac{1+4\left(\frac{16,7}{12}\right)^2 0,22^2}{\left[1-\left(\frac{16,7}{12}\right)^2\right]^2+4\left(\frac{16,7}{12}\right)^2 0,22^2}} = 1,05 \quad (38)$$

Kuvasta 20 huomataan, että vaimennus ei toimi erityisen hyvin eristeen toiminta-alueella, taajuus-suhteen ollessa suurempi kuin $\sqrt{2}$, mutta resonanssi tilanteen amplitudipiikkiä vaimennus laskee. On myös huomattava, että vaimenninmattolla ei ole sisäistä vaimennusta, jos amplitudit jäävät hyvin pieniksi, kuten kuva 35 osoittaa.



Kuva 35. Amplitudin suuruuden vaikutus sisäiseen vaimennukseen (BSW Berleburger 2019.)

12.3 Voimat

Jotta varmistutaan koneen luotettavasta kiinnityksestä perustukseen sekä perustuksen kiinnityksestä alustaansa, on koneen aiheuttamat voimat selvitettävä. Suurin voima syntyy vikatilanteessa, jossa sähkömoottori menee oikosulkuun. Eurokoodissa 1991-3 esitetään sähkömoottorin oikosulkumomentin laskenta ajasta riippuvana yhtälönä:

$$M_k(t) = 10M_0 \left(e_m^{\frac{t}{0,4}} \sin \Omega_N t - \frac{1}{2} e_m^{\frac{t}{0,4}} \sin 2\Omega_N t \right) - M_0 \left(1 - e_m^{\frac{t}{0,15}} \right) \quad [\text{Nm}] \quad (39)$$

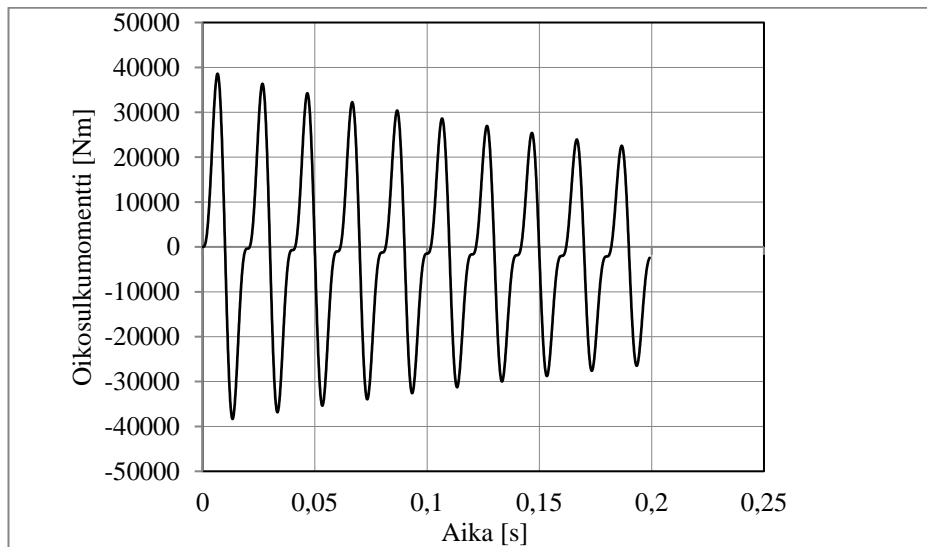
M_0 = ominaistehoa vastaava nimellismomentti [Nm]

Ω_N = sähköverkon kulmataajuus [rad/s], Euroopassa 50 Hz

t = aika [s]

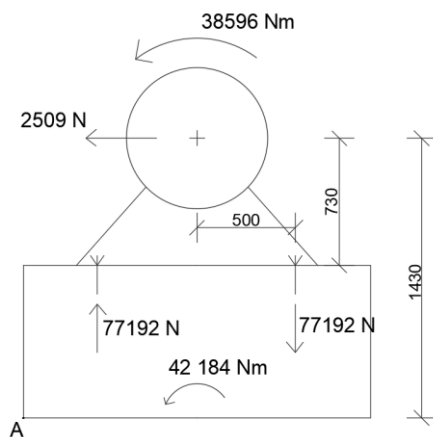
e_m = Neperin luku

Moottorin nimellismomentin ollessa 3032 Nm saadaan oikosulkumomentin huipparvoksi 38596 Nm, kuten kuva 36 osoittaa. Eurokoodin mukaan oikosulkumomentti voidaan myös laskea yksinkertaistettuna $12 \cdot M_0 = 36384$ Nm. Arvo on noin 6 % tarkempaa kaavaa pienempi, mikä on hyvä huomioida kiinnitystä suunniteltaessa. Oikosulkumomentti on vielä muutettava ekvivalentiksi staattiseksi momentiksi, joka eurokoodin mukaan on $1,7 \cdot$ oikosulkumomentti = 61 853 Nm.



Kuva 36. Oikosulkumomentin aikariippuvuus

Perustusta rasittava vaakavoima on yhtä suuri kuin kaavan 33 dynaaminen pystykuorma kerrottuna kaavan 34 dynaamisella kertoimella. Koneen voimat ja perustusta kaatavat voimat voidaan yksinkertaistaen esittää kuvan 37 mukaisesti. Todellisuudessa laitetoimittajan olisi ilmoitettava rakennesuunnittelijalle kiinnityspistekohtaiset voimat, joiden perusteella tarkempi tulkinta on mahdollista suorittaa. Lisäksi monien pumppujen ja laitteiden kohdalla varaudutaan kapasiteetin nostoon niin, että pumppuun saa vaihdettua rungoltaan isomman moottorin ilman suurempia muutoksia perustukseen. On siis huomioitava kyseisen pumpun tai koneen suurin mahdollinen käyttömoottori.



Kuva 37. Koneen kiinnitysvoimat ja perustusta kaatavat voimat

Havaitaan, että kaatava momentti on pienempi kuin perustuksen ja koneen painon vakauttava momentti perustuksen nurkan A ympäri. Regupol-vaimenninmaton kitakertoimeksi betoni pintaa vasten ilmoitetaan 0,8. Näin ollen tarvittaisiin 87,44 kN vaakavoima liu'uttamaan perustusta vaakasuunnassa. Keskipakovoiman aiheuttama vaakakomponentti on huomattavasti tätä pienempi.

13 Yhteenveto

Maanvaraisessa perustuksessa dynaamisten maaparametrien määrittäminen ja maan jousivakion laskeminen on avainasemassa. Jotta yksinkertaisesti käytössä olevia yleistyksiä voisi luotettavasti tehdä, tulisi rakennetyypissä käytettävien maakerroksien dynaamiset parametrit tuntea tarkasti. Jatkotutkimukseksi sopisi hyvin kyseenomaisten maakerrosten dynaamisten muodonmuutosmoduulien määrittäminen paikalla mitaten ja laboratoriotestejä suorittaen. Näillä

tutkimuksilla tyyppirakenteen mitoituksesta saataisiin luotettavampi ja tarkempi, koska maaparametrejä ei tarvitsisi arvioida niin konservatiivisesti. Lisäksi laskentatuloksien oikeellisuuden ja värähtelytasojen varmentaminen vaatisi käyttöön-oton jälkeisiä seurantamittauksia.

Työn liitteessä 1. on tarkasteltu jousivakion muutosta perustuksen muodon eli pituuden ja leveyden suhteen muuttuessa. Tarkastelussa havaittiin, että muodolla on jokseenkin pieni vaikutus jousivakioon. Liitteessä 2. havainnollistetaan herätetaajuuden, jousivakion ja massan vaikutusta perustuksen viritysasteeseen. Liitteessä 3. esitetään näkymä Excel-taulukosta, jolla voidaan laskea perustuksen viritysaste ja värähtelyamplitudit.

Esitetyssä laskennassa ei ajanpuutteen vuoksi ole huomioitu vaakasuuntaista värähtelyä, joka voi olla jopa määräävämpi tekijä. Koneen ja perustuksen painopiste on sijoitettava mahdollisimman alas ja lähelle toisiaan. Lisäksi perustuksen tulisi olla konetta jonkin verran leveämpi, mikä lisää sen vakautta. Näillä keinoilla perustuksen vaakasuuntaiselta mastomaiselta ja keikkuvulta värähtelyltä vältytään. Värähtelysystemissä on resonanssipeikkejä myös kerrannaisilla herätetaajuuksilla, jotka suunnittelijan pitäisi osata huomioida. Dynaamisen rasituksen syklinen luonne voi aiheuttaa rakenteissa väsymistä. Tämä ongelma voidaan yleensä ohittaa tekemällä rakenteista tarpeeksi massiivisia, mutta esimerkiksi kun korkeavirityksen astetta parannetaan rakennetta keventämällä, on se hyvä pitää mielessä. Eurokoodissa on esitetty laskentakaava sähkömoottorin vikatilanteessa syntyvälle oikosulkumomentille. Siinä ei kuitenkaan oteta kantaa momenttiin, joka voi syntyä laitteen äkillisestä pysähtymisestä, esimerkiksi linjastoon päässeeseen tukkeen, kuten kiven vaikutuksesta. Tämän momentin yhtälö on oikosulkumomentin tavoin ajasta riippuvainen. Jos pysähtymisaika asetetaan nolaksi, kasvaa momentti äärettömäksi. Arviointi vaatisi näin ollen vahvaa empiiristä tietoa mahdollisista onnettomuustilanteissa syntyvistä momenteista.

Työstä rajautui pois myös perustuksen tarkastelu välipohjan päällä. Välipohjan materiaaliominaisuudet tunnetaan tarkemmin ja siksi ne on helpompi tuottaa. Näin ollen välipohjalle koneita perustettaessa ei välttämättä tarvitsisi tehdä niin konservatiivisia ratkaisuja kuin maanvaraisessa perustuksessa. Välipohjan

ominaistaajuus voitaisiin mitata helposti paikanpäältä, koska silloin on kyse jo olevasta rakenteesta.

14 Pohdinta

Suomi on seismisesti maailman rauhallisimpia alueita, joten rakennusinsinöörin tutkinto ei sisällä opintoja värähtelyn hallinnasta. Muualla maailmassa tämä on toki arkipäivää. Tämä lähtökohta huomioiden opinnäytetyön aihe vaati erittäin paljon itsenäistä aiheeseen syventymistä ja olisikin voinut sopia paremmin ylemmän korkeakoulututkinnon päättötyöksi.

Koneperustuksen suunnittelu liikkuu jo aiheena monen suunnittelualan rajapinnalla, eikä vastuu alueiden hahmottaminen ole aina helppoa. Niin laite-, prosessi-, pohjarakenne- ja rakennesuunnittelijan on ymmärrettävä dynaamisen rasituksen tuomat erityisvaatimukset. Vaikka kaikilla näillä on osansa suunnitteluprosessissa, on rakennesuunnittelija viimekädessä se, joka vastaa, että kone, ympäröivät rakenteet ja ihmiset pystyvät toimimaan tilassa häiriöttä. Tiedon välitön ja kynnyksetön vaihto eri toimijoiden välillä on onnistuneen suunnitteluprosessin ytimessä.

Värähtelyanalyysien laatiminen FEM-laskentaohjelmilla ei ole monellekaan rakennusinsinöörille arkipäiväistä eikä pienten koneiden kohdalla kannattavaa. Uutta keskikokoista laitetta hankittaessa tai uusittaessa on perustuksen kustannuksien osuus vain noin 5-10 % kokonaiskustannuksista. Tämä huomioiden perustuksen hyvin tarkka analysointi ja optimointi ei välttämättä ole keskeistä. Arvokkaan laitteen ja prosessin häiriötön toiminta on kuitenkin pystyttävä takaamaan ja tarvittaessa laskennallisesti osoittamaan.

Lähteet

ACI Committee 351 2004. Foundations for Dynamic Equipment. Farmington Hills: American Concrete Institute.

Alanko, Seppo 2015. Aaltoliike ja optiikka. Oulu: Oulun yliopisto.

Arya, Suresh, Michael O'Neill & George Pincus 1979. Design of Structures and Foundations for Vibrating Machines. Houston: Gulf Publishing Company.

Benz, Thomas 2007. Small-Strain Stiffness of Soils and its Numerical Consequences. Stuttgart: Universität Stuttgart.

BSW Berleburger. <https://www.berleburger.com/en/vibration-machinery> Luettu 11.2.2019

CFM Schiller GmbH. <http://www.cfm-schiller.de/en/vibration-isolation-technology/products/vibration-isolated-systems/active-passive-vibration-isolation/> Luettu 11.2.2019.

Continental. <https://www.contitech.de/en-GL/Solutions/Suspension-anti-vibration/Machines-plants/Air-Springs-Isolation> Luettu 11.2.2019.

EN 1299 2009. Mekaaninen värähtely ja isku. Koneiden värähtelyeristys. Ohjeita värähtelylähteen eristämiseksi. Helsinki: Suomen Standardisoimisliitto SFS ry.

EN 1990 2010. Eurokoodi 0. Rakenteiden suunnitteluperusteet. Helsinki: Suomen Standardisoimisliitto SFS ry.

EN 1991-3 2016. Eurokoodi 1. Rakenteiden kuormat. Osa 3 Nostureiden ja muista koneista aiheutuvat kuormat. Helsinki: Suomen Standardisoimisliitto SFS ry.

EN 1997-1 2014. Eurokoodi 7. Geotekninen suunnittelu. Osa 1. Yleiset säännöt. Helsinki: Suomen Standardisoimisliitto SFS ry.

Hakulinen, Matti 1991. Dynaamisesti kuormitettu paaluperustus. Tampere: Tampereen teknillinen yliopisto.

Hakulinen, Matti 2010. Rakenteiden dynamiikan perusteet. Oppimateriaali. Tampere: Tampereen Teknillinen Yliopisto.

Hassinen, Niina 2014. Anturaperustuksien jäykkyyden määrittäminen rungon FEM-laskentaa varten. Tampere: Tampereen Teknillinen Yliopisto.

Heikkinen, Janne 2010. Kokeellisen moodianalyysin jälkikäsitteily ominaismuotojen visuaaliseksi tarkastelemiseksi. Lappeenranta: Lappeenrannan Teknillinen Yliopisto.

- Hurme, Ilkka 2012. Asuinkerrostalojen välipohjien värähtelytarkastelut liikennetärinäalueella. Lappeenranta: Saimaan ammattikorkeakoulu.
- Inman, Daniel J. 2001. Engineering Vibration. Pearson Education International.
- InterNetix 2018. Otavan Opisto. http://opinnot.internetix.fi/fi/muikku2materiaalit/lukio/fy/fy3/1_varahtely Luettu 1.12.2018
- Irvine, Tom 2004. Damping Properties of Materials.
- ISO 2372 2000. Pyörimisnopeusalueella 10...200 Hz toimivien koneiden värähtely. Värähtelyn arvioinnin perussäännöt. Helsinki: Suomen Standardisoimisliitto SFS ry.
- ISO 2631-1:1997. Mechanical vibration and shock. Evaluation of human exposure to whole-body vibration. Part 1. General requirements
- Juuti, Janne 2016. Vaakasuuntaisesti värähtelevien paaluperustusten dynaamiset analyysimenetelmät. Tampere: Tampereen teknillinen yliopisto.
- Massarsch, K. R. 2005 Deformation Properties of Stabilized Soil Columns. Tukholma: Vibisol International AB.
- Mäkelä, H 1990. Geomekaniikka 2. Helsinki: Suomen Rakennusinsinöörien Liitto ry.
- Nohyék, Petri & Veli Lumme 2004. Kunnonvalvonnan värähtelymittaukset. Espoo: Kunnossapitoyhdistys ry.
- Pennala, Erkki 1999. Koneiden ja rakenteiden värähtelyt. Helsinki: Otatieto.
- PSK 5701 2017. Kunnonvalvonnan värähtelymittaus. Käsitteet ja määritelmät. Käytettävät suureet ja mittayksiköt. Helsinki: PSK Standardisointiyhdistys ry.
- PSK 5704 2013. Kunnonvalvonta. Värähtelymittaus. Vastaanottotarkastus ja tärinärasitusrajat. Helsinki: PSK Standardisointiyhdistys ry.
- Rana, Pankaj 2017. Poisson's Ratio of Soils Using Resonant Column Apparatus. Guwahati: Indian Geotechnical Conference 2017.
- Resonate acoustics 2016. Residential Vibration Investigation. Sydney: Resonate Consultans.
- RIL 201-1-2017. Suunnitteluperusteet ja rakenteiden kuormat. Helsinki: Suomen Rakennusinsinöörien Liitto RIL ry.
- RIL 253-2010. Rakentamisen aiheuttamat tärinät. Helsinki: Suomen Rakennusinsinöörien Liitto RIL ry.

Romppainen, Pentti 2016. Diskreetti Fourier-muunnos ja sen hyödyntäminen signaalien spektrien muodostamisessa. Kajaani: Kajaanin ammattikorkeakoulu.

Salonen, Miska 2015. Merikonttien testilaitteistojen suunnittelu. Lappeenranta: Lappeenrannan teknillinen yliopisto.

SFS 4631 2000. Laitteperustukset. Mitoitustiedot. Helsinki: Suomen Standardisoimisliitto SFS ry.

SFS-ISO 10816-3 2012. Mechanical vibration. Evaluation of machine vibration by measurements on non-rotating parts. Industrial machines with nominal power above 15kW and nominal speeds between 120 r/min and 15000 r/min when measured in situ. Helsinki: Suomen Standardisoimisliitto SFS ry.

SFS-ISO 10816-7:2017. Mechanical vibrations. Evaluation of machine vibration by measurements on non-rotating parts. Rotodynamic pumps for industrial applications, including measurements on rotating shafts. Helsinki: Suomen Standardisoimisliitto SFS ry.

SFS-ISO 21940-11-2017. Mechanical vibration. Rotor balancing. Procedure and tolerances for rotors with rigid behavior. Helsinki: Suomen Standardisoimisliitto SFS ry.

Słota-Valim, Małgorzata 2015. Static and dynamic elastic properties, the cause of the difference and conversion methods - case study. Krakow: Nafta-Gaz.

Suuronen, Anssi 2011. Moodianalysilaitteiston kartoitus ja käyttöönotto tuuli-voimageneraattoreita valmistavassa yrityksessä. Lappeenranta: Saimaan ammattikorkeakoulu.

Talja, Asko 1996. Teräsrunkoisten välipohjien värähtelyn hallinta. Espoo: VTT.

Tiikkaja, Minna 2014. Sekoittimella varustetun säiliön teräksisen tukirakenteen dynaaminen analyysi. Tampere: Tampereen Teknillinen Yliopisto.

Total Vibration Solutions 2019. <http://www.totalvibrationsolutions.com/page/127/Vibration-Isolation-for-HVAC-Systems.htm> Luettu 15.1.2019

Työsuojelu 2019. <https://www.tyosuojelu.fi/tyoolot/fysikaaliset-tekijat/tarina/rajarvot> Luettu 11.2.2019

Törnqvist, J. ja Talja A. 2006. Suositus liikennetärinän arvioimiseksi maankäytön suunnittelussa. Helsinki: VTT.

Valkonen, Heikki 2008. Jätevesipumpun jalustan värähtelytutkimus. Helsinki: Helsingin Ammattikorkeakoulu Stadia.

A.Talja 2004. VTT 2278. Suositus liikennetärinän mittaamisesta ja luokitukselta. Espoo: VTT Rakennus- ja yhdyskuntatekniikka.

Young & Freedman 2012. University Physics with Modern Physics. Santa Barbara: University of California.

Liite 1. Muodon vaikutus jousivakioon

Liite 1. Muodon vaikutus jousivakioon

Liite 2. Perustuksen viritysdiagrammit, korkeaviritys

Liite 2. Perustuksen viritysdigrammit, korkeavirtitys

Liite 2. Perustuksen viritysdiagrammit, korkeaviritys

Liite 3. Perustuksen vityysdiagrammit, matalaviritys

Liite 3. Perustuksen viritysdiagrammit, matalaviritys

Liite 3. Perustuksen viritysdiagrammit, matalaviritys

