

VAASAN YLIOPISTO

TEKNILLINEN TIEDEKUNTA

ENERGIATEKNIikka

Ilkka Vuorinen

TUULITURBIININ VAIHDELAATIKON JA MUIDEN MEKAANISTEN KOMPONENTTIEN TUOTTAMAN MELUN SYNTY JA HALLINTA

Diplomityö, joka on jätetty tarkastettavaksi diplomi-insinöörin tutkintoa varten Vaasassa 24.10.2016.

Työn valvoja

Erkki Hiltunen

Työn ohjaaja

Petri Välisuo

ALKULAUSE

Haluan kiittää Vaasan energiainstituutin tutkimusjohtajaa Erkki Hiltusta mielenkiintoisen ja haastavan diplomityöaiheen antamisesta, joka vei minut värähtelyn monimuotoiseen maailmaan. Erityiskiitokset työn ohjaajalle Petri Välisuolle hyvistä neuvoista ja halusta auttaa selvittämään työhön liittyviä haasteita. Lopuksi, haluan kiittää perhettäni saamastani tuesta ja kannustuksesta, mikä motivoi viemään työn päätökseen.

Laihiolla 24.10.2016

Ilkka Vuorinen

SISÄLLYSLUETTELO

ALKULAUSE	2
SYMBOLI- JA LYHENNELUETTELO	6
TIIVISTELMÄ	7
ABSTRACT	8
1 JOHDANTO	9
2 TUULIVOIMALAN RAKENNE	11
2.1 Tuulivoimalat	11
2.1.1 Vastuseroon perustuvat tuulivoimalat	13
2.1.2 Aerodynaamiseen nosteeseen perustuvat tuulivoimalat	13
2.2 Roottori	14
2.2.1 Roottorin lapa	16
2.2.2 Roottorin napa	16
2.2.3 Lapakulman säätöjärjestelmä	18
2.3 Voimansiirto	20
2.3.1 Vaihdelaatikko	26
2.3.2 Kytkimet ja jarrut	31
2.3.3 Generaattorit	32
2.4 Lisäkojeet ja -komponentit	32
2.4.1 Kääntöjärjestelmä	32
2.4.2 Lämmitys ja jäähdytys	33
2.4.3 Anturit	34

2.5	Torni ja perustus	35
3	AKUSTIIKAN PERUSKÄSITTEITÄ	37
3.1	Akustiikan perusteita	37
3.1.1	Akustiikan suureita	37
3.1.2	Melu	41
3.2	Tuulivoimalan melu	43
3.2.1	Mekaaninen melu	44
3.2.2	Aerodynaaminen melu	46
3.2.3	Melun vaimennus	48
3.3	Tuulivoimaloiden ulkomelutason ohjearvot Suomessa	49
4	MEKAANINEN VÄRÄHTELY TUULITURBIINEISSA	50
4.1	Värinää aiheuttavat komponentit	50
4.1.1	Vaihdelaatikko	51
4.1.2	Hammaspyörä	52
4.1.3	Laakerit	55
4.1.4	Jäähdytysjärjestelmän puhaltimet	57
4.1.5	Sähkökoneet	59
4.1.6	Roottorin lapojen värähtely	60
4.2	Tuuliturbiinin yleisimmät materiaalit ja niiden vaikutus värähtelyyn	62
4.3	Äänen synty mekaanisesta värinästä	64
5	MELUN HALLINTA	66
5.1	Aerodynaamisen ja mekaanisen melun erottaminen toisistaan	67
5.2	Mekaanisen melun hallinta ja rajoituskeinot	67
5.2.1	Passiivinen vaimennus	68

5.2.2	Aktiivinen vaimennus	73
5.2.3	Puoliaktiivinen vaimennus	74
6	MITTAUKSET	76
6.1	Mittalaitteet	76
6.1.1	Mikrofoni	78
6.1.2	Sääsuoja	78
6.1.3	Ohjainalusta ja ulkoinen tietokone	79
6.2	Mittauskohde – vaihdelaatikollinen tuuliturbiini	80
6.3	Mittaustulokset	81
6.3.1	Lasku- ja spektriesimerkki 1	82
6.3.2	Lasku- ja spektriesimerkki 2	85
6.3.3	Lasku- ja spektriesimerkki 3	87
7	JOHTOPÄÄTÖKSET	90
8	YHTEENVETO	91
	LÄHDELUETTELO	94
	LIITTEET	101

SYMBOLI- JA LYHENNELUETTELO

$E(f)$	Rakenteen venymäenergian huippuarvo tietyllä taajuudella
f	Taajuus
f_m	Hammaspyörän ryntötaajuus
I	Äänen intensiteetti
L_{eq}	Äänen ekvivalenttitaso
L_I	Äänen intensiteettitaso
L_p	Äänipainetaso
L_w	Äänitehotaso
N	Hammaspyörän hampaiden lukumäärä
p	Äänipaine
P	Ääniteho
$P(f)$	Häviöihin kuluva värähtelyteho tietyllä taajuudella
t_i	Yhtäjaksoisen melujakson kesto
v	Äänen nopeus
Z_{21}	Lieriöhammaspyöräparin välityssuhde
$\alpha(f)$	Absorptiokerroin
$\eta(f)$	Rakenteen tai materiaalin häviökerroin tietyllä taajuudella
λ	Aallonpituus
ω	Hammaspyörän pyörimisnopeus

VAASAN YLIOPISTO**Teknillinen tiedekunta**

Tekijä:	Ilkka Vuorinen
Diplomityön nimi:	Tuuliturbiinin vaihdelaatikon ja muiden mekaanisten komponenttien tuottaman melun synty ja hallinta
Valvojan nimi:	Erkki Hiltunen
Ohjaajan nimi:	Petri Välisuo
Koulutusohjelma:	Energia- ja informaatioteknologian koulutusohjelma
Suunta:	Energiatekniikka
Opintojen aloitusvuosi:	2014
Diplomityön valmistumisvuosi:	2016

Sivumäärä: 101 + 1 liite

TIIVISTELMÄ

Diplomityön tavoitteena on selvittää mekaanista värähtelyä ja melua aiheuttavat komponentit tuuliturbiinissa sekä esittää keinoja syntyvän melun hallintaan. Lisäksi, työssä tutkitaan onko mahdollista selvittää tuuliturbiinin vaihdelaatikossa syntyvät tonaaliset melulähteet vertaamalla vaihdelaatikon ryntötaajuuksia mitattuihin äänispektreihin.

Tuuliturbiinin aiheuttama melu voidaan jakaa aerodynaamiseen ja mekaaniseen meluun, missä ensimmäistä syntyy ilmavirtauksesta roottorin lapojen yli ja jälkimmäistä sähköntuotantokoneiston toiminnasta. Valtaosa tuuliturbiinin aiheuttamasta melusta on aerodynaamista, mutta sähköntuotantokoneiston tuottama melu voi sisältää häiritseviksi koettuja tonaalisia komponentteja. Tuuliturbiinin mekaanisen melun pääasiallisiin lähteisiin lukeutuvat vaihdelaatikon sisältämien hammaspyörien keskinäiset hammaskosketukset, laakerit ja generaattori, mitkä kaikki ovat yhteydessä roottorin pyörimisnopeuteen.

Meluongelmaa voidaan lähestyä yksinkertaisella *lähde - välitystie - vastaanottaja* -mallilla, missä ensisijaisesti tulisi vaikuttaa lähteeseen. *Lähde* voi olla esimerkiksi vaihdelaatikon hammaspyörien värähtelystä runkoäänenä syntyvää ääntä. *Välitystie* voi olla esimerkiksi laitteen runkorakenne ja liitokset, mitä pitkin värähtely etenee tai se voi olla myös ilmatie, jossa ääni etenee. Värähtelyä välitystiessä voidaan hallita passiivisilla, aktiivisilla ja puoliaktiivisilla vaimentimilla. Usein *vastaanottaja* on ihmisen korva, jolloin esimerkiksi korvatulppien, kuulosuojainten tai äänivaimennettujen koppien käyttö on mahdollista.

Tutkimusosuuden ääni- ja ympäristön olosuhdemittaukset ovat Nordex N117/2400-tuuliturbiinin läheisyydestä. Vaihdelaatikon tehtiin Excel-pohjainen laskin, joka antaa kaikkien hammaspyörien pyörimisnopeudet ja ryntötaajuudet roottorin pyörimisnopeuden perusteella. Vertaamalla laskennasta saatuja ryntötaajuustuloksia mitattuihin keskiarvotettuihin äänispektreihin havaittiin useiden tonaalisten komponenttien osuvan vaihdelaatikon hammaspyörien ryntötaajuuksien läheisyyteen.

AVAINSANAT: tuuliturbiinit, melu, hammaspyörät, värähtelyt

UNIVERSITY OF VAASA**Faculty of technology****Author:**

Ilkka Vuorinen

Topic of the Thesis:

The Origin and Control of the Noise from the Wind Turbine Gearbox and Other Mechanical Components

Supervisor:

Erkki Hiltunen

Instructor:

Petri Välisuo

Degree:

Degree Programme in Energy and Information engineering

Major:

Energy Technology

Year of Entering the University: 2014**Year of Completing the Thesis:** 2016**Pages:** 101 + 1 appendix

ABSTRACT

Purpose of this research is to find out components causing mechanical vibration and noise in a wind turbine and to provide means to control the noise. In addition, this work determines the sources of tonal components from a gearbox of a wind turbine by comparing gear meshing frequencies to the measured sound spectra.

Noise generated in wind turbine can be divided to aerodynamic and mechanical noise, where the former is caused by air flow over the rotor blades and the latter from rotation of mechanical components. Most of the noise caused by a wind turbine is aerodynamic, but the noise generated from the mechanical parts can contain tonal components, which may be experienced as particularly irritating. The main sources of mechanical noise in a wind turbine include a gearbox, bearings, and a generator, which all are connected to the rotation speed of the rotor.

Noise control can be approached with a simple *source – path – receiver* model, where the source is the primary target of attenuation. *Source* can be for example vibration generated from the meshing of gears in a gearbox, which cause structure borne noise. *Path* can be for example air, or structures of the machine and its mountings in which the vibration proceeds along. Vibration in a path can often be reduced with passive, active, and semi-active damping. The *receiver* is in many cases the human ear, which can be protected for example by using ear plugs, hearing protectors and personnel enclosures.

The sound and environmental data used in the empirical part of the study was measured from the vicinity of a Nordex N117/2400 wind turbine. An Excel based calculator was made for the gearbox that calculates the meshing frequencies and the rotational speeds of each gear from the rotation speed of the wind turbine's rotor. By comparing the calculated meshing frequencies to the measured sound spectrums it was observed that the tonal components were similar with the meshing frequencies in many cases.

KEYWORDS: wind turbines, noise, gears, vibration

1 JOHDANTO

Tuulivoiman ollessa yksi kasvavimmista energiantuotantomuodoista maailmassa, sen ympäristövaikutukset ovat nousseet keskeisiksi aiheiksi yhteiskunnassa. Ympäristövaikutuksista varsinkin tuuliturbiinin aiheuttama melu on mahdollisten terveysvaikutusten osalta luonut keskustelua ja tutkimuksia viime aikoina. Esimerkiksi, Council of Canadian academics (2015: 98–100) tekemän tutkimuksen mukaan tuuliturbiinin melun aiheuttamista terveysvaikutuksista ei ole riittävää johdonmukaista näyttöä vielä olemassa. Uosukaisen (2010: 29–31) mukaan syntyvän melun ominaispiirteet voidaan kuitenkin kokea erityisen häiritseväksi. Tämän johdosta Suomen valtioneuvosto on asettanut tuulivoimaloiden ulkomelutasojen ohjearvoihin (1107/2015) kohdan, missä tuulivoimalan tuottamaan ääneen tehdään lisäys sen tuottaessa kapeakaistaista tai impulssimaista ääntä. Syntyvään ääneen tehtävä lisäys vaikuttaa tuulivoimapuistojen kaavoitusalueisiin kasvattaen meluvaikutuksen alaisuuteen jäävää aluetta, mikä voi johtaa suunnitteilla olevien tuulivoimaloiden määrän vähentämiseen kyseisellä alueella.

Diplomityössä keskitytään tuuliturbiinin mekaaniseen rakenteeseen, missä kapeakaistaiset melulähteet pääosin sijaitsevat. Työ on osa Vaasan energiainstituutin *Wind Turbine Sound Modelling and Measurements* (WindSome) -projektia, missä kentällä tehtäviä pitkän aikavälin äänimittauksia ja äänimallinnuksia yhdistetään reaaliaikaiseen kansalaisten palautteeseen. Työn aiheena on selvittää mekaanista värähtelyä aiheuttavat komponentit tuuliturbiinissa sekä esittää keinoja syntyvän melun hallintaan. Lisäksi, työssä tutkitaan onko mahdollista selvittää tuuliturbiinin vaihdelaatikossa syntyvät tonaaliset melulähteet vertaamalla vaihdelaatikon ryntötaajuuksia mitattuihin äänispektreihin.

Työ rajataan sisältämään tuuliturbiinin pääpiirteittäinen toimintaperiaate, missä selvitetään eri komponenttien ja rakenteiden toiminta ja tarkoitus. Yleisesti äänestä ja melusta kerrotaan perusteita keskityttäen tuuliturbiinin aiheuttamaan meluun. Tuuliturbiinin aiheuttamasta melusta painotetaan mekaanisen värähtelyyn, sen lähteisiin, välitysteihin ja vaimennuskeinoihin, kun taas aerodynaamisen melun syntyvät ja lähteet selvitetään pintapuolisesti. Lisäksi, melun vaimentamistavoista esitetään yleisesti eri tavat hallita mekaanista värähtelyä. Rajauksen ulkopuolelle jäävät muun muassa äänen leviäminen

ympäristössä sekä melun terveystvaikutusten että häiritsevyyden arviointi. Työn mittausosuus rajataan tuuliturbiinin vaihdelaatikon ryntötaajuuksien selvitykseen, mitatun äänidatan visualisoimiseen ja niiden keskinäiseen vertailuun.

Tutkimusosassa käytetään konstruktivistista tutkimusmenetelmää, missä luodaan uusi konstruktio työvälineeksi yhteiskunnallisesti ajankohtaisen ongelman ratkaisuuun. Työ sisältää kolme esimerkkiä, joissa kehitetyn konstruktion käytettävyyttä tutkitaan. Lopuksi tulosten hyödyllisyyttä tarkastellaan ja verrataan kirjallisuudessa aikaisemmin esitettyihin väittämiin.

Työn teoriaosuudessa kerrotaan ensin lyhyesti erimallisista olemassa olevista tuulivoimaloista, minkä jälkeen keskitytään vaak akselisten aerodynaamiseen nosteeseen perustuvien tuuliturbiinien rakenteeseen ja toimintaan. Seuraavaksi, esitetään akustiikan perusteita ja suureita sekä määritetään mitä melu on. Lisäksi, kappaleessa kerrotaan tuuliturbiinissa syntyvän melun tunnusomaiset piirteet sekä mekaanisen että aerodynaamisen melun lähteistä ja ominaispiirteistä. Kappaleessa neljä kerrotaan yksityiskohtaisemmin mekaanisesta värähtelystä ja sen muodostumisesta ääneksi, värähtelyä aiheuttavista komponenteista ja sen hallinnasta komponenttikohtaisesti. Lisäksi, kappale sisältää katsauksen tuuliturbiinissa käytettävistä materiaaleista. Kappaleessa viisi kerrotaan keinoista erottaa mekaaninen ja aerodynaaminen melu toisistaan sekä selvitetään passiiviset, aktiiviset ja puoliaktiiviset melunhallinta- ja vaimennuskeinot. Kappaleen kuusi mittausosuus koostuu työssä käytetyistä mittalaitteista, mittauskohteen esittelystä ja mitaus- ja laskutuloksista.

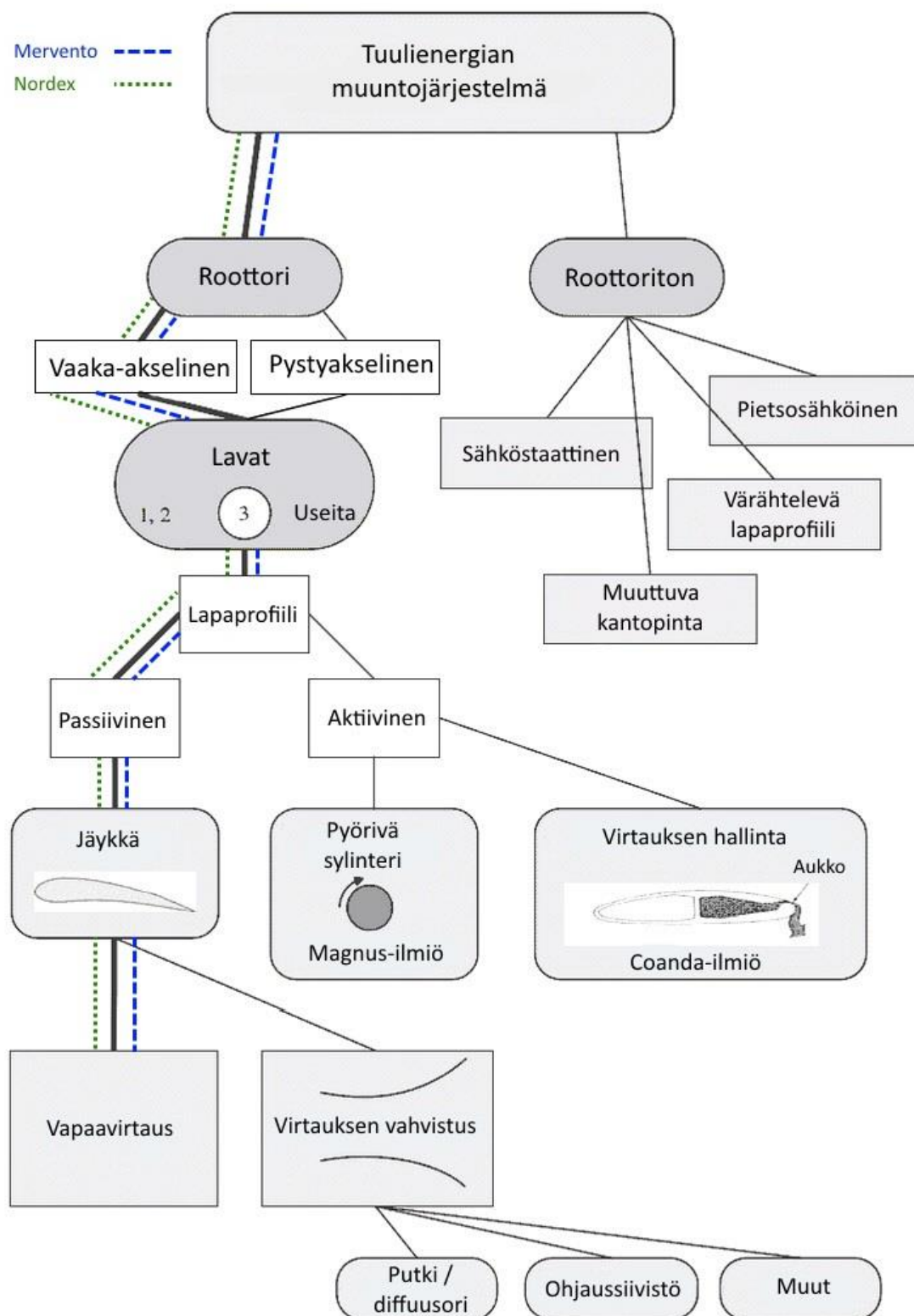
2 TUULIVOIMALAN RAKENNE

2.1 Tuulivoimalat

Tuulivoimassa on kyse energian muuntamisesta. Toimintaperiaatteesta riippumatta kaikki tuuliturbiinit muuntavat ilmassan liike-energiaa pyöriväksi mekaaniseksi energiaksi. (Gasch & Twele 2012: 46.) Pyörivä mekaaninen energia voidaan muuntaa edelleen generaattoreilla sähköksi. Auringon säteilystä alkunsa saava tuulivoima on tuotannoltaan päästötöntä, uusiutuvaa energiaa. (Suomen tuulivoimayhdistys 2016a.)

Tuuliturbiinin sähköntuotannon suuruus on ajallisesti vaihtelevaa, koska se on riippuvainen tuulen nopeudesta. Tuulen nopeuden kasvaessa voimalan teho lisääntyy. Tuuliturbiinin toiminta-alue vaihtelee valmistajan ja voimalan koon mukaan. (STY 2016a.) Esimerkiksi työssä tarkasteltava Nordexin 2,4 MW tuulivoimala tarvitsee käynnistyäkseen 3 m/s tuulen nopeuden ja voimala pysäytetään kun tuulen nopeus ylittää 20 m/s (Nordex 2016: 15). Tuulivoimalan pysäytyksellä suurilla tuulen nopeuksilla pyritään estämään laitevauriot (STY 2016).

Tuulivoimaloiden toimintaperiaatteille on kehitetty useita eri teknisiä malleja, kuten vastuseroon, aerodynaamiseen nosteeseen ja magnus -ilmiöön perustuvat turbiinit sekä Vortex tuuliturbiinit. Käytännössä suurin osa tällä hetkellä käytössä olevista tuulivoimaloista on aerodynaamiseen nosteeseen pohjautuvia turbiineja, joista yli 90 % vaaka-akselisia voimaloita. (Da Rosa 2013: 689.) Kuvassa 1 on yleinen konseptikartta tuulienergian muuntamistavoista, missä paksu lihavoitu viiva kuvaa pääasiallisesti käyttöön otettuja vaihtoehtoja (Jamieson 2011: 105–106). Lisäksi, kuvaan on merkitty katkovii-voin suoravetoisen Merventon 3.6-118- ja pisteviivoin vaihdelaatikollisen Nordexin N117/2400-tuuliturbiinin rakenteelliset polut.



Kuva 1. Tuulivoiman hyödyntämisen pääperiaatteet, missä paksu lihavoitu linja kuvaa pääasiallisesti käyttöön otettuja vaihtoehtoja. Työn mittausosuudessa tarkasteltavan Nordex-tuuliturbiinin rakenteet on merkitty pisteviivoin. Kuva on muokattu alkuperäisestä. (Jamieson 2011: 106.)

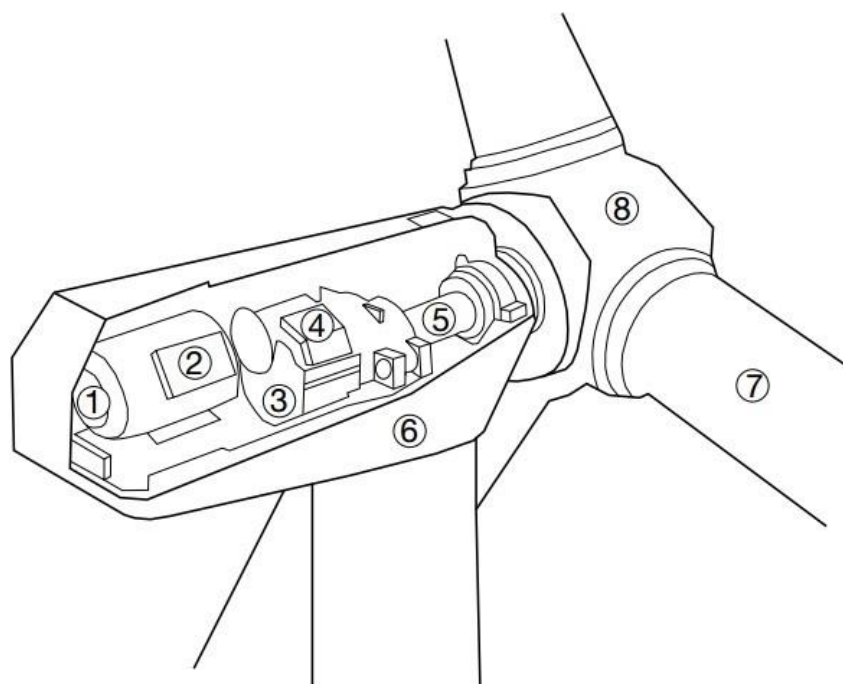
2.1.1 Vastuseroon perustuvat tuulivoimalat

Vastuseroon perustuvissa tuuliturbiineissa on pyörivä kehä akselin ympärillä, joka on poikittain tuulta kohti. Turbiinin kehällä on lapoja, joihin ohi virtaava tuuli vaikuttaa siten, että tuulenvastus on suuri myötätuulen puolella ja pieni vastatuulella. Lapa, johon myötätuuli vaikuttaa ei voi liikkua siihen kohdistuvaa tuulta nopeammin, koska tuulen aiheuttama voima lavan pintaan on sitä heikompi mitä pienempi nopeusero tuulen ja lavan pinnan välillä on. Lapoihin vaikuttavaa voimaa ei synny kun turbiinin kehänopeus vastaa tuulen nopeutta. (STY 2016b.)

Gasch (2012: 15–17) kertoo vastuseroon perustuvia tuuliturbiineita olleen vuonna 1700 eaa. ja Suomen tuulivoimayhdistyksen (2016b) mukaan uusia ratkaisuja kehitetään edelleen.

2.1.2 Aerodynaamiseen nosteeseen perustuvat tuulivoimalat

Tämän tyyppin turbiinien toiminta perustuu ohi virtaavan ilman aiheuttamaan nostevoimaan. Lapoihin vaikuttava nostevoima on sitä suurempi, mitä nopeampi ilmavirtaus on siiven ohitse. (STY 2016b.) Da Rosan (2013: 690) mukaan nostevoimaan perustuvien turbiinien toiminta vastaa sivutuulella purjehtimista, koska sekä turbiinin lavan, että purjelaivan nopeus voi olla suurempi kuin ohi virtaavan tuulen nopeus. Kuvassa 2 on tyypillinen kokoonpano aerodynaamiseen nosteeseen perustuvan tuuliturbiinin rakenteesta ja nasellin sisältämistä komponenteista (Tonin 2012: 20).



① Generaattori	⑤ Pääakseli
② Kytkin	⑥ Kääntökoneisto
③ Mekaaninen jarru	⑦ Lapa
④ Vaihdelaatikko	⑧ Roottorin napa

Kuva 2. Tyypillisen vastatuuliturbiinin rakenne ja nasellin sisältämät komponentit. Kuva on muokattu alkuperäisestä. (Tonin 2012: 20.)

2.2 Roottori

Tuuliturbiinin roottori koostuu roottorin navasta ja lavoista sekä akselista, joka yhdistää ne mahdolliseen vaihdelaatikkoon ja generaattoriin (Tonin 2012: 21). Roottori muuntaa tuulienergian mekaaniseksi pyöriväksi energiaksi. Vaaka-akseliset tuuliturbiinit voidaan jaotella roottorin sijainnista suhteessa torniin, joko myötätuuli- tai vastatuulirootteihin. Myötätuulirootteiden roottori on tornin takana. Haittapuolena kyseisellä kokoonpanolla on roottorin lavan jaksottainen ohitus tornin synnyttämästä sekoittuneesta ilmvirtauksesta, mikä on lisäkuormituksen ja -äänien lähde. Roottorin lapaan vaikuttavat aerodynaamiset voimat heikkenevät tornin jättöpyörteessä, mistä seuraa ylimääräisiä ja

vaihtelevia kuormituksia. Myötätuuliroottoireiden etu on mahdollisuus passiiviseen kulmakäännökseen pienissä tuulivoimaloissa. Markkinoiden yleisin roottorityyppi on vastatuuliroottori, missä roottori sijaitsee tornin edessä suhteessa tuuleen. Ilmavirtaus roottorinlapoihin on häiritsemätöntä, mutta kyseinen kokoonpano vaatii aktiivista kulmakäännöstä eli kääntömoottoria. (Gasch 2012: 48.)

Roottorin pyörintänopeus on tuuliturbiinin yksi keskeisimmistä suunnitteluparametreista. Tuuliturbiinin teho saadaan roottorin vääntövoimasta ja kulmapyörintänopeudesta. Roottorin pyörintänopeudesta ja tuulen nopeudesta saadaan kärkinopeussuhde. Lavan kärjen nopeuden suhdeluku on merkittävin parametri aerodynaamisen lavan suunnittelussa. Esimerkiksi, pienellä suhdeluvulla suunniteltu tuuliturbiini tuottaa suuren väännön pienellä roottorin pyörintänopeudella. Vastakohtaisesti suurella suhdeluvulla suunniteltu tuuliturbiini tuottaa saman tehon pienellä vääntövoimalla ja suurella roottorin pyörintänopeudella. (Gasch 2012: 48–49.)

Lavan kärjen nopeuden suhdeluku liittyy epäsuorasti tuuliturbiinin lapojen määrään. Pienellä kärjen nopeuden suhdeluvulla pyörivissä tuuliturbiineissa on usein 20 ... 30 yksinkertaista metallilevyistä roottorin lapaa. Sähkön tuotantoon tarkoitetuissa suurella kärjen nopeuden suhdeluvulla toimivissa tuuliturbiineissa on useimmiten kolme lapaa, jotka on suunniteltu aerodynaamisten profiilien pohjalta takaamaan mahdollisimman korkea hyötysuhde. Lapojen vähäistä määrää suositaan niiden korkean investointikustannusten vuoksi, joka on noin 20 ... 25 % turbiinin kokonaisinvestointikustannuksista. Tämän vuoksi ensimmäisen sukupolven suuret tuuliturbiinit pääasiassa suunniteltiin toimivan kaksilapaisella roottorilla. (Gasch 2012: 50–51.)

Kaksilapaisten roottoreiden synnyttämä värähtely naselliin ja torniin on riippuvainen lapojen asennosta. Ominaisaajuus on pienempi lapojen ollessa pystysuorassa verrattuna vaakatasoon, mikä johtaa vaihtelevaan kuormitukseen. Kolmilapaisissa roottoreissa massa ja aerodynaamiset voimat roottorin pyyhkäisyalalla jakaantuvat tasaisemmin verrattuna kaksilapaisiin, jolloin ne ovat dynaamisesti rauhallisempia ja kuormitus tuuliturbiinin komponentteihin on pienempi. (Gasch 2012: 51.)

2.2.1 Roottorin lapa

Roottorin lavan muotoilu on ratkaiseva tekijä energian määrässä, minkä tuuliturbiini kykenee hyödyntämään (Danneberg 2014: 162). Lavan muotoiluun vaikuttavat muun muassa valittu aerodynaaminen profiili ja valmistusmateriaali. Lavan kärjen nopeus määrittää lavalle valittavan aerodynaamisen profiilin, esimerkiksi sähköä tuottavissa tuuliturbiineissa on suositeltavaa korkea nosteen ja sakkauksen suhde. (Gasch 2012: 53.) Lavan valmistusmateriaalilla kyetään vaikuttamaan kustannuksiin ja massaan, sillä lavan tulisi olla mahdollisimman kevytrakenteinen, kestää siihen kohdistuva kuormitus ja samalla säilyttäen aerodynaamiset ominaisuudet (Danneberg 2014: 162).

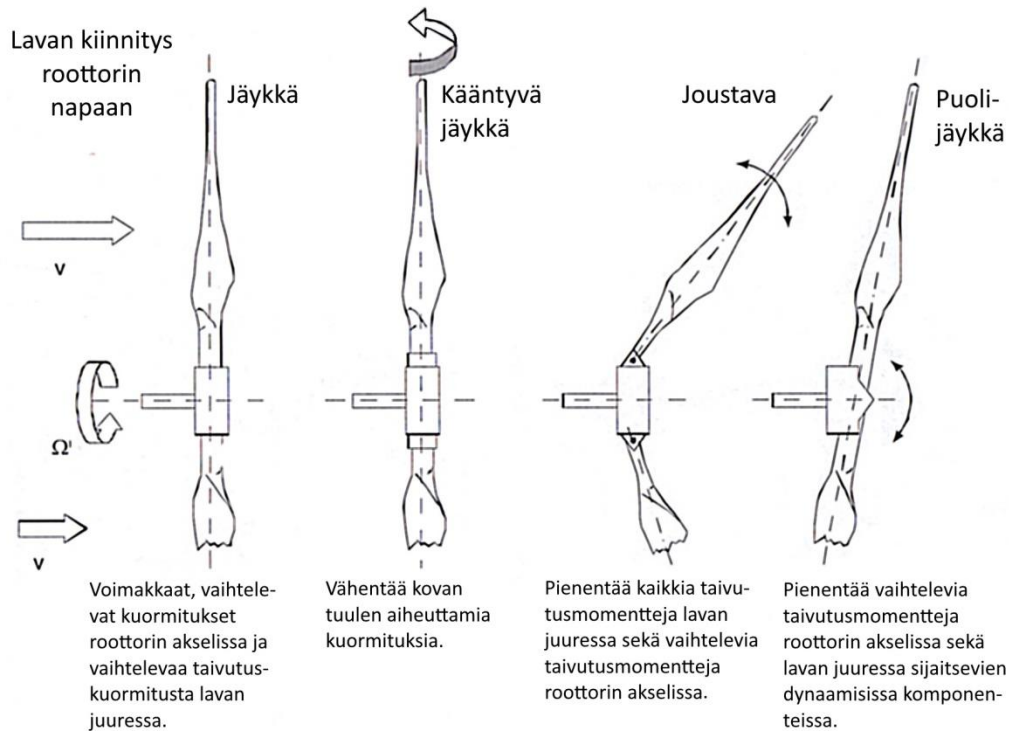
Roottorin lavat ovat kasvaneet koko ajan suuremmiksi ajan saatossa, esimerkiksi keskimäärin 20 metrin lavat vuodelta 1985 nykyään käytettäviin yli 120 metrin lapoihin. Nykyään suurimittaisten lapojen ratkaisevat tekijät suunnittelussa ovat taivutusmomentin kesto ja massan minimointi. Roottorin lavan massa kasvaa eksponentiaalisesti suhteessa lavan pituuteen. Lavan materiaaleina voidaan käyttää terästä, alumiinia, puuta tai kuitulujitemuovia, joista viimeisintä käytetään yleisesti nykyaikaisten tuuliturbiinien lavoissa sen hyvän vahvuuden ja kohtalaisen alhaisen hinnan vuoksi. (Danneberg 2014: 162.)

Suurikokoisten yli 5 MW tuuliturbiinien roottorin lapoihin kohdistuvan korkean kuormituksen vuoksi materiaalina joudutaan käyttämään hiiltä ja hiilikuitua vaikka lasikuitu olisi noin kymmenkertaisesti halvempi vaihtoehto. Tämän lisäksi, kuitupinnalle tehtävä epoksihartsipinnoite on kustannuksiltaan huomattavasti kalliimpaa verrattuna teräs- tai alumiinipinnalle tehtävään pinnoitteeseen. Kyseisen kokoluokan tuuliturbiinin roottorin lavan massa on noin 16 000 kg, kun tästä on hiilikuitua 50...60 % ovat materiaalikustannukset huomattava kustannustekijä. (Danneberg 2014: 162–163.)

2.2.2 Roottorin napa

Lavan kiinnitys roottorin napaan voi olla joko jäykkä tai joustava, joista ensin mainittu on lähes yksinomaan käytössä nykypäivän kaupallisissa tuuliturbiineissa. Kaksilapais-

sa tuuliturbiineissa on mahdollista käyttää myös puolijäykkää kiinnitystä, missä jäykästi toisiinsa kiinnitetyillä lavoilla on yhteinen nivel roottorin navassa. Näistä jokaiseen kiinnitystapaan on mahdollista liittää lapojen kääntömoottori tehon ja nopeuden hallintaan. Kuvassa 3 on lapojen eri kiinnityspäätteet roottorin napaan. (Gasch 2012: 59.)



Kuva 3. Erilaisia lapojen kiinnityspäätteitä roottorin napaan, missä vasemmalta aloittaen on jäykkä-, kääntyvä jäykkä-, joustava- ja puolijäykkäkiinnitys. Kuvaa muokattu alkuperäisestä. (Gasch 2012: 61.)

Joustava lepatusnivel roottorin lavoissa pienentää lapojen juureen ja roottorin akseliin kohdistuvaa vääntörasitusta. Kyseinen rasitus johtuu ilmavirtauksen aiheuttamasta paineesta ja tuulen nopeuden epätasaisuudesta lapojen pyyhkäisyalalla. Jäykkäkiinnitteisissä lavoissa tuulen satunnainen vaihtelu roottorin lapojen pyyhkäisyalalla aiheuttaa epäkeskisyyttä resultanttivoiman vaikutuspisteeseen roottorin akselilla kohdistuen siihen vääntörasitusta. Akselin kohdistuvaa vääntörasitusta voidaan minimoida lepatusnivelten avulla. Toisaalta, niiden käyttö vaatii toimiakseen useita kalliita ja monimutkaisia lisäkomponentteja, kuten palautusjousia, jarruja sekä hammasratas- tai hydraulisia komponentteja. Suurissa, yli megawatin tehoisissa tuuliturbiineissa kyseiset osat ovat alltiita

vioille roottorin suuren massan ja isojen kuormitusten vuoksi. Tästä syystä lepatusnive-
liä käytetään harvoin suurissa yli megawatin tehoisissa tuuliturbiineissa. Käytännössä
tuuliturbiineissa suositaan jäykästi kiinnitettäviä roottorin lapoja, jotka voidaan asentaa
kahdella eri tyylillä:

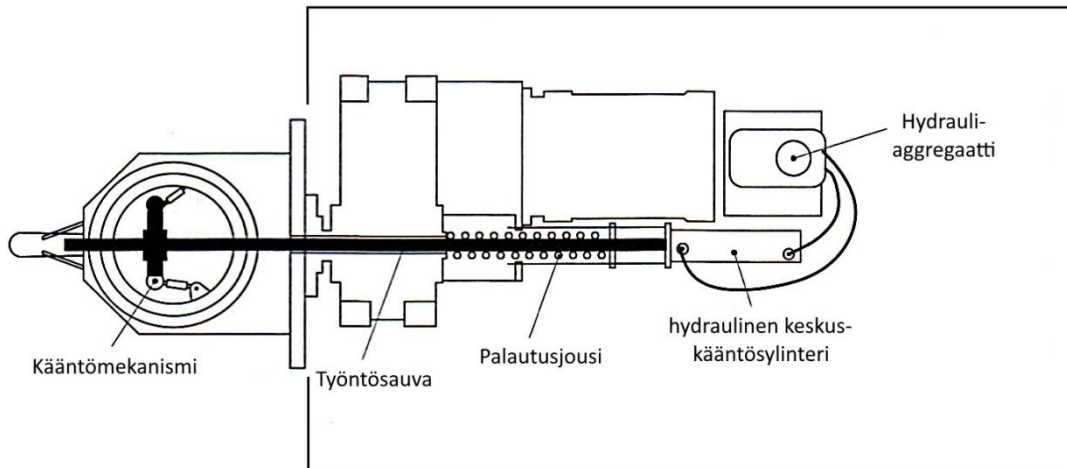
- kiinteällä lavan kulmalla, eli ilman lavan kääntömoottoria ja
- säädettävällä lavan kulmalla kääntömoottoria käyttäen. (Gasch 2012: 60-64.)

Roottorin navan massa kasvaa huomattavasti tuuliturbiinin koon kasvaessa. Materiaali-
na roottorin navassa käytetään pallografiittivalurautaa. (Gasch 2012: 65.)

2.2.3 Lapakulman säätöjärjestelmä

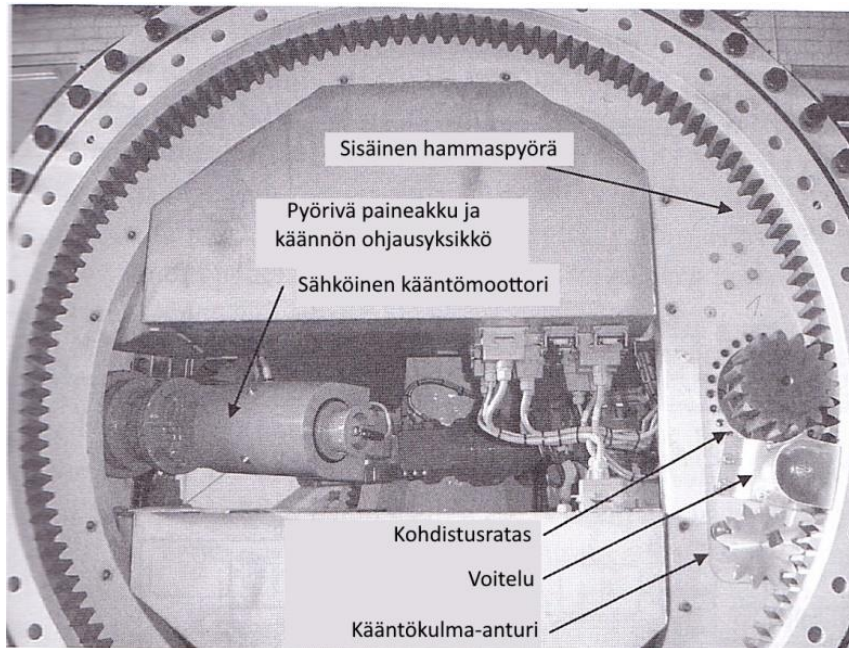
Tuuliturbiinin tehoa säädetään lapakulman asentoa muuttamalla. Sääto perustuu joko
lavan kantovoiman vähentämiseen eli lapakulman säätöön tai lavan vastustuksen lisää-
miseen eli sakkaussäätöön. Lavan kääntösystemi perustuu joko mekaanisen, hydraulisen
tai sähköisen energian hyödyntämiseen. Tuuliturbiiniin kohdistuvan epäsymmetri-
sen ja –tasapainoisen aerodynaamisen voiman välttämiseksi on lapojen säädön oltava
samanaikaista ja -suuruista. Samanaikainen säätö perustuu joko keskusohjaimen, joka
ohjaa kaikkia lapoja samanaikaisesti tai erilliseen lapojen kääntökulman mittaukseen,
minkä perusteella ohjain säätää lapojen kulmaa yksittäin. Suurissa, yli megawatin tehoi-
sissa tuulivoimaloissa on nykyään käytetty myös monimutkaisempaa lapakulman säätö-
järjestelmää, joka perustuu lapaan kohdistuvan kuormituksen mittaamiseen. Kuormituk-
seen perustuvalla säätöjärjestelmällä on tuuliturbiinin kohdistuvia dynaamisia rasituksia
saatu vähennettyä. (Gasch 2012: 66–67.)

Lapakulman kääntösystemiä käytetään myös tuulivoimalan pysäytykseen esimerkiksi,
turvallisuussyistä kovalla tuulella tehtävä pysäytys eli myrskypysäytys. Pysäytyksessä
lavat käännetään kohti tuulta siten, ettei nostevoimaa synny. Mikäli ulkoinen voiman-
lähde puuttuu, pysäytykseen käytetään varastoitua mekaanista, sähköistä tai hydraulista
energiaa. (Gasch 2012: 68.)



Kuva 4. Keskusohjattu hydraulinen säätöjärjestelmä, missä työntösauvalla välityksellä ohjataan kolme lapa samanaikaisesti. Kuva on muokattu alkuperäisestä. (Gasch 2012: 68.)

Mekaaniset, hydrauliset ja sähköiset lapakulman säätöjärjestelmät soveltuvat nimellisteholtaan erikokoisille tuuliturbiineille. Pieniin, nimellisteholtaan alle 100 kW tuulivoimaloihin soveltuu mekaaninen lapakulman säätöjärjestelmä. Vaikuttavat keskipakoisvoimat saadaan, joko lavasta itsestään tai ylimääräisistä ohjainpainoista. Hydraulinen säätöjärjestelmä soveltuu tuuliturbiineihin, joiden nimellisteho on 300 kW:sta useampaan megawattiin. Kuvassa 4 on hydraulinen keskusohjattu kääntösystemi, missä työntösauva välittää lapakulman käännön kolmeen roottorin lapaan. Hydraulista säätöä voidaan käyttää myös yksittäisten lapojen ohjaukseen. Kyseisen systeemin heikkoutena ovat kiertoliitokset ja pyörivän systeemin vuototiiveys. Sähköinen on yleisin käytössä oleva lapakulman säätöjärjestelmä erityisesti suurissa nimellisteholtaan yli 500 kW:n tuulivoimaloissa. Lapakulmaa säädetään kolmella erillisellä lapakohtaisella hammaspyörämoottorilla, mikä esitetään kuvassa 5. Lapakohtaisten erillisten säätöjärjestelmien etuna on muun muassa kyky kestää yhden lavan säätöjärjestelmän vioittuminen, silti pystyen estämään turbiinin ylinopeudella ajo ja tuomaan roottorin pysähdyksiin kahdella jäljellä olevalla säätöjärjestelmällä. (Gasch 2012: 67–69.)



Kuva 5. Lapakulman säätöjärjestelmä, joka toimii sähköisellä hammasratasmootorilla. Kuva on muokattu alkuperäisestä. (Gasch 2012: 69.)

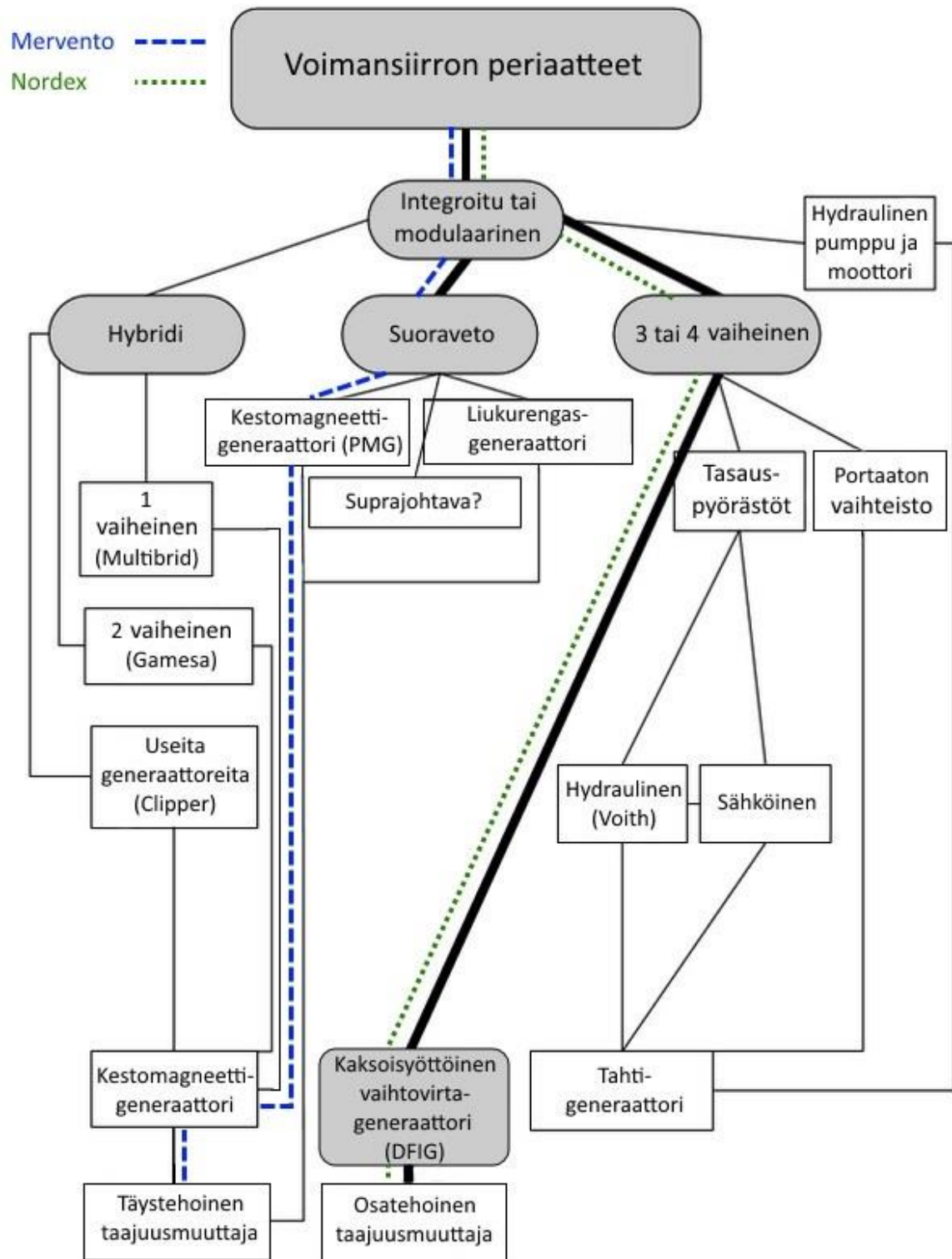
2.3 Voimansiirto

Tuuliturbiinin voimansiirto sisältää komponentit roottorista sähköntuotantokoneistoon ja niiden optimoinnissa on lukuisia eri vaihtoehtoja, eikä yhtä selvää ratkaisua ole. Voimansiirtoon liittyvä yleinen terminologia sisältää muun muassa seuraavat seikat:

- perinteinen, missä on vaihdelaatikko ja nopeakäyntinen generaattori muutamalla sähkönapaparilla,
- suoravetoinen, jolla tarkoitetaan kaikkia vaihdelaatikottomia voimansiirtoja
- hybridi, jolla tarkoitetaan vaihdelaatikollista voimansiirtoa, joka sisältää epätavanomaisia ominaisuuksia kuten yli 8 sähkönapaisen generaattorin tai kardaanipyörän ja
- multigeneraattorinen, jolla tarkoitetaan mitä tahansa voimansiirtoa useammalla kuin yhdellä generaattorilla (Jamieson 2011: 109).

Kuva 6 esittää pääpiirteittäisen voimansiirron teknologiakartan, missä valtavirtaa käyttöön otetuista vaihtoehdoista edustava paksu musta viiva johtaa kaksoissyöttöiseen vaihtovirtageneraattoriin (DFIG). Kuvaan 6 on myös merkitty suoravetoisen Merventon 3.6-118-tuuliturbiinin teknologiakartta katkoviivoin ja vaihdelaatikollisen Nordexin N117/2400-tuuliturbiinin pisteviivoin. Kaksoissyöttöinen vaihtovirtageneraattori on ollut pääasiallinen valinta tarjoten riittävää kykyä realisoida vaihteleva tuulennopeus energiaksi. Kuitenkin, tehon laatuvaatimukset Euroopassa ovat vieneet suunnittelua kohti järjestelmiä, joissa on täystehoiset taajuusmuuttajat ja laaja kyky hyödyntää ilmavirtauksesta aiheutuvat nopeuden muutokset. (Jamieson 2011: 111.)

Suoravetoiset järjestelmät ovat yhä suosituimpia uusissa tuuliturbiinimalleissa. Esimerkiksi tuuliturbiinivalmistaja Enerconin liukurengasgeneraattorit ovat jo pitkään olleet markkinoilla. Kuitenkin, nykyään pääasiallinen kehityksen kohde suoravetoisissa järjestelmissä on kestopagneettigeneraattorit (PMG). Suoravetoisten järjestelmien kehityksen myötä myös hybridijärjestelmät ovat kehittyneet, esimerkiksi Multibrid, jolla on yksi tai kaksi vaihdetta yleisen kolmen tai neljän vaihteen sijaan. Kyseiset järjestelmät yhdistetään yhteen tai useampaan keskinopeaan generaattoriin, jotka useimmiten ovat kestopagneettigeneraattoreita. Suprajohtavalla generaattorilla on isot massan vähennykset mahdollisia suuritehoisissa järjestelmissä, mutta teknisiä haasteita on vielä useita. (Jamieson 2011: 111–113.)

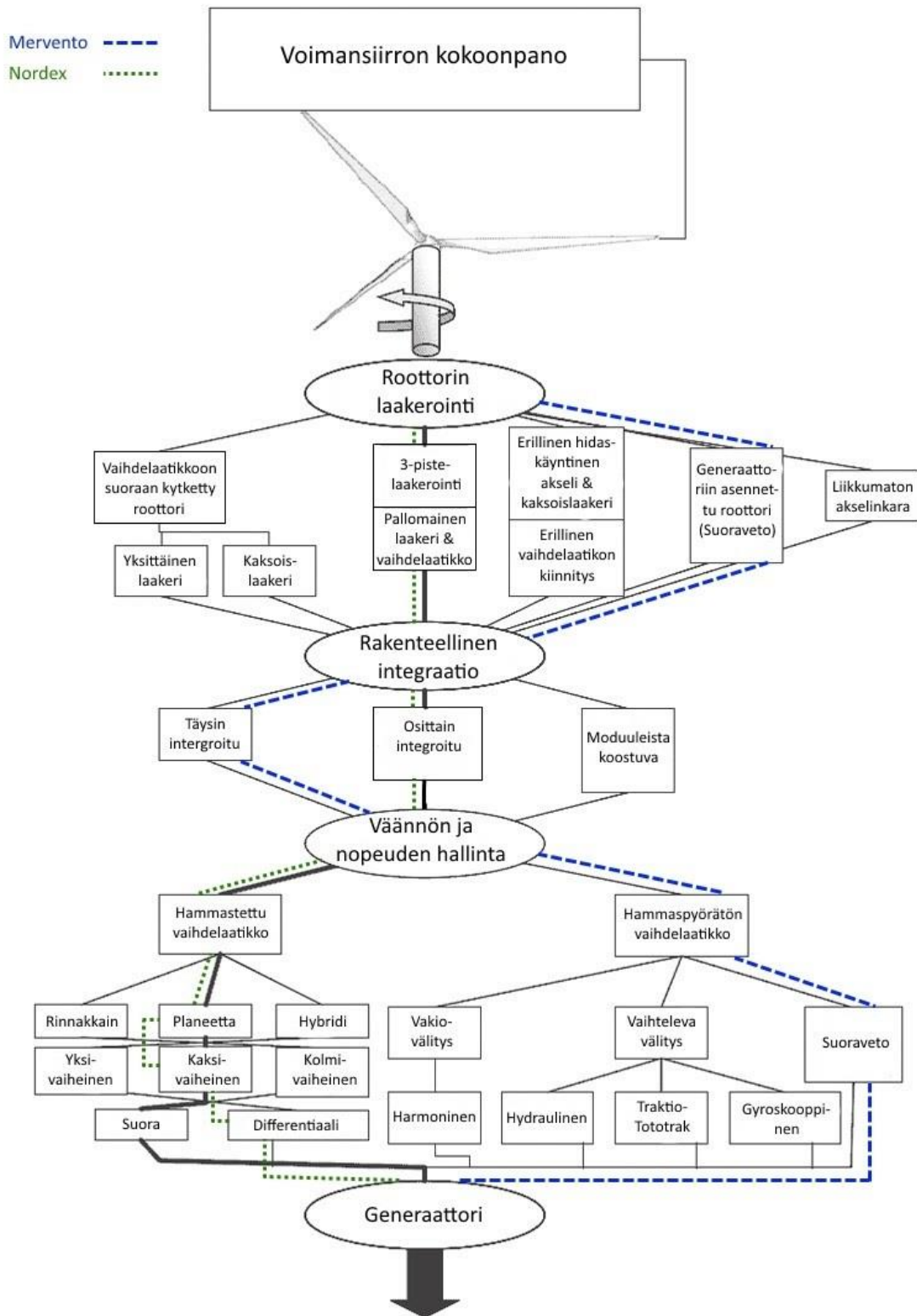


Kuva 6. Pääpiirteittäinen voimansiirron teknologiakartta, missä paksu lihavoitu linja kuvaa pääasiallisesti käyttöön otettuja vaihtoehtoja. Työn mittausosuudessa tarkasteltavan Nordex-tuuliturbiinin rakenteet on merkitty pisteviivoin. Kuva on muokattu alkuperäisestä. (Jamieson 2011: 111.)

Vaihteleva nopeus voidaan hyödyntää mekaanisella, hydraulisella tai sähköisellä järjestelmällä. Yleensä kyseiset järjestelmät luokitellaan portaattoman voimansiirron kategoriaan (CVT), kuten vetoon perustuva Torotrak –järjestelmä sekä gyroskooppinen momentinvälitys. Torotrak -järjestelmä on käytössä muutamissa tuuleen liittymättömissä kokoonpanoissa ja gyroskooppinen vaihteistojärjestelmä odottaa prototyypin kehitystä. (Jamieson 2011: 113.)

Hydraulinen vaihteistojärjestelmä on saapumassa markkinoille, mutta vaatii vielä käytökoikeita osana tuuliturbiinin kokoonpanoa. Kyseisen vaihteistojärjestelmän pienen koon ja massan vuoksi on kompakti ja kevytrakenteinen naselli mahdollinen, minkä uskotaan soveltuvan meressä oleviin tuuliturbiineihin. Vaikka hydraulinen vaihteistojärjestelmä on vasta saapumassa markkinoille, voi se jatkossa olla merkittävä kehityskohde. (Jamieson 2011: 113.)

Kuvassa 7 tarkastellaan voimansiirron kokoonpanoa sekä nopeuden ja väännön hallintaan liittyvien eri komponenttien vaihtoehtoja. Ajallisesti tarkasteltuna voimansiirron kokoonpanojen eri malleja on havaittavissa, että 1990-luvun alussa oli paljon eri variaatioita, kunnes 1990-luvun puolivälissä osittain integroidut mallit alkoivat vallata markkinoita. Kuitenkin, tämän hetken suuntaus viittaa tulevaisuudessa laajempaan valikoimaan yli megawatin tehoisissa tuulivoimaloissa. (Gasch 2012: 73.) Lisäksi, kuvaan 7 on merkitty suoravetoisen Merventon 3.6-118-tuuliturbiinin voimansiirron kokoonpano katkoviivoin ja vaihdelaatikollisen Nordexin N117/2400-tuuliturbiinin pisteviivoin.



Kuva 7. Voimansiirron teknologiakartta järjestelmätasolla, missä paksu lihavoitu linja kuvaa pääasiallisesti käyttöön otettuja vaihtoehtoja. Työn mittausosuu-
dessa tarkasteltavan Nordex-tuuliturbiinin rakenteet on merkitty pistevii-
voin. Kuva on muokattu alkuperäisestä. (Jamieson 2011: 112.)

1990-luvun alussa tuulivoimateollisuus suosi lähtökohtaisesti modulaarista kokoonpanoa, missä vaihdelaatikko, laakerit ja generaattori olivat kaikki erillisiä komponentteja ja olivat jossain määrin komponenttivalmistajien vakio-osia. Kuitenkin, viime aikoina yhä enemmän yksilöllisiä malleja on tuotu markkinoille, kuten yksilaakerinen Vestas V90, GE Windin ja Samsungin nopeakäyntiset kestromagneettigeneraattorimallit, Winwind ja Multibrid. (Jamieson 2011: 113) Modulaarisen kokoonpanon hyötynä on osien tavoitettavuus ja mahdollisuus vaihtaa vaihdelaatikko ilman roottorin irrotusta. Heikkouksiin sisältyy asennusvirheistä aiheutuvat viat, kuten komponenttien suuntausvirheet sekä muut toleranssiylitykset kokoonpanossa, mitkä voivat johtaa odottamattomiin kuormituksiin ja kulumisen kasvuun. (Gasch 2012: 71.)

Tyypillinen esimerkki täysin integroidusta voimansiirron kokoonpanomallista on Enerconin vaihdelaatikoton tuuliturbiini. Turbiinin naselli on hyvin kompakti pituudeltaan, koska roottori on kiinnitetty suoraan generaattoriin, jolloin ne pyörivät hitaasti samalla nopeudella. Vaihdelaatikollisia tuuliturbiinimalleja täysin integroidulla kokoonpanolla on kehittänyt muun muassa DeWind. Niiden etuihin sisältyvät vähäiset kuljetusongelmat osien kompaktien kokojen vuoksi ja helppo asennus voimansiirtokomponenttien tarkkaan määriteltyjen paikkojen vuoksi. Haittana on vaihdelaatikon vaatima erittäin jäykkä rakenne, koska roottorin laakereiden tuki on kokonaisuudessaan integroitu vaihdelaatikkoon, mistä vastaavasti aiheutuu suuria kuormia. Lisäksi, vaihdelaatikon vaihto vaatii koko voimansiirtokokoonpanon purkamista. (Gasch 2012: 71.)

1990-luvun puolivälissä tuuliturbiinien kokojen kasvaessa kehitettiin osittain integroitu voimansiirron kokoonpano, jolloin lähes kaikki tuuliturbiinivalmistajat valitsivat 3-pistelaakeroinnin roottorin akselille. Roottorin päälaakerointi lähellä roottoria kantaa suurimman osan painovoiman aiheuttamasta roottorin kuormituksesta sekä akselin suuntaisesta kuormituksesta. Toista erillistä laakerointia ei ole, mutta voimat siirtyvät roottorin akselista vaihdelaatikon hidaskäyntiseen akseliin, joko hydraulisella tai mekaanisella lukitusyksiköllä. Tästä voimat siirtyvät nasellin runkoon vaihdelaatikon molemmin puolin sijaitsevien vääntötukien välityksestä, joilla on kumi-metalli -eristeinen tai elastomeerinen kiinnitys. (Gasch 2012: 73.)

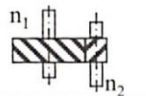
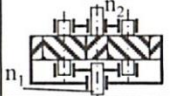
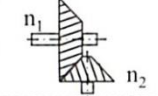
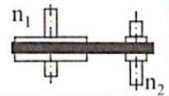
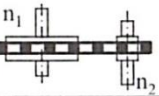
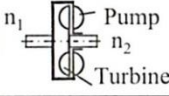
2.3.1 Vaihdelaatikko

Tuuliturbiinin vaihdelaatikko muuntaa roottorin pyörintänopeuden generaattorin vaatimaksi pyörintänopeudeksi. Vaihdelaatikon koon määrittää roottorin akselin ja generaattorin akselin välityssuhde, joka saadaan roottorin ja generaattorin pyörintänopeuksista. Tuuliturbiinin ja sen vaihdelaatikon kuormitukset ja toimintaolosuhteet vaihtelevat huomattavasti. Ottaen huomioon myös sallitut äänenpainetasot asettaa se korkeat vaatimukset hammasratasjärjestelmille, laakeroinnille ja voitelulle. (Gasch 2012: 77–79.)

Taulukossa 1 on tuuliturbiineissa käytettävät eri väännön ja nopeuden muuntimet. Tuulipumppujärjestelmän akselin horisontaalinen kierto muutetaan kartiohammasvaihteella pystysuoraksi. Tämän jälkeen optimoidaan keskipakopumpun vääntö- ja nopeusarvot hihnavedolla suhteessa tuuliturbiinin roottorin ominaisarvoihin. Ketjuvetoinen vaihde ei salli nopeita pyörimisnopeuksia, minkä vuoksi niitä on nykyään nähtävissä ainoastaan historiallisissa tuuliturbiineissa. (Gasch 2012: 77.)

Hydrodynaamisia muuntimia käytettiin muutamissa isoissa tuuliturbiiniprototyypeissä vaimentamaan tahtigeneraattorin kuormituspiikkejä ja impulsseja 1980-luvulla. Järjestelmän heikkoutena oli sen huono hyötysuhde osakuormalla ja tarve ylimääräiselle öljynjäähdyttäjälle. Hydrodynaamiset muuntimet menettivät tarpeellisuutensa taajuusmuuntimien ilmestyessä vaihtelevanopeuksisille tuuliturbiineille mahdollistaen verkon taajuudesta riippumattoman roottorin pyörintänopeuden. Teknisen kehityksen myötä hydrodynaamisia muuntimia on otettu uudelleen käyttöön joissain moderneissa tuuliturbiineissa, esimerkiksi DEwindin tuuliturbiini, jossa on vaihteleva roottorin pyörimisnopeus, mutta suhteellisen vakio generaattorin pyörimisnopeus. (Gasch 2012: 77.)

Taulukko 1. Tuuliturbiinien väännön ja nopeuden muuntimet. Taulukko on muokattu alkuperäisestä. (Gasch 2012: 78).

Vaihteen tyyppi	Lieriöhammaspyörä	Planeetta-vaihde	Kartiohammas-vaihde	Hihnaveto	Ketjuveto	Hydrodynaaminen muunto
Luonnos						
Välityssuhde tuuliturbiineissa	$i = n_1:n_2$ $\leq 1:5$	$\leq 1:7$	$\leq 1:5$	$\leq 1:3$	$\leq 1:5$	muuttuva
Vaihteen toimintaperiaate	muotoon sovitettu	muotoon sovitettu	muotoon sovitettu	kitka	muotoon sovitettu	hydrauli-voimainen vaihteisto
Soveltuvuus	kaikki sovellukset	sähköntuotanto > 500 kW	tuulipumppu-järjestelmät	tuulipumppu-järjestelmät	historialliset tuulipumppu-järjestelmät	prototyyppi tahti-generaattorilla
Ylikuormituksen turvamekanismi	ei, vaatii ulkoisen toteutuksen	ei, vaatii ulkoisen toteutuksen	ei, vaatii ulkoisen toteutuksen	kyllä, hihnan luisuminen	ei, vaatii ulkoisen toteutuksen	kyllä, nesteen hydraulin luisuminen
Äänen tuotto	suuri	pienempi	suuri	pieni	suuri	pieni
Hyötysuhde	korkea	korkein	keskiverto	keskiverto	heikko	korkea optimipisteessä
Huomautus	kustannus-tehokas pienillä tuuliturbiineilla	kustannus-tehokas suurilla tuuliturbiineilla	90° kulma akselien välissä	luisuminen heikentää hyötysuhdetta	ainoastaan hitaille pyörimis-nopeuksille	huono osakuormateho

Lieriöhammaspyörän hammaspyörät ovat rinnakkain yhteen sovitettuina toisiinsa. Vii-nohammastetussa lieriöhammaspyörässä on aina vähintään kaksi hammasparia yhdistet-tyinä toisiinsa, minkä vuoksi meluemissio on pienempi ja vaihteen odotettu elinikä on pidempi paremman kuormituksen jakautumisen vuoksi verrattuna suorahampaiseen hammasrataspariin. Lieriöhammasratasvaihdelaatikot ovat kustannustehokkaita pienissä alle 500 kW:n tuuliturbiineissa. Yksittäisen lieriöhammaspyöräparin välityssuhde voi-daan laskea kaavan 1 ja ryntötaajuus kaavan 2 avulla. Mitä suurempi välityssuhde on, sitä pidempi välimatka roottorin ja generaattorin akselien välillä vaaditaan, minkä joh-dosta vaihdelaatikon koko, hinta ja meluemissiot kasvavat. Tämän vuoksi planeetta-vaihde on sopiva suuremmissa tuuliturbiineissa, koska sama välityssuhde saadaan kool-taan pienemmällä, halvemmalla ja meluemissioiltaan pienemmällä vaihdelaatikolla. (Gasch 2012: 79.)

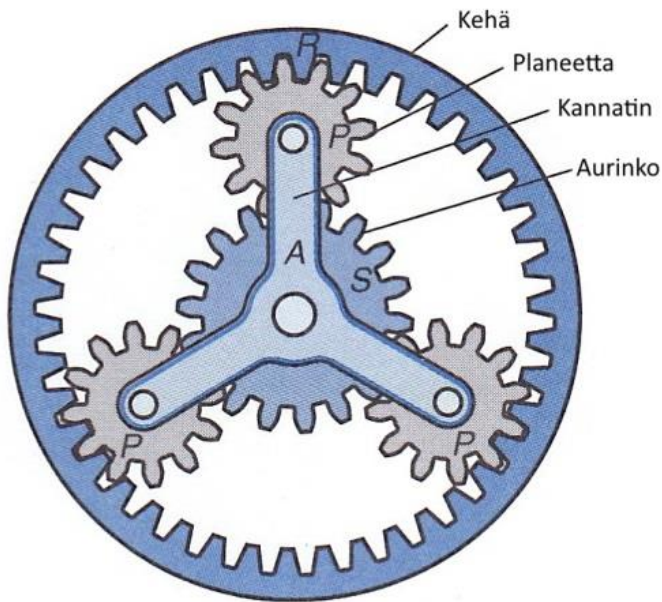
$$Z_{21} = \frac{\omega_2}{\omega_1} = -\frac{N_1}{N_2}, \quad (1)$$

missä ω_1 on syöttöpyörän pyörimisnopeus, ω_2 tuottoyörän pyörimisnopeus, N_1 syöt-töpyörän hampaiden lukumäärä ja N_2 tuottoyörän hampaiden lukumäärä (Schmid, Hamrock & Jacobson 2014: 390).

$$f_{m,i} = N_i \omega_i, \quad (2)$$

missä N_i on hammaspyörän hampaiden lukumäärä ja ω_i hammaspyörän pyörimisno-peus hertseinä (Houser 2007: 848).

Kuvan 8 Planeettavaihteet ovat toiminnaltaan huomattavan joustavia, joissa kompaktilla rakenteella on mahdollista luoda suuria välityssuhteita. Planeettavaihteissa on keskipyö-rän eli *auringon* ympärille samankeskisästi asetettuna yksi tai useampi planeettapyörää eli *planeettaa*, jotka ovat kytketty sekä aurinkopyörään, että kehäpyörään eli *kehään*. Planeetat ovat kiinnitetty planeettavaihteen *kannattimeen*, joka voi itsessään olla joko lukittu tai pyörivä. (Schmid 2014: 392)



Kuva 8. Kuvassa on tyypillinen planeettapyörästö, jossa planeetakannattimeen kiinnitetyt kolme planeettapyörää ovat rynnössä sekä aurinkopyörän että kehäpyörän kanssa. Kuva on muokattu alkuperäisestä. (Schmid 2014: 392)

Planeettavaihteen välityssuhteeseen ja ryntötaajuuksiin vaikuttavat kehän, kannattimen tai auringon lukitus sekä syöttö- ja tuottoyöriä, joina mikä tahansa planeettavaihteen pyörivistä komponenteista voi toimia. Planeettavaihteen kaikki osat voivat myös pyöriä sekä syöttöpyöriä tai tuottoyöriä voi olla kaksi. (Schmid 2014: 392) Etuna planeettavaihteessa on hammasrattaan hampaaseen kohdistuvan tangentialivoiman pieneneminen planeettojen lukumäärän kasvaessa. Planeettavaihte pyörivällä kehäpyörällä on rakenteeltaan monimutkaisempi, mutta hiljaisempi verrattuna kiinteään kehäpyörään. (Gasch 2012: 80-83.) Planeettavaihteen komponenttien pyörimisnopeuksia voidaan tarkastella kaavoilla 3 ja 4 ja hammaspyörien hammaslukumääriä kaavalla 5

$$\frac{\omega_{kehä} - \omega_{kannatin}}{\omega_{aurinko} - \omega_{kannatin}} = -\frac{N_{aurinko}}{N_{kehä}}, \quad (3)$$

$$\frac{\omega_{planeetta} - \omega_{kannatin}}{\omega_{aurinko} - \omega_{kannatin}} = -\frac{N_{aurinko}}{N_{planeetta}}, \quad (4)$$

$$N_{kehä} = N_{aurinko} + 2 * N_{planeetta}, \quad (5)$$

missä ω_i on kehän, auringon, planeetan ja kannattimen pyörimisnopeudet sekä N_i on auringon, kehän ja planeetan hampaiden lukumäärät. (Schmid 2014: 392)

Planeettavaihteen ryntötaajuudet, missä kannatin on syöttöpyörä, aurinko tuotto-
pyörä ja kehä lukittu saadaan kaavoilla 6 ja 7

$$f_{m-planeetta} = f_{planeetta} * N_{planeetta} = f_{kannatin} * N_{kehä}, \quad (6)$$

$$f_{m-aurinko} = f_{aurinko} * N_{aurinko}, \quad (7)$$

missä f_i on auringon, planeetan ja kannattimen pyörimistaajuudet sekä N_i on auringon, kehän ja planeetan hampaiden lukumäärät (Eisenmann & Eisenmann 1997: 472-473).

Planeettavaihteen ryntötaajuus on sama kaikissa kolmessa hammaspyörässä, missä kehä on syöttöpyörä, aurinko tuotto-
pyörä ja kannatin lukittu. Kyseisen yhdistelmän ryntötaajuus saadaan kaavalla 8

$$f_m = f_{planeetta} * N_{planeetta} = f_{kehä} * N_{kehä} = f_{aurinko} * N_{aurinko}, \quad (8)$$

missä f_i on kehän, auringon ja planeetan pyörimistaajuudet sekä N_i on auringon, kehän ja planeetan hampaiden lukumäärät (Eisenmann 1997: 475).

Planeettavaihte, jossa on kaksi syöttöpyörää esimerkiksi kehä ja kannatin sekä tuotto-
pyöränä toimiva aurinko saadaan planeetan ryntötaajuus laskettua kaavan 9 ja auringon kaavan 7 avulla

$$f_{m-planeetta} = (f_{kannatin} * N_{kehä}) - (f_{kehä} * N_{kehä}) = N_{kehä} (f_{kannatin} - f_{kehä}), \quad (9)$$

missä f_i on kehän ja kannattimen pyörimistaajuudet sekä N_i on kehän hampaiden lukumäärä.

Tuuliturbiinin vaihdelaatikon tulee täyttää useita vaatimuksia, kuten toimia ongelmattomasti, olla rakenteeltaan kevyt ja mitoiltaan pieni, meluemissioiltaan vähäinen ja tonaaliton sekä helposti kunnossapidettävä. Lisäksi, voiteluöljyn tulee toimia erilaisissa ympäristöissä, kuten joutokäynnin ja käyntiinajon erittäin hitailla pyörimisnopeuksilla sekä vaativissa sääolosuhteissa. (Gasch 2012: 83.)

2.3.2 Kytkimet ja jarrut

Roottorin akselin ja vaihdelaatikon hitaasti pyörivän akselin välissä on jäykkä kytkin suuren vääntömomentin vuoksi. Vaihdelaatikon nopean akselin ja generaattorin välillä voidaan käyttää ohuempaa akselia siirtämään pienempi vääntömomentti. Nämä akselit vaativat kuitenkin joustavan kytkimen mahdollisen suuntausvirheen vuoksi vaihdelaatikon ja generaattorin välillä. Molemmat voimansiirron komponentit ovat joustavasti asennettu äänen- ja värinänvaimenninelementteihin, jolloin käytetty kytkin on vääntövarma, mutta joustava taivutuksen suhteen. Nopean akselin kytkimeen asennetaan usein ylikuormitusuoja vaihdelaatikon ja generaattorin suojaaksi, esimerkiksi liukukytkin tai katkopultit. (Gasch 2012: 84.)

Tuulivoimaloissa on usein kaksi eri jarrujärjestelmää, josta toinen perustuu aerodynaamiseen ja toinen mekaaniseen jarrutukseen. Sakkausrajotteisissa tuulivoimaloissa on aerodynaaminen kärkijarrutus, jossa lavan kärki kääntyy poikittain tuulta vasten. Lapakulman säätöön perustuvissa tuuliturbiineissa aerodynaamisessa jarrutuksessa käännetään koko lapaa. (Gasch 2012: 84–85.)

Toisena jarrujärjestelmänä on usein mekaaninen levyjarru. Pienissä alle 600 kW:n tuuliturbiineissa on se asennettu joko nopeaan akseliin tai hitaaseen akseliin, joista jälkimmäisen etuna on, etteivät jarrutuksesta aiheutuvat kuormitukset siirry vaihdelaatikon läpi. Toisaalta, jarrutusmomenttia ja jarrulevyn kokoa joudutaan suurentamaan huomattavasti tuuliturbiinin koon kasvaessa. Suuremmissa yli 500 kW:n tuuliturbiineissa jarru-

levy on usein nopeassa akselissa. Levyjarru mitoitetaan siten, että se kykenee hätäpysäyttämään täydellä kuormalla tai ylinopeudella toimivan tuuliturbiinin muutamassa sekunnissa. Normaalin käytön aikana tehtävässä pysäytyksessä aerodynaaminen jarrutusjärjestelmä aktivoituu ensin pienentäen roottorin vääntömomenttia, jonka jälkeen roottori pysäytetään kokonaisuudessaan mekaanisella jarrujärjestelmällä. (Gasch 2012: 85.)

2.3.3 Generaattorit

Eri generaattorimallit vaikuttavat osaltaan tuuliturbiinin voimansiirron kokoonpanoon. Generaattorin napojen lukumäärä yhdessä verkon taajuuden kanssa määrittävät generaattorin pyörimisnopeuden sekä vaihdelaatikon tarpeellisuuden. Esimerkiksi, sakkausrajoitetulla suoraan verkkoon kytketyllä epätahtigeneraattorilla on usein 4, 6 tai 8 napaa. Verkon taajuuden ollessa 50 Hz ovat edellä mainitun generaattorin pyörimisnopeudet 1500, 1000 tai 750 kierrosta minuutissa, jolloin vaihdelaatikko on tarpeellinen. Kaksoissyötetyn vaihtovirtageneraattorin pyörimisnopeus on muuttuva, mutta toiminta-alue on sama edellisen esimerkin kanssa. Vaihdelaatikottomassa tuuliturbiinissa käytetään usein hidaskäyntistä moninapaista kestopagneettigeneraattoria. (Gasch 2012: 86.)

2.4 Lisäkojeet ja -komponentit

Tuuliturbiinityypistä riippuen siinä voi olla lisäkojeita ja -komponentteja, jotka liittyvät muun muassa tuuliturbiinin ohjaukseen, turvallisuuteen, kunnossapitoon ja valvontaan. Tässä kappaleessa on käsitelty mahdolliset mekaanista värinää ja melua tuottavat lisäkojeet sekä antureilla kerättävä tieto tuuliturbiinin toiminnasta.

2.4.1 Kääntöjärjestelmä

Vaaka-akselisissa tuuliturbiineissa voi olla joko passiivinen tai aktiivinen kääntöjärjestelmä, joista ensimmäinen soveltuu myötätuuli- ja jälkimmäinen vastatuuliroottoriin tuulituuliturbiineihin. Passiivisessa kääntöjärjestelmässä roottori kääntyy omatoimisesti

ilmavirtauksen paineen aiheuttaman voiman seurauksesta yhdensuuntaiseksi tuulen kanssa, jolloin se on toimintaperiaatteeltaan samankaltainen tuuliviirin kanssa. Kuitenkin, tässä työssä keskitytään aktiiviseen kääntöjärjestelmään, koska se on yleisin roottorin kääntöjärjestelmä suuremmissa tuuliturbiineissa. (Gasch 2012: 86–87.)

Suurempien tuulivoimaloiden aktiivisissa kääntöjärjestelmissä on usein yksi tai useampi sähkö- tai hydraulikäyttöinen roottorin kääntömoottori. Niitä ohjataan tuuliviiristä saatavalla signaalilla nasellin päältä, jolloin kääntömoottorit käyttävät tornin ja nasellin liitoskohdassa olevaa hammasrataskehää ja kääntävät roottorin yhdensuuntaiseksi tuulen kanssa. Ongelmia aiheutuu välyksistä hammasrataskehäjärjestelmässä, joista seuraa nasellin värähtelyä ja hammasrattaiden lisääntyvää kulumista. Tämän estämiseksi naselli lukitaan paikoilleen joko kääntöjärjestelmäjarruilla, jotka vapautetaan ainoastaan nasellin käännön ajaksi tai pysyvästi päällä olevilla kitkajarruilla, joiden aiheuttamaa kitkavoimaa vastaan kääntömoottoreiden täytyy toimia. Mikäli käytössä on useampi sähkökäyttöinen kääntömoottori, voidaan naselli lukita paikoilleen käyttämällä moottoreita toisiaan vastaan, missä puolet moottoreista pyrkii kääntämään nasellia yhteen suuntaan ja toiset puolet vastakkaiseen suuntaan. (Gasch 2012: 87.)

2.4.2 Lämmitys ja jäähdytys

Tuuliturbiinien tulee toimia laajalla lämpötila-alueella riippuen maantieteellisestä asennuskohteesta. Lisäksi lämpökuormitusta nasellissa syntyy vaihdelaatikon ja generaattorin lämpöhäviöistä. Tuuliturbiiniin asennettujen komponenttien lämpötilojen ei tulisi ylittää sallittuja käyttörajoja. Komponenttien jäähdytyksen käytetään ilmastointijärjestelmää, jolla ilmavirtausta nasellin sisällä ohjataan. Osa tuuliturbiinin ilmastointijärjestelmän suunnittelussa on melun minimointi ja äänen eteneminen ilmassa. Nasellin jäähdytysjärjestelmän lisäksi tuuliturbiinissa voi olla erillisiä jäähdyttimiä, esimerkiksi generaattorille ja vaihdelaatikolle yhteinen öljy-vesijäähdytin. (Gasch 2012: 89.)

Tuuliturbiinin ollessa pysähtyneenä pidemmän aikaa kylminä ajanjaksoina kun lämpötila voi laskea alle 0 °C vaihdelaatikon voiteluöljy kylmenee ja sen viskositeetti kasvaa, mikä aiheuttaa voiteluongelmia tuuliturbiinin käynnistyksessä. Hyvän voitelun takaami-

seksi asennetaan lisälämmittimiä, joilla voiteluöljyn lämpötila nostetaan halutuksi. Lisäksi roottorin lapoihin voidaan asentaa lämmitysjärjestelmät, mikäli jään kerääntymisen lapoihin on mahdollista. Kerääntynyt jää muuttaa lapojen aerodynaamisia ominaisuuksia, tuottaa melua ja lisää värähtelyjä jäädä johtuvan roottorin massaepätasapainon vuoksi. Lämmitys voidaan toteuttaa joko sähkökäyttöisillä lämpökaapeilla lavoissa tai puhaltamalla lämmintä ilmaa nasellista roottorin napaan ja lapoihin. (Gasch 2012: 89.)

2.4.3 Anturit

Tuuliturbiinin valvonta- ja ohjausjärjestelmä käsittelee jatkuvasti toimintaan ja ympäristöön liittyvää dataa, jonka tuottavat useat anturit tuuliturbiinissa ja nasellissa. Anturien mallit ja niiden asennus voivat vaihdella huomattavasti eri tuuliturbiinityyppien välillä. Antureilla kerätään jatkuvasti muun muassa seuraavaa dataa:

- tuulen nopeus ja suunta,
- roottorin ja generaattorin nopeus,
- ympäristön, laakereiden, vaihdelaatikon, generaattorin ja nasellin lämpötilat,
- vaihdelaatikon öljyn, jäähdytysjärjestelmän ja kääntöhydrauliikan paineet,
- lapakulma ja nasellinen kääntökulma,
- jännitteen, virran ja vaiheen sähköinen data ja
- värähtelyt ja nasellin heilahtelu. (Gasch 2012: 93–94.)

Tuuliturbiinin valvonnan ja suorituskyvyn kehityksen kannalta on olennaista jatkuva ja virheetön käyttödatan hankinta. Anturien keräämällä datalla havaitaan myös komponenttien kulumisen ja suunniteltua lyhyempi käyttöikä. Laakereiden ja vaihdelaatikon kuntoa seurataan värähtelydatan taajuusanalyysillä. Etävalvonnalla ja taajuusanalyysillä

havainnoidaan mahdollisten vaurioiden kehitystä, jolloin kunnossapidon ajoittaminen helpottuu ja estetään vakavien vaurioiden synty. (Gasch 2012: 94.)

2.5 Tornin ja perustus

Tornin rakenteellinen malli voi olla joko taipuisa tai jäykkä. Jäykkärakenteinen torni tarkoittaa, että sen ensimmäinen luonnollinen värähtelytaajuus on suurempi kuin roottorin nopeus ja sitä vastaava pyörimistaajuus. Kun, taas taipuisarakenteisen tornin ensimmäinen luonnollinen värähtelytaajuus on pienempi kuin roottorin ominaisnopeuden pyörimistaajuus. Tämän kaltaisissa tuuliturbiineissa tornin luonnollisen taajuuden kulua tulee hallita käynnistyksen aikana resonanssin ja kasvavan värähtelyn estämiseksi järjestelmässä. Pienissä ja keskikokoisissa alle 500 kW:n tuuliturbiineissa on usein jäykkä torni, kun taas sitä suuremmissa on lähes poikkeuksetta taipuisarakenteinen torni, jolla säästetään materiaaleissa ja kustannuksissa. (Gasch 2012: 96.)

Tornit voidaan jakaa myös itsekantavaan sylinterimäiseen / putkimaiseen rakenteeseen ja ristikkotorniin. Kaatumista ja vääntöä vastustava jäykkyys itsekantavarakenteisissa torneissa on suuri, mutta taivutusvoimaa vastaan tornin massan tulee olla suuri. Ristikotorni on massaltaan kevyin jäykkärakenteiseksi torniksi, millä voi säästää 50 % materiaaleissa verrattuna vastaavan kokoiseen sylinterirakenteiseen torniin. Ristikkorakenteiset tornit ovat kuitenkin nykyään harvinaisia niiden visuaalisen vaikutuksen johdosta maisemaan sekä valmistuksen ja pystytyksen aiheuttamien suurten työvoimakustannusten vuoksi. Sylinterirakenteisen tornin valmistuksessa on mahdollista hyödyntää pidemmälle vietyä automatiikkaa taivutuksissa ja hitsauskoneissa ristikkorakenteiseen verrattuna. (Gash 2012: 96.)

Sylinterimäiset tornit valmistetaan ympyrän tai monikulmion mallisista osista, joissa materiaalina pääasiassa käytetään terästä. Osat suurenevat kartiomaisesti tornin yläosasta kohti tornin perustaa, millä huomioidaan kasvava taivutusmomentti. Sylinterimäinen torni voidaan valmistaa myös linkovalubetonista, jolla on alhaisemmat valmistuskustannukset, mutta suuremman massan vuoksi korkeammat kuljetus- ja tornin kokoamis-

kustannukset. Betonitornilla on parempi rakenteen kokonaisvaimennus verrattuna terästorniin, mutta se vaatii betonin vahvistamisen esijännityksellä sen heikon vetolujuuden vuoksi. Hybriditornissa yhdistyvät molemmat tornin rakennusmateriaalit, missä tornin alaosa muodostuu betonista ja yläosa teräksestä. (Gasch 2012: 98–99.)

Tornilla on suuri merkitys tuuliturbiinin taloudelliseen tehokkuuteen muun muassa siksi, että se vie suuren osan (15...20 %) tuuliturbiinin alkukustannuksesta sekä energian tuotto-odotus riippuu roottorin navan korkeudesta. Useimmissa kohteissa tuulen nopeus suhteessa korkeuteen kasvaa logaritmisesti ja tuuliturbiini, jonka roottorin napa on ilmakehän pintakerroksen yläpuolella tuottaa suuremman määrän energiaa verrattuna lyhyempitorniseen tuuliturbiiniin. Optimaalinen korkeus tornille on yksilöllistä ja valitaan tapauskohtaisesti jokaiseen asennuskohteeseen. Rannikolla tuulen nopeus kasvaa nopeasti maanpinnan yläpuolella, jolloin on suositeltavaa käyttää lyhyempää tornia, kun taas sisämaassa ilmakehän pintakerros on paksumpi, jolloin on suositeltavaa käyttää korkeampaa tornia. (Gasch 2012: 95.)

Tuuliturbiinin perustus valmistetaan usein teräsvahvistetuista betonipalkeista ja perustuksen malli riippuu muun muassa tornista, tuuliturbiinin massasta ja maaperästä. Itsekantavarakenteisella tornilla on kiinteä ja yhtenäinen perustus, joka mitoitetaan estämään tornin kaatuminen. Kun taas harustetun tornin perustus on jaettu osiin, missä pääperustus estää tornia uppoamasta maaperään ja haruksien ankkurointiperustukset vaimentavat torniin kohdistuvat vetovoimat. Ristikkotornissa osiin jaettu perustus kantaa tornin muodostaman kuormayhdistelmän. (Gasch 2012: 102.)

3 AKUSTIIKAN PERUSKÄSITTEITÄ

Ääni on fysikaalisesti aaltoliikettä tai värähtelyä, jonka ihmisen kuulojärjestelmä aistii ja sen mukaan ääni-ilmiötä, esimerkiksi koneiden aiheuttamaa melua arvioidaan. Äänen aiheuttama aaltoliike ilmassa on lähes yksinomaan seurausta mekaanisesta värähtelystä. Ei-mekaanista ääntä syntyy esimerkiksi salamoista. Melu on ei-toivottua ääntä, joka koetaan häiritsevänä tai kiusallisena ja liian voimakkaana kuultuna voi vaurioittaa ihmisen kuuloa. (Karjalainen 2000: 4.)

3.1 Akustiikan perusteita

Heräte on äänen synnyttävä tekijä, jonka aiheuttama värähtely tai aaltoliike pystyy etenemään väliaineessa, vahvistua resonanssi-ilmiöiden johdosta, vaimentua häviöiden vaikutuksesta sekä muuttua eri ilmiöiden seurauksesta muuksi energiamuodoksi, esimerkiksi lämmöksi. Värähtely- ja aaltoliikkeeseen liittyy yleisesti potentiaali- ja liike-energian vuorottelu. Häviöiden vaikutuksesta liike-energiaa muuttuu usein lämmöksi, mutta myös muihin energiamuotoihin muuttuminen on mahdollista, kuten sähköiseen. (Karjalainen 2000: 5-6.)

Resonanssi on fysikaalinen ilmiö, mikä tapahtuu kun tietyllä taajuudella värähtelevä systeemi tai ulkoinen voima saa toisen systeemin värähtelyn amplitudin kasvamaan. Taajuutta, jossa resonanssia esiintyy systeemissä, kutsutaan ominaistaajuudeksi. Resonanssista voi olla sekä haittaa että hyötyä, esimerkiksi soitinten ääntä on mahdollista vahvistaa resonanssi-ilmiön avulla, mutta se voi myös aiheuttaa koneen osien värähtelyn tai melun kasvamaan haitallisen suureksi. (Karjalainen 2000: 7-10.)

3.1.1 Akustiikan suureita

Äänipaineella mitataan äänen voimakkuutta, mikä saadaan aaltoliikkeen aiheuttamasta paineen vaihtelusta suhteessa väliaineen staattisen paineeseen. Sen mittayksikkö on Pascal [Pa] eli $[N/m^2]$. Äänen aiheuttamat paineen heilahtelut väliaineessa ovat usein

hyvin pieniä ja ihmisen kuuloaistin havainnoivat äänet ovat noin $2 \cdot 10^{-5} \dots 50$ Pa alueella. Kyseisen mitta-alueen ollessa hyvin laaja on logaritmisesta mittayksikön, desibelin [dB], hyödyntäminen havaittu käyttökelpoiseksi ja selkeämmäksi. Desibeli on suhteellinen mittayksikkö, jolla kuvataan äänen voimakkuutta. Kaava 10 esittää äänen voimakkuuden kymmenkertaisen logaritmisesta mitan desibeleinä, eli äänipainetason L_p

$$L_p = 20 \lg \left(\frac{p}{p_0} \right), \quad (10)$$

missä p on mitattu äänipaine ja vertailupaineena p_0 käytetään likimain heikointa ihmisen kuultavissa olevaa äänipainetta, $p_0 = 20 \mu\text{Pa}$. Ihmisen kuulo aistii äänipainetasoja noin 0...130 dB alueelta. (Karjalainen 2000: 12–13.)

Di Napoli (2007: 8) havainnollistaa äänen voimakkuutta taulukossa 2, jossa on esitetty äänilähteen luota mitattu äänipaine ja sitä vastaava äänipainetaso.

Taulukko 2. Äänipaineen ja äänipainetason arvoja eri äänilähteissä. (Di Napoli 2007: 8).

Äänipaine (μPa)	Äänilähde	Äänipainetaso (dB)
1 000 000 000	Suihkumoottori	134
10 000 000	Rock-konsertti	114
1 000 000	Suuri teollisuusmoottori	94
100 000	Yleistä toimistomelua	74
10 000	Toimistohuone	54
1 000	Hiljainen luontoalue	34

100	Erittäin hiljainen huone	14
20	Kuulokynnys	0

Äänen teho P [W] määritellään aikayksikössä tehdyn työn avulla. Akustiikassa teho tarkoittaa usein äänilähteen värähtelyn aiheuttamaa aaltoliikettä ympäristöönsä. Äänilähteen värähtelystä pieni osa muuttuu akustiseksi tehoksi. Äänen teholle on mahdollista määrittää äänitehotaso L_W [dB] kymmenkertaista logaritmista laskentakaavaa 11 käyttäen

$$L_W = 10 \lg \left(\frac{P}{P_0} \right), \quad (11)$$

missä P on ääniteho ja vertailuarvo P_0 on 1 pW (pikowatti). (Karjalainen 2000: 13–14.)

Intensiteetti I [W/m²] on vektorisuure, mikä kuvaa tehoa pinta-alayksikkö kohti. Akustiikassa äänen intensiteetti tarkoittaa äänitehon virtausta (Karjalainen 2000: 14).

Esimerkiksi, pallosäteilijän aiheuttamassa pallosymmetrisessä aallossa teho jakautuu säteen kasvaessa yhä suuremmalle pinnalle, jolloin intensiteetti on kääntäen verrannollinen säteen neliöön. (Karjalainen 2000: 14).

Äänen intensiteetti on hyödyllinen suure muun muassa selvitettäessä äänienergian siirtymistä äänikentässä (Karjalainen 2000: 14).

Äänen intensiteettitaso L_I lasketaan kymmenkertaisen logaritmin avulla kaavan 12 mukaisesti

$$L_I = 10 \lg \left(\frac{I}{I_0} \right), \quad (12)$$

missä I on intensiteetti ja vertailuarvo I_0 on 1 pW/m^2 (Karjalainen 2000: 14).

Aaltoliikkeen värähtelytaajuuden mittayksikkö on hertsi [Hz], joka ilmoittaa värähdysten määrän sekunnissa. Ihmisen kuuloalueen määrittely on yksilökohtaista, mihin vaikuttavat muun muassa äänen intensiteetti ja henkilön ikä, mutta yleisenä keskiarvona pidetään noin 16 Hz ... 20 kHz taajuuden aluetta. (Joutsenvirta 2009.) Taajuudeltaan 20 kHz ylittäviä ääniä kutsutaan ultraääniksi ja 16 Hz alarajan alittavia ääniä infraääniksi (Karjalainen 2000: 32). Taajuus f [1/s] saadaan laskettua kaavan 13 avulla

$$f = \frac{v}{\lambda}, \quad (13)$$

missä v [m/s] on äänen nopeus ja λ [m] on aallonpituus. (Joutsenvirta 2009.)

Äänen nopeuteen vaikuttavat sekä väliaine että lämpötila, esimerkiksi ilman lämpötilan ollessa $0 \text{ }^\circ\text{C}$ on äänen nopeus $331,4 \text{ m/s}$, kun $22 \text{ }^\circ\text{C}$:n lämpötilassa se on 345 m/s . (Joutsenvirta 2009). Kaasumaisia ja nestemäisiä väliaineita kutsutaan fluideiksi, koska niissä esiintyy lähes ainoastaan pitkittäistä aaltoliikettä. Ideaalifluidissa esiintyy ainoastaan pitkittäistä aaltoliikettä. Kiinteisiin väliaineisiin voi kohdistua leikkausvoimia, joten pitkittäisten lisäksi ovat poikittaiset aaltoliikkeet niissä mahdollisia. Kyseistä aaltoliikettä voi esiintyä esimerkiksi soittimen kielessä tai palkissa. Taulukossa 3 on muutama esimerkki pitkittäisen aallon nopeudesta eri väliaineissa. (Karjalainen 2000: 15–18.)

Taulukko 3. Pitkittäisen aaltoliikkeen nopeus fluidimaisissa ja kiinteissä väliaineissa.

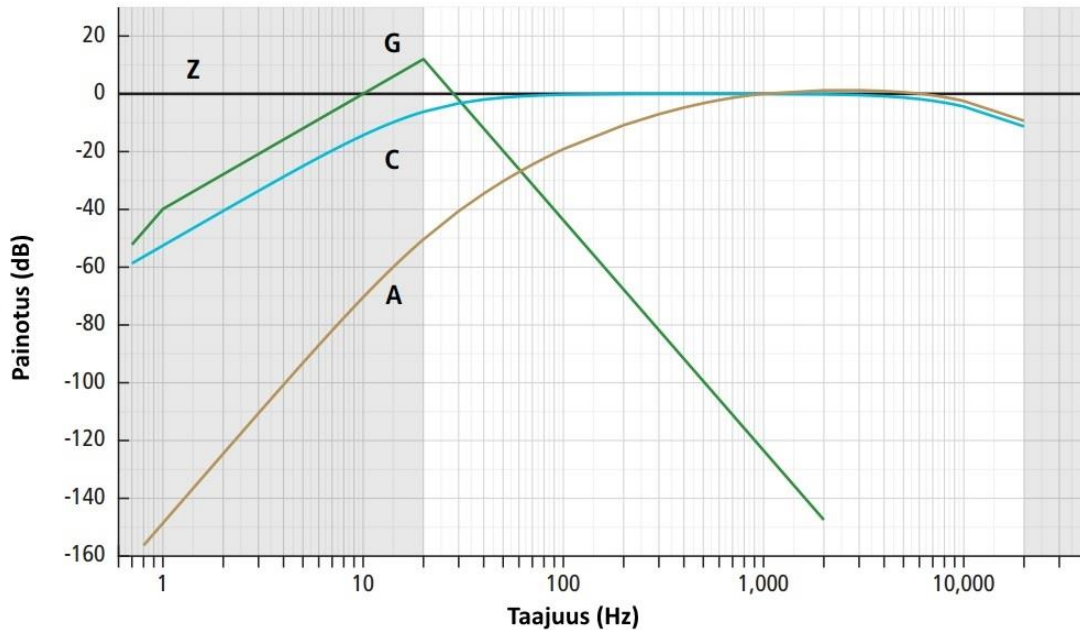
Väliaine	Nopeus [m/s]
Ilma ($20 \text{ }^\circ\text{C}$)	343
Helium	970
Vesi	1410

Teräs	5100
Lasi	12 ... 16 000

3.1.2 Melu

Melu on häiritsevää tai haitallista ääntä. Ääni on häiritsevää, esimerkiksi kun se aiheuttaa keskittymishäiriöitä, heräämistä unesta, psyykkisiä häiriöitä, ärtymistä ja kiusaantumista. Äänen häiritsevyys on yksilökohtainen asia, sillä yhdelle henkilölle häiritsevä ääni voi olla toiselle mielekäästä. Äänen haitallisuus kuulolle on objektiivisemmin tarkasteltavissa verrattuna häiritsevyyteen, koska tietyn rajan ylittävät äänet, joko pitkäaikaisena altistumisena tai kertaluontoisena meluannoksena voivat olla haitallisia kuulolle. (Karjalainen 2000: 38.)

Äänen mittaamiseen tutkimuskäytössä ja terveydellisten vaikutusten arvioinnissa käytettävät standardoidut äänitasojen painotusmenetelmät ovat nähtävissä kuvassa 9. Useimmiten käytetyissä menetelmissä mitataan A- ja C- painotettuja äänitasoja, joissa painottuvat ihmisen kuulokyvyn taajuusalueet ja alipainottuvat matalat ja erittäin korkeat yli 10 kHz:n taajuusalueet. Kyseisten äänitasomittausten haittana on, että esimerkiksi tuuliturbiinin matalataajuisien äänien mittaaminen voi epäonnistua. G-äänitaso antaa suuremman painotuksen matalille taajuuksille ja taajuusalueen 10...30 Hz:n infraäänille. Painottamatonta mittausta kutsutaan Z-painotteiseksi, jossa ei ole yli- tai alipainotettua ainuttakaan taajuutta. Useimmiten A-painotettu äänitasomittaus on kuitenkin ensimmäinen askel arvioitaessa ihmisten altistumista melulle ja siitä onkin tullut standardi ilmoitustapa ympäristön melutasojen selvityksissä. (Council of Canadian academics 2015: 30–31.)



Kuva 9. Äänitasojen yleiset painotusmenetelmät. Pystyakselin positiiviset arvot ilmaisevat, että tarkasteltavan taajuuden äänitasoja kasvatetaan eli ylipainotetaan. Kun, taas negatiiviset arvot ilmaisevat, että äänitasoja pienennetään tarkasteltavassa taajuudessa eli alipainotetaan. Äänitasoa yli- ja alipainotetaan tietyllä taajuudella pystyakselin ilmoittaman määrän verran. Harmaat alueet esittävät taajuudeltaan alle 20 Hz:n infraääniä ja yli 20 kHz:n ultraääniä. Z-painotus ilmaisee lineaarista, painottamatonta mittausta, missä äänitaso ei perustu taajuuden muutokseen. G-painotettu käyrä on likiarvo logaritmisesta asteikosta. (Council of Canadian academics 2015: 30.)

Melu voi aiheuttaa joko tilapäisiä tai pysyviä fyysisiä vaurioita kuulojärjestelmään. Tuntien altistuminen taulukon 1 mukaiselle yleiselle toimistomelulle (74 dB) tai minuuttien altistuminen yli 100 dB rock-konsertille voi aiheuttaa tilapäistä kuulon alenemaa. Kuulojärjestelmän tilapäinen alenema palautuu ennalleen, mikäli saatu meluannos on kohtuullinen. Meluperäiset kuulovammat syntyvät usein pitkäaikaisesta altistumisesta. Arvio päivittäisestä kuulon meluallistuksen siedosta pitkällä ajalla on noin 85 dB, 8 tuntia päivässä, A-äänitasona mitattuna. Kyseinen meluallistutus aiheuttaa suurella todennäköisyydellä puhekommunikaatiota haittaavan kuulovamman vuosien kuluessa. Melun päivittäisen keston lyheneminen sallii korkeamman äänitason. Ekvivalenttitason L_{eq} kaavalla 14 pystytään mittaamaan melun päivittäinen energia-annos

$$L_{eq} = 10 \lg \frac{\sum t_i 10^{L_i/20}}{8}, \quad (14)$$

missä t_i on kunkin yhtäjaksoisen melujakson kesto, L_i vastaava äänitaso ja vertailukestona käytetään 8 [h] tuntia. (Karjalainen 2000: 38–39.)

Ääniaistimus muuttuu kipuaistimukseksi 120 ... 130 dB melussa, missä lyhyillä melualtistumisilla voi olla pysyviä kuulohaittoja ja yli 140 dB impulssiääni voi vaurioittaa kuulojärjestelmää pysyvästi. Kuulojärjestelmän vaurioita ovat muun muassa kuulon herkkyuden aleneminen, suuntakuulon ja äänten erittelyn heikkeneminen sekä tinnitus eli korvien soiminen. (Karjalainen 2000: 39.)

3.2 Tuulivoimalan melu

Tuulivoimaloiden aiheuttama melu on yksi haittatekijä, joka hankaloittaa tuulivoimaloiden laaja-alaista rakentamista (Oerlemans, Sijtsma & Méndez López 2007: 869). Tuulivoimalan tuottama ääni voidaan jakaa aerodynaamiseen ja mekaaniseen meluun, mistä ensin mainittua aiheuttaa ilmvirtaus roottorin lapojen yli ja jälkimmäistä sähköntuotantokoneiston toiminta. Erityisesti suurissa moderneissa tuulivoimaloissa aerodynaamisen melun arvioidaan yleisesti olevan hallitsevampi melulähde, koska turbiinin koon kasvessa aerodynaaminen melu kasvaa nopeammin suhteessa mekaaniseen meluun. Lisäksi sähköntuotantokoneiston melun vaimennukseen on kehitetty tehokkaampia ratkaisuja verrattuna roottorin lapojen tuottamaan meluun. (Uosukainen 2010: 8.)

Tuuliturbiinin toiminnasta johtuvan äänen luonnetta kuvataan usein seuraavilla neljällä termillä:

- *Tonaalinen*, eli soiva, jolla tarkoitetaan yksittäisellä tai hyvin kapeakaistaisella taajuudella havaittavaa ääntä. Tätä aiheuttavat muun muassa hammasrattaat, laakerit sekä epävakaa ilmvirtaus reikien, rakojen ja tylpän jättöreunan yli.

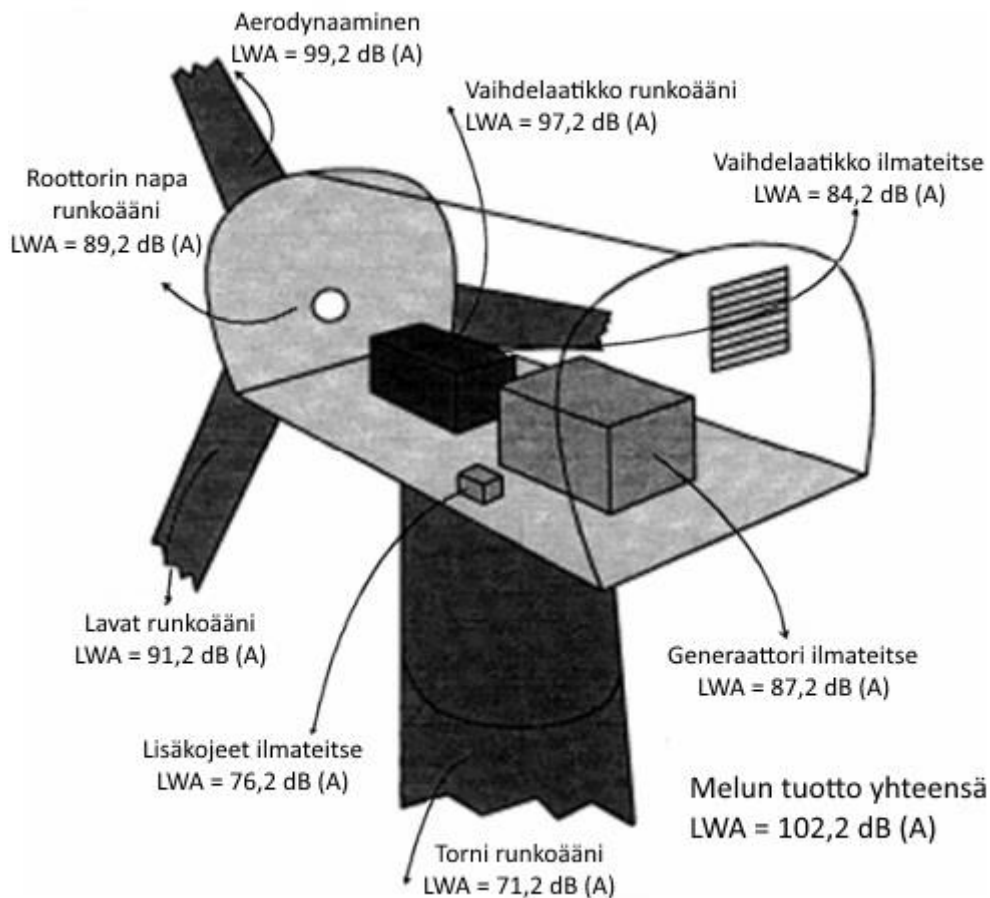
- *Laajakaistainen*, jossa jatkuva äänenpaine jakaantuu yli 100 Hz taajuusalueelle. Roottorin lapojen ja ilmapvirtauksen keskinäisestä vaikutuksesta syntyvä turbulenssi ilmassa aiheuttaa usein kyseistä ääntä. (Rogers, Manwell, Wright 2006: 10.) Äänen tasossa tapahtuvaa vaihtelevuutta kutsutaan modulaatioksi tai amplitudimodulaatioksi, mikä on usein vallitsevin melun aiheuttaja nykyaikaisissa tuuliturbiineissa (Tonin 2012: 21).
- *Matalataajuinen*, jossa äänentaajuus on 20...200 Hz:n välissä. Pääasiassa matalataajuisista melua aiheuttaa lavan ja turbulenttisen ilmapvirtauksen keskinäinen vaikutus. Melutaso kasvaa tuuliturbiinin koon kasvaessa, mutta ei yleensä ylitä esimerkiksi liikenteestä syntyvää matalataajuisista melutasoa. (Bolin, Bluhm, Eriksson & Nilsson 2011: 5) Matalilla taajuuksilla havaitaan usein myös *tonaalisia* tekijöitä. Lisäksi, taajuudeltaan alle 20 Hz:n *infraääntä* aiheutuu äänitasoilla, jotka ovat jopa tuuliturbiinin vieressä huomattavasti ihmisen kuulokynnyksen alapuolella. (Madsen & Pedersen 2010: 60–61).
- *Impulsiivinen*, jonka ääni kuvataan lyhyeksi akustiseksi impulssiksi tai jyskyttäväksi, jossa äänen amplitudi muuttuu suhteessa aikaan. Impulsiivista ääntä syntyy sekoittuneesta ilmapvirtauksesta roottorin lapojen ja tornin välissä. (Rogers 2006: 10.)

3.2.1 Mekaaninen melu

Pääasiallinen mekaanisen melun aiheuttaja tuulivoimalassa on mekaanisten ja sähköisen komponenttien pyörivä liike (Rogers 2006: 11). Pääosa syntyvän melun energiasta on taajuusalueeltaan 1000 Hz:n alapuolella ja on suurelta osin tonaalista, mutta myös laajakaistaista melua ilmenee (Rogers 2006: 11; Uosukainen 2010: 13). Esimerkiksi, puhdasta ääntä voi säteillä akselien ja generaattorin kierrostaajuudella sekä hammasrattaiden hammastustaajuudella. Puhtaat äänet ovat ääniaaltoja, jotka ilmenevät yhdellä taajuudella. Mekaanisen melun lähteitä ovat muuan muassa vaihdelaatikko, generaattori, kääntömoottorit, jäähdytystuulettimet sekä lisäkojeet ja -komponentit. (Rogers 2006: 10.)

Koteloitu vaihdelaatikko on yleensä merkittävin mekaaninen äänilähde tuuliturbiinissa, jossa vaihteisto aiheuttaa ääntä hammaspyörien ryntötaajuudella ja sen kerrannaisilla (Uosukainen 2010: 14). Vaihdelaatikon voitelu- ja hydraulioöljyä usein jäähdytetään ilmajäähdytteisesti, jolloin imu- ja poistoilman virtauksesta aiheutuu virtausmelua yhdessä jäähdytystuulettimen moottorimelun kanssa. Kolmas merkittävä melun aiheuttaja on generaattori, jossa sen muuntaja säteilee matalataajuisia ja kapeakaistaista, mutta voimakkuudeltaan yleensä alhaista melua ympäristöön. (Di Napoli 2007: 11.) Staattorin värähtely magneettisten voimavaikutusten johdosta voi edetä runkoäänenä kotelo- ja tukirakenteiden kautta komponenttien ja tuuliturbiinin ulkorakenteen pinnoille (Uosukainen 2010: 14). Generaattorin jäähdytyksessä käytetään ilma- tai vesijäähdytystä. Lisäksi, muuttuvanopeuksisen tuuliturbiinin vaatima taajuusmuunnin säteilee korkeataajuisia kapeakaistaista melua. (Di Napoli 2007: 11.)

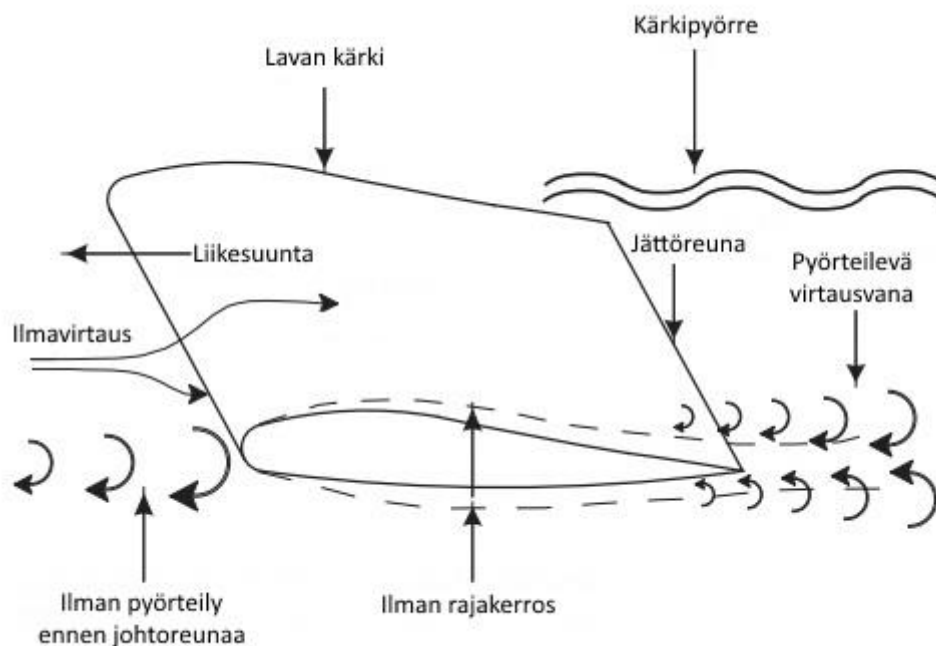
Roottori ja sen napa, torni ja naselli voivat käyttäytyä kaiuttimen tapaan välittäen mekaanista ääntä ulospäin ja säteillen sitä ympäristöön (Rogers 2006: 11). Mekaanisen äänen välitystie voi olla joko ilman kautta välittyvää tai runkoääntä, joista jälkimmäinen on yleensä merkittävämpi melunlähde. Ilman kautta välittyvä ääni säteilee suoraan värähtelevän komponentin pinnalta tai sisältä ja etenee ympäristöön pääasiassa jäähdytysjärjestelmän ilmanvaihtoaukon kautta. Kun taas, runkoääni värähtelee muita rakennekomponentteja pitkin tukirunkoon, josta se säteilee ilmaan (Rogers 2006: 11; Uosukainen 2010: 13.) Kuvassa 10 on esimerkki komponenttien äänen välitysteistä ja äänitehoista 2 MW tehoisessa tuuliturbiinissa. Kyseisessä esimerkissä pääasiallinen mekaanisen äänen aiheuttaja on vaihdelaatikko, joka säteilee ääntä ympäristöön sekä ilmaäänenä ilmanvaihtoaukon kautta että vaihdelaatikosta välittyvänä runkoäänenä nasellin pinnalta. (Rogers 2006: 11.)



Kuva 10. Mekaanisen äänen eteneminen ympäristöön runkoäänenä sekä ilman välityksellä 2 MW tuuliturbiinissa. Kuva on muokattu alkuperäisestä (Rogers 2006: 11).

3.2.2 Aerodynaaminen melu

Aerodynaamisella melulla tarkoitetaan yleensä ilman virtausta lavan ylitse, mikä on tyypillisesti suurin melusaasteen aiheuttaja tuuliturbiinin eri melulähteistä. Ilman ja lavan vuorovaikutuksesta syntyy useita virtausilmiöitä, joista kukin tuottaa tietyn taajuusalueen ääntä. Aerodynaaminen äänentaso yleensä kasvaa yhdessä roottorin pyörimisnopeuden kanssa. Kuva 11 esittää tuuliturbiinin lavasta syntyviä eri aerodynaamisten melun lähteitä. (Tonin 2012: 22.)



Kuva 11. Kuvassa on aerodynaamiset melunlähteet tuuliturbiinin lavassa. Kuva on muokattu alkuperäisestä (Tonin 2012: 22).

Kuvaan 11 viitaten lavan aiheuttamat aerodynaamiset melunlähteet voidaan jaotella seuraavasti:

- *Jättöreunan aiheuttama melu:* Ilman virtaus lavan yli luo rajakerroksen sen ylä- ja alapuolelle, joka on tyypillisesti noin 25 mm paksu. Ilmavirtauksen saavuttaessa lavan jättöreunan alkaa ilman rajakerros pyörteillä, jolloin ääntä muodostuu turbulenttisen virtauksen ja jättöreunan keskinäisestä vaikutuksesta. Kyseinen äänilähde on nykyaikaisten tuuliturbiinien suurin melun aiheuttaja, jonka energiasta valtaosa on taajuuksialueella 250...1000 Hz.
- *Turbulentin virtauksen melu ennen johtoreunaa:* Melu aiheutuu, kun turbulenttinen ilmavirtaus ennen lavan johtoreunaa joutuu vuorovaikutukseen lavan pinnan kanssa. Syntyvän melun taajuuksialue on 18 Hz:n läheisyydessä.
- *Lavan kärkimelu:* Lavan kärki vaikuttaa ohivirtaavaan ilmaan ja saa sen pyörteilemään ja tuottamaan melua jättöreunan aiheuttaman melun tapaisesti. Kui-

tenkin, arvioidaan, ettei lavan kärkimelu ole niin merkittävä melunlähde verrattuna jättöreunan aiheuttamaan meluun.

- *Lavan ja tornin vuorovaikutuksesta syntyvä melu:* Tämä impulsiivinen melu syntyy lavan nostevoiman muuttuessa sen kohdatessa sekoittunutta ilmavirtausta tornin ympärillä. Yleisesti kyseistä melua pidetään taajuusalueeltaan infraäänenä, eikä sen arvioida olevan suuruudeltaan merkittävä nykyaikaisissa tuuliturbiineissa. (Tonin 2012: 23.)

3.2.3 Melun vaimennus

Tuuliturbiinin aiheuttaman mekaanisen melun vaimentamiseen on löydetty tehokkaampia keinoja verrattuna aerodynaamisen melun vaimennukseen, koska jälkimmäisessä melua alentavat keinot usein heikentävät lavan hyötysuhdetta. Mekaanisen äänen vaimennus perustuu usein käyntivärähtelyn minimointiin, runkoäänen välittymisen estämiseen nasellin ja tornin ulkopinnoille ja kotelointiin. Generaattorin ja vaihdelaatikon melua vaimennetaan koteloinnilla ja erottamalla laitteet mastorungosta, esimerkiksi tärinäeristimillä. Lisäksi, vaihdelaatikon hammasrattaiden välykset voidaan suunnitteluvaiheessa optimoida vaihteistotaajuuden muuttamiseksi. Jäähdytysjärjestelmää voidaan vaimentaa ilmanvaihtokanavaan asennettavalla ilmakehävaimentimella, hidastamalla ilmavirtausta kanavassa ja valitsemalla hitaammin pyörivä jäähdytysmoottori. (Di Napoli 2007: 14.)

Yksinkertainen tapa vaimentaa aerodynaamista melua on asettaa tietty maksimi lavan kärkinopeudelle, sillä nopeuden kasvaessa melun tuotto lisääntyy merkittävästi. Lapakulmasäätöisissä tuuliturbiineissa voidaan lapakulmaa säätämällä loiventaa lavan ja ilmavirtauksen kohtauskulmaa, mikä vaimentaa aerodynaamista melua. Haittana on, että tällöin myös lavan tuotantotehokkuus laskee. Lavan kärkimelua voidaan pienentää siivekkeellä, joka on lavan kärjessä pintaan nähden joko kohtisuorassa tai lavansuuntaisena jatkeena. Siiveke ohjaa kärkipyörrevirtauksen normaalivirtauksen suuntaiseksi eliminoiden kärkipyörteen. (Di Napoli 2007: 14; Uosukainen 2011: 4.) Lavan aerodynaamisella optimoinnilla voidaan vähentää melua, esimerkiksi jättöreunan sahalaitaisella

urituksella. Lisäksi, optimoimalla lavan kierteitys pituusakselin suhteen voidaan vaikuttaa äänen suuntaavuuden pienentämiseen. Lopuksi, eräässä innovaatiossa lavan tuloreunan vaikutuksen minimointiin voidaan käyttää tuloreunan uritusta, joka perustuu ryhävalaan evään. (Uosukainen 2011: 4.)

3.3 Tuulivoimaloiden ulkomelutason ohjearvot Suomessa

Valtioneuvosto on asettanut ympäristösuojelulain nojalla ohjearvot tuulivoimaloiden ulkomelutasoista, jotka ovat tulleet voimaan Suomessa 1.9.2015. Tuulivoimalan melu ei saa ulkona ylittää melulle altistuvalla alueella äänen A-taajuuspainotetun keskiäänitason rajoja taulukon 4 mukaisesti. (Finlex 2015.)

Taulukko 4. Tuulivoimaloiden ulkomelutason ohjearvot (Finlex 2015).

	Ulkomelutaso L_{Aeq} päivällä klo 7—22	Ulkomelutaso L_{Aeq} yöllä klo 22—7
pysyvä asutus	45 dB	40 dB
loma-asutus	45 dB	40 dB
hoitolaitokset	45 dB	40 dB
oppilaitokset	45 dB	—
virkestysalueet	45 dB	—
leirintäalueet	45 dB	40 dB
kansallispuistot	40 dB	40 dB

Meluvalvonnan mittaustulokseen tehdään 5 dB lisäys tuulivoiman tuottamaan ääneen ennen sen vertaamista taulukon 4 arvoihin, mikäli tuulivoimalan aiheuttama melu on impulssimaista tai kapeakaistaista melulle altistuvalla alueella. (Finlex 2015).

4 MEKAANINEN VÄRÄHTELY TUULITURBIINEISSA

Värähtelevien koneiden ja rakenteiden pinnoilta siirtyy heilurimainen liike värähtelylähdeä ympäröivään fluidiin, mikä on havaittavissa äänenä (Crocker 2007:1a). Mekaanista värähtelyä tarkastellessa puhutaan usein runkoäänestä, missä on sinänsä kyse samasta asiasta. Kuitenkin, käsitteenä runkoääni sisältää myös energian virtausta rakenteen osasta toiseen ja sen mahdollista säteilyä ääneksi rakenteen pinnasta. (Lahti 2002: 7.) Värähtelyä tarkastellessa eräs merkittävä tekijä on perustaajuus, joka määräytyy värähtelevästä alkulähteestä, esimerkiksi moottorin kierrosnopeudesta. Perustaajuus määrittää rakenteelle ominaistaajuuden, jolla värähtely voimistuu suuremmaksi verrattuna muihin taajuuksiin eli resonoi. Kyseisiä taajuuksia kutsutaan usein resonanssitaajuuksiksi. Lisäksi, perustaajuus määrää aallonpituuden, joka määrittää muun muassa akustisten vaimennuslaitteiden ja -rakenteiden koot. Aallonpituus λ saadaan soveltamalla kaavaa 13. (Lahti 2002: 10–11.)

Monimutkaisen värähtelevän rakenteen vaste eli melun tai värähtelyn voimakkuus tietyssä pisteessä voidaan kuvata värähtelymuotojen eli moodien avulla, joiden perusparametrit ovat moodimassa, -jäykkyys ja -vaimennus. Siinä, missä yksinkertaisella massa-jousi-värähtelijällä on yksi värähtelymuoto ja resonanssitaajuus, on monimutkaisemmalla rakenteella useita värähtelymuotoja erisuuruksilla ominaistaajuuksilla. Näistä, kukin värähtelymuoto yksistään käyttäytyy aika- ja taajuusalueessa yksinkertaisen värähtelijän mukaisesti, jotka summaamalla saadaan monimutkaisen rakenteen aika- ja taajuusalueen kokonaisvasteet. Kolmas värähtelymuotojen ominaisuuksiin vaikuttava tekijä jokaiselle ominaisuudelle erikseen on amplitudi eli värähtelyn laajuus rakenteen eri kohdissa. Myös tällöin eri moodien ominaisuutujen summasta muodostuu värähtelevän rakenteen kokonaisvaste. (Lahti 2002: 13.)

4.1 Väriä aiheuttavat komponentit

Tuuliturbiinissa on useita komponentteja, laitteita ja niiden osaa, joiden toiminta voi aiheuttaa mekaanista värähtelyä. Näitä ovat muun muassa vaihdelaatikko, hammasrat-

taat, voimansiirron laakerointi, jäähdytyspuhaltimet, kääntöjärjestelmän sähkömoottorit, generaattori ja lapojen värähtely. Tässä kappaleessa katsastetaan tuuliturbiinin mekaaniset värinälähteet ja hallintakeinot niiden aiheuttamalle melulle.

4.1.1 Vaihdelaatikko

Vaihdelaatikko voi olla värähtelyn ja säteilevän melun lähde, minkä vuoksi sen asentamisessa runkorakenteeseen on suositeltavaa käyttää sopivaa värinänvaimennusta. Vaihdelaatikon sisältämät pääkomponentit ovat hammaspyörästö, laakerointi ja akselit. Hammaspyörästön ryntömelu ja värinä ovat pääasialliset melulähteet, elleivät vaihdelaatikon laakerit ole vaurioituneet tai kuluneet huomattavasti. Hammaspyörät ovat ryntössä pyörien hampaiden ollessa kosketuksissa toisiinsa ja ryntömelulla tarkoitetaan hammaspyörien keskinäisestä kosketuksesta syntyvää melua. Hammaspyörästön aiheuttama melu ja värähtely riippuvat hammasrattaiden kosketussuhteesta, hampaan profiilista, valmistustoleransseista, kuormasta ja nopeudesta sekä ryntötaajuudesta. Ryntötaajuudella tarkoitetaan hammaspyörien hampaiden kosketustahtia toisiinsa. Erityyppiset hammaspyörät ja niiden pintojen erilaiset profiilit tuottavat eritasoisia ääniä ja värähtelyjä. Yleisesti, mitä pienemmät valmistustoleranssit hammaspyörällä on, sitä tasaisempaa ja hiljaisempaa sen käynti on, mutta samalla myös valmistuskustannukset nousevat. (Crocker 2007b: 1018.)

Melun säteilyn vähentämiseksi vaihdelaatikko usein asennetaan suojakoteloon, koska edullinen vaihteisto yhdessä koteloinnin kanssa voi olla kustannuksiltaan edullisempi vaihtoehto verrattuna hyötysuhteeltaan tehokkaaseen vaihteistojärjestelmään ja vaihdelaatikkoon ilman kotelointia. Koteloidut vaihdelaatikot voivat kuitenkin aiheuttaa hankaluuksia huollon ja kunnossapidon kannalta, mikäli komponentit ovat vaikeasti tavoitettavissa. (Crocker 2007b: 1018.) Vaihdelaatikon aiheuttama melu on usein pääosin tonaalista ja kaikki yleisimmät spektrikomponentit jaetaan usein seuraavien ilmiöiden yhdistelmäksi:

- Akselin pyörimisnopeudella syntyvät matalat harmoniset taajuudet, mitkä johtuvat akselin epätasapainon, suuntausvirheiden ja taipuneisuuden aiheuttamista matalataajuisista värähtelyistä.
- Moduloinnin vaikutuksesta aiheutuvat ryntötaajuuden harmoniset taajuudet ja niiden moodien sivukaistataajuudet ovat erityisen kuultavissa olevia. Hammastetun akselin melu ja värähtely ovat seurausta itseherätteestä, joka johtuu ajallisesta muutoksesta hammaskosketuksen lujuudesta ryntökierroksella, hammaskosketuksen epätarkkuudesta sekä epätasaisesta kuormasta ja pyörimisnopeudesta.
- Haamu- tai oudot komponentit, joita aiheutuu virheistä hammaspyörän leikkaukseen osoitinpyörän hammastuksessa. Kuitenkin, haamukomponentit usein katoavat käytön aikana.
- Komponenteista, jotka johtuvat vioista pyörivän elementin sisältämissä laakereissa. Melu on pääasiassa matalatasoista lukuun ottamatta vakavan laakerivaurion ilmetessä, kuten sisä- tai ulkokehän tai pyörivän elementin halkeaminen tai pistesyöpyminen. (Tuma 2007: 1086–1087.)

Komponenttien taajuudet ja niihin liittyvä hammaspyörien ryntö, on akselin pyörimistaajuuden kokonaisluvun kerrannainen. Myös aliharmonisia komponentteja ilmenee. Nämä kaikki spektrikomponentit on määritetty akselin pyörimistaajuuden kertaluvuiksi. (Tuma 2007: 1087.)

4.1.2 Hammaspyörä

Tuuliturbiinissa hammaspyöriä käytetään esimerkiksi roottorin kääntöjärjestelmässä, lapakulman säätöjärjestelmässä ja vaihdelaatikossa. Hammaspyörät tuottavat kahdentyyppistä melua: kitinää ja kolinaa. Kitinä on jaksollista ääntä, jota luonnehtivat ryntötaajuudella kuultavat äänensävyt ja sen harmoniset kerrannaiset. Kolina on impulsiivista ääntä, jota esiintyy kevyesti kuormitetuissa hammaspyörissä, joita herätetään ulkoisella

vääntöväärähtelyllä. Kolinaa syntyy hammaspyörien iskiessä toisiaan vasten hampaiden kosketuspinnan toistuvan menetyksen yhteydessä aiheuttaen laajakaistaista melua. Näistä kahdesta, kitinä on yleisemmin suurempi melun aiheuttaja. Lisäksi modulaatiot, jotka aiheutuvat hammasjaon virheistä, epäkeskosuuksista ja vääntöväärähtelystä voivat tuottaa sivualueääniä ryntötaajuuden ja sen kerrannaisten molemmin puolin. (Houser 2007: 847-848.) Osaltaan hammaspyörän aiheuttamaan meluun vaikuttavat sen pyörimisnopeus ja kuorma, Esimerkiksi pienellä nopeudella ja kuormalla käyvän hammaspyörän äänenpainetaso nousee noin 3 dB kuorman kaksinkertaistuessa, kun suuremmilla nopeuksilla ja kuormilla hammaspyörän äänenpainetaso kasvaa noin 6 dB kuorman tai nopeuden kaksinkertaistuessa (Crocker 2007c: 831–832).

Valmistuslaatu ja saavutetut toleranssit vaikuttavat osaltaan hammaspyörän aiheuttamaan meluun. Tarkkuusvalmistetut hammaspyörät voivat nykyään olla hyvinkin hiljaisia, mutta niiden hinta on korkea. Esimerkiksi, jossain tapauksissa matalia melutasoja vaadittaessa on kustannustehokkaampaa valita keskihintainen hammaspyörästä, tärinävaimentaa laakerit ja käyttöpyörä, lisätä kotelointiin vaimennin ja mikäli tarpeen, sulkea kotelointi täysin. (Crocker 2007c: 832.) Taulukkoon 5 on koottu eräitä havaintoja suunnitteluvaiheen muokkauksista, joilla hammaspyörien aiheuttamaa melua kyetään vaimentamaan. Kuitenkin, on huomioitava, että suunnitteluvaiheessa toteuttamiskelpoiset vaimennuskeinot eivät välttämättä ole sitä käytännössä. Lisäksi, muutos yhteen suunnitteluparametriin muuttaa myös muiden parametrien arvoja, jolloin on haastavaa määrittää yksittäisen muutoksen vaikutusta meluntuottoon. Taulukossa 6 on esitetty ja kommentoitu muita mahdollisesti hammaspyörän melua vähentäviä keinoja. (Houser 2007: 855.)

Taulukko 5. Suunnittelu- ja valmistusparametrien vaikutus hammaspyörän synnyttämään meluun (Houser 2007: 854).

	Muutossuunta melun vähentämiseksi	Melun vaimennus (dB)	Kommentit
Hampaiden määrä	Vähennä	0-6	Pienentää ryntötaajuutta.
Kosketussuhde	Suurena	0-20	Vaatii tarkkoja profiilimuokkauksia.

Vinouskulma	Suurena	0-20	Koneistusvirheillä on pienempi vaikutus vinohammaspyöriin.
Pinnan viimeistely	Lisää	0-7	Kitkan luoma heräte vähenee.
Profiilin muokkaus		4-8	Vaimentaa kaikentyyppisiä hammasrattaita.
Hierto		0-10	Erittäin tehokas hypoidipyörästölle.
Ryntökulma	Vähennä	0-3	Vähentää hampaan jäykkyyttä ja epäkeskisyyden vaikutusta sekä suurentaa kosketussuhdetta.
Hampaan leveys	Suurena		Suurentaa kosketussuhdetta vinohammaspyörissä; vähentää poikkeamia.

Taulukko 6. Muiden tekijöiden vaikutus hammaspyörän meluun (Houser 2007: 854).

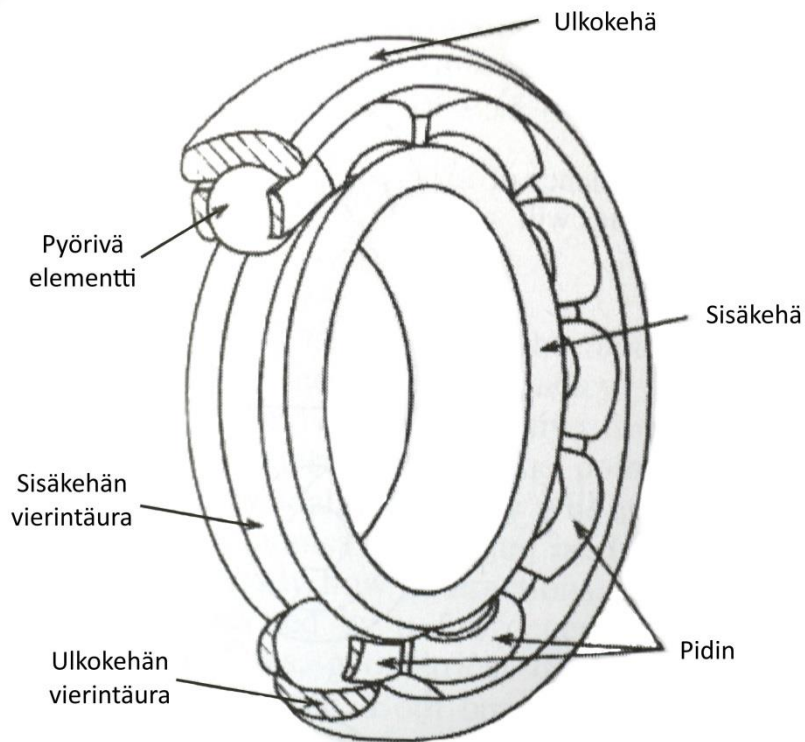
Kohde	Kommentit
Kuorma	Tyypillisesti kuormaa lisätessä melu voimistuu.
Teho	Tyypillisesti tehoa lisätessä melu voimistuu.
Pyörimisnopeus	Nopeuden kasvaessa melu voimistuu.
Moduuli	Kyseenalaista, koska pienennettäessä kosketussuhde suurenee, mutta lisää hampaiden lukumäärää.
Hampaan korkeus	Suurentaa profiilin kosketussuhdetta, jolloin vaimentaa melua. Hampaan kärjen paksuus asettaa rajan
Kosketuspinnan pituus	Ei ole merkittävä tekijä muunnelluissa hammaspyörissä.
Urteen syvennys	Yleisesti suositaan voitelun kannalta ja vähentyvänä liukumisena hampaiden kosketuksessa.
Kallistuskulma	Pienillä kallistuskulmilla vältettävä hampaiden kosketusta, suositaan 8..10°.
Hammasvällys	Vähäinen vaikutus kitinään, mutta on merkittävä tekijä kolinan kannalta.
Suuntausvirhe	Mikäli kosketussuhde pienenee, melu voimistuu. Hampaan kuperuudella voidaan minimoida suuntausvirheen vaikutus.

Vällysvirheet	Vähäinen vaikutus meluun ryntötaajuudella, mutta hiljaisilla hammaspyörillä vaikuttaa pohjakohinaan kaikilla muilla taajuuksilla.
Muotovirheet	S-muotoisuus ja koverat muodot ovat haitallisia.
Ryntökulmavirhe	Voi kasvattaa huomattavasti melua.
Hampaan kuperuus	Kompensoi suuntausvirhettä; vähentää viistohammaspyörän melua; voi vähentää melua suurikosketussuhteissa lieriöhammaspyörissä; liiallista kuperuutta tulee välttää.
Voiteluöljyn viskositeetti	Suurentamalla usein kitkaa alentava ja siten myös melua vaimentava vaikutus.
Jaettu voimansiirto	Usein hiljaisempi; kompaktimmalla voimansiirrolla on usein melua alentava vaikutus.
Planeettavaihteet	Jaetun voimansiirron erikoistapaus. Laadukas tahdistus on avuksi, mutta akselit vaativat samankeskeytyä ja vällystä.
Materiaalit	Yleensä hammaspyörän kuormankantokyky määrittää materiaalin; melun kannalta ei niin merkittävä tekijä.
Vaimennin	Tehokas keino pienentää amplitudia resonanssitaajuuksilla.
Laakeroinnin tyyppi	Liukulaakerit ovat hiljaisempia verrattuna pyörivän elementin sisältäviin laakereihin.
Koteloinnin kiinnikkeet	Voi vähentää värähtelyn kulkureittejä.
Viritetty tärinävaimennus	Tehokas keino vaimentaa resonanssitaajuuksia.

4.1.3 Laakerit

Laakerit jaetaan kahteen pääryhmään: vierintälaakereihin ja liukulaakereihin. Vierintälaakereita käytetään yleisemmin, mutta liukulaakerit ovat usein hiljaisempia, mikäli ne ovat laadukkaasti valmistettu, asennettu ja huollettu. Asianomainen voitelu on olennainen tekijä molempien tyyppien laakereille. Myös erityisiä aktiivisesti ohjattuja magneettisia laakereita on kehitetty puhaltimille, missä puhaltimen lavat pakotetaan värähtelemään tietyllä taajuudella. Tällöin lavoista muodostuu toinen epätahdissa värähtelevä äänilähde, jolla kumotaan puhaltimen tuottama ensisijainen melu. Kyseisen menetelmän on raportoitu saavuttavan jopa 4 dB:n vaimennuksen meluun. (Crocker 2007c: 832–833.)

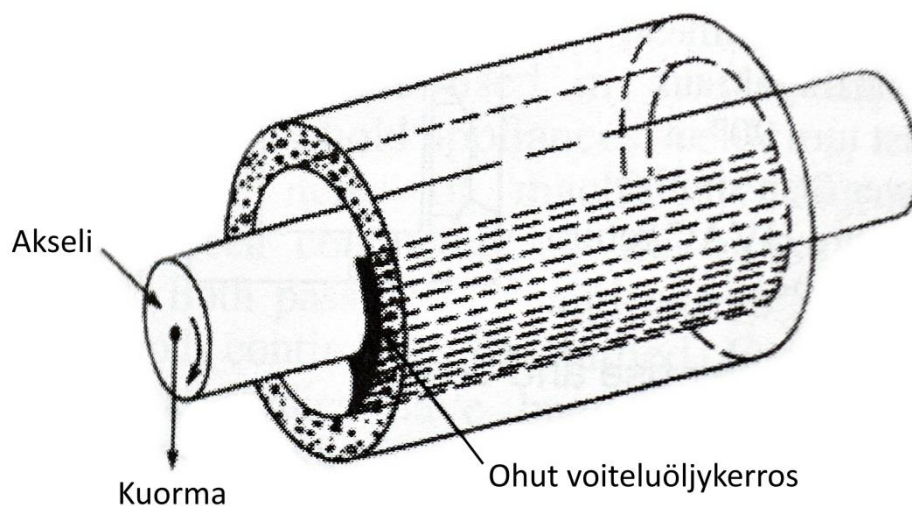
Vierintälaakeri koostuu pyörivistä elementeistä sisä- ja ulkokehän välissä. Usein pyörivät elementit pidetään erossa toisistaan pitimellä. Pyörivät elementit voivat olla pallomaisia, lieriömäisiä, kartiomaisia tai tynnyrimäisiä. Kuvassa 12 on esimerkki kuulalaakerin osista. Vierintälaakerin melu aiheutuu usein kahdesta eri pääasiallisesta lähteestä: pyörivien elementtien vierimisestä ja resonanssista elementeissä, sisä- ja ulkokehissä tai pitimessä. Vierintälaakerin perustaajuus on akselin pyörimistaajuus. Muihin ilmeneviin taajuuksiin vaikuttavat muun muassa pyörivän elementin halkaisija, laakerin keskihalkaisija, kosketuskulma pyörivän elementin ja vierintäuran välissä sekä pyörivien elementtien lukumäärä. Valmistusvirheet ja suuntausvirheet aiheuttavat laakerimelua, joka voi suurentaa laakerin kulumisen myötä. (Crocker 2007c: 832–833.)



Kuva 12. Kuvassa on nähtävissä kuulalaakerin osat ja rakenne. Kuva on muokattu alkuperäisestä. (Crocker 2007c: 833.)

Liukulaakerit voidaan jakaa kolmeen päätyyppiin, jotka ovat tuki-, paine- ja ohjauslaakeri. Kuvan 13 mukaiset tukilaakerit ovat muodoltaan lieriömäisiä ja mahdollistavat pyörimisen. Painelaakerit estävät akselinsuuntaisen liikkumisen, kun taas ohjauslaakerit mahdollistavat suoran edestakaisen liikkeen estäen pyörimisen. Tukilaakerissa akseli

pyörii ohuen voiteluöljykerroksen päällä koskematta laakerin metallipintaan. Kuitenkin, jossain olosuhteissa voiteluöljykerros voi hajota aiheuttaen akselin ja tukilaakerin välisen metallipintojen kosketuksen, mistä syntyy kulumista, melua ja värähtelyä. Akselin epävakaas voi aiheuttaa voiteluöljyn pyörteilyä liukulaakerissa, mistä aiheutuu melua taajuudella, joka on noin puolet akselin pyörimisnopeudesta. Kyseinen taajuus johtuu siitä, että voiteluöljykerroksen keskimääräinen liikkumisnopeus on noin puolet akselin pyörimisnopeudesta. Voiteluöljyn pyörteilymelu voi vahvistua, mikäli akselin resonanssitaajuus ilmenee lähellä akselin pyörimisnopeuden puoltaväliä. Liukulaakerin meluntuoton minimoimisessa tulisi huomioida voiteluöljyn oikea viskositeetti ja paine, akselin suuntaus sekä rakenteellinen jäykkyys. (Crocker 2007c: 833.)



Kuva 13. Kuvassa on ohuen voiteluöljykerroksen päällä tukilaakerin sisällä pyörivä akseli. Kuva on muokattu alkuperäisestä (Crocker 2007c: 833.)

4.1.4 Jäähdytysjärjestelmän puhaltimet

Puhaltimen pääasiallinen tehtävä on siirtää vaadittu ilman tilavuusvirta tunnettua vastapainetta vasten parhaalla mahdollisella hyötysuhteella sekä alhaisilla kustannuksilla ja meluntuotannolla. Puhaltimelle asetettavia muita vaatimuksia voivat olla esimerkiksi korkea kulumiskestävyys, kyky siirtää pölyistä ilmaa, yksinkertainen valmistus, huolto ja korjaus sekä melurajoitukset. Puhaltimen melu koostuu taajuudeltaan puhdasäänisistä ja laajakaistaisista komponenteista. (Crocker 2007c: 833.)

Puhaltimen kuormituksella on merkittävä vaikutus muodostuvan melun spektriin. Kuormitusta lisäämällä alkavat roottorin lavat sakkaamaan, jolloin ilmavirtaan syntyy huomattava määrä pyörteilyä, joka taas aiheuttavaa laajakaistaista melua, mikä myös peittää alleen puhdasäänistä melua. (Lauchle 2007: 872–873.) Myös turbulenttinen tulovirtaus aiheuttaa matalataajuista ja laajakaistaista melua aksiaali- ja keskipakoispuhaltimissa. Kyseistä melua aiheutuu lavan johtoreunan ohittaessa pyörteilevän tulovirtauksen, minkä seurauksena lapaan syntyy epätasainen noste. (Lauchle 2007: 878.)

Pyörivien lapojen ohittaessa kiinteitä esteitä syntyy merkittävää puhdasäänistä melua. Esteet aiheuttavat ajallisesti muuttumattomia virtaushäiriöitä, jotka vaikuttavat ohittavien lapojen nosteen ja vastuksen jaksottaiseen vaihteluun. Puhaltimessa, jossa lavat ovat tasaisin välein, esteen aiheuttama melu säteilee lavan ohitustaaajuuden harmonisilla taajuuksilla. (Lauchle 2007: 872–873.) Keskipakoispuhaltimissa puhdasäänistä melua syntyy pääasiassa roottorin ja staattorin vuorovaikutuksesta eli puhaltimen lavan johtoreunan ohittaessa kiinteän ohjaussiiven jättöreunan. Lisäksi, ilmavirtaus voi aiheuttaa mekaanista resonoimista puhaltimen roottorin lavoissa, siivissä ja muissa komponenteissa. Kyseinen mekaaninen värähtely voi aiheuttaa ylimääräisiä äänensävyjä, esimerkiksi eräs yleinen ilmiö on puhaltimen lapojen sointi. Tämä tapahtuu kun värähtelevän lavan taivutuskertoimen resonanssitaajuus on sama kuin kyseisen lavan aiheuttama virtauksen pyörreanan taajuus. Syntyvä äänensävy ei sijaitse millään tietyllä akselin pyörimistaaajuuden harmonisella taajuudella vaan värähtelevän komponentin mekaanisella resonanssitaajuudella. (Lauchle 2007: 878–881.)

Puhaltimien aiheuttama melu riippuu pääosin sen muotoilusta, geometrisesta mitoituksista sekä käyttönopeudesta ja -kuormasta. Molemmat sekä laajataajuuksinen että tonaalinen melu yleensä voimistuvat nopeuden kasvaessa. (Crocker 2007c: 835.) Puhaltimen aiheuttamaa melua ei useinkaan minimoida tekemällä muutoksia itse puhaltimen rakenteeseen, koska lähes aina kyseiset muutokset heikentävät puhaltimen aerodynaamisia ominaisuuksia. Puhaltimen suunnittelun kannalta ensisijaiset tekijät ovat kohteessa vaadittu tilavuusvirtaus ja paineen nosto. Melu on toissijainen tekijä, jota yleensä hallitaan vaikuttamalla ilmavirtauksen kulkureittiin ja ympäröiviin rakenteisiin. (Lauchle 2007: 868.) Useimmiten puhaltimen aiheuttamaa melua minimoidaan passiivisilla

vaimennuskeinoilla, kuten äänenvaimentimilla imu- ja poistokanavassa, joiden kiinnityksessä käytetään joustavia tärinävaimentimia. Ääntä pystytään edelleen vaimentamaan päällystämällä ilmakehät ja syöttökammio ääntä absorboivalla materiaalilla. (Crocker 2007c: 835.)

4.1.5 Sähkökoneet

Sähkökoneilla voidaan muuntaa energiaa muodosta toiseen, esimerkiksi sähkömoottori muuntaa sähköenergiaa mekaaniseksi energiaksi ja generaattori päinvastoin. Sähkökoneet voidaan jaotella epätahti-, tahti-, ja tasavirtakoneisiin (Zusman 2007: 885). Energiamuunnon yhteydessä syntyy myös lämpöä, jonka poistamiseen käytetään usein puhaltimia. Puhaltimet ovat usein merkittävin melulähde sähkömoottoreissa ja avonaisissa generaattoreissa. (Crocker 2007c: 835; Uosukainen 2010: 16.) Sähkökoneiden melu- ja värähtelylähteisiin lukeutuvat sähkömagneettiset voimat, laakerointi, aerodynaamiset voimat, epätasapaino ja hierto. Taulukkoon 7 on tiivistetty sähkömoottorin eri melulähteet. (Zusman 2007: 885.)

Taulukko 7. Taulukossa on sähkömoottorin pääasialliset melulähteet (Crocker 2007c: 835).

Mekaaniset	Liiallinen laakerin välilyönti Epäsymmetrinen laakeri Roottorin epätasapainoisuus Roottorin epäkeskisyyttä Kiero akseli Hiiliharjan ja harjanpitimen värähtely Suuntausvirhe Löyhä laminointi
Sähkömagneettiset	Magnetostriktio Vääntövärähtely Ilmavälin epäkeskisyyttä Vaihtelu ilmavälin permeanssissa Epäsymmetria Kipinöinnin ja valokaaren muodostuminen
Aerodynaamiset	Puhaltimen lavan ohitustaajuus Turbulenssi Ilmavirran esteiden aiheuttama melu

Staattorin ja roottorin välisen ilmatilan sähkömagneettiset voimavaikutukset ovat roottorin kulman mukaan vaihtelevia, joten niistä aiheutuu sähkökoneen pyöriessä sykkivä voimavaikutus (Zusman 2007: 885). Kyseiset voimat aiheuttavat värähtelyä staattorissa, josta se voi edetä runkoäänenä kotelo- ja tukirakenteisiin (Uosukainen 2010: 14). Useimpien sähkökoneiden sähkömagneettinen värähtelytaajuus on 100...4000 Hz alueella (Zusman 2007: 885). Roottorin magneettisten osien ja käämivirtaan liittyvän magneettivuon keskinäinen vaikutus aiheuttaa voiman, joka on verrannollinen magneetikentän toiseen potenssiin. Kyseinen voima, synnyttää kapeakaistaista melua tuottotaajuuden kerrannaisilla. Lisäksi, roottoritankoihin indusoitunut virta synnyttää voimavaihtelua staattorissa saaden sen värähtelemään, jonka perustaajuuden määrittää roottorin urien ohitusnopeus. (Uosukainen 2010: 14.)

Laakereiden aiheuttaman värähtelyn ja melun intensiteetti riippuvat valmistuksen laadusta, laakerin istukoiden koneistuksen tarkkuudesta ja laakerisiltojen värähtelyominaisuuksista. Aerodynaamisiin voimiin perustuva melu riippuu puhaltimen tyypistä ja sähkökoneen ilmastointikanavista. Roottoreiden mekaaninen epätasapaino voi johtaa huomattavaan värähtelyyn erityisesti suurnopeussähkömoottoreissa. Hiiliharjojen hierto kommutaattoria tai kosketuskehää vasten synnyttää pääasiassa korkeataajuisia melua. (Zusman 2007: 885.)

Sähkömoottoreiden ja generaattoreiden melua hallitaan usein passiivisin vaimennuskeinoin, kuten koteloinnilla, ääntä absorboivilla materiaaleilla ja tärinänvaimentimilla. Kaksinkertaisella verkkotaajuudella ja sen kerrannaisilla syntyvää puhdasäänistä värähtelyä ja melua voidaan myös vaimentaa aktiivisilla vaimennusmenetelmillä. (Crocker 2007c: 835.)

4.1.6 Roottorin lapojen värähtely

Taivutusmomentit tuuliturbiinin lavassa määritetään usein siiven- ja reunansuuntaisiksi. Siivensuuntaiset taivutusmomentit saavat lavan taipumaan ylä- ja alatuulen suuntaisesti kun reunansuuntaiset taivutusmomentit saavat lavan taipumaan roottorin akselin suuntaisesti. (Manwell, McGowan & Rogers 2009: 172.) Värähtelyheräte roottorin lavoissa

aiheutuu pystysuuntaisen tuuliprofiilin tai vinon tulovirtauksen vuorovaikutuksesta roottorin kulmataajuuden kanssa sekä tornin estämän ilmavirtauksen vuorovaikutuksesta roottorin pyörimistaajuuden kanssa. (Gasch 2012: 289.) Lavan kestävyuden kannalta, siivensuuntaiset taivutusmomentit ovat yleensä merkittävämpiä verrattuna reunansuuntaisiin. Siivensuuntainen taivutusmomentti on riippumaton lavan kulma-asennosta. (Manwell 2009: 173.)

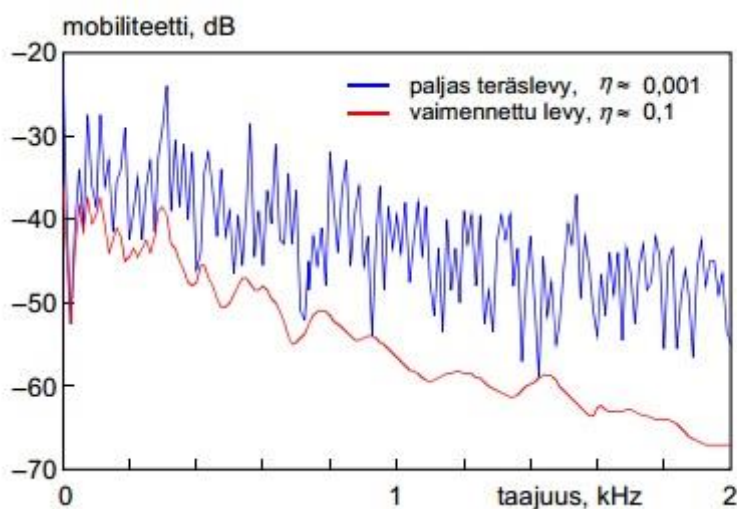
Värähtelyyn vaikuttaa merkittävästi neljän säteensuuntaisesti lapa pitkin kulkevan suunnittelulinjan sijainti:

- *Säteislinja* osoittaa lavan kääntöjärjestelmän keskikohdan.
- *Elastisuuslinja* kuvaa leikkauskeskiölinjan sijaintia tukirakenteessa. Elastisuuslinjasta mitataan lavan siiven- ja reunansuuntaiset muodonmuutokset sekä vääntömomentin aiheuttama lavan kiertymä.
- *Painovoimalinja* kuvaa massa- ja kuormitusvoimien vaikutuspisteitä.
- *Painelinja* koostuu aerodynaamisen nosteen ja sakkauksen vaikutuspisteistä. Esimerkiksi, mikäli sakkauseilmiötä tapahtuu nimellistuulennopeuden ylityksessä, painelinjan sijainti muuttuu lavassa, jolloin lapa voi alkaa värähtelemään. Kyseistä värähtelyä voidaan vaimentaa lavan kärkeen asennettavilla tärinävaimentimilla. (Gasch 2012: 289.)

Mikäli, lapaan syntyvät herätetaajuudet ovat lähellä sen ominaistajuuksia voi lapa resonoida. Tässä tilanteessa värähtelyamplitudi ja sen myötä muodonmuutokset ja rasitukset lavassa voivat kasvaa sallittua suuremmiksi, mikä voi johtaa komponenttien enenaikaiseen vikaantumiseen. Lavan värähtelyn voimakkuuteen voidaan vaikuttaa toisaalta materiaalivalinnoilla ja muotoilulla ja toisaalta aerodynaamisella vaimennuksella. Materiaalivalinta ja muotoilu ovat taajuusriippuvaisia vaimennusmenetelmiä. Aerodynaamisella vaimennuksella tarkoitetaan vastusta, joka syntyy kappaleen liikkeessä väliaineessa, kuten ilmassa tai vedessä. (Danneberg 2014: 180–181.)

4.2 Tuuliturbiinin yleisimmät materiaalit ja niiden vaikutus värähtelyyn

Värähtelyn eteneminen rakennemateriaalissa riippuu käytetystä materiaalista ja lisävaimennusta tuovasta mekaanisesta kokonaisrakenteesta. Värähtely dissipoituu materiaaliin tai rakenteeseen ja muuntuu yleensä lämmöksi, jolloin liike-energia rakenteessa vähenee. Värähtelyenergia voi vähentyä monin eri tavoin materiaalissa liittyen usein rakenteen koostumukseen, kuten kiderakenteen muotoon tai molekyyli-tason ilmiöihin. Värähtelyhäviöillä eli vaimennuksella vähennetään rakenteiden resonanssien värähtelyn amplitudia, mikä on havainnollistettu kuvassa 14. (Laine 2002: 14–15.)



Kuva 14. Kuvassa on värähtelevän teräslevyn värähtelyaste ilman lisävaimennusta ja sen kanssa, missä η kuvaa häviökerrointa (Laine 2002: 15).

Materiaalin värähtelyhäviöiden lisäämiseksi voidaan sen perusominaisuuksia muuttaa tai olemassa olevaan rakenteeseen liittää uusia vaimentavia osia. Rakenteen tai materiaalin vaimennusta voidaan kuvata muun muassa häviökerroin (η) suureella, joka määritetään kaavan 11 avulla tietyllä taajuudella (f).

$$\eta(f) = \frac{P(f)}{fE(f)}, \quad (11)$$

missä, P on häviöihin kuluva värähtelyteho ja E on rakenteen venymäenergian huippuarvo. (Lahti 2002: 16.)

Tuuliturbiinin kaksi keskeisintä rakennemateriaalia ovat teräkset ja komposiitit. Teräs on yksi käytetyimmistä materiaaleista tuuliturbiinin valmistuksessa. Sitä käytetään monissa rakenteellisissa komponenteissa ja osissa, kuten tornissa, roottorin navassa, akselissa, hammasrattaissa ja niiden koteloinnissa, kiinnikkeissä sekä betonin vahvisteena. (Manwell 2009: 266.) Teräksen värähtelyn häviökerroin on 0,001...0,005 välillä (Lahti 2002: 17). Muita yleisiä materiaaleja ovat kupari ja betoni. Taulukkoon 8 on tiivistetty tuuliturbiinin eri komponenttien tyypilliset rakennemateriaalit. (Manwell 2009: 266.)

Taulukko 8. Tuuliturbiinissa käytetyt pääasialliset materiaalit (Manwell 2009: 266).

Komponentti	Materiaaliluokka	Materiaalin alaluokka
Lavat	Komposiitit	Lasikuitu, hiilikuitu, puulaminointi, polyesterihartsit, epoksi
Roottorin napa	Teräs	
Vaihdelaatikko	Teräs	Useita metalliseoksia, voiteluöljyt
Generaattori	Teräs, kupari	Harvinaisia maaperäisiä kesto- magneetteja
Mekaaniset laitteet	Teräs	
Naselli	Komposiitit	Lasikuitu
Torni	Teräs	
Perustus	Teräs, betoni	
Sähkö- ja ohjausjärjestelmä	Kupari, pii	

Tuuliturbiinin lavat valmistetaan pääasiassa komposiiteista. Komposiitit materiaalina koostuvat vähintään kahdesta eri kuitumateriaalista, jotka kiinnitetään toisiinsa sidemassalla. Kuitujen ja sidemassan valinnalla kyetään vaikuttamaan komposiitin rakenteellisiin ominaisuuksiin. Tuuliturbiinissa käytetyt komposiitit koostuvat lasikuidusta, hiilikuidusta, aramidikuidusta ja puusta. Käytettyihin sidemassoihin lukeutuvat polyesteri, epoksi ja vinyyliesteri. Lasikuituvahvisteinen muovi on yleisin komposiitti. Komposiitteja käytetään lapojen lisäksi muissakin tuuliturbiini osissa, kuten nasellissa. Komposiittien pääasiallisiin hyötyihin lukeutuvat sen helppo valmistus haluttuun aerodynaamiseen muotoon, suuri lujuus ja massasuhteen suuri jäykkyys. Ne ovat myös korroosiokestäviä, sähköeristimiä eivätkä kulu ympäristössä. (Manwell 2009: 267.) Komposiittien värähtelyvaimennus riippuu materiaalivalinnoista, niiden määrästä ja kuitujen suunnasta,

mutta tavallisesti lasi- ja hiilikuitujen värähtelyn häviökertoimet ovat 0,010...0,016 välillä. (Lahti 2002: 21.)

Kuparin erinomaisen sähkönjohtavuuden vuoksi, sitä käytetään lähes kaikissa tuuliturbiinin sähkökomponenteissa. Usein kuparin mekaanisilla ominaisuuksilla ei ole niinkään merkitystä verrattuna sen sähkönjohtokykyyn. Kuparin tuoma massa tuuliturbiiniin voi kuitenkin olla merkittävä. Suuri osa sähkögeneraattorin massasta muodostuu kuparin käämityksestä. Vahvistettua betonia käytetään usein tuuliturbiinin perustuksen valmistukseen ja sitä voidaan käyttää myös rakennemateriaalina tornissa. (Manwell 2009: 270.) Betonin värähtelyn häviökerroin on 0,01...0,02 välillä (Lahti 2002: 17).

4.3 Äänen synty mekaanisesta värinästä

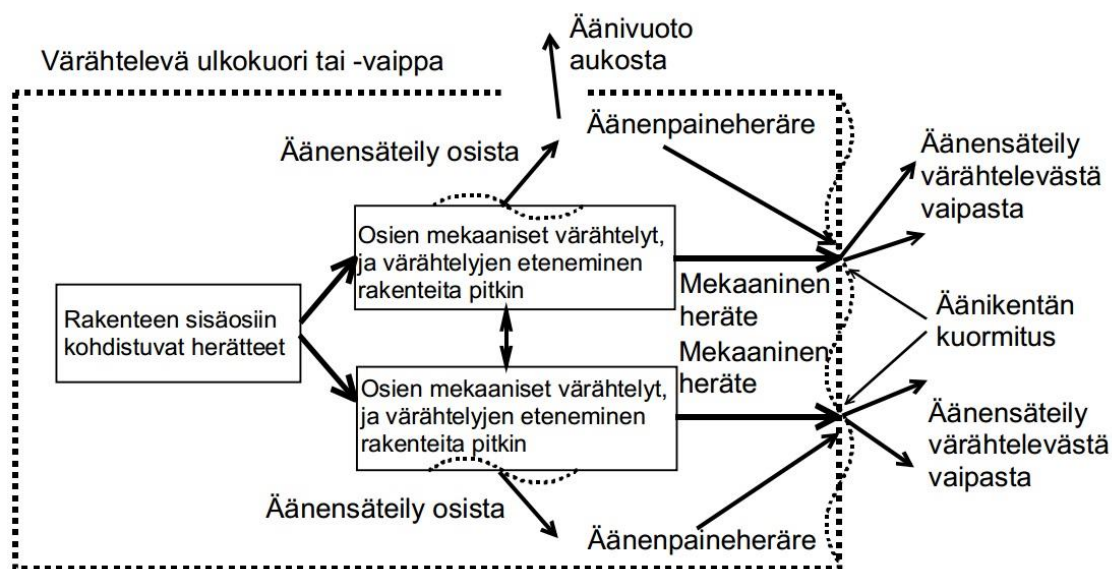
Mekaanisen värähtelyn eteneminen rakenteessa voidaan jakaa kuvan 15 mukaisesti neljään eri päävaiheeseen. Ensimmäinen vaihe, *värähtelyn synty* sisältää värähtelyn lähteen eli mekanismin aiheuttaman herätteen. Toisena, *siirtyminen*, joka sisältää värähtelyenergian siirtymisen herätteen tuottavasta mekanismista runkorakenteeseen. Kolmannella vaiheella, *välityksellä* tarkoitetaan värähtelyn etenemistä runkorakennetta pitkin. Viimeiseksi, *säteilyllä* tarkoitetaan energian siirtymistä värähtelevän rakenteen pinnasta kuultavaksi ääneksi fluidimaiseen ympäristöön, esimerkiksi ilmaan. (Petersson 2007: 172.)



Kuva 15. Kuva esittää mekaanisen värähtelyn etenemisen päävaiheet rakenteessa herätteestä kuultavaksi ääneksi. Kuva on muokattu alkuperäisestä (Petersson 2007: 172.)

Tuuliturbiinin tuottaman värähtelyn vaimentamisessa on olennaista tuntea sen siirtotiet, jotka voivat joko vaimentaa tai vahvistaa värähtelyä riippuen siirtotien akustisista ja rakenteellisista ominaisuuksista suhteessa herätteen taajuuteen (Heininen, Hynnä, Lahti,

Nevala, Vähänikkilä & Järviluoma (2002): 16–17). Kuvassa 16 on esimerkki koneen tai laitteen mekaanisen värähtelyn synnystä ja sen etenemisestä sekä ilmanteitse että runko-ääninä rakenteita pitkin ympäristöön kuultavaksi ääneksi (Pesonen: 3).

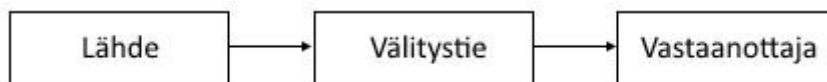


Kuva 16. Kuvassa on esimerkki koneen tuottaman värähtelyn välittymisestä ilmaääninä ja rakenteita pitkin ympäristöön kuultavaksi ääneksi (Pesonen: 3).

Kuvassa 16 rakenteen sisäosiin kohdistuvat herätteet syntyvät koneen tai laitteen toiminnasta ja herätteiden aiheuttama värähtely siirtyy koneen runkorakenteeseen. Runkorakenteiden värähtelystä syntyy ilmaääntä ulkokuoren sisälle, joka kulkeutuu ympäristöön ulkokuoren aukoista. Runkorakenteiden värähtely välittyy myös tukien ja liitosten kautta runkoääninä ulkokuoreen, mikä saa sen värähtelemään ja siten säteilemään ääntä ympäristöön. Lisäksi, värähtelevät rakenteet voivat vaikuttaa keskenään toisiinsa, esimerkiksi yksi osa voi lisätä värähtelyn absorptiota lähellä värähtelylähdettä vaimentaen värähtelyä, kun toinen osa vähentää absorptiota kasvattaen värähtelyä (Pesonen: 3).

5 MELUN HALLINTA

Laitteen melua tulisi ensisijaisesti hallita jo sen suunnitteluvaiheessa mikäli mahdollista, koska tällöin on useampia edullisia vaihtoehtoja ja mahdollisuuksia vaimennukselle. Laitteen rakentamisen tai asennuksen valmistumisen jälkeen melua voidaan hallita erilaisilla rakennemuutoksilla tai lisälaitteilla, mutta nämä ovat usein ongelmallisia ja kalliita asentaa. Meluongelmia voidaan havainnollistaa kuvan 17 yksinkertaisella *lähde - välitystie - vastaanottaja* -mallilla. *Lähde* voi olla joko fluidin värähtelystä syntyvää ääntä tai koneen värähtelystä runkoäänenä syntyvää ääntä. Lisäksi, nämä äänenpaine- ja värähtelylähteet jaetaan jatkuvaan ja impulsiiviseen ryhmään, joita molempia esiintyy koneissa tavallisesti. *Välitystie* voi myös olla luonteeltaan joko ilmanteitse tai runkoäänenä etenevää. (Crocker 2007d: 649.)



Kuva 17. Meluongelmia kuvaava lähde-välitystie-vastaanottaja -malli. Kuva on muokattu alkuperäisestä. (Crocker 2007d: 649.)

Paras ratkaisu melun vaimennuksen kannalta on vaikuttaa lähteeseen, mutta se ei ole aina mahdollista. Usein muutokset välitystiessä tai *vastaanottajassa* ovat ainoat mahdolliset vaimennuskeinot. Kuva 17 on hyvin yksinkertaistava ja todellisuudessa lähteitä ja välitysteitä on useita, joista hallitsevimpaan melulähteeseen tulisi vaikuttaa ensimmäisenä, seuraavaksi toiseksi äänekkäimpään ja niin edelleen. Sama käytäntö toimii välitysteissä. Lopulta, kun kaikki lähteen ja välitystien vaimennuskeinot on ammennettu, voidaan vaikuttaa vastaanottajaan. Mikäli, vastaanottaja on ihmisen korva, esimerkiksi korvatulppien, kuulosuojainten tai äänivaimennettujen koppien käyttö on mahdollista. (Crocker 2007d: 649.)

5.1 Aerodynaamisen ja mekaanisen melun erottaminen toisistaan

Mittaukset, laskutoimitukset ja kokemus ovat kaikki osa hallitsevan melu- ja värähtelylähteen sekä välitystien selvittämistä. Joskus on mahdollista selvittää hallitsevat melulähteet ja välitystiet kuuloaistimuksella. Toisissa tapauksissa on mahdollista helpottaa lähteiden tunnistamista sammuttamalla tai kytkemällä osa melulähteistä irti. Joskus voidaan myös osa koneesta koteloida kerrallaan, mikä paljastaa suurimmat melulähteet. Myös koneiden taajuusanalyysin avulla on mahdollista löytää hallitsevat melulähteet. Hienostuneempia keinoja melu- ja värähtelylähteen tunnistamiseen on myös saatavilla, kuten koherenssi-, kepstri- ja intensiteettimenetelmät. (Crocker 2007d: 649.)

Taajuusanalyysi voi olla hyödyllinen työkalu melulähteiden tunnistamiseen. Sen avulla havaitaan muun muassa edestakaisin liikkuvien ja pyörivien koneiden puhtaat äänet, jotka ovat riippuvaisia pyörimisnopeudesta ja järjestelmän geometrisistä ominaisuuksista. Taajuusanalyysillä voidaan tunnistaa, esimerkiksi useampia taajuuksia vierintälaakerissa, kuten perustaajuus ja sen harmoniset komponentit, sisä- ja ulkokehien ja pyörivän elementin särövikojen taajuudet sekä pyörivän elementin ja käynnin resonanssitaajuudet. Hammasrattaissa taajuusanalyysillä on havaittavissa melua aiheuttava hampaiden kosketustaajuus ja sen kokonaisluvun kerrannaiset. Ylivärähtelytaajuudet ovat usein merkittäviä. Kasvattamalla pyörivän koneen pyörimisnopeutta tai kuormaa saadaan usein välitön osoitus taajuusanalyysissä onko havaittu taajuuskomponentti riippuvainen pyörivästä lähteestä. (Crocker 2007e: 671–672.)

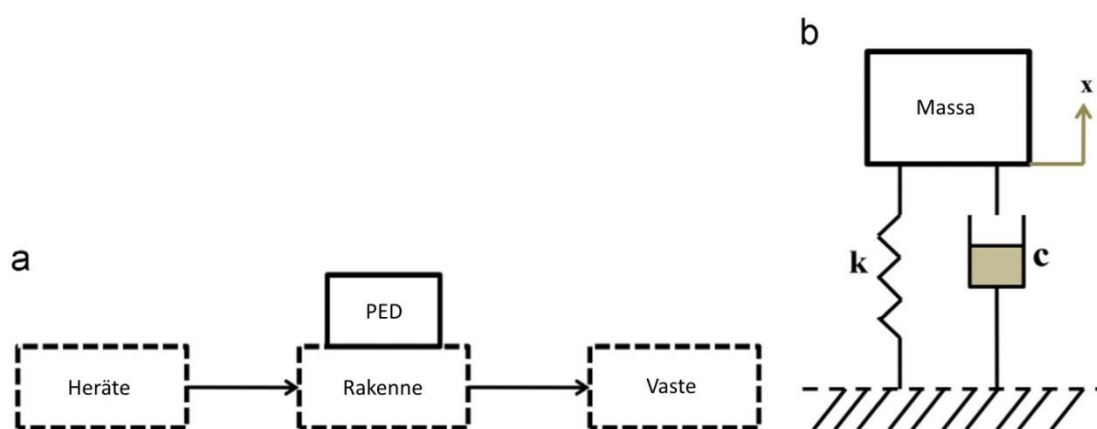
5.2 Mekaanisen melun hallinta ja rajoituskeinot

Pyörivän ja edestakaisin liikkuvan koneen epätasapainoiset voimat ja momentit sekä putkiston turbulenttinen ilmavirtaus ovat tyypillisiä värähtelyn lähteitä. Minkä johdosta värähtelylähteeseen vaikuttaminen sisältää pyörivien ja edestakaisin liikkuvien koneiden tasapainotusta, putkiston fluidivirtauksen tasoittamista, liitosten voitelua ja niin edelleen. Usein melu ja värähtely liittyvät toisiinsa, jolloin toisen vaimentaminen johtaa toisen pienentymiseen. (Munjal 2013: 80.) Kolme keskeistä ja usein käytettyä värähte-

lyn hallintatekniikkaa ovat passiiviset, aktiiviset ja puoliaktiiviset keinot (Rahman, Ong, Chong, Julai & Khoo 2015: 46.)

5.2.1 Passiivinen vaimennus

Passiivinen melunhallintatapa on yksinkertainen ja luotettava, eikä vaadi ulkoista voimalähdettä. Se on helposti toteutettavissa ja yleisesti käytössä monissa eri sovelluksissa. Passiiviseksi vaimentimeksi luokitellaan pelkästään jousista ja vaimentimista koostuvat tavanomaiset värähtelyhallintatavat. Niiden toimintaperiaate on, joko absorboida värähtelyenergia tai vaimentaa välitystien haitallinen värinä. Kuva 18 esittää ilman ulkoista voimalähdettä toimivan passiivisen vaimentimen perusrakenteen. (Rahman 2015: 46.) Pääasiallisiin passiivisiin vaimennuskeinoihin lukeutuvat muun muassa tärinäneristimet, akustiset absorboivat materiaalit, koteloinnit, äänivallit, värähtelyn vaimennusmateriaalit ja dynaamiset värähtelyn vaimentimet. (Crocker 2007d: 650).



Kuva 18. Kuvassa (a) on värähtelevä rakenne, jota vaimennetaan passiivisella energian dissipaatiolla (PED). Kuvassa (b) on tyypillinen passiivisen vaimentimen rakenne, missä k on jousikerroin, c vaimennuskerroin ja x massan siirtymä. Kuva on muokattu alkuperäisestä. (Rahman 2015: 46.)

Tärinäneristyksessä joustavilla elementeillä vaimennetaan rakenteesta tai mekaanisesta komponentista toiseen siirtyviä värähteleviä voimia tai liikkeitä. Käytännössä tärinäneristimet koostuvat usein jousista, joustavista elementeistä tai niiden yhdistelmistä. Jousien pääasiallinen tehtävä on vaimentaa värähtelyn etenemistä, kun taas joustavien elementtien tehtävä on muuttaa mekaaninen energia lämmöksi. Tärinäneristimiä käytetään

tään yleensä kohteissa, joissa joko halutaan suojata värähtelevään rakenteeseen kiinnitettyjä herkkiä komponentteja tai vähentää runkorakenteeseen siirtyvää värinää siihen kiinnitetystä värähtelevästä koneesta tai laitteesta. Syitä rakennevärähtelyn vähentämiseen voivat olla muun muassa rakenteellinen kestävyys, ihmisen mukavuusolot ja rakenteesta säteilevä melu. (Ungar 2007a: 725.)

Ääntä absorboivat materiaalit absorboivat valtaosan niihin osuvasta äänienergiasta ja heijastavat pois vain pienen osan. Tästä syystä ääntä absorboivat materiaalit on havaittu erittäin käytännöllisiksi melunhallinnassa. Niitä voidaan käyttää monissa eri tilanteissa, kuten sähkömoottorissa lähellä melun lähdettä, melusteissa äänen säteilyreitien edessä ja henkilöstön kuulosuojainten sisällä. Osuutta, jonka materiaali absorboi siihen osuvasta ääniaallosta, kutsutaan absorptiokertoimeksi $\alpha(f)$, mikä on taajuuden funktio ja määritetään kaavan 14 avulla. (Crocker & Arenas 2007: 696.)

$$\alpha(f) = \frac{\text{absorboitu ääniteho}}{\text{saapuva ääniteho}} \quad (14)$$

Ääntä absorboivia materiaaleja on suuri joukko, joiden absorptiokyky riippuu taajuudesta, koostumuksesta, paksuudesta, pinnan viimeistelystä ja kiinnitystavasta. Huokoisilla ja kuituisilla materiaaleilla on yleensä suuri absorptiokerroin. Huokoiset materiaalit valmistetaan usein avosoluisesta polyuretaanista. Kuituiset materiaalit sisältävät luonnolliset ja keinotekoiset kuidut, kuten lasikuidun. Äänen uskotaan absorboituvan materiaaliin kahdella eri tavalla: ensimmäisenä, ääniaaltojen energia dissipoituu materiaalin sen ohuissa ilmaraoissa ja toisena, ääniaaltojen vaikutuksesta materiaalin kuidut hankautuvat toisiaan vasten luoden kitkaa ja energiahäviöitä. Molemmista tavoista äänienergia muuttuu lämmöksi. (Crocker & Arenas 2007: 696–697.)

Akustisella koteloinnilla vaikutetaan melun välitystiehen. Usein koteloinnin tehtävänä on pitää äänienergia sisällään vaimentaen sitä absorboivilla materiaaleilla. Koteloinnin tarkoituksena voi olla myös pitää äänienergia sen ulkopuolella, kuten auton hytissä. Kotelot voidaan jakaa viiteen pääryhmään: kokonaisia koneita sisältäviin suuriin väljäsovitteisiin koteloihin, pieniä koneita tai suuren koneen osia sisältäviin pieniin kote-

loihin, koneen tai osan ulkomuotoa seuraaviin tiiviisti yhteensovitettuihin koteloihin, putkien ja kanavien päällystämiseen ja eristämiseen tarkoitettuihin materiaaleihin sekä henkilöille tarkoitettuihin suuriin koppeihin tai huoneen kokoisiin koteloituihin tiloihin. (Arenas & Crocker 2007: 685.)

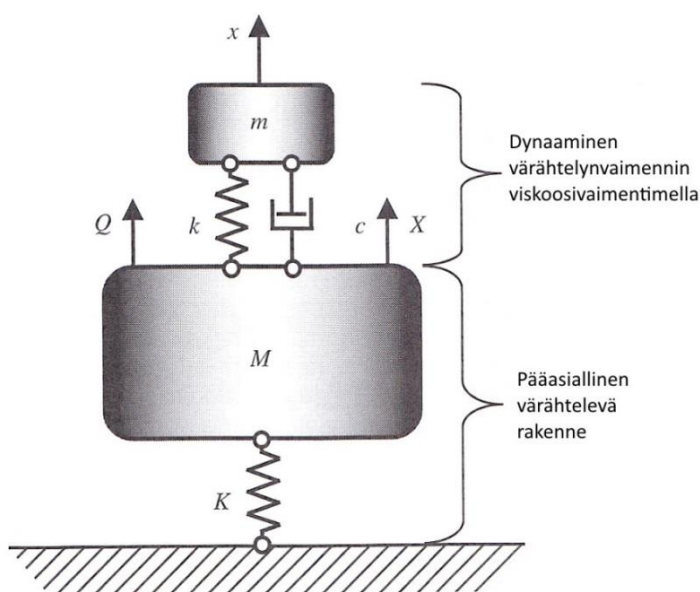
Kotelot voivat olla kokonaisia tai osittaisia, jossa osa koteloinnin seinämistä on avonaisia, esimerkiksi kunnossapidollisista syistä tai jäähdytyksen vuoksi. Koteloinnin melun vaimennustehokkuus riippuu pääasiassa kotelon seinämien aiheuttamista siirtohäviöistä äänienergiaan, koteloinnin koosta ja mahdollisista aukoista seinämissä sekä ääntä absorboivien materiaalien absorbointikyvystä, millä koteloinnin seinämät on päällystetty. (Arenas & Crocker 2007: 685.)

Äänivalli on este melulähteen ja vastaanottajan välissä. Ääniaallon lähestyessä ja osuessa valliin osa ääniaallosta heijastuu takaisin ja osa siirtyy vallin ohi äänen taipumisen eli diffraktion vaikutuksesta. Äänivallit ovat tehokkaita vaimentamaan korkeita taajuuksia, mutta ei niinkään matalia taajuuksia, koska niillä diffraktio on tehokkaampaa, erityisesti mikäli saapuvan äänen aallonpituus on yhtä korkea tai korkeampi kuin äänivalli. Sisätiloissa äänivallit ovat yleensä osittaisia seiniä, mutta niiden antama vaimennus on usein heikko, koska ääni voi säteillä vastaanottajaan useiden eri heijastusten kautta. Käyttämällä ääntä absorboivia materiaaleja sisätilan heijastuspintoissa on mahdollista tehostaa äänivallin vaimennusta. Ulkotiloissa äänivallit voivat olla aitoja, maapatoja tai rakennuksia, jotka esimerkiksi suojaavat liikenne- tai tehdasalueen melulta. (Crocker 2007d: 665.)

Värähtelyn vaimennusmateriaalit muuttavat osan mekaanisesta värähtelyenergiasta lämmöksi. Ensinnäkin, värähtelyn vaimennusmateriaalin lisääminen nopeuttaa vapaiden värähtelyiden vaimenemista sekä pienentää tasaisen värähtelyn ja satunnaisen herätevärähtelyn amplitudia resonanssitaajuuksilla. Toiseksi, se pienentää värähtelyn kasvuvauhtia resonansseissa ja rajoittaa itseherätteisten värähtelyiden amplitudia. Kolmanneksi, se lisää vapaasti etenevien aaltojen vaimenemista ja rajoittaa pakotettujen aalloitteiden kasvuvauhtia. Viimeiseksi, se vähentää äänen vaikutusta rakenteisiin ja äänen siirtymistä rakenteiden läpi yli niiden koinsidenssitaajuuksilla. (Ungar 2007b: 734.)

Värähtelyn vaimennusmateriaaleja käytetään yleisesti autoissa, laivoissa, lentokoneissa sekä teollisuus- ja kuluttajalaitteissa. Vaimennusmateriaalit, jotka kykenevät muuttamaan suhteellisen suuren määrän liike-energiaa toiseen energiamuotoon ovat tyypillisesti muoveja ja elastomeereja. Lisäämällä värähtelyn vaimennusmateriaalia voidaan pienentää värähtelykuormituksia ja siten pidentää rakenteen väsymisikää. Siitä seuraa myös vähentymistä impulssien aiheuttamaan meluun sekä runkoa pitkin etenevään aaltoenergiaan. Lopuksi, värähtelyn vaimennusmateriaalit kasvattavat rakenteiden impedanssia niiden resonanssitaajuuksilla. (Ungar 2007b: 734.)

Dynaaminen värähtelynvaimennin on värähtelevään järjestelmään liitettävä mekaaninen lisälaite, jolla pienennetään järjestelmän värähtelyliikettä. Dynaamisia värähtelynvaimentimia on kehitetty useita erilaisia, mutta yksinkertaisimmillaan se koostuu massasta, joka on kiinnitetty jousella tai värähtelynvaimennusmateriaalilla päärakenteeseen. Käytännössä dynaamiseen värähtelynvaimentimeen on usein lisätty kuvan 19 mukainen vaimennusmateriaali, joka mahdollistaa värähtelyn dissipaation ja laajentaa vaimentimen vaikuttavaa taajuusaluetta. (Kari 2007: 745–751.)



Kuva 19. Kuvassa päärakenteen värähtelyä vaimennetaan dynaamisella värähtelynvaimentimella, jossa on viskoosivaimennin. Massoja kuvaavat M ja m , jousijäykkyyksiä K ja k , massojen siirtymää X ja x , voimaa Q ja viskoosikerrointa c . Kuva on muokattu alkuperäisestä. (Kari 2007: 747.)

Muihin dynaamisen värähtelynvaimennussovelluksiin lukeutuvat muun muassa heiluri-periaatteiset, epälineaariset, nestetoimiset ja irtomateriaalitäytteiset. Dynaamisten värähtelynvaimentimien jousien materiaalina käytetään usein terästä tai kumia. Värähtely-energian dissipaatioon voidaan käyttää, esimerkiksi hydraulikkaa, pneumatiikkaa, magneettisia vaimentimia, vahvistettuja teräsköysiä tai polymeerisiä elementtejä, kuten kumia tai muovia. (Kari 2007: 745–751.)

Taulukko 9 tiivistää suuren joukon käytännössä hyödyllisiksi havaittuja passiivisia melun vaimennuskeinoja (Crocker 2007d: 650).

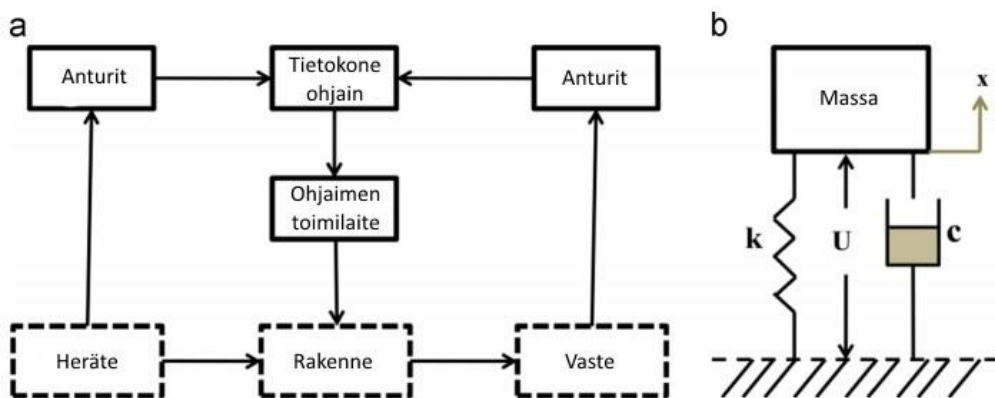
Taulukko 9. Käytännössä hyödyllisiksi havaittuja passiivisia vaimennuskeinoja melun lähteeseen, välitystiehen ja vastaanottajaan. (Crocker 2007d: 650.)

Lähde	Hiljaisimman koneen valinta käyttöön Voiman amplitudin pienentäminen Varovaisempi voimien lisäys Pehmeämpien materiaalien valinta koskettaviin pintoihin Liikkuvien osien tasapainotus Laadukkaamman voiteluöljyn käyttö Laakerien tarkempi suuntaus Dynaamisten tärinänvaimentimien käyttö Luonnollisen taajuuden muutto koneen osille Koneen osien vaimennuksen lisäys Koneen ulkokuoren erotus värähtelevistä voimista Säteilevän pinnan koon minimointi reikien lisäyksellä
Välitystie	Tärinäneristimien asennus Väliseinän käyttö Koteloinnin asennus Vaimennusmateriaalien lisäys rakennepintaan Reaktiivisten äänenvaimentimien asennus Värähtelyreitien katkaisu ilmastointijärjestelmissä Materiaalien impedanssien epätasapainotus Ilmastointikanavien ja syöttökammioiden päällystys Joustavan ilmastointikanavan käyttö Vaimennusmateriaalien käyttö
Vastaanottaja	Korvatulppien tai -suojainten käyttö Suojahytin asennus henkilöstölle Henkilöstön kierrätys melualtistuksen minimoimiseksi Henkilöstön sijoitus erilleen melulähteestä

5.2.2 Aktiivinen vaimennus

Passiiviset värähtelyvaimennuskeinot toimivat hyvin korkeilla taajuuksilla ja kapeilla taajuusalueilla, mutta usein ongelmana on niiden tuoma massa rakenteeseen ja heikko matalien värähtelytaajuuksien hallintakyky. Aktiivisella värähtelyhallinnalla on usein mahdollista vastata näihin ongelmiin. (Fuller 2007: 770.) Aktiivisessa värähtelyhallintajärjestelmässä on yksi tai useampi toimilaite, joka aiheuttaa jatkuvasti vastavääntöä tai -voimaa värähtelevään rakenteeseen ohjaimen ohjelmoidun säätöfunktion mukaisesti. Ulkoiset toimilaitteet tuottavat tarvittavat voimat vaimentamaan rakennevärähtelyt. Tietokone käsittelee mitattua tietoa reaaliaikaisesti ja laskee tarvittavat voimat, joilla vastata mitattuun värähtelyamplitudiin. Antureilla mitataan muun muassa heräteamplitudia ja rakenteen vasteamplitudia. (Rahman 2015: 46.)

Kuvassa 20 on perinteinen lähestymistapa aktiiviseen värähtelyvaimentimeen, missä ulkoista ohjausvoimaa (U) johdetaan jatkuvasti rakenteeseen. Anturit mittaavat rakenteellista käyttäytymistä, minkä perusteella tietokone laskee tarvittavan ohjausvoiman toimilaitteelle. Tämän jälkeen toimilaitteet minivoivat ei halutun amplitudin rakenteessa. (Rahman 2015: 47.) Toimilaitteita on erilaisia ja sen valintaan vaikuttavat muun muassa vaadittu ohjausvoima, momentti, muodonmuutos, siirtymästä, voiman vastetaajuus sekä fyysiset rajoitteet, kuten koko ja kiinnitystapa (Fuller 2007: 770).



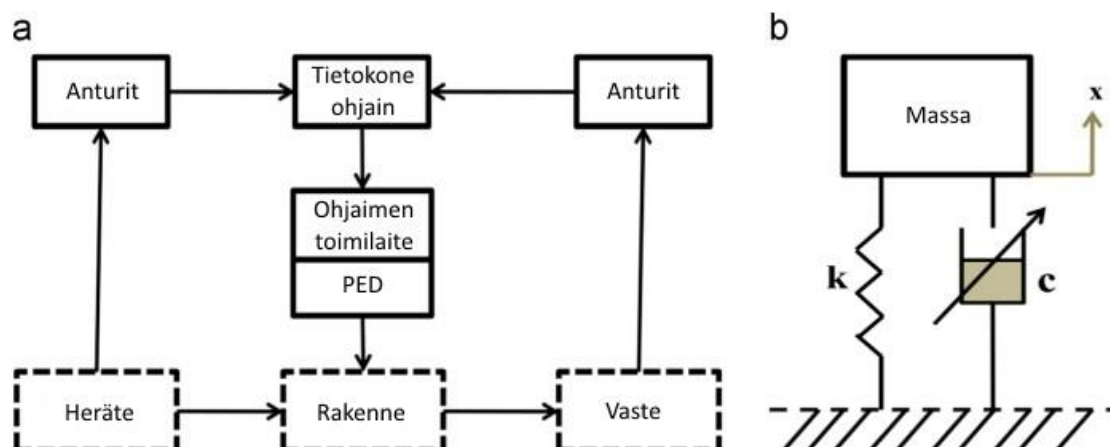
Kuva 20. Kuvassa (a) on rakenne, jonka värähtelyä vaimennetaan aktiivisella värähtelyohjauksella. Kuvassa (b) on tyypillinen aktiivisen vaimentimen rakenne, missä k on jousikerroin, c vaimennuskerroin, x massan siirtymä ja U ulkoisen toimilaitteen ohjausvoima. Kuva on muokattu alkuperäisestä. (Rahman 2015: 47.)

Sähködynaaminen toimilaite tai värähtelijä koostuu kestopagneetin sisälle asennetusta liikkuvasta metallikäämistä ja on toimintaperiaatteen eräs yleisimmistä aktiivisista vaimennuslaiteista. Normaalisti ne kiinnitetään suoraan värähtelevään rakenteeseen tai asennetaan joko sarjoittain tai rinnakkain passiivisten vaimentimien kanssa. Sähködynaamisen toimilaitteen etuna on sen laaja siirtymäominaisuus, mutta haittana on usein laitteen suuri koko ja sen vaatima tukirakenne. Usein sähködynaamista toimilaitetta käytetään vaimentamaan matalataajuisia värähtelyä, esimerkiksi palkeissa tai tasoissa. (Fuller 2007: 770.)

Pietsosähköinen toimilaite koostuu materiaalista, joka laajenee tai kutistuu sen yli johdetun sähkökentän vaikutuksesta. Johdettaessa värähtelevää jännitettä pietsosähköiseen elementtiin saadaan se muuttamaan muotoaan samalla taajuudella siihen johdetun jännitteen kanssa. Pietsosähköiset elementit jaetaan pinottuihin ja levymäisiin toimilaitteisiin. Pinotut elementit laajenevat pitkittäissuunnassa sähkökentän kohdistuessa niihin. Merkittävin etu on niiden tuottama suuri voima, mutta heikkoutena rajoitettu siirtymä. Toinen yleinen pietsosähköinen toimilaite on levymäinen, joka sähkökentän kohdistuessa siihen muuttaa poikittaissuunnassa muotoaan. Levymäinen toimilaite yleensä liitetään tai upotetaan suoraan rakenteeseen, jolloin se vaikuttaa rakenteeseen pinnallisilla tai sisäisillä muodonmuutoksilla. (Fuller 2007: 771–772.)

5.2.3 Puoliaktiivinen vaimennus

Viime vuosina on kehitetty uusi rakenteiden värähtelyn hallintakeino, puoliaktiivinen vaimennus, missä yhdistyvät sekä passiivisen että aktiivisen vaimennuksen edut. Passiiviseen värähtelyhallintatapaan verrattaessa, missä vaimennusvoimat muodostuvat päärakenteen värähtelystä puoliaktiivisessa vaimennuksessa mekaanisella ohjaimella säädetään tarvittava vaimennusvoima. Puoliaktiivisen lähestymistavan etuna rakenteiden värähtelyvaimennukselle on sen säädettävä vaimennus ja mekaanisen ohjaimen alhainen tehovaatimus. Kuvassa 21 on puoliaktiivisen värähtelyvaimentimen perusratkaisu, jossa on säädettävä vaimennuslaite. (Rahman 2015: 47)



Kuva 21. Kuvassa (a) on rakenne, jonka värähtelyä vaimennetaan säädettävällä passiivisen energian dissipaattorilla (PED). Kuvassa (b) on tyypillinen puoliaktiivisen vaimentimen rakenne, missä k on jousikerroin, c vaimennuskerroin ja x massan siirtymä. Kuva on muokattu alkuperäisestä. (Rahman 2015: 47.)

Rakenteeltaan puoliaktiivinen vaimennusjärjestelmä muistuttaa aktiivista hallintakeinoa ulkoista voimalähdettä lukuun ottamatta (Rahman 2015: 47). Puoliaktiivinen värähtelynvaimennin koostuu ulkoisista laitteista, jotka kykenevät tuottamaan säädettäviä voimia, esimerkiksi jouseen tai vaimennuselementtiin. Säädoillä voidaan optimoida värähtelevän rakenteen vaimennus, mutta vaimennusjärjestelmään ei kuitenkaan tuoda ulkopuolista energiaa jatkuvasti. (Lahti 2002: 8).

6 MITTAUKSET

Työn mittausosuudessa Taaleritehtaan tuulipuistoalueella mitatuista äänispektreistä etsittiin tonaalisia komponentteja, joita verrattiin vaihdelaatikon hammaspyörien lasketuihin ryntötaajuuksiin. Vaihdelaatikon hammaspyörien ryntötaajuuksia vertaamalla äänispektreistä löydettyihin tonaalisiin komponentteihin voidaan päätellä syntykö kyseinen melu vaihdelaatikosta. Mikäli, laskettu ryntötaajuus on sama kuin äänimittauksissa havaittu tonaalinen komponentti on pääteltävissä melun aiheutuvan hammaspyörien rynnöstä. Työssä on kolme esimerkkiä, joissa roottorin pyörimisnopeudet ovat keskenään erisuuruiset. Vaihdelaatikon toimintaperiaate, välityssuhde ja hammaspyörien hammasluvut arvioitiin eivätkä vastaa todellisia arvoja.

6.1 Mittalaitteet

Tuuliturbiinien melumittauksissa käytettiin taulukossa 10 lueteltuja komponentteja, joista kokoonpantiin ja asennettiin neljä kuvan 22 mukaista äänenhavaintoasemaa tuuliturbiinin läheisyyteen eri etäisyyksille. Käytetyt mittalaitteet ovat osa Vaasan energia-instituutin *Wind Turbine Sound Modelling and Measurements* (WindSoMe) -projektia, minkä tarkoituksena on kerätä ja analysoida tuuliturbiinin tuottamaa äänidataa, paikallisia sääolosuhteita ja kohdehenkilöiden antamaa palautetta tuuliturbiinin melusta. (Välisuo, Rutledge: 2015: 1–2.)

Taulukko 10. Taulukoon on listattu tuuliturbiinien melumittauksissa käytettyjen äänihavaintoasemien laitteisto (Välisuo 2015: 2).

Komponentti	Malli
<i>Ohjainalusta</i>	cRIO-9074
<i>NI käyttöjärjestelmä</i>	VxWorks
<i>Ulkoinen tietokone</i>	Lanner LEC-7020D
<i>3G yhteys</i>	Gobi 3000
<i>OpenVPN -tuki</i>	Ulkoinen tietokone
<i>Mikrofoni</i>	G.R.A.S. 46AE
<i>Sääsuoja</i>	Norsonic Nor1217
<i>IP65-suojakotelointi</i>	
<i>Virtalähde</i>	Verkkovirta / akku
<i>Tehontarve</i>	18 W / 24 V + 40 W / 12 V



Kuva 22. Vasemmanpuoleisessa kuvassa on IP65-suojakoteloituna ohjainalusta, ulkoinen tietokone ja 3G-yhteykskortti. Oikeanpuoleisessa kuvassa mikrofoni ja sääsuoja on asennettu telineeseen. Yhdessä nämä muodostavat äänenhavaintoaseman. Kyseinen äänenhavaintoasema kytkettiin verkkovirtaan ja sijoitettiin Honkajoelle Taaleritehtaan tuulipuistoalueelle.

6.1.1 Mikrofoni

Äänenhavaintoasemien äänenmittauksissa käytettiin G.R.A.S. sound & vibrationin valmistamia 46AE-mallisia mikrofoneja. Kuvassa 23 on 46AE-mallin mikrofoni, jota käytettiin Nordexin tuuliturbiinien äänimittauksissa. Kyseisen mikrofonin ominaisuuksiin lukeutuvat muun muassa taajuusalue 3,15 Hz:n ja 20 kHz välillä, dynaaminen alue 17...138 dB(A) välillä ja herkkyys 50 mV/Pa. (G.R.A.S. sound & vibration 2016.)



Kuva 23. Kuvassa on G.R.A.S 46AE-mikrofoni (G.R.A.S. sound & vibration 2016).

6.1.2 Sääsuoja

Äänenhavaintoasemien mikrofonien suojoina käytettiin kuvan 24 mukaisia Norsonicin sääsuoja. Norsonic Nor 1217-sääsuoja on pölyverkko, sateensuojus, tuulisuojain ja kuivain, joilla saavutetaan IEC 60529-standardin mukainen IP55-suojataso (Norsonic 2016: 2).



Kuva 24. Kuvassa Norsonic Nor1217-sääsuoja (Norsonic 2016: 1).

6.1.3 Ohjainalusta ja ulkoinen tietokone

Kuvassa 25 vasemmalla on NI cRIO-9074, jossa integroitu järjestelmä yhdistää teollisuuden reaaliaikaisen ohjaimen sekä uudelleen konfiguroitavan kenttäohjelmoitavan porttimatriisialustan laitteiden hallintaan ja sovellusten valvontaan. Kyseisen ohjainalustan pääasialliset tekniset tiedot ovat taulukossa 11. (National instruments 2014: 1)

Taulukko 11. NI cRIO-9074 -ohjainalustan pääasialliset tekniset tiedot (National instruments 2014: 1).

Moduulipaikat (I/O -moduuli)	8
Prosessorin nopeus (MHz)	400
FPGA	Spartan-3 2M
DRAM (MB)	128
Sisäinen pysyvä muisti (MB)	256
10/100BA SE-TX verkkoliitin (porttia)	2
RS232 sarjaliitäntäportti (porttia)	1
Virtalähteeltä vaadittava teho	19...30 VDC



Kuva 25. Kuvassa vasemmalla cRIO-9074 -ohjainalusta ja oikealla Lanner LEC 7020D –ulkoinen tietokone kuvattuna edestä ja takaa (National instruments 2014: 1; Lanner 2016).

Kuvassa 25 oikealla on Lanner LEC-7020-tietokone, jossa on sisäänrakennettu järjestelmä älykkäille teollisuuden sovelluksille. Laitteen lämmöntuotanto on vähäinen, eikä siten vaadi jäähdytyspuhallinta. Tietokoneen pääasialliset ominaisuudet ovat taulukossa

12. (Lanner 2016.) Lisäksi, langattoman yhteyden muodostamiseen käytettiin 3G/4G-modeemeja eri valmistajilta.

Taulukko 12. Lanner LEC-7020-tietokoneen pääasialliset tekniset tiedot. (Lanner 2016).

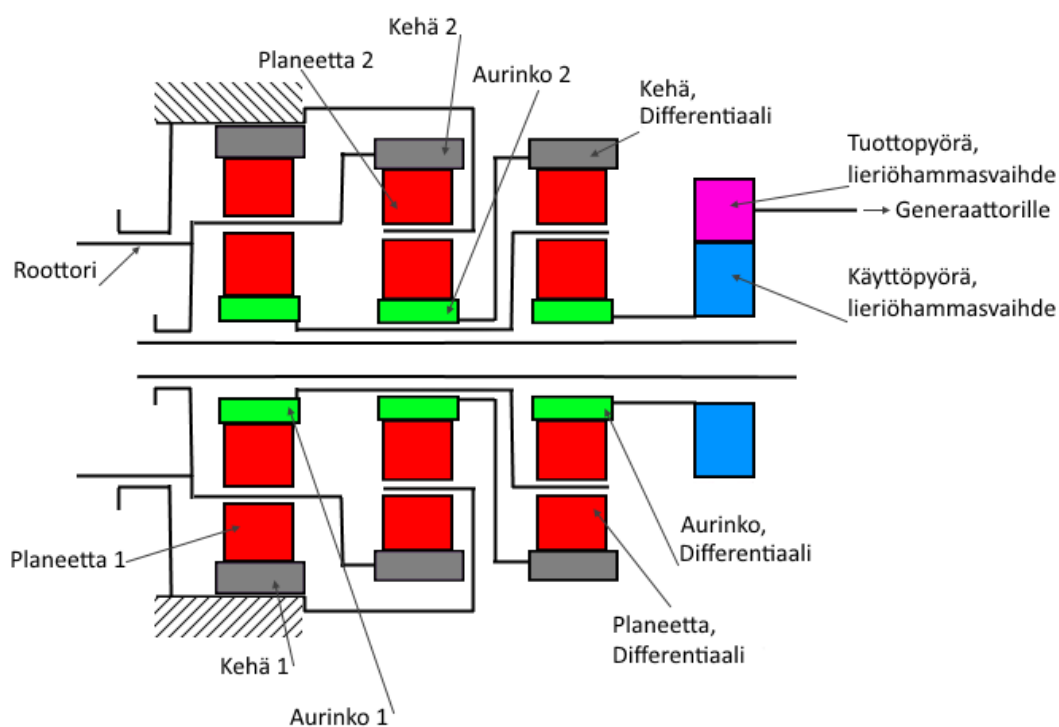
Proessori	Intel® Atom™ 1,6 GHz
Toimintalämpötila-alue (°C)	-10...55
Muistituki	2 GB DDR2
Verkkoliitännät	2 * 10/100/1000 Mbps LAN
USB (porttia)	4
COM (porttia)	1
Langattomat ominaisuudet	GPS, 3G, Wifi laajennus
Muut	Mini PCIe

6.2 Mittauskohde – vaihdelaatikollinen tuuliturbiini

Mittauskohteena on Nordexin N117/2400-mallinen vaihdelaatikollinen tuuliturbiini, joka sijaitsee Honkajoen Kirkkokalliossa. Kyseisen tuuliturbiinin nimellisteho on 2,4 MW, jonka tuotannossa käytetään kaksoissyötettyä epätahtigeneraattoria. Vaihdelaatiko on neljävaiheinen koostuen lieriöhammasvaihteesta ja kolmesta planeettavaihteesta, joista yksi on differentiaalipyörästä. Tuuliturbiinin naselli on asennettu 120 metriä korkean sylinterimäisen terästornin päälle, missä roottorin kolme lapaa muodostavat halkaisijaltaan 116,8 metrisen pyyhkäisypinta-alan. Roottorin pyörimisnopeus on välillä 7,5...13,2 kierrosta minuutissa nimellispyörimisnopeuden ollessa 11,8 kierrosta minuutissa. (Nordex 2016: 15.)

Mittautulosten vertailussa ja vaihdelaatikon ryntötaajuuksien laskennassa käytettiin kuvan 26 mukaista 4-vaiheista vaihdelaatikkoo. Toimintaperiaatteeltaan vaihdelaatikon ensimmäisessä vaiheessa kehäpyörä on lukittu ja planeetakannatin pyörii roottorin pyörimisnopeudella pyörittäen aurinkopyörää. Toisessa vaiheessa roottorin nopeudella pyörivä kehäpyörä pyörittää aurinkopyörää kannattimen ollessa lukittuna. Kolmannen vaiheen planeettavaihteessa on kaksi syöttöpyörää ja yksi tuottoyörä, jolloin vaihe toimii differentiaalipyörästä. Differentiaalipyörästä ensimmäisenä syöttöpyöränä toimii

planeettakannatin, joka pyörii ensimmäisen vaiheen aurinkopyörän nopeudella. Toisena syöttöpyöränä toimii kehäpyörä, joka vastaavasti pyörii toisen vaiheen aurinkopyörän nopeudella. Viimeisen vaiheen lieriöhammaspyörästä syöttöpyörä pyörii differentiaalipyörästä aurinkopyörän nopeudella ja välittää voiman tuottopyörään, joka on myös generaattorin pyörimisnopeus.



Kuva 26. Kuvassa on laskennassa käytetyn vaihdelaatikon toimintaperiaate.

6.3 Mittaustulokset

Vaihdelaatikon toiminnan tarkasteluun tehtiin liitteen 1 mukainen Excel-pohjainen laskuri, jonka avulla saadaan nopeasti selvitettyä hammaspyörien pyörimisnopeudet ja syntyvät ryntötaajuudet. Asettamalla roottorin pyörimisnopeus laskuriin saadaan tulokset toimintaperiaatteeltaan kuvan 26 mukaiselle vaihdelaatikon. Taulukossa 13 on laskuissa käytetyn vaihdelaatikon hammaspyörien hammaslukumäärät, jotka ovat arvioita, koska todelliset arvot eivät olleet tiedossa. Planeettavaihteiden ja differentiaalipyörästä hammaslukumäärät ovat suhteessa toisiinsa kaavan 5 mukaisesti.

Taulukko 13. Taulukossa on laskennassa käytetyt vaihdelaatikon hammaspyörien hampaiden lukumäärät.

VAIHDELAATIKON HAMMASPYÖRINEN HAMPAIDEN LUKUMÄÄRÄT				
	Planeettavaihte 1	Planeettavaihte 2	Differentialipyörästö	Lieriöhammasvaihte
Kehä	128	100	145	-
Planeetta (per pyörä)	43	34	55	-
Aurinkopyörä	42	32	35	-
Käyttöpyörä	-	-	-	107
Tuottopyörä	-	-	-	36

Mittaustuloksissa on kolme esimerkkiä äänispektreistä, joissa tuulen voimakkuus ja siten myös tuuliturbiinin roottorin pyörimisnopeus ovat erisuuruiset sekä olosuhteita vastaavat vaihdelaatikon ryntötaajuuslaskut. Kaikki mittaukset ovat Taaleritehtaan tuulipuistoalueelta Honkajoelta samasta äänenhavaintoasemasta vuoden 2016 huhtikuulta. Jokaisen esimerkin laskukaavat ovat identtisiä, minkä johdosta kaavojen käyttö on alustettu ainoastaan ensimmäisessä lasku- ja spektriesimerkissä. Ensimmäisessä esimerkissä tuulen voimakkuus oli 8,6 m/s, toisessa 6,7 m/s ja kolmannessa 5,2 m/s.

6.3.1 Lasku- ja spektriesimerkki 1

Taulukoon 14 on laskettu vaihdelaatikon eri vaiheiden pyörimisnopeudet, välitykset ja lieriöhammaspyörän ryntötaajuus tuulen voimakkuuden ollessa 8,6 m/s ja roottorin pyörimisnopeuden 11,3 rpm, joka selvitettiin mittaustuloksissa käytetyistä äänimittauksista. Planeettavaihteiden ja differentiaalipyörästön tuottamat pyörimisnopeudet saadaan kaavan 3 avulla. Välitykset saadaan lähtevän ja tuodun pyörimisnopeuden suhteesta, jolloin kyseisen vaihdelaatikon kokonaishyötysuhteeksi saadaan 100,35 jakamalla lieriöhammasvaihteen lähtevä pyörimisnopeus roottorin tuomalla pyörimisnopeudella. Lieriöhammasvaihteen ryntötaajuus saadaan kaavan 2 avulla.

Taulukko 14. Taulukossa on laskennassa saadut tulokset vaihdelaatikon vaiheiden välityksille ja pyörimisnopeuksille sekä lieriöhammasvaihteen ryntötaajuudelle tuuliturbiinin roottorin pyörimisnopeuden ollessa 11,3 rpm.

	Input rpm	Input 2 rpm	Output rpm	Välitys	Ryntötaajuus (Hz)
Planeettavaihte 1	11.300	-	45.738	4.048	-
Planeettavaihte 2	11.300	-	-35.313	-3.125	-

Differentiaalipyörästö	45.738	-35.313	381.519	-	21.306	-
Lieriöhammasvaihde	381.519	-	-1133.960	2.972		680.376

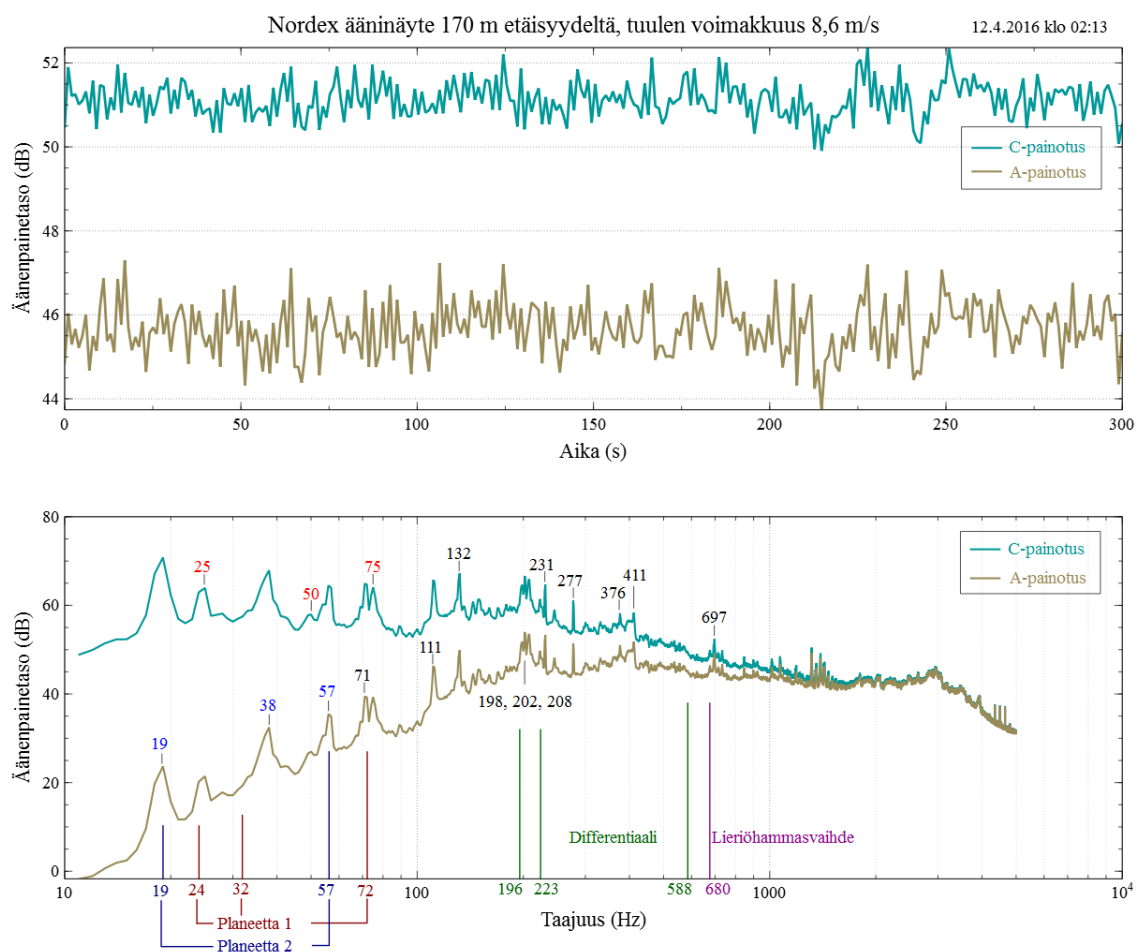
Taulukossa 15 on planeettavaihteissa ja differentiaalipyörästössä syntyvät ryntötaajuudet roottorin pyörimisnopeuden ollessa 11,3 rpm ja tuulen voimakkuuden 8,6 m/s. Taulukon planeettavaihteiden ja differentiaalipyörästön planeetan ryntötaajuus on yksittäisen planeettapyörän ryntötaajuus, kun toisessa sarakkeessa on kyseinen ryntötaajuus kerrottu planeettavaihteen planeettojen lukumäärällä. Oletusarvona planeettavaihteet ja differentiaalipyörästö sisältävät kukin kolme planeettaa sekä jokaisen vaiheen planeetat ovat keskenään eriaikaisesti rynnössä, jolloin planeettojen ryntötaajuus kolminkertaistuu. Planeettavaihte 1 planeetan ryntötaajuus saadaan kaavalla 6 ja aurinkopyörän kaavalla 7. Planeettavaihteen 2 planeetan ja aurinkopyörän ryntötaajuudet ovat samansuuriset ja saadaan laskettua kaavan 8 avulla. Differentiaalipyörästön aurinkopyörän ryntötaajuus lasketaan kaavalla 7 ja planeetan ryntötaajuus saadaan kaavalla 9.

Taulukko 15. Taulukossa on laskennassa saadut tulokset vaihdelaatikon planeettavaihteissa ja differentiaalipyörästössä esiintyvistä ryntötaajuuksista tuuliturbiinin roottorin pyörimisnopeuden ollessa 11,3 rpm.

Planeettavaihteiden ryntötaajuudet (Hz)

	Planeetta	Planeetta * 3	Aurinko
Planeettavaihte 1	24.107	72.320	32.017
Planeettavaihte 2	18.833	56.500	18.833
Differentiaalipyörästö	195.872	587.617	222.553

Laskurista saadut ryntötaajuudet merkittiin roottorin pyörimisnopeutta vastaavaan mittattuun äänispektriin, jolloin laskettujen ryntötaajuuksien vertaaminen spektrissä ilmeviin energiapiikkeihin havainnollistuu. Kuvaan 27 on merkitty äänispektrissä selvästi erottuvat tonaaliset komponentit tuuliturbiinin roottorin pyörimisnopeuden ollessa 11,3 rpm ja tuulen voimakkuus 8,6 m/s sekä sitä vastaavat laskuista saadut ryntötaajuudet taulukoissa 14 ja 15. Kuvassa ylhäällä on kaaviokuva äänenpainetasosta viiden minuutin ajalta A- ja C-painotettuina.



Kuva 27. Kuvassa ylhäällä on kaaviokuva äänenpainetasosta viiden minuutin ajalta A- ja C-painotettuina ja alhaalla sitä vastaava keskiarvotettu äänispektri Nordex N117/2400-tuuliturbiinin äänentuotosta. Tuuliturbiinin roottorin pyörimisnopeus mittaushetkellä oli noin 11,3 rpm ja mittauspiste 170 metrin etäisyydellä tornista. Äänispektriin on merkitty selvien tehopiikkien taajuudet sekä laskennan ryntötaajuudet vaihdelaatikon eri vaiheille (planeettavaihte 1, planeettavaihte 2, differentiaalipyörästö ja lieriöhammasvaihde).

Kuvan 27 perusteella useiden tonaalisten komponenttien lähde voi olla peräisin vaihdelaatikosta. Ensinnäkin, Planeettavaihte 1 planeetan ryntötaajuus 24 Hz osui lähelle äänimittauksen 25 Hz, jonka ensimmäisessä kerrannaisessa (50 Hz) oli pieni tehopiikki ja toisessa kerrannaisessa (75 Hz) selvä tehopiikki. Kuitenkaan, Planeettavaihte 1 aurinkopyörän lasketun ryntötaajuuden 32 Hz:n eikä sen kerrannaisten läheisyydessä ollut mittaustuloksissa tehopiikkejä. Toiseksi, Planeettavaihte 2:ssa, laskettu ryntötaajuus 19 Hz osui äänimittauksen kanssa kohdilleen. Myös sen ensimmäisen, toisen ja kolmannen kerrannaisen läheisyydessä (38 Hz, 57 Hz ja 76 Hz) oli selvät tehopiikit. Planeettavaihte

de 2 mittauksissa ilmenevien tehopiikkien suurehko voimakkuus voi johtua vaihteen toimintaperiaatteesta, missä sekä kehän ja planeetan että planeetan ja auringon väliset ryntötaajuudet ovat samat. Ryntötaajuuden ollessa sama vaihteen kaikkien hammaspyörien välillä voi syntyvän värähtelyn amplitudi voimistua kyseissä taajuuksissa. Kolmanneksi, Differentiaalipyörästön planeetan (196 Hz) ja auringon (223 Hz) ryntötaajuuksien kohdilla oli myös mittauksissa tehopiikkejä. Viimeiseksi, lieriöhammasvaihteen ryntötaajuus 680 Hz osui lähelle mittauksissa ilmenevää tehopiikkiä.

6.3.2 Lasku- ja spektriesimerkki 2

Toisessa lasku- ja spektriesimerkissä tuulen voimakkuus oli 6,7 m/s ja tuuliturbiinin roottorin pyörimisnopeus 10,0 rpm. Laskennan tulokset ovat taulukoissa 16 ja 17 sekä niiden vertailu mittaushetkeä vastaavaan äänispektriin kuvassa 28.

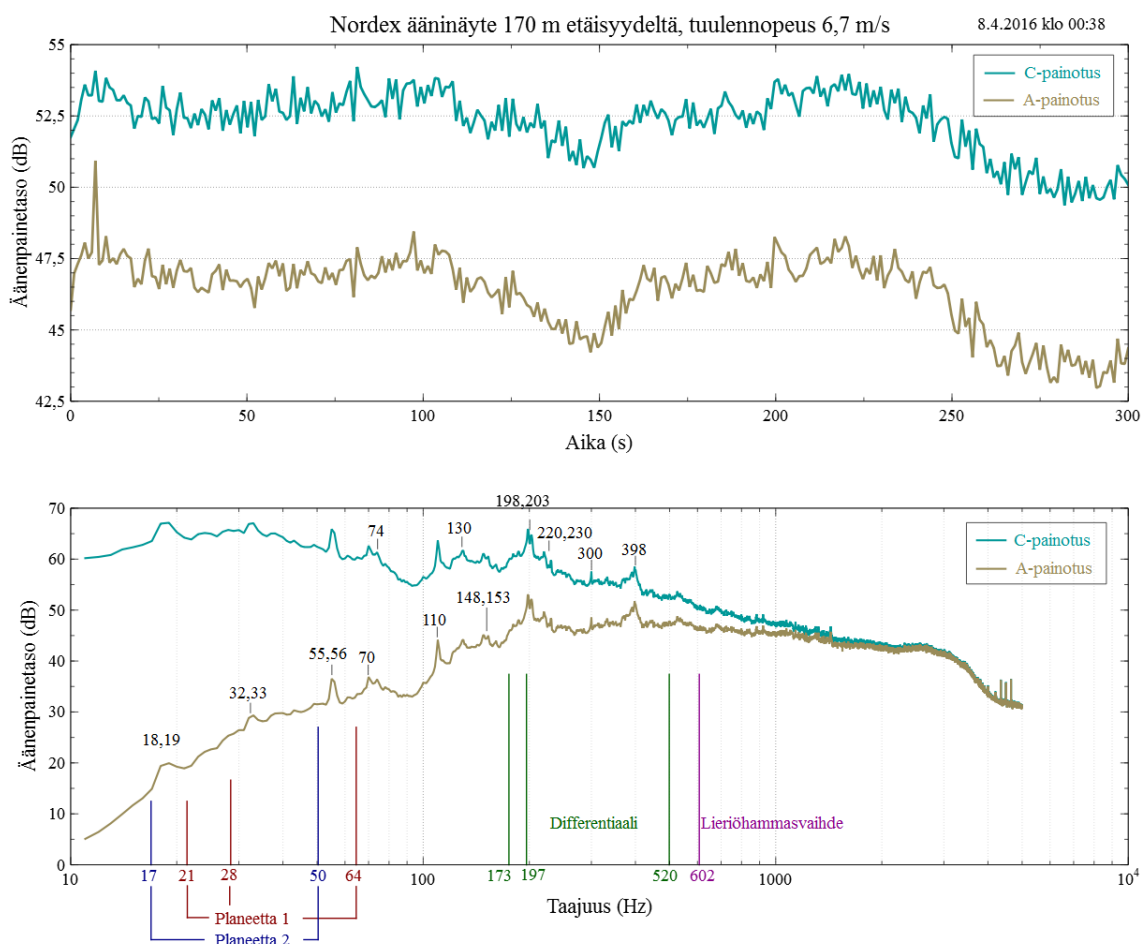
Taulukko 16. Taulukossa on laskennassa saadut tulokset vaihdelaatikon vaiheiden välityksille ja pyörimisnopeuksille sekä lieriöhammasvaihteen ryntötaajuudelle tuuliturbiinin roottorin pyörimisnopeuden ollessa 10,0 rpm.

	Input rpm	Input 2 rpm	Output rpm	Välitys	Ryntötaajuus Hz
Planeettavaihde 1	10.000	-	40.476	4.048	-
Planeettavaihde 2	10.000	-	-31.250	-3.125	-
Differentiaalipyörästö	40.476	-31.250	337.628	-21.306	-
Lieriöhammasvaihde	337.628	-	-1003.504	2.972	602.102

Taulukko 17. Taulukossa on laskennassa saadut tulokset vaihdelaatikon planeettavaihteissa ja differentiaalipyörästössä esiintyvistä ryntötaajuuksista tuuliturbiinin roottorin pyörimisnopeuden ollessa 10,0 rpm.

Planeettavaihteiden ryntötaajuudet (Hz)

	Planeetta	Planeetta * 3	Aurinko
Planeettavaihde 1	21.333	64.000	28.333
Planeettavaihde 2	16.667	50.000	16.667
Differentiaalipyörästö	173.338	520.015	196.949



Kuva 28. Kuvassa ylhäällä on kaavio äänenpainetasosta viiden minuutin ajalta ja alhaalla sitä vastaava keskiarvotettu äänispektri Nordex N117/2400-tuuliturbiinin äänentuotosta. Tuuliturbiinin roottorin pyörimisnopeus mittaushetkellä oli noin 10,0 rpm ja mittauspiste 170 metrin etäisyydellä tornista. Äänispektriin on merkitty selvien tehopiikkien taajuudet sekä laskennan ryntötaajuudet vaihdelaatikon eri vaiheille (planeettavaihte 1, planeettavaihte 2, differentiaalipyörästä ja lieriöhammasvaihde).

Kuvan 28 ylemmästä kaaviokuvasta on havaittavissa selvää äänenpainetason vaihtelua mittaussajalla, mikä tarkoittaa muutoksista roottorin pyörimisnopeudessa, joka taas johtuu tuulen voimakkuuden muutoksista. Äänispektriin tämä voi vaikuttaa muun muassa hajauttamalla tonaaliset komponentit kattamaan suuremman taajuusalueen, koska niiden taajuus ja amplitudi muuttuvat suhteessa roottorin pyörimisnopeuteen. Tämän johdosta tehopiikit voivat olla vaikeasti havaittavissa keskiarvotetusta äänispektristä. Lisäksi, roottorin vaihteleva pyörimisnopeus vaikuttaa laskennassa käytettyyn pyörimisnopeuteen, joka on mittaussajan keskiarvo.

Mittausajan äänenpainetason vaihtelu heikensi kuvan 28 äänispektrissä havaittavia tonaalisia komponentteja, mutta ovat kuitenkin osittain näkyvissä. Ensinnäkin, äänispektrin 18...19 Hz:n taajuusalueelle osui planeettavaihteen 2 ryntötaajuus. Toiseksi, 32...33 Hz:n tehopiikin läheisyydessä ei ollut laskettuja ryntötaajuuksia. Kolmanneksi, tehopiikki 55...56 Hz:n alueella voi olla esimerkiksi planeettavaihte 2 perusryntötaajuuden toinen kerrannainen tai planeettavaihte 1 aurinkopyörän ryntötaajuuden (28 Hz) ensimmäinen kerrannainen. Neljänneksi, differentiaalipyörästä aurinkopyörän ryntötaajuus (197 Hz) osuu lähelle mitattua 198 Hz:n tonaalista piikkiä, jonka ensimmäisen kerrannaisen (396 Hz) kohdalla on myös tehopiikki. Lopuksi, Lieriöhammaspyörän ryntötaajuuden läheisyydessä ei ollut selviä tonaalisia piikkejä.

6.3.3 Lasku- ja spektriesimerkki 3

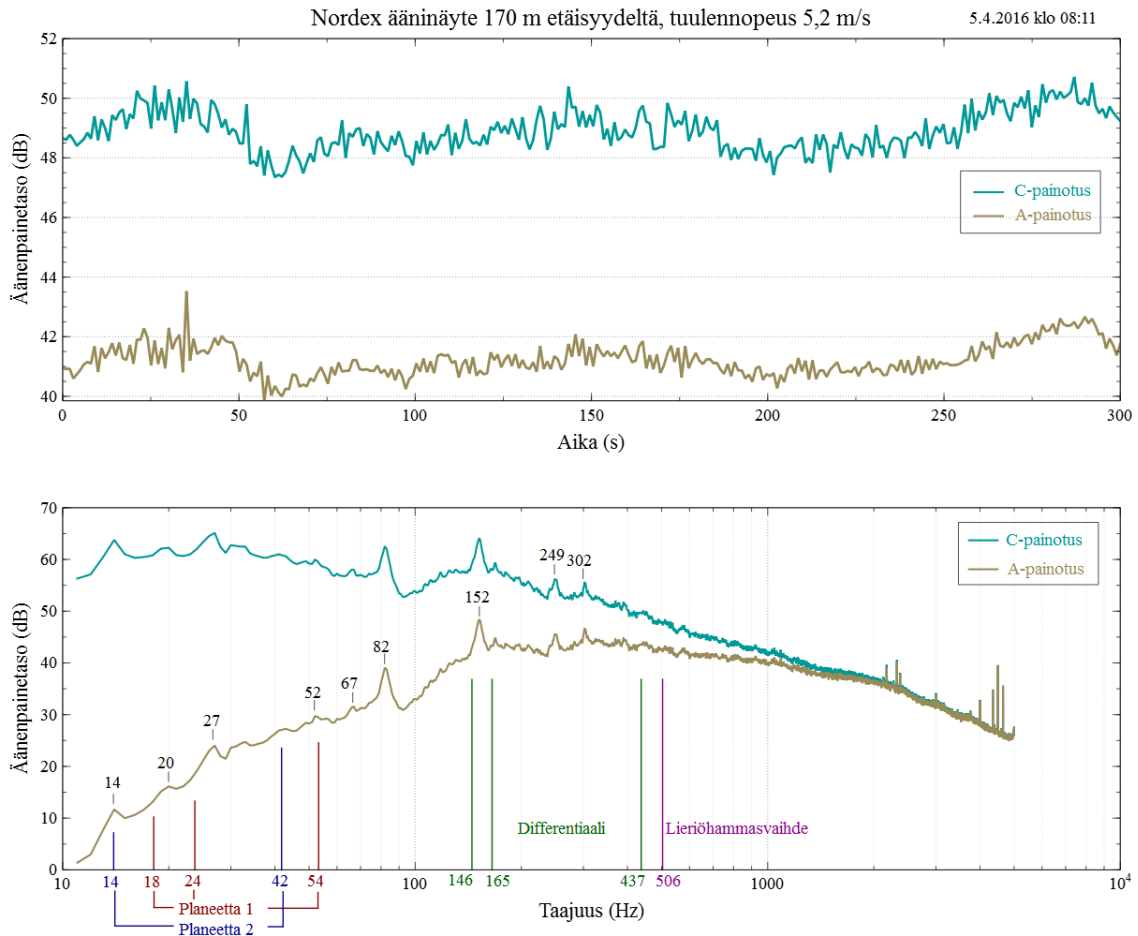
Kolmannessa lasku- ja spektriesimerkissä tuulen voimakkuus oli 5,2 m/s ja tuuliturbiinin roottorin pyörimisnopeus 8,4 rpm. Laskennan tulokset ovat taulukoissa 18 ja 19 sekä niiden vertailu mittaushetkellä vastaavaan äänispektriin kuvassa 29.

Taulukko 18. Taulukossa on laskennassa saadut tulokset vaihdelaatikon vaihteiden välityksille ja pyörimisnopeuksille sekä lieriöhammasvaihteen ryntötaajuudelle tuuliturbiinin roottorin pyörimisnopeuden ollessa 8,4 rpm.

	Input rpm	Input 2 rpm	Output rpm	Välitys	Ryntötaajuus Hz
Planeettavaihte 1	8.400	-	34.000	4.048	-
Planeettavaihte 2	8.400	-	-26.250	-3.125	-
Differentiaalipyörästä	34.000	-26.250	283.607	-21.306	-
Lieriöhammasvaihte	283.607	-	-842.943	2.972	505.766

Taulukko 19. Taulukossa on laskennassa saadut tulokset vaihdelaatikon planeettavaihteissa ja differentiaalipyörästä esiintyvistä ryntötaajuuksista tuuliturbiinin roottorin pyörimisnopeuden ollessa 8,4 rpm.

Planeettavaihteiden ryntötaajuudet (Hz)			
	Planeetta	Planeetta * 3	Aurinko
Planeettavaihte 1	17.920	53.760	23.800
Planeettavaihte 2	14.000	42.000	14.000
Differentiaalipyörästä	145.604	436.813	165.438



Kuva 29. Kuvassa ylhäällä on kaavio äänenpainetasosta viiden minuutin ajalta ja alhaalla sitä vastaava keskiarvotettu äänispektri Nordex N117/2400-tuuliturbiinin äänentuotosta. Tuuliturbiinin roottorin pyörimisnopeus mittaushetkellä oli noin 8,4 rpm ja mittauspiste 170 metrin etäisyydellä tornista. Äänispektriin on merkitty selvien tehopiikkien taajuudet sekä laskennan ryntötaajuudet vaihdelaatikon eri vaiheille (planeettavaihde 1, planeettavaihde 2, differentiaalipyörästä ja lieriöhammasvaihde).

Kolmannen lasku- ja spektriesimerkin (kuva 29) äänenpainetaso oli tasaisempi verrattuna lasku- ja spektriesimerkkiin kaksi, mutta tuulen voimakkuus ja roottorin pyörimisnopeus olivat varsin alhaiset, mikä osaltaan vaikutti tonaalisten komponenttien vähäisyyteen äänispektrissä. Ensinnäkin, planeettavaihde 1 planeetan 18 Hz:n ryntötaajuus osui äänispektrissä lähelle matalaa kohoumaa 20 Hz:ssä ja auringon 24 Hz:n ryntötaajuus lähelle tehopiikkiä 27 Hz:ssä. Toisaalta, kyseinen 27 Hz:n tehopiikki äänispektrissä voi olla myös planeettavaihde 2 planeetan ryntötaajuuden ensimmäinen kerrannainen (28 Hz). Toiseksi, selvä tehopiikki 82 Hz:ssä voi olla seurausta planeettavaihteiden ryntö-

taajuuksien kerrannaisten päällekkäisyyksistä voimistaen kyseistä tehopiikkiä. Toisaalta, se voi myös olla tietyn yksittäisen ryntötaajuuden kerrannainen tai peräisin jostain muusta lähteestä, esimerkiksi vierintälaakerista. Kolmanneksi, differentiaalipyörästön planeetan ryntötaajuus (146 Hz) osui lähelle tonaalista komponenttia (152 Hz) äänispektrissä, jonka ensimmäisestä kerrannaisesta (304 Hz) löytyi myös tehopiikki. Viimeiseksi, lieriöhammaspyörän ryntötaajuuden läheisyydessä ei ollut tonaalisia komponentteja havaittavissa.

7 JOHTOPÄÄTÖKSET

Mittaukset koostuivat kolmesta lasku- ja spektrivertailusta eri ajankohdilta, missä jokaisessa oli eri roottorin pyörimisnopeus. Lasku- ja spektriesimerkeistä on havaittavissa useiden laskettujen ryntötaajuuksien ja niiden kerrannaisten osuvan mitattujen tonaalisten komponenttien läheisyyteen vaikka vaihdelaatikon todelliset hammaslukumäärät ovat tuntemattomia. Tästä on pääteltävissä, että laskuissa käytetyt lähtötiedot ovat lähellä todellisia arvoja ja laskuista saatuja tuloksia voidaan pitää suuntaa antavina. Vaikka laskennasta saadut tulokset ovat suuntaa antavia, on oletettavissa, että todellisten hammaslukujen ja pyörimisnopeuksien avulla olisi mahdollista selvittää mitatusta äänispektristä vaihdelaatikossa syntyvien tonaalisten komponenttien lähde ja voimakkuus vaihde- ja hammaspyörätasolla. Varsinkin, tuuliturbiinin roottorin pyöriessä nimellinopeuden läheisyydessä kaikki alle 100 Hz:n taajuuspiikit olivat selvästi yhdistettävissä vaihdelaatikon ryntötaajuuksiin, ja näin ollen voitaisiin perustella melumittausten ja laskelmien avulla.

Työn tulokset vastaavat monelta osin kirjallisuudessa ennestään esitettyjä väittämiä. Useiden kirjallisuuslähteiden, kuten Di Napolin (2007: 11), Rogersin (2006: 10–11) ja Toninin (2012: 21–22) mukaan hallitsevin mekaaninen melulähde tuuliturbiinissa on vaihdelaatikko ja sen tuottama melu on usein luonteeltaan tonaalista. Nämä väittämät pätevät myös työn lasku- ja spektriesimerkkien kohdalla, joista havaittiin vaihdelaatikossa syntyvien tonaalisten komponenttien erottuvan voimakkuudellaan varsinkin matalilla taajuuksilla. Lisäksi, muun muassa Rogersin (2006: 10) mukaan valtaosa vaihdelaatikon tuottamasta melusta johtuu hammaspyörien hampaiden rynnöstä, minkä vuoksi myös työn laskelmissa keskityttiin vaihdelaatikon toimintaperiaatteen ja ryntötaajuuksien selvittämiseen.

Työn hyödyllisyys on siinä, että yhdistämällä vaihdelaatikon ryntötaajuuslaskin melumittauksiin saadaan selville tonaalisten komponenttien lähteiden lisäksi niiden amplitudit. Kun tiedetään tonaalisten komponenttien lähteet, taajuus ja ympäristöön säteilevän äänen voimakkuus mahdollistaa se keskittymisen meluvaimennuksessa ensisijaisesti kohteisiin, joiden tuottama äänenpainetaso on suurin ja luonteeltaan häiritsevin.

8 YHTEENVETO

Työn tarkoituksena oli esittää tuuliturbiinin mekaaninen rakenne, selvittää mekaanista värähtelyä tuuliturbiinissa aiheuttavat komponentit sekä keinot mekaanisen melun hallintaan. Lisäksi, työhön sisältyi akustiikan perusteita sekä tuuliturbiinista aiheuttavan aerodynaamisen ja mekaanisen melun merkitys ja erot. Työn hypoteesiksi muodostui seuraava kysymys, jota selvitettiin työn mittausosuudessa: *Onko mahdollista selvittää tuuliturbiinin vaihdelaatikon tonaaliset melulähteet vertaamalla vaihdelaatikon lasketuja ryntötaajuuksia mitattuihin äänispektreihin?*

Tuuliturbiinit jaoteltiin toimintatavan perusteella vastuseroon perustuviin tuuliturbiineihin sekä aerodynaamiseen nosteeseen perustuviin tuuliturbiineihin, joista jälkimmäisiin keskityttiin, koska valtaosa tällä hetkellä käytössä olevista tuuliturbiineista on kyseisiä vaaka-akselisia tuuliturbiineja. Lisäksi, työn mittausosuuden äänimittaukset ovat edellä mainitun kaltaisista tuuliturbiineista. Tuuliturbiinin rakennetta ja toimintaperiaatetta selvitettäessä erityistä huomiota kohdistettiin komponentteihin ja osiin, jotka käytössä aiheuttavat ääntä. Näitä olivat muun muassa roottorin lavat, lämmitys- ja jäähdytysjärjestelmä sekä voimansiirron eri komponentit kuten vaihdelaatikko ja generaattori.

Tuulivoimalan tuottama ääni voidaan jakaa aerodynaamiseen ja mekaaniseen meluun, mistä ensin mainittua aiheuttaa ilmavirtaus roottorin lapojen yli ja jälkimmäistä sähköntuotantokoneiston toiminta. Tuuliturbiinin toiminnasta aiheutuvia ääniä kuvataan usein termeillä *tonaalinen, matalataajuinen, laajakaistainen ja impulsiivinen*. Työssä keskityttiin käsittelemään mekaanista melua, missä pääosa syntyvän mekaanisen melun energiasta on taajuusalueeltaan 1000 Hz:n alapuolella ja luonteeltaan suurelta osin tonaalista, mutta myös laajakaistaista melua ilmenee.

Värähtelyä tarkastellessa eräs merkittävä tekijä on perustaajuus, joka määräytyy värähtelevästä alkulähteestä, esimerkiksi roottorin kierrosnopeudesta. Perustaajuus määrittää rakenteelle ominaistaajuuden, jolla värähtely voimistuu suuremmaksi verrattuna muihin taajuuksiin eli resonoi. Tuuliturbiinin mekaanisen värähtelyn lähteisiin lukeutuvat erityisesti vaihdelaatikon sisältämien hammaspyörien keskinäiset hammaskosketukset,

laakerit ja generaattori, mitkä kaikki ovat yhteydessä roottorin pyörimisnopeuteen. Muita mekaanisen värähtelyn lähteitä tuuliturbiinissa ovat muun muassa jäähdytysjärjestelmän puhaltimet, sähkömoottorit, roottorin lapojen värähtely ja lisäkojeiden hammaspyörät, esimerkiksi nasellin kääntöjärjestelmässä.

Melun hallinta tulisi ottaa huomioon jo laitteen suunnitteluvaiheessa, koska tällöin on useampia edullisia vaihtoehtoja ja mahdollisuuksia vaimennukselle. Laitteen rakentamisen tai asennuksen valmistumisen jälkeen melua voidaan hallita erilaisilla rakennemuutoksilla tai lisälaitteilla, mutta nämä ovat usein ongelmallisia ja kalliita asentaa. Meluongelmaa voidaan lähestyä yksinkertaisella *lähde - välitystie - vastaanottaja* -mallilla, missä ensisijaisesti tulisi vaikuttaa lähteeseen. *Lähde* voi olla esimerkiksi vaihdelaatikon hammaspyörien värähtelystä runkoääninä syntyvää ääntä. Lähteeseen vaikuttaminen ei kuitenkaan aina ole mahdollista, jolloin melun hallinta välitystiessä ja vastaanottajassa ovat ainoat vaihtoehdot. *Välitystie* voi olla esimerkiksi laitteen runkorakenne ja liitokset, mitä pitkin värähtely etenee tai se voi olla myös ilmatie, jossa ääni etenee. Värähtelyä välitystiessä voidaan hallita esimerkiksi passiivisilla, aktiivisilla ja puoliaktiivisilla vaimennuksilla. Usein *vastaanottaja* on ihmisen korva, jolloin esimerkiksi korvatulppien, kuulosuojainten tai äänivaimennettujen koppien käyttö on mahdollista.

Mittausosuudessa tutkittiin onko mahdollista selvittää vaihdelaatikon tonaaliset melulähteet vertaamalla hammaspyörien ryntötaajuuksia mitattuihin äänispektreihin. Äänimittaukset ja ympäristön olosuhdemittaukset tehtiin äänenhavaintoasemilla, jotka ovat osa Vaasan energiainstituutin WindSome -projektia. Projektissa on asennettu äänenhavaintoasemia eri etäisyyksille tuuliturbiinista Taaleritehtaan tuulipuistoalueelle Honkajoella. Äänimittaukset ovat 170 metrin etäisyydeltä Nordex N117/2400-mallisesta tuuliturbiinista huhtikuulta vuodelta 2016. Mittausosuuden laskennassa käytettiin 4-vaiheista vaihdelaatikkoa, joka sisälsi kolme planeettapyörästä ja yhden lieriöhammaspyörästä. Vaihdelaatikon rakenteen ja hammaspyörien hampaiden lukumäärän osalta jouduttiin tekemään oletuksia, koska todellisia tietoja ei ollut saatavissa. Vaihdelaatikoille tehtiin Excel-pohjainen laskin, joka antaa kaikkien hammaspyörien pyörimisnopeudet ja ryntötaajuudet tuuliturbiinin roottorin pyörimisnopeuden perusteella.

Mittaustuloksista havaittiin useiden laskettujen ryntötaajuuksien ja niiden kerrannaisten osuvan mitattujen tonaalisten komponenttien läheisyyteen. Tästä pääteltiin, että laskuissa käytettyjen lähtötietojen olevan lähellä todellisia arvoja ja laskuista saatuja tuloksia voitiin pitää suuntaa antavina. Tulosten pohjalta oletettiin, että todellisten hammasluku- ja pyörimisnopeuksien avulla voitaisiin selvittää mitatusta äänispektristä vaihdelaatikossa syntyvien tonaalisten komponenttien lähde ja voimakkuus vaihde- ja hammaspyörätasolla. Erityisesti, kaikki alle 100 Hz:n taajuuspiikit voitaisiin perustella laskelmien ja melumittausten avulla.

Mahdollinen jatkotutkimusaihe voisi liittyä vaihdelaatikossa syntyvien tonaalisten komponenttien värähtelyn kulkureittien selvittämiseen ja niiden vaimentamiseen. Eräs tutkimushypoteesi voisi esimerkiksi olla, että planeettavaihteen runkoon lukitut komponentit ovat rynnössä syntyvän värähtelyn pääasialliset kulkureitit hammaspyöristä vaihdelaatikon ulkokuoreen. Lisäksi, ryntötaajuuslaskimeen voidaan sisällyttää laakeissa syntyvät taajuudet, jolloin myös niiden vertailu äänispektrissä esiintyviin teho-
piikkeihin mahdollistuu. Ääntä säteilevien pintojen ja värähtelyn kulkureittejä tuuliturbiinissa voitaisiin tutkia esimerkiksi akustisella kameralla ja värähtelyantureilla.

LÄHDELUETTELO

- Arenas, J. P. & M. J. Crocker (2007). Use of enclosures. Teoksessa: *Handbook of noise and vibration control*, 685-695. Toim. M. J. Crocker. Hoboken, New Jersey: Wiley. ISBN 978-0-471-39599-7.
- Bolin, K., G. Bluhm, G. Eriksson & M. E. Nilsson (2011). Infrasound and low frequency noise from wind turbines: exposure and health effects. *Environmental research letters*. [Verkkodokumentti] 6: 3 [Lainattu 6.6.2016]. Saatavilla: <http://stacks.iop.org/ERL/6/035103>.
- Council of Canadian academics (2015). *Understanding the evidence: Wind turbine noise*. [Verkkodokumentti]. Ottawa, Kanada. [Lainattu 6.6.2016]. Saatavissa: <http://www.scienceadvice.ca/en/assessments/completed/wind-turbine-noise.aspx>. ISBN 978-1-926522-07-4.
- Crocker, M. J. (2007a). Fundamentals of acoustics, noise, and vibration. Teoksessa: *Handbook of noise and vibration control*, 1-16. Toim. M. J. Crocker. Hoboken, New Jersey: Wiley. ISBN 978-0-471-39599-7.
- Crocker, M. J. (2007b). Introduction to transportation noise and vibration sources. Teoksessa: *Handbook of noise and vibration control*, 1013-1023. Toim. M. J. Crocker. Hoboken, New Jersey: Wiley. ISBN 978-0-471-39599-7.
- Crocker, M. J. (2007c). Machinery noise and vibration sources. Teoksessa: *Handbook of noise and vibration control*, 831-846. Toim. M. J. Crocker. Hoboken, New Jersey: Wiley. ISBN 978-0-471-39599-7.
- Crocker, M. J. (2007d). Introduction to principles of noise and vibration control. Teoksessa: *Handbook of noise and vibration control*, 649-667. Toim. M. J. Crocker. Hoboken, New Jersey: Wiley. ISBN 978-0-471-39599-7.

- Crocker, M. J. (2007e). Noise and vibration source identification. Teoksessa: *Handbook of noise and vibration control*, 668-684. Toim. M. J. Crocker. Hoboken, New Jersey: Wiley. ISBN 978-0-471-39599-7.
- Crocker, M. J. & J. P. Arenas (2007). Use of sound-absorbing materials. Teoksessa: *Handbook of noise and vibration control*, 696-713. Toim. M. J. Crocker. Hoboken, New Jersey: Wiley. ISBN 978-0-471-39599-7.
- Da Rosa, A. V. (2013). *Fundamentals of Renewable Energy Processes*. 3. painos. Kidlington: Academic Press. ISBN 978-0-12-397219-4.
- Danneberg, L. (2014). Rotor blades. Teoksessa: *Understanding Wind Power Technology: Theory, Deployment and Optimisation*, 162-201. [Verkkodokumentti]. Toim. A. Schaffarczyk. Länsi Sussex, Yhdistynyt kuningaskunta: Wiley. [Lainattu 8.6.2016] Saatavilla: <http://site.ebrary.com.proxy.uwasa.fi/lib/tritonia/detail.action?docID=10858475>. ISBN 9781118701546.
- Di Napoli, C. (2007). *Tuulivoimaloiden melun syntytavat ja leviäminen*. [Verkkodokumentti]. Helsinki: Suomen ympäristö. [Lainattu 24.2.2016]. Saatavissa: https://helda.helsinki.fi/bitstream/handle/10138/38415/SY4_2007_Tuulivoimaloiden_melun_syntytavat_ja_leviaminen.pdf?sequence=1. ISBN 978-952-11-2585-0.
- Eisenmann, R. C. Sr. & Eisenmann R. C. Jr. (1997). *Machinery malfunction diagnosis and correction: Vibration analysis and troubleshooting for the process industries*. [Verkkodokumentti] Pearson education. [Lainattu 6.10.2016]. Saatavilla: <https://www.scribd.com/doc/218970899/Machinery-Malfunction-Diagnosis-and-Correction-Robert-Eisenmann-1>. ISBN 0-13-240946-1.
- Finlex 1107 (2015). Valtioneuvoston asetus tuulivoimaloiden ulkomelutason ohjearvoista. [online]. [Lainattu 31.5.2016] Saatavissa: <http://www.finlex.fi/>

fi/laki/alkup/2015/20151107.

Fuller, C. (2007). Active vibration control. Teoksessa: *Handbook of noise and vibration control*, 770-784. Toim. M. J. Crocker. Hoboken, New Jersey: Wiley. ISBN 978-0-471-39599-7.

Gasch, R. & J. Tvele (2012). *Wind Power Plants. Fundamentals, Design, Construction and Operation*. 2. painos. Berliini: Springer. ISBN 978-3-642-22937-4.

G.R.A.S. sound & vibration (2016). G.R.A.S. 46AE ½” CCP free-field standard Microphone set. [Online]. [Lainattu 26.7.2016] Saatavissa: <http://www.gras.dk/46ae.html>.

Hentinen, M., P. Hynnä, T. Lahti, K. Nevala, A. Vähänikkilä & M. Järviluoma (2002). *Värähtelyn ja melun vaimennuskeinot kulkuvälineissä ja liikkuvissa työkoneissa*. [Verkkodokumentti]. Espoo: VTT [Lainattu 10.6.2016]. Saatavissa: <http://www.vtt.fi/inf/pdf/tiedotteet/2002/T2160.pdf>. ISBN 951-38-6078-7.

Houser, D. R. (2007). Gear noise and vibration prediction and control methods. Teoksessa: *Handbook of noise and vibration control*, 847-856. Toim. M. J. Crocker. Hoboken, New Jersey: Wiley. ISBN 978-0-471-39599-7.

Jamieson, P. (2011) *Innovation in wind turbine design*. [Verkkodokumentti]. Länsi Sussex, Yhdistynyt kuningaskunta: Wiley. [Lainattu 11.4.2016]. Saatavissa: <http://site.ebrary.com.proxy.tritonia.fi/lib/tritonia/reader.action?docID=10484867>. ISBN 978-0-470-69981-2.

Joutsenvirta, A. (2009). Hertsi, sentti ja desibeli [online]. [Lainattu 26.2.2016] Saatavilla: <http://www2.siba.fi/akustiikka/?id=13>.

Kari, L. (2007). Dynamic vibration absorbers. Teoksessa: *Handbook of noise and vibration control*, 745-752. Toim. M. J. Crocker. Hoboken, New Jersey: Wiley.

ISBN 978-0-471-39599-7.

Karjalainen, M (2000). Hieman akustiikkaa [online]. [Lainattu 18.2.2016] Saatavilla: <http://www.cs.tut.fi/sgn/arg/akusem/akuintro.pdf>.

Lahti, T. (2002). Kuljetusvälineiden vaimennusratkaisut – State-of-the-art-kirjallisuusselvitys. Teoksessa: *Värähtelyn ja melun vaimennuskeinot kulkuvälineissä ja liikkuvissa työkoneissa*, liite 2. Toim. M. Hentinen. Espoo: VTT. Saatavissa: <http://www.vtt.fi/inf/pdf/tiedotteet/2002/T2160.pdf>. ISBN 951–38–6078–7.

Lanner (2016). LEC-7020. [Online]. [Lainattu 26.7.2016] Saatavilla: <http://www.lannerinc.com/products/all-purpose-box-computers/digital-signage/lec-7020>.

Lauchle, G. C. (2007). Centrifugal and axial fan noise prediction and control. Teoksessa: *Handbook of noise and vibration control*, 868-884. Toim. M. J. Crocker. Hoboken, New Jersey: Wiley. ISBN 978-0-471-39599-7.

Madsen, K. D. & T. H. Pedersen (2010). Low frequency noise from large wind turbines. *Technical report Delta AV 1272/10*. [Verkkodokumentti] Hörsholm: Delta [Lainattu 6.6.2016] Saatavilla: <http://scitation.aip.org/content/asa/journal/jasa/129/6/10.1121/1.3543957>.

Manwel, J., J. McGowan & A. Rogers (2009). *Wind energy explained: theory, design, and application*. 2. painos. Länsi Sussex, Yhdsitynyt kuningaskunta: Wiley. ISBN 978-0-470-01500-1.

Mervento (2012) Mervento 3.6-118 – the wind turbine reinvented. [Online]. [Lainattu 26.7.2016] Saatavilla: <https://es.scribd.com/document/252323716/MerventoEsite1-2012>.

Munjal, M. L. (2013). *IISC lecture notes series: noise and vibration control*. [Verkko-

- dokumentti] Singapore: WSPC. [Lainattu 28.6.2016] Saatavilla: <http://site.ebrary.com.proxy.uwasa.fi/lib/tritonia/detail.action?docID=10731528>. ISBN 978-981-4434-73-7.
- National instruments (2014). CompactRIO integrated systems with real-time controller and reconfigurable chassis NI cRIO-907x. [Online]. [Lainattu 26.7.2016] Saatavilla: <http://www.ni.com/datasheet/pdf/en/ds-204>.
- Nordex (2016). Gamma Generation [online]. [Lainattu 1.2.2016] Saatavilla: http://www.nordex-online.com/fileadmin/MEDIA/Gamma/Nordex_Gamma_en.pdf.
- Norsonic, innovative sound instrumentation (2016). *Outdoor microphone, Nor1217 for semi-permanent installations*. Product data. [Online]. [Lainattu 26.7.2016] Saatavissa: http://www.norsonic.com/filestore/PDF-filer/Product_Data/PD1217Ed1Rev0Eng0215.pdf.
- Oerlemans, S., P. Sijtsma & B. Méndez López (2007). Location and quantification of noise sources on a wind turbine. *Journal of Sound and Vibration*. [Verkkodokumentti] 299: 4-5 [Lainattu 2.3.2016], 869–883. Saatavilla: <http://www.sciencedirect.com.proxy.tritonia.fi/science/article/pii/S0022460X06006316>.
- Pesonen, K. Äänilähteistä ja niiden äänensäteilystä. *Äänilähteet ja ääniteho*. [Luentomateriaali]. Insinööritoimisto Kari Pesonen Oy.
- Petersson, B. A. T. (2007). General introduction to vibration. Teoksessa: *Handbook of noise and vibration control*, 171-179. Toim. M. J. Crocker. Hoboken, New Jersey: Wiley. ISBN 978-0-471-39599-7.
- Rahman, M., Z. C. Ong, W. T. Chong, S. Julai & S. Y. Khoo (2015). Performance enhancement of wind turbine systems with vibration control: a review. *Renewable*

- and sustainable energy reviews*. [Verkkodokumentti] 51 [Lainattu 28.6.2016], 43-54. Saatavilla: <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S1364032115005602>.
- Rogers, A. L., J. F. Manwell & S. Wright (2006). *Wind turbine acoustic noise*. [Verkkodokumentti] Massachusettsin yliopisto, Amherts, Yhdysvallat. [Lainattu 2.6.2016] Saatavissa: <http://www.proj6.turbo.pl/upload/file/424.pdf>.
- Schmid, S. R., B. J. Hamrock & B. O. Jacobson (2014). *Fundamentals of Machine Elements*. 3. painos. Boca Raton: CRC Press. ISBN 978-1-4398-9132-2.
- Suomen tuulivoimayhdistys Ry (STY) (2016a). Tietoa tuulivoimasta [online]. [Lainattu 1.2.2016] Saatavilla: <http://www.tuulivoimayhdistys.fi/tietoa-tuulivoimasta/tietoa-tuulivoimasta>.
- Suomen tuulivoimayhdistys Ry (STY) (2016b). Tuulivoimaloiden toimintaperiaatteen mukainen luokittelu [online]. [Lainattu 1.2.2016] Saatavilla: <http://www.tuulivoimayhdistys.fi/tietoa-tuulivoimasta/tietoa-tuulivoimasta/tuulivoimatekniikka/toimintaperiaatteiden-mukainen-luokittelu>.
- Tonin, R. (2012). Sources of wind turbine noise and sound propagation. *Acoustic Australia*. [Verkkodokumentti] 40: 1 [Lainattu 3.6.2016], 20-27. Saatavilla: https://www.acoustics.asn.au/journal/2012/2012_40_1_Tonin.pdf.
- Tuma, J. (2007). Transmission and gearbox noise and vibration prediction and control. Teoksessa: *Handbook of noise and vibration control*, 1086-1095. Toim. M. J. Crocker. Hoboken, New Jersey: Wiley. ISBN 978-0-471-39599-7.
- Ungar, E. E. (2007a). Use of vibration isolation. Teoksessa: *Handbook of noise and vibration control*, 725-733. Toim. M. J. Crocker. Hoboken, New Jersey: Wiley. ISBN 978-0-471-39599-7.

- Ungar, E. E. (2007b). Damping of structures and use of damping materials. Teoksessa: *Handbook of noise and vibration control*, 734-744. Toim. M. J. Crocker. Hoboken, New Jersey: Wiley. ISBN 978-0-471-39599-7.
- Uosukainen, S. (2010). *Tuulivoimaloiden melun synty, eteneminen ja häiritsevyys*. [Verkkodokumentti] Helsinki: Edita Prima Oy [Lainattu 2.3.2016] Saatavilla: <http://www.vtt.fi/inf/pdf/tiedotteet/2010/T2529.pdf>. ISBN 978-951-38-7571-8.
- Uosukainen, S. (2011). Tuulivoimaloiden aerodynaaminen melu. [Verkkodokumentti] VTT [Lainattu 5.6.2016] Saatavilla: <http://www.akustinenseura.fi/wp-content/uploads/2013/08/Uosukainen3.pdf>.
- Välisuo, P. & K. Rutledge (2015). *Wind turbine sound modelling and measurements (WindSoMe) – Sound logging stations*. [Asiakirja]. Revisio A. Vaasan yliopisto.
- Zusman, G. (2007). Types of electric motors and noise and vibration prediction and control methods. Teoksessa: *Handbook of noise and vibration control*, 885-896. Toim. M. J. Crocker. Hoboken, New Jersey: Wiley. ISBN 978-0-471-39599-7.

LIITTEET

1. Vaihdelaatikon taajuuslaskin

LIITE 1

Vaihdelaatikon taajuuslaskin

	Generaattori	Roottori
RPM	1130	11.3

VAIHDELAATIKON HAMMASPYÖRINEN HAMPAIDEN LUKUMÄÄRÄT

	Planeettavaihde 1	Planeettavaihde 2	Differentialipyörästö	Lieriöhammasvaihde
Kehä	128	100	145	-
Planeetta (per pyörä)	43	34	55	-
Aurinkopyörä	42	32	35	-
Käyttöpyörä	-	-	-	107
Tuottopyörä	-	-	-	36

	Input rpm	Input 2 rpm	Output rpm	Välitys	Ryntötaajuus Hz
Planeettavaihde 1	11.300	-	45.738	4.048	-
Planeettavaihde 2	11.300	-	-35.313	-3.125	-
Tasauspyörästö	45.738	-35.313	381.519	-21.306	-
Lieriöhammasvaihde	381.519	-	-1133.960	2.972	680.376

Planeettavaihteiden ryntötaajuudet (Hz)

	Planeetta	Planeetta * 3	Aurinko
Planeettavaihde 1	24.107	72.320	32.017
Planeettavaihde 2	18.833	56.500	18.833
Tasauspyörästö	195.872	587.617	222.553

