



TALLINNA TEHNIKAÜLIKOOL
MEHAANIKATEADUSKOND

Masinaehituse instituut

Tootearenduse õppetool

MER70LT

Kristo Vaher

**TUGE ENERGIA OÜ TUULEGENERAATORI TUGE®10
MODERNISEERIMINE**

Autor taotleb

tehnikateaduse magistri

akadeemilist kraadi

Tallinn 2015

AUTORIDEKLARATSIOON

Deklareerin, et käesolev lõputöö on minu iseseisva töö tulemus.

Esitatud materjalide põhjal ei ole varem akadeemilist kraadi taotletud.

Töös kasutatud kõik teiste autorite materjalid on varustatud vastavate viidetega.

Töö valmis..... juhendamisel

“.....”.....201...a.

Töö autor

..... allkiri

Töö vastab magistritööle esitatavatele nõuetele.

“.....”.....201...a.

Juhendaja

..... allkiri

Lubatud kaitsmisele.

..... eriala/õppekava kaitsmiskomisjoni esimees

“.....”.....201... a.

..... allkiri

MAGISTRITÖÖ ÜLESANNE

2015. aasta kevadsemester

Üliõpilane: Kristo Vaher, 130393MATM (nimi, üliõpilaskood)

Õppekava Tootearendus ja tootmistehnika

Eriala Tootmistehnika ja tootearendus

Juhendaja: prof. Martin Eerme, TTÜ Tootearenduse õppetooli juhataja (amet, nimi)

Konsultandid: Indrek Gregor, Tuge Energia OÜ juhataja (nimi, amet, telefon)

MAGISTRITÖÖ TEEMA:

(eesti keeles) TUGE Energia OÜ tuulegeneraatori TUGE10 moderniseerimine.

2

Lõputöös lahendatavad ülesanded ja nende täitmise ajakava:

Nr	Ülesande kirjeldus	Täitmise tähtaeg
1	Olsen Wings rootorilabade OLW 490-15 uue kinnitusflantsi projekteerimine arvestusega, et esimesel mudelil saaks laba mehaaniliselt fikseerida vahemikus -2 ... +3 kraadi testimise eesmärgil. Projekteeritud flantsiga labade diameeter peab olema 10,3m. Lõplik mudel fikseeritud kinnitusavadega.	Märts 2015
2.	Arvutada välja pea pööramise ajamile (<i>yaw drive</i>) mõjuvad jõud vastavalt IEC EN 61400-2 standardi meetodikale. Valida välja ja projekteerida olemasolevale kinnitusraamile IMO Group toodete valikust <i>slew drive (spur gear type</i> või <i>worm gear type</i>) selliselt, et see mahuks ära olemasolevasse korpusesse. Ajam peab sisaldama ka pidurit. Ajam peab olema asünkroonmootoriga, mitte hüdrauliline.	Aprill 2015

3.	Arvutada välja rootori peatamiseks vajaminev jõud ja projekteerida rootori võllile elektromagnetiline pidur, sobiva toote aitab valida TUGE Energia vastavalt arvutatud jõududele.	Mai 2015
4.	Projekteerida uus tuuleanduri ja piksevarda kinnitus, tuuleanduriteks on NRG#20H ja NRG#40H (<i>Hall Effect</i>) andurid.	Mai 2015

Lahendatavad insenertehnilised ja majanduslikud probleemid: Töö ülesandeks on konstrueerida uued sõlmed tuulegeneraatorile TUGE® 10 sobitamaks 4,9 m pikkused uued rootorilabad. Labade suurenenud haardepindalast tulenevalt suurenevad erinevatele sõlmedele erinevad jõud, millega tuleks konstrueerimisel arvestada.

.

Täiendavad märkused ja nõuded:.....

Töö keel: Eesti keel

Kaitsmistaotlus esitada hiljemalt **Töö esitamise tähtaeg**.....

Üliõpilane /allkiri/ kuupäev.....

Juhendaja..... /allkiri/ kuupäev.....

Konfidentsiaalsusnõuded ja muud ettevõttepoolsed tingimused formuleeritakse pöördel

SISUKORD

EESSÕNA.....	7
LÜHENDITE JA TÄHISTE LOETELU	8
SISSEJUHATUS.....	10
1. TUULEGENERAATORI TUGE10 KIRJELDUS	13
1.1. Ülesande kirjeldus	15
1.1.1. Tiivad	15
1.1.2. Pea pööramise reduktor	16
1.1.3. Pidur	17
1.1.4. Alternatiivide hinnang.....	18
1.2. Metoodika.....	19
1.3. Mõjuvad tegurid	20
1.3.1. Tõukejõud.....	20
1.3.2. Staatiline jõud.....	21
1.3.3. Dünaamiline jõud	21
1.3.4. Tõstejõud.....	21
1.3.5. Väsimus.....	22
2. TUULEGENERAATORI MODIFITSEERIMINE	23
2.1. Tuulegeneraatorite klassid.....	23
2.2. Koormusolukorrad tulenevalt standardist EN 61400-2.....	24
2.3. Koormusolukordade arvutused.....	26
2.3.1. Koormusolukord A: normaalne töö	28
2.3.2. Koormusolukord B: pea pööramine	29
2.3.3. Koormusolukord C: pea pööramise viga.....	31
2.3.4. Koormusolukord D: maksimaalne tõukejõud	32
2.3.5. Koormusolukord E: maksimaalne pöörlemiskiirus.....	32
2.3.6. Koormusolukord F: generaatori lühis	33

2.3.7.	Koormusolukord G: piduriga peatamine	34
2.3.8.	Koormusolukord H: peatatud olek	36
2.3.9.	Koormusolukord I: peatatud olek maksimaalse tuule korral	37
2.3.10.	Koormusolukord J: transport, koostamine, hooldus	39
2.3.11.	Varutegurid	39
2.3.12.	Väsimuse piirväärtus	41
3.	FEM ANALÜÜS.....	43
3.1.	Hub'i analüüs.....	43
3.1.1.	Koormusolukord A.....	45
3.1.2.	Koormusolukord F	47
3.1.3.	Koormusolukord H.....	48
3.1.4.	Esimene versioon	49
3.2.	Tugijala analüüs.....	50
3.2.1.	Koormusolukord A.....	51
3.2.2.	Koormusolukord F	51
3.2.3.	Koormusolukord H.....	52
	KOKKUVÕTE.....	54
	SUMMARY	56
	KIRJANDUSE LOETELU	58
	LISAD	60
	Lisa A - Koormusolukordade arvutus vastavalt standardile EN 61400-2	
	Lisa B – Koostu joonised	
	Lisa C - Andmelehed	

EESSÕNA

Töö autor tänab TUGE Energia OÜ juhatajat Indrek Gregor'it, kes pakkus võimaluse sellise huvitava ja aktuaalse teemaga tegelemiseks. Ühise arutelu käigus jõuti järeledusele, et antud teema käsitlemine magistritöös on sobiv ja asjakohane ning valmiv töö loob ettevõttele olulist intellektuaalset väärtust.

Suur osa lähteinfot ja materjale, millele töö koostamisel tugineda sai, tulid ettevõtte poolt.

LÜHENDITE JA TÄHISTE LOETELU

A	detaili ristlõike pindala	[m ²]
A _{proj}	komponendi pindala tuulega risti	[m ²]
B	rootori tiibade arv	[-]
C _d	veo koefitsent	[-]
C _f	jõu koefitsent	[-]
C _l	tõste koefitsent	[-]
C _T	tõukejõu koefitsent	[-]
D	rootori läbimõõt	[m]
e _r	kaugus rootori raskuskeskmest völliini	[m]
F	jõud	[Nm]
F _{zB}	jõud tiiva kinnituskohas pöörlemise sihis	[N]
F _{x-shaft}	aksiaalne völli koormus	[N]
f	sagedus	[s ⁻¹]
G	suhtarv	[-]
I _B	tiiva inertsmoment	[kgm ²]
L _{lt}	vahemaa masti tipu ja tõstesilmuse vahel	[m]
L _{rt}	vahemaa rootori keskkoha ja <i>nacelle</i> pööramise tsentri vahel	[m]
L _{rb}	vahemaa rootori keskkoha ja esimese laagri vahel	[m]
M _{xB} , M _{yB}	tiiva jala paindemoment x- ja y-teljel	[Nm]
M _{brake}	piduramisel tekkiv moment völlil	[Nm]
M _{x-shaft}	väändemoment rootori völlil	[Nm]
M _{shaft}	paindemoment rootori völlil	[Nm]
M _{tower}	paindemoment masti tõstesilmuses	[Nm]
m _B	tiiva mass	[kg]
m _{overhang}	masti mass tõstesilmuse ja ülemise otsa vahel	[kg]
m _r	rootori mass (labad + hub)	[kg]
m _{tower}	<i>nacelle</i> ja rootori mass kokku	[kg]
N(.)	väsimustsüklite arv	[-]
N	ekstreemsete korduste arv	[yr]

n	rootori pöörlemiskiirus	[r.p.m.]
n_i	loendatud väsimus tsüklite arv koormusolukorras	[-]
P	elektriline võimsus	[W]
Q	moment rootoril	[Nm]
R	rootori raadius	[m]
R_{cog}	tiivaraaskeskme kaugus rootori tsentrist	[m]
s_i	tõmbe või surve pinge tase n_i tsüklite loendamisel	[-]
t	aeg	[s]
T_d	disainitud eluiga	[s]
V	tuule kiirus	[m/s]
V_{ave}	aastane keskmine tuulekiirus hub kõrgusel	[m/s]
V_{design}	tuulekiirus disainil	[m/s]
V_{eN}	eeldatav ekstreemne tuule olukord N aasta keskmine	[m/s]
V_{hub}	10 min keskmine tuulekiirus hub kõrgusel	[m/s]
V_{in}	tuuliku tööle rakendumise tuulekiirus	[m/s]
V_{out}	tuuliku tuulest väljakeeramsie tuulekiirus	[m/s]
V_{ref}	10 min keskmine referents tuulekiirus	[m/s]
V_{tip}	tiivatipu kiirus	[m/s]
W	ruumilise detaili moodul	[m ³]
z_{hub}	hub kõrgus maapinnast	[m]
z_r	referentskõrgus maapinnast	[m]
γ_f	varutegur koormustele	[-]
γ_m	varutegur materjalidele	[-]
Δ	vahemik/piirkond	[-]
λ	tiivatipu kiiruse suhtarv	[-]
σ_d	disain pinge	[MPa]
ω_h	rootori pöörlemise kiirus	[rad/s]
ω_{yaw}	nacelle pööramise kiirus, yaw rate	[rad/s]

airfoil - aerodünaamiline tiib, mis tekitab tõstejõudu

hub – tiibade kinnitamise detail, mis omakorda kinnitub generaatori/käigukasti võllile

nacelle – tuulegeneraatori korpus mis sialdab kõiki komponente enda sees (peapööramise reductor, generaator jt.)

SISSEJUHATUS

Magistritöö teema valikul lähtus autor soovist ja huvist teha midagi, mis oleks seotud tööga ja millest oleks ka reaalne tulu pärast selle valmimist. Kaaluti mitmeid erinevaid teemasid, millest üks oli uurimuslikku laadi, kus oleks pidanud terve aasta mõõtmisi tegema ning teine uue toote valmistamine, mis oleks eeldanud suurel hulgal testide läbiviimist ennem, kui tootest oleks saanud turuküps versioon. Selleks, et magistritööle kulutatud ajast oleks ka reaalne kasu, sai valitud teema ettevõtte baasil, kus oli vajadus olemasoleva toote arendamiseks ja parendamiseks ning kus magistritöö raames valmiv projekt ka reaalselt töösse läheb. Käesolev magistritöö on projekteerimisalane ja arendusliku suunitlusega.

Töö teemaks on TUGE Energia OÜ tuulegeneraatori TUGE10 moderniseerimine. Seda mudelit on Eestisse ning mitmesse välisriiki paigaldatud mitmeid. Seni kogutud andemete ja kliendi tagasiside põhjal on tekkinud vajadus olemasolevat mudelit täiendada. Valdavaks vajaduseks on suurendada energia tootlikust, alandada tuuliku tööle rakendumise piiri, tõsta tuuliku tuulest välja pööramise piiri, alandada rootori pöörlemise kiirust ja suurendada üldist ohutust. Nende muudatuste vajadus tuleneb suuresti ka konkurentist maailmaturul. Selleks, et samas suurusklassis tuulegeneraatoritega konkureerida maailmaturul, tuleb suurendada tuulegeneraatori tootlikust. Eesmärk on saavutada samaväärne võimekus maailma kolme juhtiva samas suurusklassis tuulegeneraatori tulemustega. Konkurentide toodete pealt eeskujuvõtmine või siis nende vigadest õppimine on keeruline, kuna konkurents selle turul on tihe ja tehnoloogilisi teadmisi hoitakse kiivalt saladuses. Oma toote arendamisel tuleb olla leidlik ja õppida oma vigadest.

Väiketuulikute ohutust reguleeritakse Euroopas erinevate standarditega, milledele vastavalt peab tootja oma toote valmistamisel tuginema ja millede nõuete täitmisel on tootjal õigus omistada oma tootele CE märgis. Standarditega reguleeritud valdkonnas on uue toote projekteerimine või vana modifitseerimine lihtsam, kuna sellisel juhul antakse ette palju olulist alginfot ja seni kogutud andmete põhjal tehtud üldistusi kriitiliste olukordade arväärtuste ja ilmnemiste kohta. Samas ei tulene standarditest konstruktsioonilisi nõudeid, mis on käesoleva töö peamiseks ülesandeks. Lahenduskäigus tuleb analüüsida olulisemaid sõlmkohti nagu tuulegeneraatori korpuse (*nacelle*) kinnitus masti küljes ja tiibade kinnitus

rootori kesk sõlme (*hub*) külge. Nendes sõlmpunktides avalduvad kõige suuremad jõud ja momendid, mida tuleb analüüsida erinevates koormusolukordades nii maksimaalsele vastupanuvõimele kui materjali väsimusele.

Töö esimeses osas kirjeldatakse olemasoleva TUGE10 olemust ja vajadust muudatusteks. Suur osa muudatuste vajadustest ja soovitud tulemus on tootja poolt eelnevalt kirjeldatud. Tootja on eelnevalt välja valinud mitmed komponendid, mida soovitakse moderniseeritud mudeli juures kasutada. Kindel valik on tehtud tiibade osas, kuna seal võimalikke alternatiive ei ole. Töö raames tuleb hinnata tiibade sobivust ja teha vajalikke konstruktsioonilisi muudatusi teistes koostu detailides. Teiste koostu detailide osas on võimalik teha ka alternatiivseid valikuid kui peaks selguma, et valitud komponent ei pea lõpplahendis vastu ja osutub liiga nõrgaks tagamaks tuulegeneraatori töö järgmise 20 aasta jooksul.

Esimeses osas on veel pikemalt juttu tuulegeneraatori projekteerimise juures kasutatavast meetodikast. Valdavalt reguleerib seda väiketuulikute ohutuse standard EN 61400-2, kuid samas ei anna see ette kõiki vajalikke analüüse, nagu näiteks väsimuse arvutamine, mis on tuulegeneraatori ohutuse seisukohast kõige olulisem analüüsimist vajav teema. Selle kohta leiab infot kirjandusest ja teistest standarditest. Lisaks kirjeldatakse töös veel tuulegeneraatorile mõjuvaid tegureid, mida tuleb analüüsides arvesse võtta. Valdavaks mõjuriks on tuul ja tema poolt tekitatavad jõud ja momendid koostu erinevates sõlmpunktides ja töö olukordades.

Töö teine osa sisaldab valdavalt töö esimeses osas kirjeldatud mõjurite ja olukorade kokkuvõtet ning selgitavat analüüsi tulenevalt väiketuulikute ohutuse standardist EN 61400-2. Arvutused ise on toodud töö lisades. Selles töö osas saadakse arväärtused järgmises osas tehtavale FEM analüüsile. Matemaatilised arvutused tehakse programmiga Mathcad. Sellise tarkvara kasutamine annab pikkade arvutuste juures hea võimaluse teha algandmetes muudatusi saades koheselt uute andmetega õige lahenduskäigu. Mathcad'is on võimalik anda valemile ilus kirjapilt, kus valemi igat liiget on võimalik kiiresti identifitseerida.

Töö kolmas osa on valdavalt FEM analüüsi kokkuvõtte projekteeritud detailide ja koostude kohta. Analüüsiks kasutatakse programmi ANSYS. Detailide projekteerimiseks kasutatakse programmi Solid Works, mille faile on võimalik importida programmi ANSYS analüüsimaks detailile mõjuvatest jõududest tulenevaid pinge olukordi. Kuna FEM analüüs on väikese võimekusega arvuti jaoks väga aeganõudev protsess, siis tuleb seda tegevust optimeerida nii, et kõik kõige tähtsamad koormusolukorrad saaksid analüüsitud. Teise osa arvutuste

tulemusena selguvad kõige ekstreemsemad olukorrad, kus on jõud sõlmpunktidele kõige suuremad ja neid olukordasid tuleb analüüsida materjali väsimuse seisukohast. Olulisemateks analüüsitavateks sõlmpunktideks on uued detailid/koostud nagu *hub* ja tugijalg ning uutest ja suurematest tiibadest tulenevad uued jõunäitajad seni olemasolevatel detailidel nagu raam ja generaator. Analüüsist saab välja jätta valmistooted nagu *nacelle* pööramise reduktor, kuna see on valmistaja poolt eelenvolt testitud ning sellele tootele mõjuvad jõud maksimaalse väärtusena andmelehel välja toodud. Seega saab detaili FEM analüüsist välja jätta ja analüüsi kulgu kiirendada. Reduktorile mõjuvad jõud arvutatakse töö teises osas välja.

Töö tulemusena valmib analüüs tootja poolt valitud detailide sobivuse või mittedobivuse kohta. Tehakse järeldusi erinevatest koormusolukordadest ja kirjeldatakse millistele sõlmpunktidele need kõige suuremat mõju avaldavad. Töös tuuakse veel välja soovitusi edasiseks toote arenduseks ja analüüsi vajduste kohta.

1. TUULEGENERAATORI TUGE10 KIRJELDUS

TUGE 10 tuulegeneraatori arendusega alustati 2008. aastal ja 2012. aasta jaanuaris paigaldati esimene tuulik. Tänapäevaks on paigaldatud ca 20 tuulikut ja kõik nad on töös.

3 aasta jooksul on selgunud mitmed aspektid, kus saaks olemasolevat toodet paremaks teha. Parendada tuleks tuuliku käivitumise momenti, hetkel on see 3 m/s tuule juures, kuid senised sisemaa tuulikud on näidanud, et suurema tootlikkuse saavutamiseks võiks käivitumine toimuda juba 2,0...2,5 m/s tuule juures. Sama olukord on ka ülemise piiriga, kus praegune tuulik keerab ennast tuulest välja 16 m/s tuule korral, kuid võiks teha seda oluliselt suurema tuule juures.

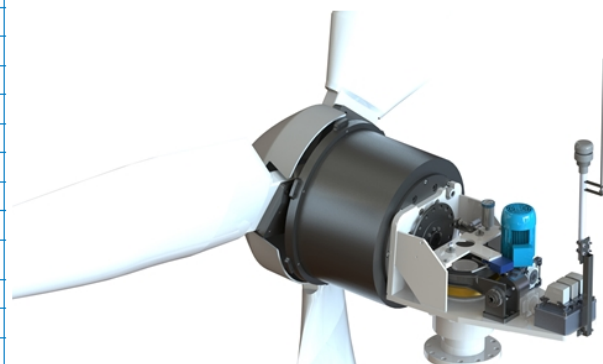
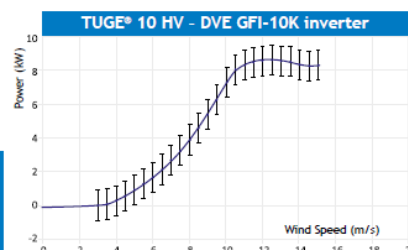
Kuna esimese mudeli juures on väga paljud detailid toodetud ise, siis tuleks vähendada nende osakaalu standartsete turult vabalt saadavate detailidega asendamisega teel, mis viiks toote omahinda allapoole.

TURBINE SPECIFICATION - TUGE® 10	
GENERAL INFORMATION	
Type	TUGE® 10 HV
Small wind turbine class	SWT Class III
The wind turbine is designed according to the IEC 61400-2 standard	V_{ref} (m/s) 37,5 V_{cut} (m/s) 7,5
Designed lifetime	20 years
Generator type	Permanent magnet generator, PM 290-22
Rotor type	3 bladed, upwind active yaw, 10kW35K
MAIN MECHANICAL CHARACTERISTICS	
Tower height options	18 m, 22 m, 30 m.; Hydraulic tilt-up towers
Rotor diameter and area	7.2 m, 42 m ²
Rated wind speed	11 m/s
Start-up wind speed	2.5-3.0 m/s
Maximum operating wind speed	16 m/s
Rated rotation speed	140 rpm
Annual energy production @ 5 m/s	14001 kWh
CONTROL AUTOMATION	
Rotor control accuracy	± 15°
Emergency power supply	24 V, 12 Ah
User interface	3.5" Operator panel PLC, On-line web server over GPRS connection as standard
ENVIRONMENTAL CONDITIONS	
Ambient temperature	-20° C ... +40° C
Storage and stand-by	-40° C ... +60° C
IEC ref sound level @ 60 m	< 45 dBA



Measured power curve corrected to sea level air density 1.225 kg/m³ (database B)

Certified AEP (kWh) @
5 m/s - 14001, 6 m/s - 20982,
7 m/s - 26823, 8 m/s - 30730
Certified by Intertek Semko AB,
Ref. No. SE-1312002-2, IEC/EN
61400-12-1 (1.0 edition) 2006



Sele 1.1. TUGE10 andmeleht [10]

Muudatuse vajadus tuleneb soovist püsida analoogsete tuulikutega konkurents, seda siis eeskätt tulenevalt tuuliku energia tootlikkusest. Et olla toodangult maailma kolme esimese sama suurusklassi tuuliku tootlikkuse piirides, tuleb teha muudatusi.

On esinenud olukordi, kus generaator on tulenevalt vea tõttu kiiremini pöörlema hakanud kui lubatud ja sellest tulenevalt kuumenes generaator üle ning vajas remonti. Seetõttu on vaja teha tuuliku konstruktsioonis muudatusi ja teha see nõ. *Fail Safe* ehk veakindlaks. Seda saab teha mehaaniliste muudatuste kaudu, kus üheks näiteks võib tuua tiivaotsa mehaaniline pidurdamine kui rootor hakkab kiiremini pöörlema kui tema nimipöörded.

Töö autori ülesanne ei ole otsida ja analüüsida alternatiivseid lahendusi. Seda teeb ettevõtte ise. Autori ülesanne on valitud lahendusi hinnata püstitatud eesmärgi saavutamise seisukohast ja teha ettepanekuid mittedobivuse korral. Teatud detailide osas on alternatiivsete detailide valik limiteeritud, nagu näiteks tiib ja teisel juhul jälle oluliselt suurem, näiteks reduktor.

Lahendamist vajavad ülesanded:

1. Madalamal tuulekiirusel käivitumine. Hetkel käivitub 3,0...3,5 m/s tuulega. Vaja oleks 2,0..2,5 m/s.
2. Vähenenud toodang 5 m/s tuule juures. Hetkel on see 14 001 kWh/aastas. Vaja oleks 5m/s tuulega 27 000...30 000 kWh/aastas. Suurendada selleks tiibade haardepindala.
3. Tuulest välja keeramine toimub liiga madala tuule juures, hetkel on see 16 m/s. Eesmärk on saavutada *cut out* kiiruseks 25 m/s. See eeldab ka tuule klassi muutust klass II pealt klass III peale.
4. Müratase liiga kõrge. On küll normi piires, kuid võiks olla madalam. Saavutatav on see madalamate pööretega. Viia rootori pöörlemiskiirus 140 min⁻¹ pealt 70 min⁻¹ peale.
5. Pea (*Nacelle*) pööramine asendada standardse *Slew drive* tüüpi reduktoriga. Vajadus tuleneb olemasolevast, ise ehitatud lahenduse tootmise kulukusest.
6. Automaatika arvelt tulenev muudatus, kus eemaldatakse peapööramiseks sagedusmuundur ja aku, tuleb ette näha *Fail Safe* lahendus tuuliku seiskamiseks olukorras, kus pead ei pöörata tuulest välja. Selleks tuleks paigaldada rootorivõllile elektromagnetpidur ja *tip brake* lahendus tiivale.

1.1. Ülesande kirjeldus

Tuulegeneraatori tootja poolt on eelnevalt välja valitud sobivad komponendid erinevate sõlmede tarvis (*hub*, *slew drive*, pidur jne.). Töö autori ülesanne on neid valikuid analüüsida, hinnata nende sobivust ja teha tuulegeneraatori konstruktsioonis vajalikud muudatused (gabariidid, materjali paksus, kinnitused jne) välja valitud detailide tarvis. Peamisteks muudatusteks on uued tiivad, peapööramise mehhanismi muutus ja rootori võlli piduri lisandumine. Väiketuulikute ohutust reguleerib standard EN 61400-2, kus on toodud erinevad valemid erinevate koormusolukordade arvutamiseks. Lähtuvalt nendest arvutustest sai valitud ja hinnatud uued komponendid. Arvutustest on pikemalt juttu järgmistes peatükkides.

1.1.1. Tiivad

Tuulegeneraatori tiivad asendatakse uut tüüpi tiibadega millel on oluliselt suurem haardepindala saavutamaks suuremat energiatootlikust. Uute tiibade kinnitused erinevad olemasolevatest oluliselt ja sellest tulenevalt tuleb valmistada uutele tiibadele ka uued kinnitused ehk teha uus *hub*. Tiibade valik on tehtud tuuliku tootja poolt, kus alternatiivseid valikuid ette ei nähta. Uute tiibade valikul oli peamiseks põhjuseks tehnoloogiline lahendus tagamaks tuulegeneraatori *fail safe* nõuetele vastavus. Tiivad on valitud Taani tootja Olsen Wings tootevalikust ja mudeliks on OLW 490-15:

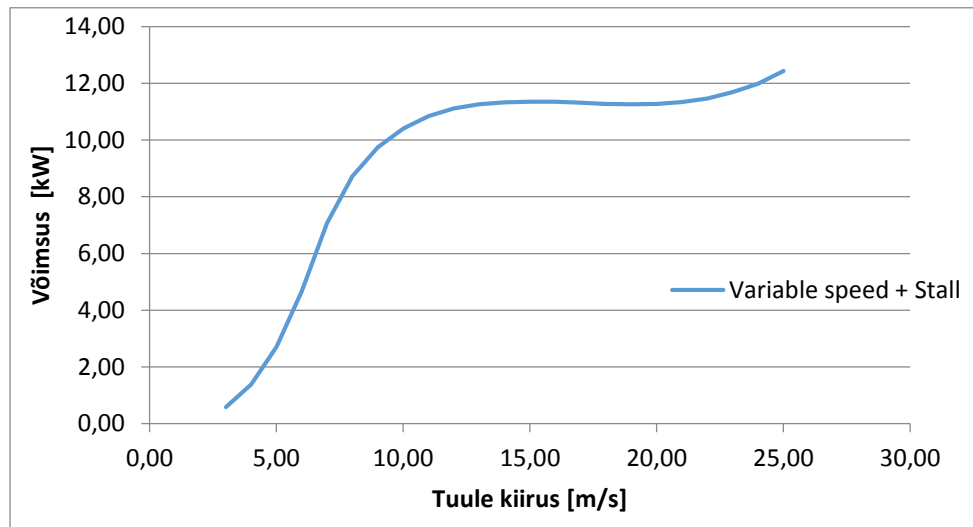
- Tiiva pikkus: 4.9 m
- Rootori pindala: 85 m²
- *tip-brake* - tipupidur
- ümmarguse kinnitusega tiivajalg

Olsen Wings A/S on Taani ettevõtte kes on spetsialiseerunud väiketuulikute tiibade tootmisele. Nede tiivad on testitud Taani rahvuslikus laboris – Risø DTU. Kõik toodetud tiivad läbivad täismõõdus testi vastavalt standardile EN61400. [9]

Valitud tiivad eeldavad täiesti uut lahendust tiibade kinnitamiseks, kuna vanad tiivad olid lapiku kinnitusega ja uute tiibade jalg on ümmargune ja seest õõnes. Tiibade kinnitamiseks generaatori võlli külge projekteerib töö autor uue *hub*'i ja teeb sellele vajalikud analüüsid programmiga ANSYS.

Seel 1.2. on näha uue tiiva *cut-in* ja *cut-out* tuulekiirused milledeks on 3,0 m/s ja 25 m/s. Oluliselt suurem on tuulest välja keeramise tuulekiirus, varasematel tiibadel oli see 16 m/s

tuule juures. Tuulest väljakeeramsie suurem suurus annab tuulegeneraatori tootlikusele oluliselt juurde.



Sele. 1.2. Kolme OLW 490-15 tiivaga rootori võimsusgraafik

1.1.2. Pea pööramise reduktor

Tuulegeneraatori pea (*nacelle*) pööramise lahendus oli senisel mudelil tootja enda poolt välja töötatud lahendus. Sisult on tegu tigureduktoriga. Olemasolev lahendus sisaldas keerulise töötlusega võlli, millest uue lahenduse puhul saab loobuda ja minna üle kaubandusliku toote peale, mis on testitud ja vastab selle passis toodud parameetritele. Pea pööramiseks on tootja soov kasutada IMO reduktorit (*slew drive*), kuna tuulegeneraator töötab karmides ilmastikuoludes, kus komponentide kvaliteedi osas järeleandmisi teha ei saa. Sobiv mudel IMO tootevalikust oleks SP-M seeria 0311 suurus (vt. Sele1.3.).

- Maksimaalne pea pööramise moment: 8622 Nm
- Radiaal suunas maksimaalne staatiline jõud: 191 kN
- Aktsiaal suunas maksimaalne staatiline jõud: 447 kN
- Radiaal suunas maksimaalne dünaamiline jõud: 140 kN
- Aktsiaal suunas maksimaalne dünaamiline jõud: 140 kN



Sele 1.3. IMO *Slew drive* [8]

IMO Group (IMO GmbH ja IMO Antriebseinheit GmbH) on Saksamaa ettevõtte, kes on spetsialiseerunud reduktorite tootmisele. Valmistatakse reduktoreid väga erinevatele lahendustele, nii väikestele rakendustele kui ka suurtele sadamakraanadele. [8]

Valitud reduktori puhul on tagatud mitme kordne varu olukorras kus maksimaalsed tuulejõud võiksid põhjustada olukorra, kus pea koos tiibadega võiks murduda masti otsast.

1.1.3. Pidur

Sobiva võlli piduri valikul on variante ja tootjaid mitmeid. Piduri lõplikul valikul lähtub tuuliku tootja majanduslikest ja logilistest spektidest. Üheks võimalikuks valikuks on tootja Warner Electric Ltd. Tegu on USA päritolu ettevõttega, kellel on olemas esindus ka Euroopas. Piduri valikul on töö koostamise hetkel lahtine veel see, kuidas lahendatakse kogu pidurdamise skeem mehhaaniliselt ja elektriliselt. Kui pidurdamiseks kasutatakse generaatori lühistamist, siis saab kasutada pidurina oluliselt väiksemat pidurit, kui generaatoriga pidurdamist ei rakendata või see ei ole võimalik, siis peab piduri moment olema suurem tiibade poolt genereeritavast momendist võllil. Töö tegemisel lähtutakse hetkel variandist, kus ei kasutata generaatori lühistamist. Sellisel juhul oleks sobivaks tooteks Warner valikust mudel ERDD SZ3400/1300 (vt. Sele 1.4. paremal üleval nurgas).



Sele 1.4. Warner Electronic *Power-Off* pidur ERD seeriast [15]

1.1.4. Alternatiivide hinnang

Tiivad

Tiivad on tuulegeneraatori juures kõige kriitilisemad detailid. Kuna tiivad tehakse valdavalt süsinik- või klaaskiust ning need töötavad väga karmides ilmastikuoludes, siis toote tootmise kvaliteet peab olema väga hea. Tiibade valikul ei saa lähtuda toote hinnast. Siin tuleb hinnata eelkõige kvaliteeti ja toote vastavust kõikidele ohutusnõuetele. Siis tulevad mängu ka muidugi kõik muud olulised aspektid nagu tarnekindlus hetkel ja tulevastel perioodidel, logistika kuna tegu on suurte detailidega ja toote maksumus. Tiibade valiku on teinud tuulegeneraatori tootja omal valikul ja väidetavalt pole teist kvaliteetset tootjat, kellel oleks tipupiduriga lahendus. On ettevõtteid, kelle käest saab tellida sobiva toote arenduse, kuid see oleks väikeseria tootmise juures liiga kallis.

Reduktor

Reduktor on laialt levinud toode ja selle tootjaid on maailmas palju. Alternatiivseid lahendusi on, kuid valdav osa väiketuulikute tootjaid kasutab IMO reduktoreid, kuna nende kvaliteedis saab kindel olla ja neilt on võimalik tellida vajadusel modifitseeritud tooteid vastavalt tuulikutootja lahendusele. Tagatud on kiired tarned otse tehast, mis asub Euroopa Liidus. Analoogseid reduktoreid pakuvad mitmed Hiina ettevõtted, kuid nende kvaliteedis ei saa

kindel olla. Tuulegeneraatori eluiga on 20 aastat ja selle aja jooksul ei tohi esineda tõrkeid tuuliku töös. Redukti valiku osas on tuulegeneraatori tootja teinud oma valiku IMO kasuks.

Pidur

Valikuid on mitmeid. Hetkel on veel lahtine lõplik pidurdamise momendi vajadus tulenevalt olukorrast, kas tootja hakkab kasutama generaatori lühistamist pidurdamise ühe osana. Sellest tulenevalt tuleb valida pidurile sobiv moment. Ilma generaatori lühistamiseta tuleb ohu olukorras maha pidurdada kogu tiibade poolt genereeritav moment. Valiku tegemisel on määravaks sobivus tehniliste näitajate poolest, kvaliteet, hind ja tarnega seonduv.

1.2. Metoodika

Väiketuulikute tootmisel tuleb lähtuda standardist EN 61400-2, mis sätestab nõuded väiketuulikute ohutusele ja metoodika selle analüüsimiseks. Standard toob välja tehnilised nõuded tagamaks konstruktsiooni, mehhaanika, elektri- ja juhtsüsteemi ohutuse. Standard toob välja tegurid, mis mõjutavad disaini, tootmist, paigaldamist ja hilisemat hooldamist. Standardi järgselt on välja toodud väiketuuliku disainimiseks kolm erinevat meetodit:

- Lihtsustatud valemite meetod teatud koormusolukordadele;
- Mudeli testimine ja mõõtmis tulemuste kasutamine;
- Ekstrapolarisatsioonide kasutamine.

Tuulegeneraatorile mõjuvate jõudude analüüs on üsna keeruline, lihtsate arvutustega seda lahendada ei ole võimalik kuid tuulikute tööd on üle maailma pikalt uuritud. Tänu sellele on kogutud suurel hulgal mõõtmis tulemusi, mida on keeruliste arvutuskäikudega võrreldud ja mis omakorda annab võimaluse keerulisi valemite lihtsustada.

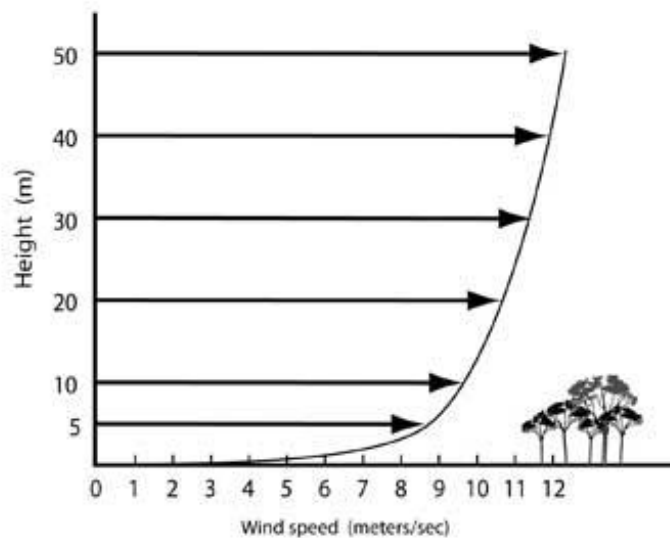
Antud töös võetakse analüüsi aluseks lihtsustatud valemite meetod. See on miinimum programm, mida peab väiketuuliku tootmisel arvesse võtma. Lisaks sellele analüüsitakse koormusolukordasid ka FEM meetodil programmiga ANSYS, sellest on pikemalt juttu järgmistes peatükkides.

1.3. Mõjuvad tegurid

Tuulegeneraatori projekteerimisel tuleb arvesse võtta väga palju mõjureid alustades keskkonna parameetritega, milles tuulik töötab, kuni tuuliku ehitamisel kasutatavate materjalile omadusteni välja, et oleks tagatud tuuliku töö nii $-30\text{ }^{\circ}\text{C}$ kui ka $+50\text{ }^{\circ}\text{C}$ temperatuuri juures. Kõige suuremat mõju avaldab aerodünaamiline jõud ehk tuul.

1.3.1. Tõukejõud

Maapinna lähedal on õhu liikumine (tuul) turbulentne mõnesajast meetrist kõrgemal ühtlane (laminaarne). Kõrgust maapinnast, mille jooksul vool muutub laminaarseks, nimetatakse gradiendiks. Gradient sõltub maapinna iseloomust ja pinnatakistustest – kõrghooned, madal hoonestus, avatud maapind (joonis 13). Maapinna ja gradiendi vahele jäävat õhukihti nimetatakse piirkihiks – *boundary layer*.



Sele 1.5. Tuule gradient [11].

Turbiinile mõjuvate koormuste allikad saab peamiselt jaotada kolme klassi: aerodünaamilised, gravitatsioonilised ja inertsjõud. Lisaks sellele on need veel ajas muutuvad ning muutumatud.

1.3.2. Staatiline jõud

Staatilisteks jõududeks kogu tuulegeneraatori juures (tiivad, pea, mast) on süsteemi enda kaal ja sellest tulenevad mõjud, valdavalt vertikaalses suunas mastile. Staatilist mõju avaldavad veel detailide ebasümeetriline paiknemine telgede suhtes. Suurimat mõju avaldavad tiibade ja *hub*'i kaal mis paiknevad masti vertikaalsest teljest eemal ja millele ei ole vastukaalu. Selline jõud tekitab pea pööramise sõlmele paindemomenti.

Kõige suurem mõju on aga aerodünaamilisel tõukejõul. Seisvale rootorile avalduv tõukejõud maksimaalse tuulekiiruse korral on kogu süsteemile avalduvatest jõududest üldiselt kõige suurem. Pöörlevale rootorile mõjuv tõukejõud on väiksem kui seisvale rootorile mõjuv jõud. Omakorda kandub see tõukejõud üle masti jalamile kui paindemoment. Mida kõrgem on mast seda suurem on moment masti jalamil.

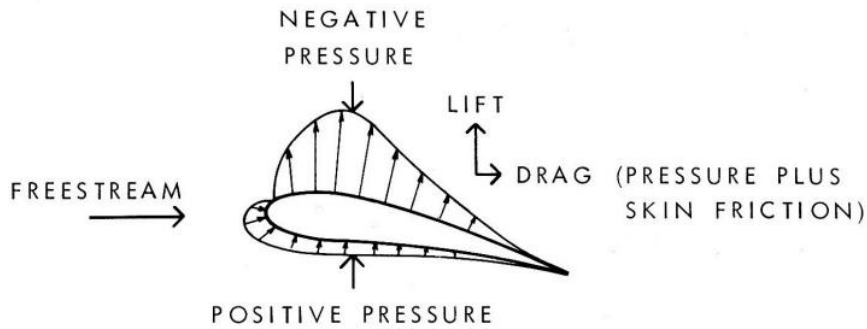
1.3.3. Dünaamiline jõud

Dünaamilised jõud on need, mis tekivad staatilise jõu mõjul liikuma pandud detailides. Dünaamilised jõud omakorda tekitavad vibratsioone ja pikkadel detailidel ka resonantsolukordasid, mida tuleb kõrge masti puhul arvesse võtta ja ainuüksi staatilisest analüüsist masti ja teiste detailide juures ei piisa.

1.3.4. Tõstejõud

Tuule jõu muundamiseks lineaarsest liikumisest pöörlevaks liikumiseks kasutatakse selleks laba või tiiba, mis on kinnitatud võlli külge, on tuule suunas teatud nurga all ning mille tulemusena hakkab tiib ümber oma kinnituskoha pöörlema. Ühe puhul on peamiseks mõjuvaks jõuks tõukejõud laba pinnal, kus tuule kontaktil nurga all oleva labaga lükkab tuul laba liikuma ja nii genereeritakse pöörlev liikumine.

Tiiva puhul tuleb lisaks tõukejõule ka tõstejõud mängu. Tiiva geomeetriline ehitus (ing.k *airfoil*) on selline, kus õhk möödub mõlemalt poolt tiiba ja ühe külje joonpikkus on pikem kui teisel küljel tekitades seega sellel küljel hõredama õhu mille suunas tiib füüsikaseaduste kohaselt liikuma hakkab (vt. Sele 1.6.).

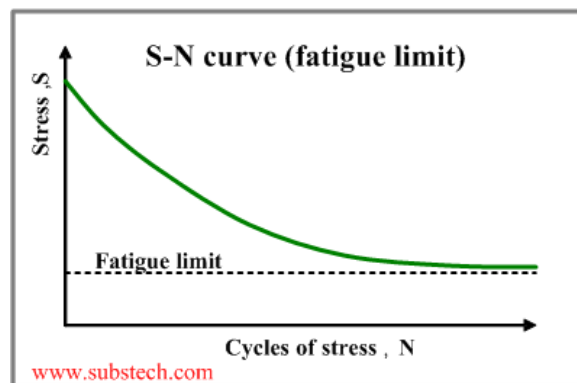


Sele 1.6. *Airfoil* töö põhimõte [12]

1.3.5. Väsimus

Väsimuseks nimetatakse materjali tugevuse alanemist vahelduva koormuse mõjul. Vahelduvale koormusele on iseloomulik, et detail puruneb väsimusprao järkjärgulise arenemise tõttu. Termin „väsimus“ tekkis nähtuse esimeste uurijate vääroletusest, et vahelduvate pingete mõjul halveneb metalli struktuur. Praeguseks on aga kindlaks tehtud, et struktuur vahelduval koormamisel ei muutu. Korduv koormuse eemaldamine ja koormamine põhjustab kalestumise koos hapruse kasvuga. Lõppudelõpuks koormuse paljukordsel kordumisel tekib mikropragu ühel kristallitide libisemispindadest. Tekkinud pragu muutub võimsaks pinge konsentraatoriks ja suureneb järk-järgult, viies lõpuks purunemiseni. Uurimused näitavad, et masinadetailide purunemine toimub valdaval osal juhtudest väsimuspragude tõttu. [iii. g]

Väsimustugevuse arvutamisel hinnatakse konstruktsioonile mõjuvate olukordade arvu, ehk tsüklite arvu, millest sõltub väsimuspinge ülemine maksimaalne pinge (vt. Sele 1.7.). Mida suurem on tsüklite arv, seda madalam on maksimaalne pinge piirväärtus.



Sele 1.7. Väsimustsüklite S-N kõver [13]

2. TUULEGENERAATORI MODIFITSEERIMINE

Kui tuulegeneraatori üldine kontseptsioon on paigas on järgmiseks sammuks analüüsida detailidele ja ka koostudele mõjuvaid jõudusid, milledele peab tuulegeneraator vastu pidama oma eluea jooksul, on selleks siis 20, 30 või 50 aastat. Tuulegeneraatori detailidele rakendub kahte tüüpi koormuseid: piirkoormused ja väsimuskoormused. Maksimum jõud on olukorrad, millele peab tuulegeneraator vastu pidama teatud arv kordi oma elutsükli jooksul. Väsimuskoormused on väiksemad, kuid nende purustusjõud aja jooksul on suur, kuna tuulegeneraatori väsimustsüklite arv on väga suur, väsimust arvestatakse 10^9 tsüklile. Tuulegeneraatorile mõjuvad jõud jagunevad üldiselt viide kategooriasse: staatilised, tsüklilised, stohhastilised (juhuslikku laadi), impulss ja resonants jõud.

Väiketuuliku tootja seisukohast on heaks abimeheks ja arvutustega alustamiseks standard EN 61400-2, mis annab ette erinevate koormusolukordade arvutamiseks lihtsustatud valemid, tänu millele jääb ära suur osa katsetamisi. Kui arvutuste sisendid on õigesti valitud ja väljundeid osatakse õigesti rakendada, siis ideaaljuhul peaks pärast katsekasutust (mille standard näeb ette) olema tuulik valmis toode.

2.1. Tuulegeneraatorite klassid

Väiketuulikud (kuni 200 m² haarde pindalaga) jaotatakse vastavalt tuule tugevusele klassidesse (vt. Tabel 2.1.). Klassi määrab oma tuulegeneraatorile iga tootja ise. Tootja peab garanteerima, valitud klassi kohastele ilmaoludele vastupidavuse. Kõrgema klassi tuulikut võib paigaldada alati madalama klassi tuuliku töökeskkonda, kuid kindlasti mitte vastupidi.

Tabel 2.1. Väiketuulikute klassid tulenevalt standardist EN61400-2 [16]

VTG klass	I	II	III	IV	S
v_{ref} [m/s]	50	42,5	37,5	30	määrab tootja
v_{ave} [m/s]	10	8,5	7,5	6	
I_{15}	0,18	0,18	0,18	0,18	
a	2	2	2	2	

Klass „S“ tähendab spetsiifilisi keskkonna tingimusi, mille korral tootja määrab tuulte kiirused ja ka muud parameetrid, millele tuulegeneraator vastu peab.

Lisaks tabelis toodud tuuleandmetele tuleb arvestada veel väga paljude teiste parameetritega, nendest juttu järgmistes peatükkides ja standardis EN 61400-2.

Antud toote muudatuste puhul soovitakse tootega liikuda ka üks samm kõrgema klassi poole. Hetkel olemasolev lahendus on kalkuleeritud vastavalt klass III tuuleandmetele, kuid uue mudeli puhul on soov teha see vastavaks klass II tingimustele.

2.2. Koormusolukorrad tulenevalt standardist EN 61400-2

Standard EN 61400-2 toob välja 10 koormusolukorda, mis ühele maapealse paigaldusega tuulegeneraatorile tema kasutusaja (elu jooksul) mõjuda võivad.

Üldjuhul on konstruktsiooni terviklikkust määravad koormusolukorrad tuletatud järgnevate situatsioonide kombinatsioonidest:

- generaatori töötamine ilma rikketa ning normaalsetel välistingimustel;
- generaatori töötamine ilma rikketa ning ekstreemsetel välistingimustel;
- generaatori töötamine rikkega vastavatel välistingimustel;
- transport, püstitamine, hooldus ning nendega kaasnevad välised tingimused.

Standardis toodud lihtsustatud valemeid ei saa kasutada suvalise ehitusega tuulegeneraatori tüübi puul. Standardist tulenevalt kehtivad seal toodud valemid järgmistel juhtudel:

- horisontaalse teljega;
- kahe või enam tiivaga rootor;
- konsool tiivad;
- jäik telg.

Lisaks eelnevalt mainitule võib tuulegeneraator olla päri- või vastutuule tüüpi, rootori töökiirus võib olla muutuv ja võib kasutada tiibade pööramist (*pitch controll*).

Kuna käesoleva töö sisuks olev tuulegeneraator vastab nii vana kui uue versioonina standardis toodud nõuetele, siis saab uue lahenduse puhul kasutada standardis toodud lihtsustatud valemeid.

Arvutuste tegemiseks on vaja mitmeid arvulisi sisendeid:

- nominaalne tiiviku pöörlemiskiirus, n_{design} [min^{-1}];

kommentaar: tuleneb see tiiva ehitusest ja antakse ette tiiva tootja poolt.

- nominaalne tuulekiirus, V_{design} [m/s];

kommentaar: vastavalt asukohale, kuhu soovitakse tuulikut paigaldada. Soovitavalt oleks vaja teostada eelnevad tuule mõõtmised või võtta andmed lähima ilmajaama arhiivist.

- võllile mõjuv nominaalne väändemoment, Q_{design} [N/m];

kommentaar: generaatorile teostatase eelnevalt koormustest leidmaks tema moment nimivõimsuse juures.

- pöördemehhanismi maksimaalne töökiirus, $\omega_{yaw, max}$ [rad/s];

kommentaar: sõltub suuresti juhtautomaatika lahenusest ja tuule oludest. Kogemuslikult saadud info.

- maksimaalne tiiviku pöörlemiskiirus, n_{max} [p/min].

kommentaar: tuleneb see tiiva ehitusest ja antakse ette tiiva tootja poolt.

Standardi kohaselt tuleb läbi arvutada erinevad koormusolukorrad, mis on alljärgnevas tabelis toodud. Järgmistes peatükkides on koormusolukorrad ka läbi arvutatud ja kommenteeritud autori poolt.

Tabel 2.2 – Koormusolukorrad tulenevalt standardist EN61400-2 [16]

Situatsioon	Koormusolukord		Tuul	Tüüp*	Märkused
Energia tootmine	A	Normaalolukord		F	
	B	Pööramine	$V_{hub}=V_{design}$	U	
	C	Pööramise viga	$V_{hub}=V_{design}$	U	
	D	Maks tõukejõud	$V_{hub}=2,5V_{ave}$	U	Rootor pöörleb kuid võib olla tühikäigul
Energia tootmise ajal rikke esinemine	E	Maks pöörlemiskiirus		U	
	F	Generaatori lühisesse minek	$V_{hub}=V_{design}$	U	Maksimaalne lühisest tekkiv väändemoment
Peatamine	G	Peatamine pidurdusega	$V_{hub}=V_{design}$	U	
Peatatud olek	H	Peatatud olek juhusliku koormusega	$V_{hub}=V_{e50}$	U	
Peatatud olek koos rikkega	I	Peatatud olek maksimaalse tuulekoormusega	$V_{hub}=V_{ref}$	U	Turbiinile langevad kõige ebasoodsamad koormused
Transport, koostamine, hooldus	J	Sisu defineerib täielikult tootja		U	

* Tüüp määrab ära, kas analüüs tehakse väsimuse (F) või tugevuse (U) seisukohalt, viimase hulka kuuluvad ka stabiilsuse ning siirete analüüsid.

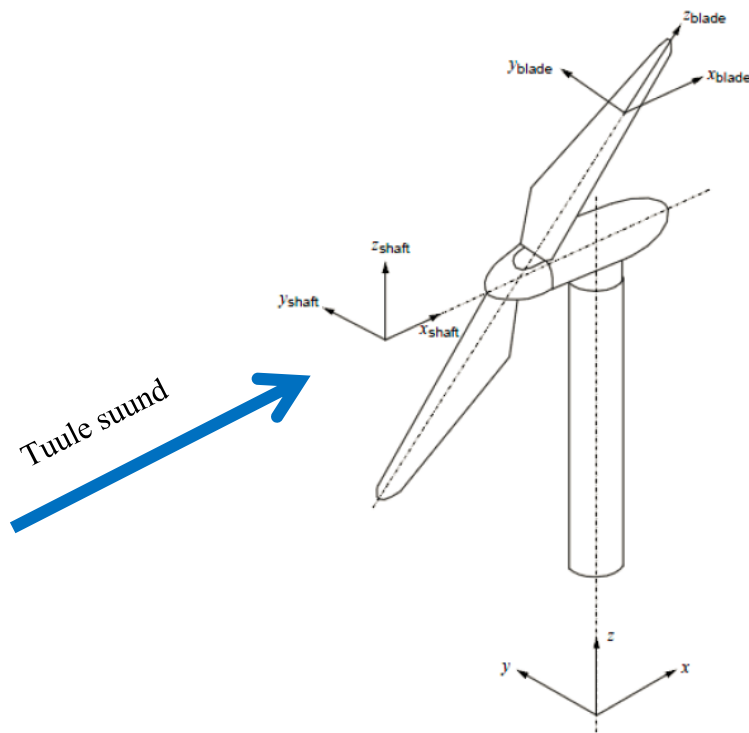
2.3. Koormusolukordade arvutused

Koormusolukorrad hindavad erinevate maksimaalsete olukordade juhtumeid, ainult koormusolukord A on hindamaks tuulegeneraatori normaalset tööd väsimusele. See on ka olukord kus tuulegeneraator peaks oma enamus ajast töötama.

Ekstreemsete olukordade hindamiseks on eelnevalt standardis defineeritud maksimaalse tuulekiiruse valemid, millega määratakse 50 aasta jooksul esinev maksimaalne tuulekiirus 10 minutilise keskmise järgi, arvutuste tegemiseks referents tuulekiirus, keskmine tuulekiirus ja veel mõned teised.

Nende võrrandite välja toomine ei ole antud juhul oluline, kuna tegu on konstantse sisendparameetriga mida arvutuste käigus ei muudeta.

Alljärgnevalt toob välja arvutuste tegemisel ja jõudude määramisel tuuliku juures kasutatava koordinaatteljestiku.



Sele 2.1. Standardi EN61400-2 arvutustes kasutatavate telgede selgitused [16]

Kus:

Mast: x – positiivne tuule suunaga, z – suunaga üles, y – suunaga parema käe koordinaadi järgi

Generaatori telg: x -shaft – positiivne moment teljel paneb rootori liikuma pöörlemise suunas, y ja z telge arvutustes ei kasutata. Generaatori telg pöörleb koos peaga masti y -teljega risti.

Tiib: x -blade – positiivne moment teljel paneb tiiva liikuma pöörlemise suunas, y -blade – positiivne moment painutab tiiba tahapoole, tuule mõjumise suunas, z -blade – positiivne tiiva tipu sihis. Tiiva koordinaatsüsteem liigub kaasa koos tiiva liikumise suunaga kus z -blade on alati tiiva tipu sihiline.

Alljärgnevalt toob välja koormusolukordade arvutustulemused, pikemad arvutuskäigud on välja toodud Lisas.

2.3.1. Koormusolukord A: normaalne töö

Koormusolukord eeldab püsivat väsimuskoormust tiibadele ja völliile. Koormust tuleb arvestada kui *peak-to-peak*, mitte keskmist väärtust.

Tiiva koormused:

$$\Delta F_{zB} = 2m_B R_{cog} \omega_{n,design}^2 \quad (2.1)$$

$$\Delta M_{xB} = \frac{Q_{designe}}{B} + 2m_{mB} g R_{cog} \quad (2.2)$$

$$\Delta M_{yB} = \frac{\lambda_{designe} Q_{designe}}{B} \quad (2.3)$$

Valem 2.1. Tiiva tallale tsentrifugaaljõust tulenev tõmbejõud.

$$\Delta F_{zB.A} := 2 m_B \cdot R_{cog} \cdot \omega_{n,design}^2 = (1.127 \cdot 10^4) \text{ N}$$

Valem 2.2. Ühele tiivale mõjuv paindemoment x-teljel tiiva pöörlemise sihis.

$$\Delta M_{xB.A} := \frac{Q_{design}}{B} + 2 m_B \cdot g \cdot R_{cog} = (2.518 \cdot 10^3) \text{ N} \cdot \text{m}$$

Valem.2.3. Paindemoment tiiva y-teljel tuule mõjusuunaga samas sihis, ehk jõud mis painutab tiiba taha poole.

$$\Delta M_{yB.A} := \frac{\lambda_{design} \cdot Q_{design}}{B} = (1.239 \cdot 10^3) \text{ N} \cdot \text{m}$$

Völli koormused:

$$\Delta F_{x-shaft} = \frac{3}{2} \frac{\lambda_{designe} Q_{designe}}{R} \quad (2.4)$$

$$\Delta M_{x-shaft} = Q_{design} + 2m_r g e_r \quad (2.5)$$

$$\Delta M_{shaft} = 2m_r g L_{rb} + \frac{R}{6} \Delta F_{x-shaft} \quad (2.6)$$

Valem 2.4. Generaatori völliile mõjuv tõukejõud tema telje sihis.

$$\Delta F_{x.shaft.A} := \frac{3}{2} \cdot \frac{\lambda_{design} \cdot Q_{design}}{R} = (1.093 \cdot 10^3) \text{ N}$$

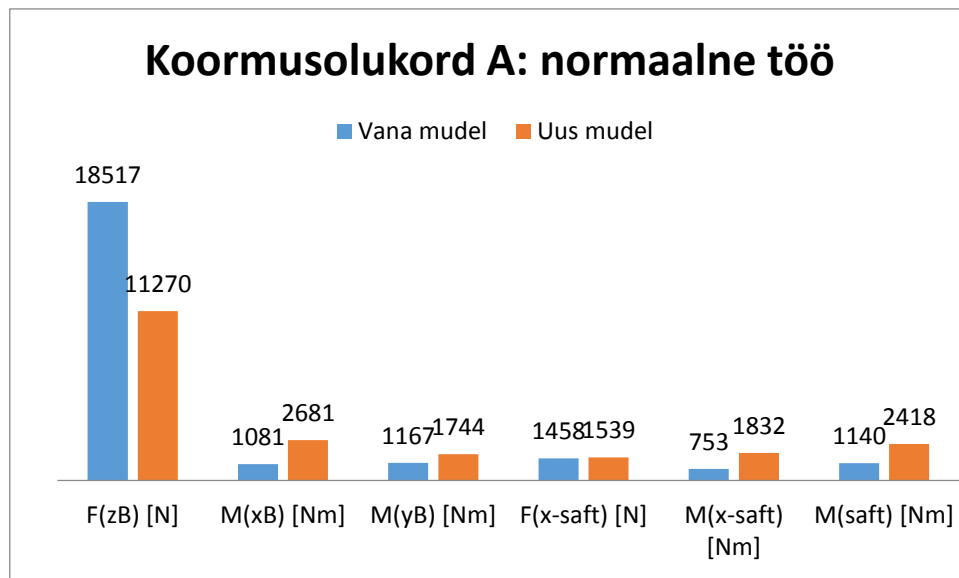
Valem 2.5. Generaatori völliile mõjuv väändemoment.

$$\Delta M_{x.shaft.A} := Q_{design} + 2 m_r \cdot g \cdot e_r = (1.367 \cdot 10^3) \text{ N} \cdot \text{m}$$

Valem 2.6. Generaatori völliile mõjuv paindemoment völli kõige rootoripoolsemal laagril.

$$\Delta M_{shaft.A} := 2 m_r \cdot g \cdot L_{rb} + \frac{R}{6} \cdot \Delta F_{x.shaft.A} = (2.235 \cdot 10^3) \text{ N} \cdot \text{m}$$

Võrreldes eelmise mudeliga on kõigis jõududes tulenevalt tiibade suurenemisest näha tuulikule mõjuvate jõudude ja momentide kasvu. Ainukene jõu langus toimub tiiva z-telje sihis mõjuva jõu näitaja juures, seda siis tulenevalt tiibade pöörlemise kiiruse langusest. (vt. Sele 2.2.)



Sele 2.2. Koormusolukorra A võrdlus vana ja uue mudeli vahel

2.3.2. Koormusolukord B: pea pööramine

Pea (*nacelle*) pööramisele mõjuvad jõud tulenevalt rootori pöörlemisel tekkivast güroskoopilistest jõududest. Need jõud tuleb suuta pea pööramisel ületada. Passiivsele ja aktiivsele peapööramisele on erinevad valemid. Kuna töö objektiks on aktiivse pea pööramisega tuulegeneraator, siis valitakse analüüsi tarvis ainult aktiivset peapööramist iseloomustavad valemid.

Pea pööramise kiirus tuleb määrata katselisel teel. Kuna antud töö raames moderniseeritakse olemasolevat toodet, siis pea pööramise katsed on juba teostatud. Pea pööramise kiiruseks on $\omega_{yaw}=0,05 \text{ rad/s}$. Sellise kiiruse juures teeb pea täispöörde 120 s jooksul.

$$M_{yB} = m_B \omega_{yaw}^2 L_{rt} R_{cog} + 2 \omega_{yaw} I_B \omega_n + \frac{R}{6} \Delta F_{x-shaft} \quad (2.7)$$

Võllile mõjuv paindemoment tuulegeneraatori pea pööramisel leitakse valemiga:

$$M_{shaft} = B \omega_{yaw} \omega_n I_B + m_r g L_{rb} + \frac{R}{6} \Delta F_{x-shaft} \quad (2.8)$$

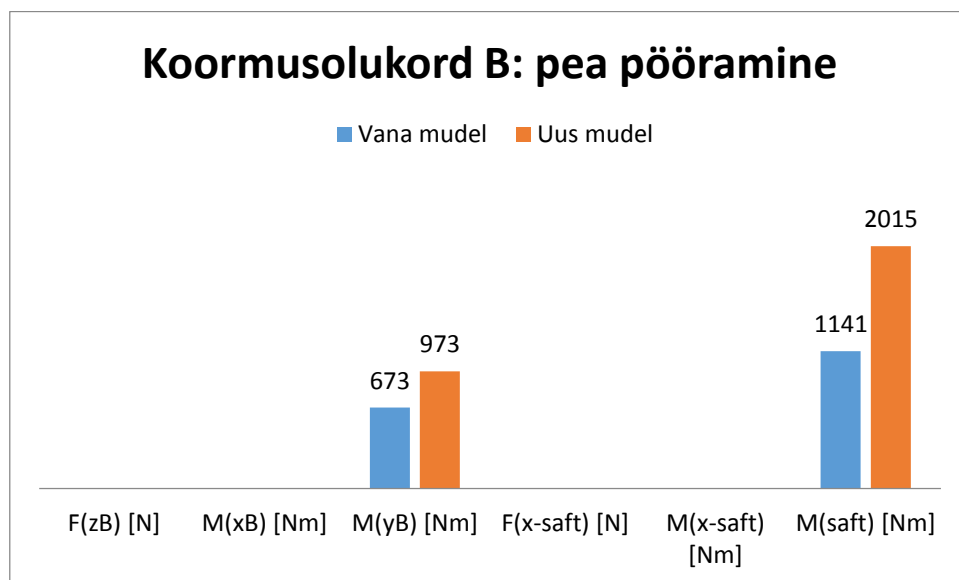
Valem 2.7. Paindemoment tiiva y-teljel mida tuleb pea pööramisel ületada.

$$M_{yB.B} := m_B \cdot \omega_{yaw}^2 \cdot L_{rt} \cdot R_{cog} + 2 \omega_{yaw} \cdot I_B \cdot \omega_n + \frac{R}{9} \Delta F_{x.shaft.A} = 720.494 \text{ N}\cdot\text{m}$$

Valem 2.8. Generaatori võllile mõjuv paindemoment võlli kõige rootori poolsemal laagril pea pööramise hetkel. See on moment, mida on vaja ületada *nacelle* pööramise reduktoril.

$$M_{shaft.B} := B \cdot \omega_{yaw} \cdot \omega_n \cdot I_B + m_r \cdot g \cdot L_{rb} + \frac{R}{6} \Delta F_{x.shaft.A} = (1.734 \cdot 10^3) \text{ N}\cdot\text{m}$$

Pikematest tiivadest tulenevalt mõjub generaatori võllile oluliselt suurem moment. Sellest infost juhinduvalt tuleb *nacelle* pööramise reduktori valikul lähtuda.



Sele 2.3. Koormusolukorra B võrdlus vana ja uue mudeli vahel

2.3.3. Koormusolukord C: pea pööramise viga

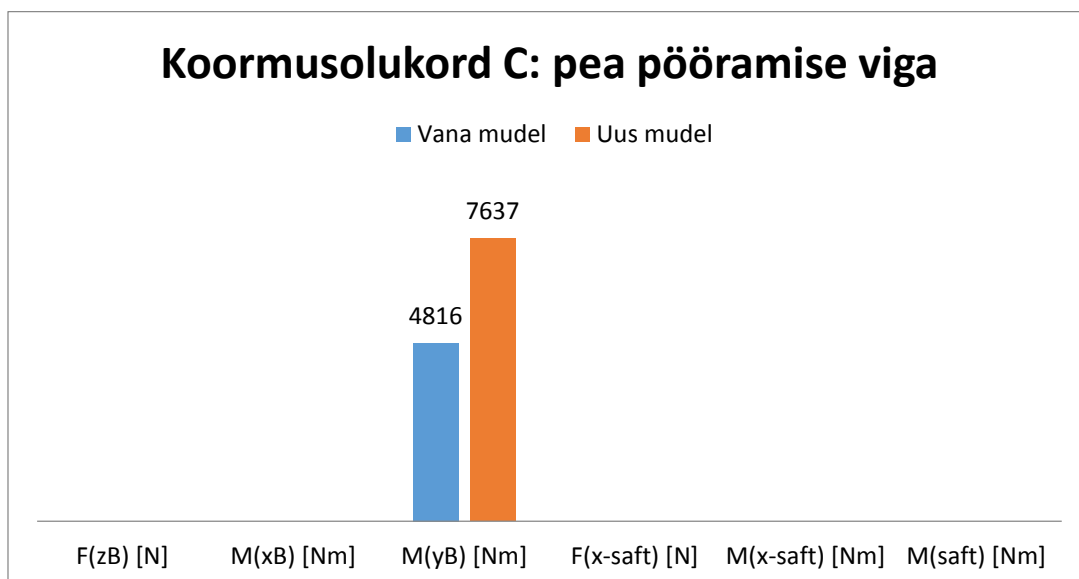
Tulenevalt tuule suuna pidevast muutusest ei ole aktiivse peapööramisega tuulikud ehitatud selliselt, et nad pidevalt ja täpselt tuule suunda järgiks, see ei oleks lihtsalt otstarbekas. Pead pööratakse teatud aja jooksul summeritud ja kesk väärtustatud andmete põhjal. Sellest tulenevalt võib tekkida olukord, kus tuule suuna ja rootori pöörlemistasapinna vahel on tekkinud suur nurk ning selle nurga muutusest tulenevalt muutub ka koormus rootorile ja võllile, kuna tuul ei lange tiivale enam õigest sunast ja tiiva aerodünaamika ei tööta enam sihipärselt. On mõõdetud, et kõige suuremad jõudude muutused toimuvad nurga juures 30°.

$$M_{yB} = \frac{1}{8} \rho A_{proj.B} C_{I,max} R^3 \omega_{n,design}^2 \left[1 + \frac{4}{3\lambda_{design}} + \left(\frac{1}{\lambda_{design}} \right)^2 \right] \quad (2.9)$$

Valem 2.9. Paindemoment tiiva y-teljel mida tuleb pea pööramisel ületada.

$$M_{yB.C} := \frac{1}{8} \rho \cdot A_{proj.B} \cdot C_{I,max} \cdot R^3 \cdot \omega_{n,design}^2 \cdot \left(1 + \frac{4}{3 \lambda_{design}} + \left(\frac{1}{\lambda_{design}} \right)^2 \right) = (7.637 \cdot 10^3) \text{ N} \cdot \text{m}$$

Nacelle pööramisel olukorras, kus tuule ja rootori tasapinna vahel on nurk ca 30 °, esineb maksimaalne nacelle pööramise moment. Uuel mudelil on see ca 3000 Nm suurem kui vanal ja seda tulenevalt siis pikematest tiivadest. Nacelle pööramise reduktori valikul on see maksimaalne moment mida reduktor peab suutma taluda lühiajaliselt.



Sele 2.4. Koormusolukorra C võrdlus vana ja uue mudeli vahel

2.3.4. Koormusolukord D: maksimaalne tõukejõud

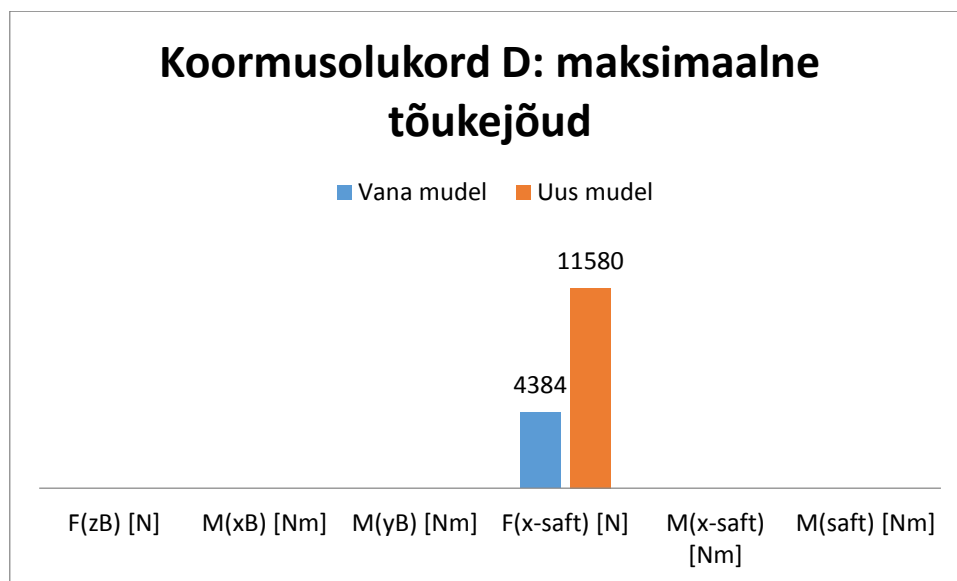
Rootori võllile mõjuvad tuulest tingitud aerodünaamilised jõud. Töötava rootori olukorras võetakse arvesse, et tuul puhub rootorile selle pöörlemistasapinnaga risti.

$$F_{x-shaft} = C_T \rho V_{ave}^2 \pi R^2 \quad (2.10)$$

Valem 2.10. Generaatori võllile mõjuv maksimaalne tõukejõud tema telje sihis pöörleva rootori olukorras.

$$F_{x-shaft,D} := C_T \cdot 3.125 \cdot \rho \cdot V_{ave}^2 \cdot \pi \cdot R^2 = (1.158 \cdot 10^4) \text{ N}$$

Tulenevalt suuremast rootori pindalast, mõjub generaatori võllile oluliselt suurem aksiaalne koormus. Seda jõudu tuleb arvesse võtta generaatori laagrite ja nacelle pööramise reduktori valikul. Sellest jõust tuleneb reduktorile radiaalne koormus ja paindemoment. Tegu on lühiajalise olukorraga keskmise tuulekiiruse tingimustes.



Sele 2.5. Koormusolukorra D võrdlus vana ja uue mudeli vahel

2.3.5. Koormusolukord E: maksimaalne pöörlemiskiirus

Maksimaalsel pöörlemiskiirusel kasvab tiiva pöörlemisel tekkiv tsentrifugaaljõud, mis mõjub tiiva talle kinnitusele. Mida suurem on rootori pöörlemiskiirus, seda suuremaks kasvavad ka disbalansist tulenevad momendid generaatori võllile. Neid arvutatakse järgmiste valemitega.

$$F_{zB} = m_B \omega_{n,max}^2 R_{cog} \quad (2.11)$$

$$M_{\text{saft}} = m_r g e_r + m_r e_r \omega_{n,\text{max}}^2 L_{rb} \quad (2.12)$$

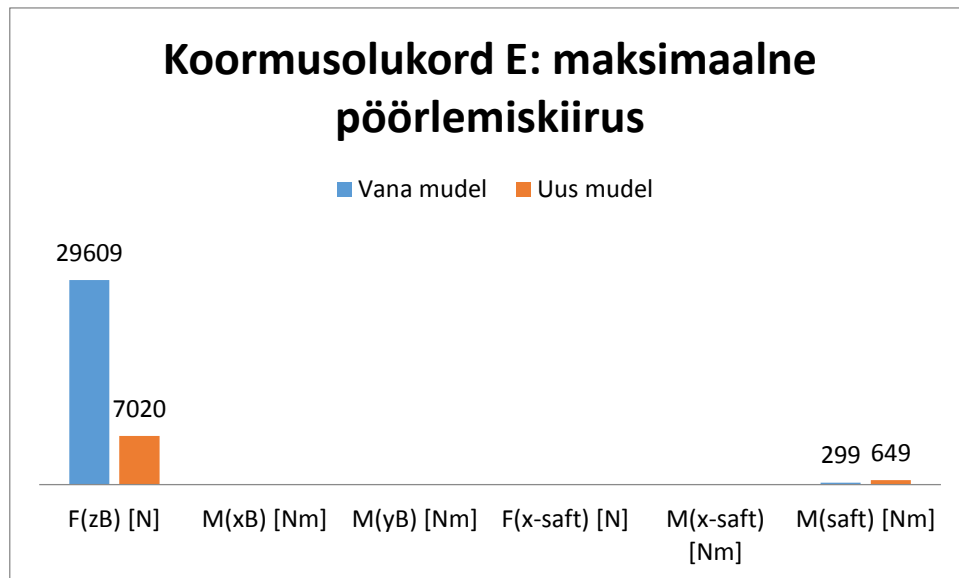
Valem 2.11. Tiiva tallale tsentrifugaaljõust tulenev tõmbejõude. See on ka maksimaalne jõud, millega tuleb arvestada tiibade kinnitamisel ja *hub*'i ehitusel.

$$F_{zB.E} := m_B \cdot \omega_{n,\text{max}}^2 \cdot R_{\text{cog}} = (7.02 \cdot 10^3) \text{ N}$$

Valem 2.12. Generaatori võllile mõjuv paindemoment võlli kõige rootori poolsemal laagril.

$$M_{\text{shaft.E}} := m_r \cdot g \cdot L_{rb} + m_r \cdot e_r \cdot \omega_{n,\text{max}}^2 \cdot L_{rb} = 763.544 \text{ N} \cdot \text{m}$$

Tulenevalt tiibade suuremast pikkusest ja massist on tiibade kinnituskohale mõjuv tõmbejõud maksimaalsel rootori pöörlemise kiirusel oluliselt suurem, ca 4,2 korda, kui vanal mudelil. Seda jõudu tuleb arvesse võtta uue *hub*'i projekteerimisel.



Sele 2.6. Koormusolukorra E võrdlus vana ja uue mudeli vahel

2.3.6. Koormusolukord F: generaatori lühis

Olukorras, kus elektrisüsteemi poolel või generaatoris endas tekib lühis, tekib generaatori võllil suur moment tulenevalt tiibade pöörlemise inertsist. Kui täpsemat väärtust ei ole mõõdetud, siis tuleb võtta generaatori lühise korral võllile mõjuvaks väändemomendiks kahekordne Q_{design} väärtus.

$$M_{x\text{-saft}} = G Q_{\text{design}} \quad (2.13)$$

Generaatori lühistamisest kandub võlli väändemoment edasi tiivale kui paindemoment.

$$M_{xB} = \frac{M_{x-shaft}}{B} \quad (2.14)$$

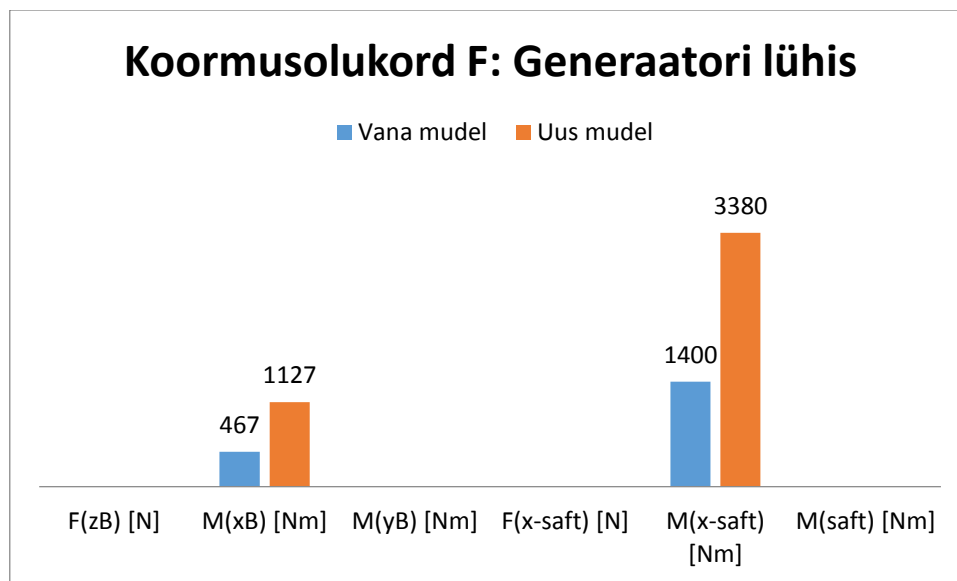
Valem 2.13. Generaatori võllile mõjuv väändemoment tulenevalt generaatori kiirest seiskumisest.

$$M_{x.shaft.F} := G \cdot Q_{design} = (2.4 \cdot 10^3) \text{ N}\cdot\text{m}$$

Valem 2.14. Ühele tiivale mõjuv paindemoment x-teljel tiiva pöörlemise sihis tulenevalt generaatori kiirest seiskumisest.

$$M_{xB.F} := \frac{M_{x.shaft.F}}{B} = 800 \text{ N}\cdot\text{m}$$

Tulenevalt pikematest ja suurema massiga tiivadest, on uuel mudelil oluliselt suurem väändemoment generaatori võllil kui vanal mudelil generaatori äkilisel seiskumisel. Samas avaldavad suuremad tiivad suuremat momenti tiiva kinnitustele.



Sele 2.7. Koormusolukorra F võrdlus vana ja uue mudeli vahel

2.3.7. Koormusolukord G: piduriga peatamine

Juhul kui tuulegeneraatoril kasutatakse mehaanilist või elektrilist pidurit, võib pidurdusmoment olla suurem kui maksimaalne veomoment. Sellistel juhtudel tuleb generaatori arvutustes arvestada just pidurdusmomenti. Viimane määratakse, kas mõõtmiste

või arvutuste teel. Eeldatakse, et maksimaalne võlli väändemoment on võrdne pidurdusmomendi ja töömomendi summaga. Seda eeldusel kus generaatorit pidurdatakse tema nominaalse töökiiruse ajal.

$$M_{x-saht} = M_{brake} + Q_{designe} \quad (2.15)$$

Generaatori pidurdamisel kandub võlli väändemoment edasi tiivale kui paindemoment. Kuna hoo mahapidurdamine on üldiselt aeglasem kui eelmises koormusolukorras generaatori lühise korral, siis võetakse antud olukorras arvesse ka tiiva mass.

$$M_{xB} = \frac{M_{x-shaft}}{B} + m_B g R_{cog} \quad (2.16)$$

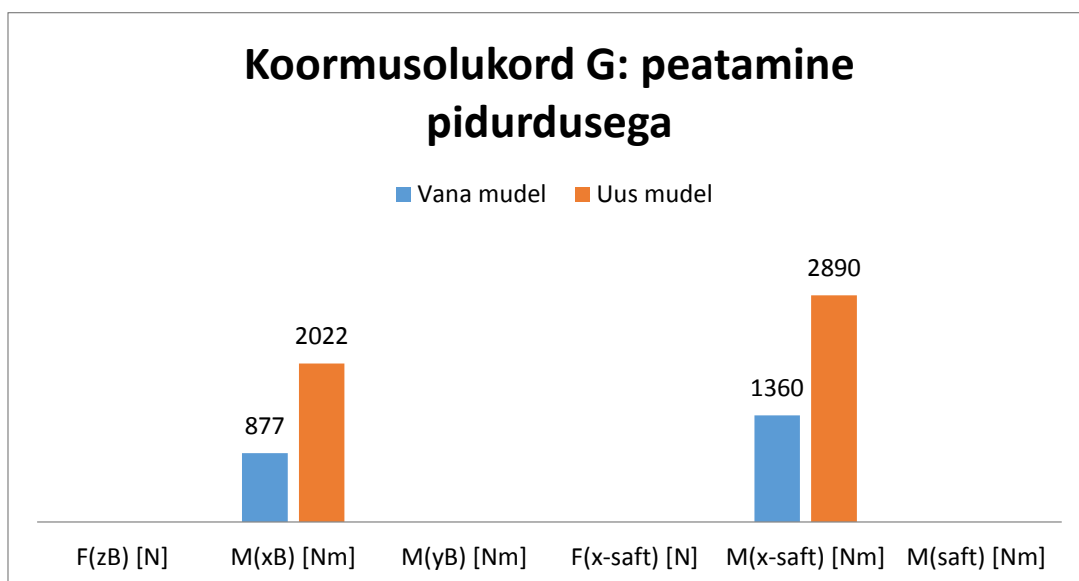
Valem 2.15. Generaatori võllile mõjuv väändemoment tulenevalt generaatori kiirest seiskumisest.

$$M_{x.shaft.G} := M_{brake} + Q_{design} = (2.4 \cdot 10^3) \text{ N}\cdot\text{m}$$

Valem 2.15. Ühele tiivale mõjuv paindemoment x-teljel tiiva pöörlemise sihis tulenevalt generaatori kiirest seiskumisest.

$$M_{xB.G} := \frac{M_{x.shaft.G}}{B} + m_B \cdot g \cdot R_{cog} = (1.859 \cdot 10^3) \text{ N}\cdot\text{m}$$

Generaatori pidurdamine on sarnane olukord generaatori lühise olukorrale kus rootor pöörlemise kiirus tuuakse väga kiiresti alla.



Sele 2.8. Koormusolukorra G võrdlus vana ja uue mudeli vahel

2.3.8. Koormusolukord H: peatatud olek

Selles koormusolukorras on tuulegeneraator peatatud normaalasendis. Rootorile, mis ei pöörle peatatud olekus ja rootorile, mis pöörleb peatatud olekus, kasutatakse erinevaid valemeid kuana pöörleval rootoril tekib tiiva tõstejõud. Antud töö objektiks olev tuulegeneraator on pargitud asendis seisva rootoriga ja sellest tulenevalt arvutatakse välja ainult seisva rootoriga koormusolukorrad.

$$M_{yB} = C_d \frac{1}{4} \rho V_{e50}^2 A_{proj.B} R \quad (2.17)$$

Peatatud rootori korral mõjub võllile suur tõukejõud mille leiab järgmise võrrandiga:

$$F_{x-shaft} = B C_d \frac{1}{2} \rho v_{e50}^2 A_{proj.B} \quad (2.18)$$

Valem.2.17. Paindemoment tiiva y-teljel tuule mõjusuunaga samas sihis, ehk jõud mis painutab tiiba taha poole.

$$M_{yB.H} := C_d \cdot \frac{1}{4} \rho \cdot V_{e50}^2 \cdot A_{proj.B} \cdot R = (1.946 \cdot 10^4) \text{ N} \cdot \text{m}$$

Valem 2.18. Generaatori võllile mõjuv maksimaalne tõukejõud tema telje sihis seisva rootori olukorras.

$$F_{x.shaft.H} := B \cdot C_d \cdot \frac{1}{2} \rho \cdot V_{e50}^2 \cdot A_{proj.B} = (2.289 \cdot 10^4) \text{ N}$$

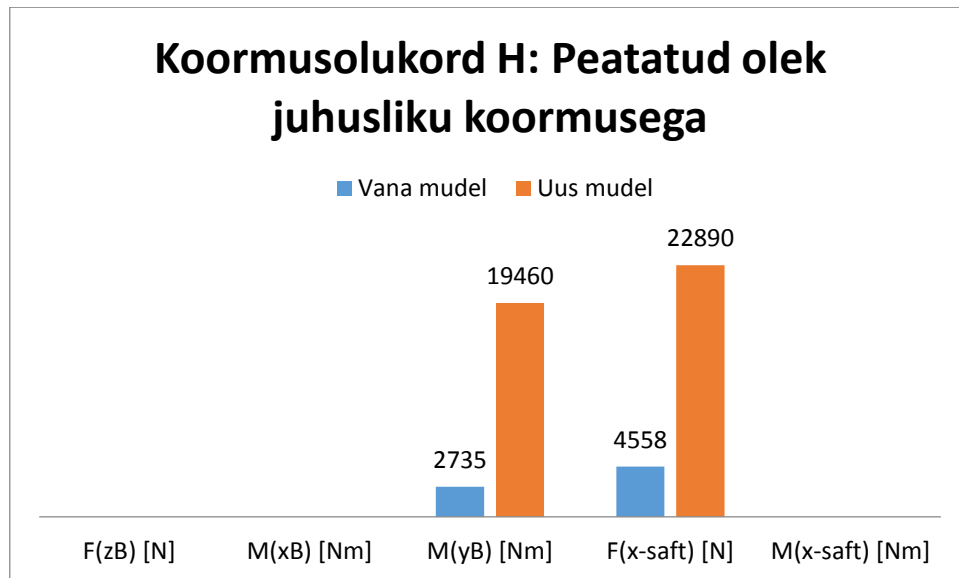
Sii koormusolukorra arvutuse alla tuleb lisada veel kõik muud tuulegeneraatori pinnad, mis tuulesuunaga on risti ja millele avaldub tuule tõukejõud. Näiteks *nacelle* pindala tuulega risti oleval suunal.

Antud juhul on see väga väike pindala võrreldes tiibade pindalaga ja lisavad tõugejõul vähe juurde.

$$F_{nacelle} := C_f \cdot \frac{1}{2} \rho \cdot V_{e50}^2 \cdot A_{proj.nacelle} = 143.315 \text{ N}$$

Kõige suuremad muutused uue mudeli puhul ilmnevad tuulegeneraatori peatatud olukorras, kus seisvatele tiibadele mõjub tormi olukord V_{e50} . Tulenevalt pikematest tiibadest mõjub tiibade kinnitustele hub'i küljes moment, mis on vana mudeli näitajatest 7 korda suurem.

Generaatori võllile mõjuv aksiaalne koormus on võrreldes vana mudeliga ca 5 korda suurem. Sellise olukorra ilmnemise, kus tuul puhuks ca 60 m/s, tõenäosus on väga väike, kuid siiski peab tuulegeneraatori konstruktsioon antud tingimustele vastama ja tagama ohutuse selle väga väikese tõenäosusega olukorra esinemisel.



Sele 2.9. Koormusolukorra H võrdlus vana ja uue mudeli vahel

2.3.9. Koormusolukord I: peatatud olek maksimaalse tuule korral






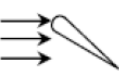
Selles koormusolukorras võetakse arvesse kogu tuulegeneraatori koost ja selle kõikvõimalikud pindalad risti tuule suunaga. Võib esineda olukordi, kus pea pööramisel on rike ja tuulik ei pööra ennast tuulest välja. Sellises olukorras võib tuul puhuda ka küljelt või isegi tagant. Neid olukordi tuleb tuulegeneraatori projekteerimisel arvesse võtta.

Valem igale komponendile (pinnale) mõjuva tõukejõu arvutamiseks on järgmine:

$$F = C_f \frac{1}{2} \rho V_{ref}^2 A_{proj} \quad (2.19)$$

Sealjuures tuleb arvutustes arvesse võtta detailide erinevaid geometriaid. Selleks on olemas koefitsiendid alljärgnevas tabelis mida valemis kasutada.

Tabel 2.3 – Tuulekoormuse arvutamise koefitsiendid erinevatel pindadel tulenevalt standardist EN61400-2 [16]

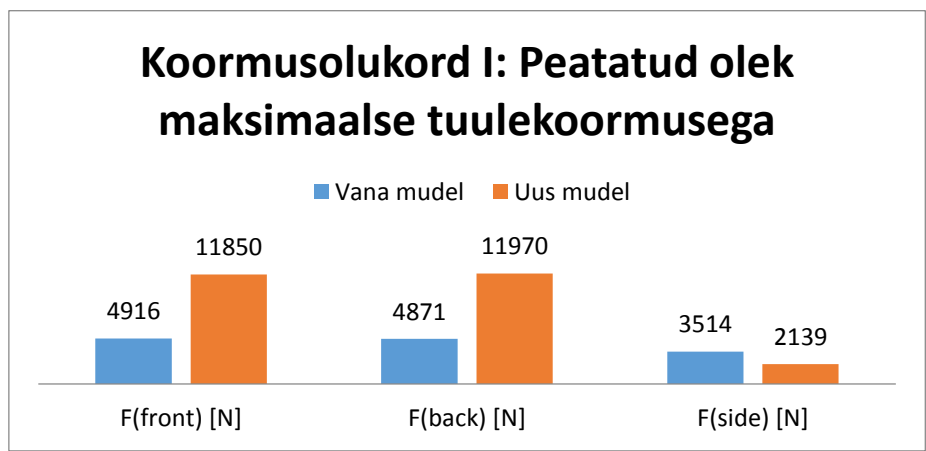
						
iseloomustav pikkus < 0,1 m	1,3	1,3	1,5	1,5	1,5	2,0
iseloomustav pikkus > 0,1 m	0,7	1,2	1,5	1,5	1,5	2,0

Tabelis 2.4. on toodud tõukejõud tuulegeneraatori ülemisele osale (ilma mastita osa) olukordades, kus tuul saab puhuda nii eest, küljelt kui ka tagant. Mastile mõjub tuul sõltumata suunast alati ühte moodi, kuna mast on toruprofiil, mis on igas suunas samasuguse tuule mõju pindalaga.

Tabel 2.4. Tuule koormused pindadele

tuule olukord	$V_{ref} = 42.5 \frac{m}{s}$	$V_{e50} = 59.5 \frac{m}{s}$
eest	11 850 N	23 230 N
küljelt	2 139 N	4 192 N
tagant	11 970 N	23 470 N
mastile	6 468 N	12 677 N

Tulenevalt suurenevast tiibade pindalast, mõjuvad konstruktsioonile suuremad tõukejõud. F_{side} numbriline vähenemine tuleneb valemis koefitsiendina kasutatava arvvaartuse täpsustusest. Külgmise pindala suureneb uue mudeli puhul hub detaili küljeprofiili suurenemise võrra.



Sele 2.9. Koormusolukorra H võrdlus vana ja uue mudeli vahel

2.3.10. Koormusolukord J: transport, koostamine, hooldus

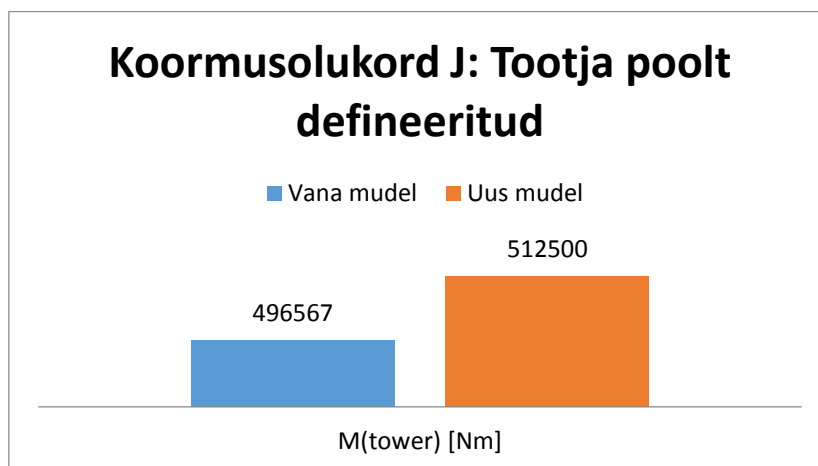
Tuulegeneraatori tootja peab arvestama toote juures ka aspektidega nagu paigaldamine, transportimine ja hilisem hooldus. Nende tegevuste juures võib ette tulla vajadust masti tõsta, langetada või hooldamiseks masti tipus ka kogu süsteem fikseerida hoolduseks. Üks levinuimaid meetodeid masti täies pikkuses püsti tõstmiseks on hüdrauliliste silindrite kasutamine. Selline meetod avaldab väga suurt paindemomenti ja pinget kohas, kuhu toetub hüdrosilindri ots masti küljes. Selle jõu arvutamise on standardis toodud valem.

$$M_{tower} = 2 \left(m_{tower\ top} + \frac{m_{overhang}}{2} \right) g L_{lt} \quad (2.20)$$

Valem 2.20. Paindemoment masti tõstmisel töös analüüsitava lahenduse juures.

$$M_{tower} := 2 \cdot \left(m_{tower\ top} + \frac{m_{overhang}}{2} \right) \cdot g \cdot L_{lt} = (5.125 \cdot 10^5) \text{ N} \cdot \text{m}$$

Tulenevalt hub detailide massi suurenemisest, suurenem ka masti üleslükkamise moment.



Sele 2.10. Koormusolukorra I võrdlus vana ja uue mudeli vahel

2.3.11. Varutegurid

Standard EN 61400-2 näeb ette ka varutegurid materjalidele ja väsimus- ning tõmbetugevuste määramisel. Kuna tuulegeneraatori projekteerimisel ei ole võimalik kõiki olukordi hinnata, tuleb jätta arvutustesse varutegurid võimaliku vea vältimiseks.

Materjali valikul tuleb lähtuda vähemalt järgmistest teguritest:

- Materjalide ja materjalide kombinatsioonide mõju kogu tervikut silmas pidades;
- Testkomponentide tootmise meetodid, mis on ka lõpptoote meetoditeks;
- Staatilise ja väsimuse testimise mõjud;
- Keskkonna mõjud (näiteks rooste, UV-kiirgus, rahe, niiskus, temperatuur jne);
- Toote geomeetrilised omapärad, mis mõjutavad materjali omadusi.

Kui nendest punktidest tulenevaid tegureid võetakse arvesse, siis saab materjali omadustele antava varuteguri valida madalama. Kui jätta välja või ei teata mitmeid tegureid, siis võib varutegur olla lausa mitme kordne (vt. tabel 2.5. ja 2.6.).

Tabel 2.5. Osaline varutegur materjali omadustele, γ_m [16]

Tingimus	Täismääratletud	Minimaalselt määratletud
Väsimustugevus	1,25	10,0
Tõmbetugevus	1,1	3,0

Tabel 2.6. Osaline varutegur materjali omadustele, γ_f [16]

Koormuse määramise meetod	Varutegur väsimuskoormustele	Varutegur piirkoormustele
Lihtsustatud koormuse arvutus	1,0	3,0
Modelleerimine andmetega	1,0	1,35
Mõõtmis tulemuste ekstrapoleerimine (ennustamine)	1,0	3,0

Voolavuspiiri analüüsimiseks tuleb arvesse võtta varutegurid ja alljärgneva valemiga saab arvestusliku voolavuspiiri konstruktsioonis kasutatavate materjalide kohta.

$$\sigma_d \leq \frac{f_k}{\gamma_m \gamma_f} \quad (2.21)$$

kus:

- σ_d - lubatav pinge [MPa];
- f_k - materjali tugevusnäitaja [MPa];
- γ_m - osaline varutegur materjalile [-];
- γ_f - osaline varutegur koormustele [-].

Käesolevas töös võetakse arvesse nii palju parameetreid kui võimalik, kuna uus moderniseeritud lahendus peab olema ka optimeeritud. Standardi kohaselt on varutegur materjalile (teras) 1,9 kuna valdavalt kasutab detailide ehituses terast S355N ja varutegur koormustele on 3,0 kuna kasutatakse lihtsustatud koormusarvutusi.

Konstruksiooni ehitamisel kasutab valdavalt terasmarki S355N, tunnusnumbriga 1.0545 (EN10025-3 normaliseeritud keevitatav peenterakonstruksiooniteras), mille voolavuspiir on 355 MPa. Võttes arvesse varutegureid, siis käsitsi arvutuste tegemisel tuleb arvestada maksimaalse pingega ca 62 MPa, mida mitte ületades ei hakka pinge mõjutama materjali väsimust.

2.3.12. Väsimuse piirväärtus

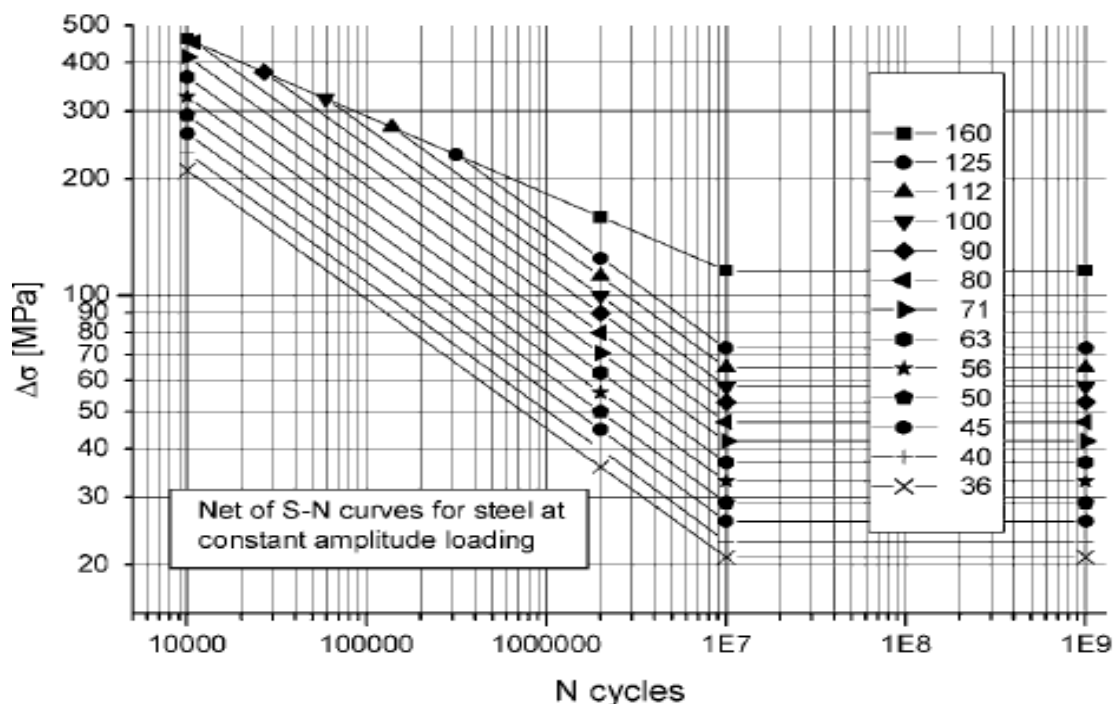
Standardi EN61400-2 ei too välja selgeid juhised väsimuspiiri leidmiseks väsimustsüklite juures. Standard soovib leida sellekohast täiendavaid materjale või võtta maksimaalse voolavuspiiri arvutamisel arvesse konstant, mille tulemusena ei tohiks ühegi koormusolukorra arvutuse tulemusel saadav pinge ületada 1/20 kasutatava materjali enda voolavuspiiri väärtusest. Antud juhul sellise arvutuse kasutamine eeldab osadel juhtudel ebamõistlikult paksu materjali kasutamist.

Materjali väsimuspiiri leidmiseks ja FEM analüüsi tegemiseks häid juhised leiab Rahvusvahelise Keevitamise Instituudi (IIW) käsiraamatutest.

Raamatust „*RECOMMENDATIONS FOR FATIGUE DESIGN OF WELDED JOINTS AND COMPONENTS*“ võib välja tuua siinkohal ühe suure üldistuse, kus tuuakse välja, et terase puhul on kuni 10^9 tsüklini (kaugemale pole selles raamatus analüüsitud) tema minimaalne väsimuspiir 22 MPa sõltumata sellest, kuidas on detailid omavahel kokku keevitatud. (vt. Sele 2.2.)

Kui võrrelda standardis EN 61400-2 toodud materjali maksimaalset pinget koos kõige uuemate varuteguritega ja IIW raamatus toodud minimaalset väsimuspiiri, siis need on enamvähem samas suurusjärgus arvud mis tähendab, et EN61400-2 standard teeb väga suuri üldistusi ja võtab liiga suure varu arvesse.

Sellest tulenevalt tuleb väsimuse leidmisel lähtuda IIW juhistest leidmaks kasutatavate materjalide, koostude keeviste, koormusolukordade ja väsimustsüklitest sõltuvalt materjali väsimuse alumine piirväärtus, millest ei tohi FEM analüüsis saadud tulemused suuremad olla.



Sele 2.2. Teras S-N kõver erinevate keevituste korral [17]

Väsimustsüklitele vastupidavust analüüsitakse sõltumata valitud materjali voolavuspiirist. S-N graafik ei oma seost materjali voolavuspiiriga. Samas tuleb arvesse võtta, et väsimuspinge tulenevalt tsüklite arvust ei tohi ületada materjali voolavuspiiri. [17]

Väsimuse analüüsi ei ole üldiselt vaja teha, kui eeldatav maksimaalne pinge on madalam kui S-N graafikult tulenev väsimuspinge väärtus. [17]

IIW juhistest lähtuvalt on koostus esinevatele keevisliidetele valitud FAT arvud leidmaks S-N graafikult sobivat piirväärtust soovitud tsüklite arvul.

Tabel 2.7. FAT arvud tulenevalt IIW dokumendist [17]

	FAT* arvud	σ at 10^7 [MPa]
Tugijala tugevdusribid	FAT 90	52,7
HUB'i korpuse keevised	FAT 63	36,9
Tiiva talla kinnitusflantsi ümmargune keevisring	FAT 50	29,3

*FAT x – S-N graafikul joone klassifikatsioon kus x tähistab pinge väärtust (MPa) 2×10^6 tsükli juures.

3.FEM ANALÜÜS

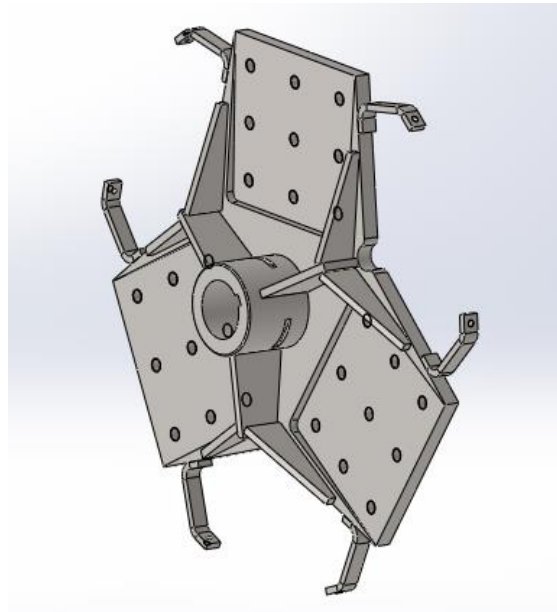
Koormusolukordade analüüs eelmistes peatükkides annab sisendid detailide materjalide valimiseks ja nende konstruktsioonilaseks ning geomeetriliseks modelleerimiseks. Iga detail koostus peab koormusolukordadele ja väsimusele vastu pidama. Detailide ja koostude loomiseks ja nende omavahelist toimimist koormus olukorras simuleerida on tänapäeval olemas ideaalsed programmid nagu SolidWorks, Ansys jt. FEM (*Finite Element Method*) on lõplike elementide meetod, mis tänapäeval on väga laialt levinud eri tüüpi konstruktsioonide sisejõudude, pingete ja deformatsioonide arvutamisel, saab modelleerida vedeliku voolamist mitmesugustes erinevates keskkondades, lahendada süsteemide võnkumise, soojusülekanne ning elektrostaatika ülesandeid ja palju muud. Tegu on arvutusmeetodiga, kus uuritav arvutusskeem jagatakse lõplikuks arvuk elementideks. Iga elemendi jaoks kirjutatakse välja tasakaalutingimused, mis seejärel ühendatakse kogu arvutusskeemi kirjeldavaks tervikuks. Olenevalt lahendusmeetodist saab tundmatuteks valida sõlmpunktide siirded või elementide sisejõud.

Moderniseerimise käigus tehakse tuulegeneraatorile ka kaks täiesti uut detaili, selleks on *hub* (vt. Sele 3.2.) ja tugijalg (vt. Sele 3.11.) *nacelle* kinnitamiseks masti külge. Neid detaili tuleb analüüsida kõikides ekstreemsemates koormusolukordades. Samas tehakse ka olemasolevas konstruktsioonis muudatusi ja selleks tuleb ka neid detaile analüüsida. Tugijala analüüsimisel seotakse see raamiga ja analüüsitakse koos. Analüüs viiakse läbi ainult kõige ekstreemsemates olukordades, kuna need katavad teiste koormusolukordades saadavad tulemused.

3.1. Hub'i analüüs

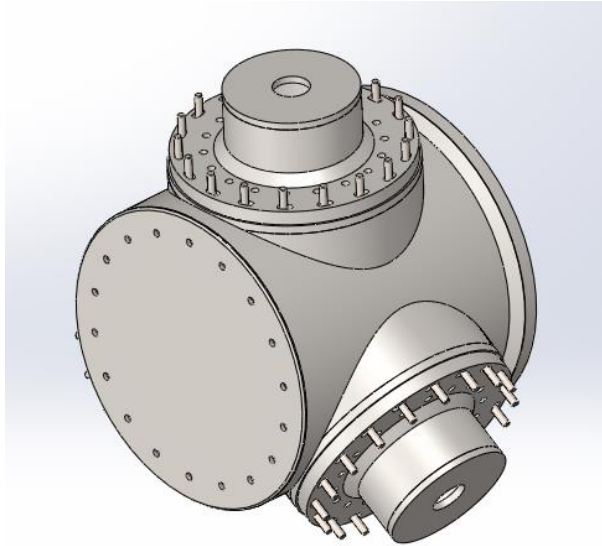
Olemasoleval tiival on kinnitused *hub*'i külge lapiku tallaga (vt. sele). Tiibade kinnituse konstruktsiooni muudatus tuleneb eelkõige uute tiibade ehitusest. Uued tiivad on ümmarguse rõngaskinnitustallaga, mis viib raskuskeskme kaugemale ja kogu *hub* tuleb suurem. Olemasolevat lahendust ära kasutada ei saa, tuleb teha täiesti uus *hub*. Selle töö autor projekteerib algusest peale uuna ja analüüsib programmiga ANSYS sellele mõjuvaid

koormusolukordadest tulenevaid mõjusid (tõmbejõud, paine erinevates suundades). Uue *hub*'i tegemisel ja materjali valikul lähtub põhimõttest, et antud detaili (koostu) oleks võimalik võimalikult odavalt ja lihtsalt koostada. Materjali valikul eelistatakse kõiki enim kasutatavaid terase marke, kuna eriterased on kallid. Konstruktsiooni juures on oluline vastupidavus pidevale koormusele ja väsimusele. Kuna kaal ei ole väga kriitilise tähtsusega, siis võib detaili pigem üle dimensioneerida kui jätta võimalus veaks või valida kaalu vähendamise eesmärgil kallim teras.



Sele 3.1. Olemasolev *hub* lapiku tallaga tiibade kinnitamiseks.

Tuulegeneraatori tootja soov oli lahendada ka tiibade kinnitamise moodus selliselt, et saaks poldid pingutada väljast poolt momentvõtmega. Selleks kinnitatakse tiiva tallale vahe flants, mille välimise ringi poldiavad on siis ligipääsetavad tiiva kõrvalt ja väljast poolt. Kuna tiibadel on ka otsa pidur (*tip brake*) mille rakendumisjõudu reguleeriv vedru on vaja reguleerida, siis on selleks vahe flantsiga küljes ka pesa vedrule (vt. Sele 3.2.).



Sele 3.2. Uus *hub* ümmarguse ja seest õõnsa tallaga tiiva kinnitamiseks

Hub'i puhul analüüsib talle mõjuvaid kõige ekstreemsemaid olukordi. Need on:

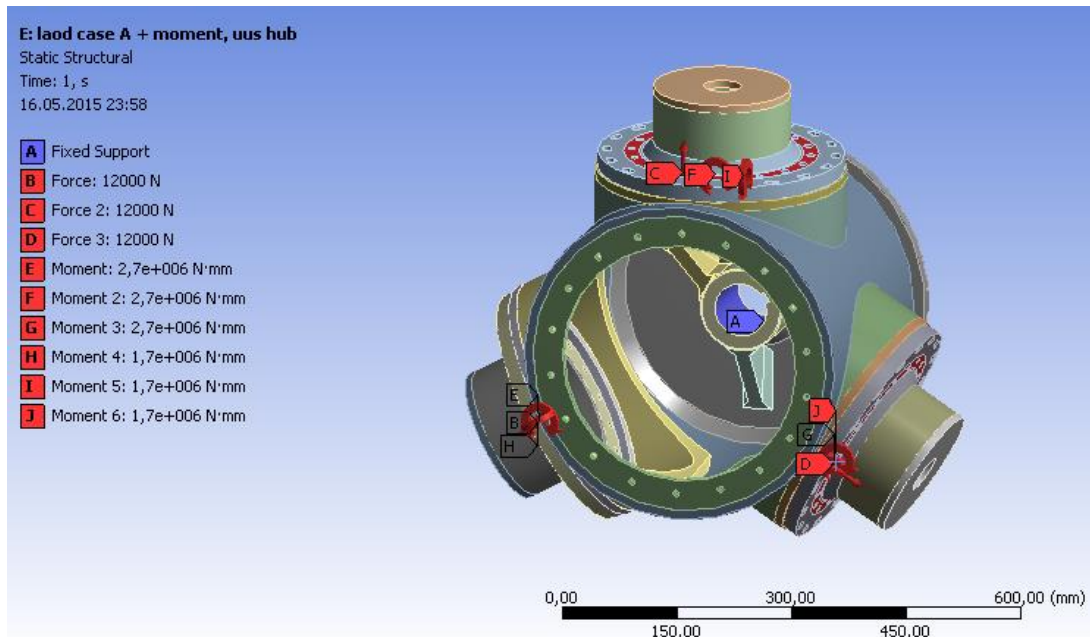
- Koormusolukord A + võlli moment (1690 Nm)
- Koormusolukord F
- Koormusolukord H

Teised koormusolukorrad ei avalda nii suurt mõju väsimusele ja ei vaja eraldi FEM analüüsi.

3.1.1. Koormusolukord A

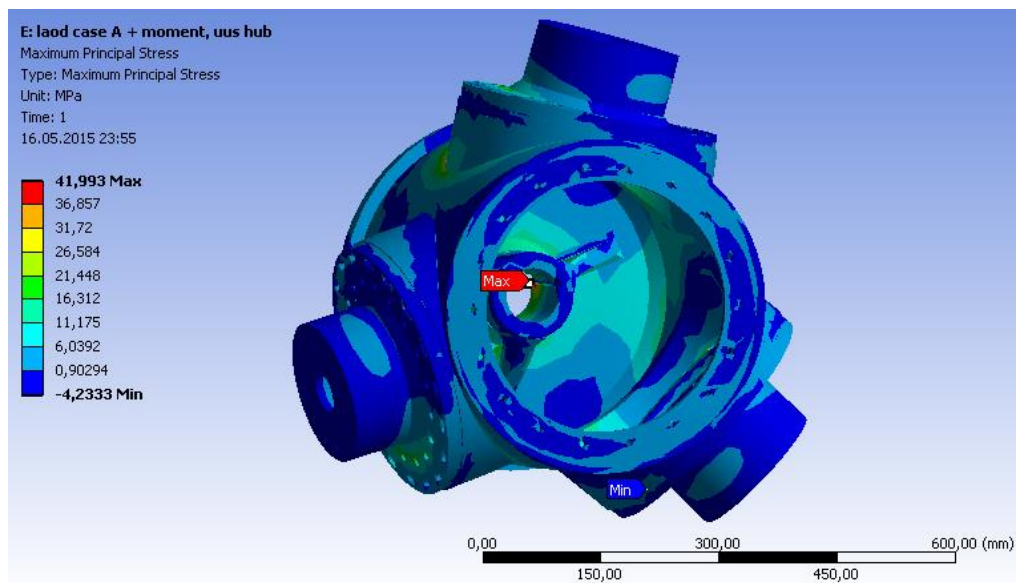
Tegu on olukorraga, kus rootor pöörleb oma nimipöõretel kuid koormusarvutus A toob välja jõud, millele materjal peab vastama väsimuse seisukohast. Koormusolukord E: maksimaalne pöörlemiskiirus olukorras jääb tiiva tipu sihiline tõmbejõud (ca 7000 N) väiksemaks, kui on seda koormusolukorras väsimusele arvestatud tõmbejõud (ca 12 000 N). Maksimaalse pinge olukorra arvutamiseks võetakse laba poolt tekitatava tõmbejõu näitajaks 12 000 N iga tiiva kohta.

Lisaks tuleb arvesse võtta ka rootori normaaltööjuures tekkiv võllimoment ja tiibade paindemoment. Analüüsis kasutatavad koormused on toodud selele 3.3.



Sele 3.3. Koormusolukorra A koormuste paiknemine analüsitaval objektil

Pärast rajatingimuste seadmist ja pikka aega ootamist on ANSYS analüüsi tulemused piisavad tagamaks koostu vastupidavuse nõuetele.



Sele 3.4. Koormusolukorra A analüüsi tulemus

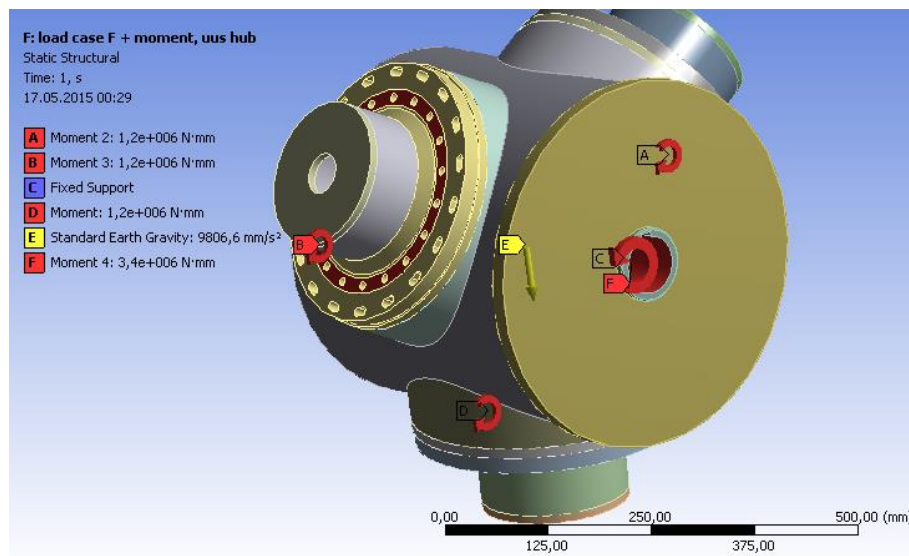
Kõige suurem pinge tekib puksi ava serval ja see on ca 42 MPa. Kuna tegu on pingel kontsentraatoriga, siis kogu koost peab antud juhul etteantud tingimustele vastu. Standardi

kohaste arvutuste järgi on ei tohi maksimaalne pinge ületada 62 MPa väärtust. Seda väärtust mitte ületades ei hakka pinge konstruktsiooni mõjutama tema väsimust. Antud olukorras on konstruktsiooni vastupidavus garanteeritud.

3.1.2. Koormusolukord F

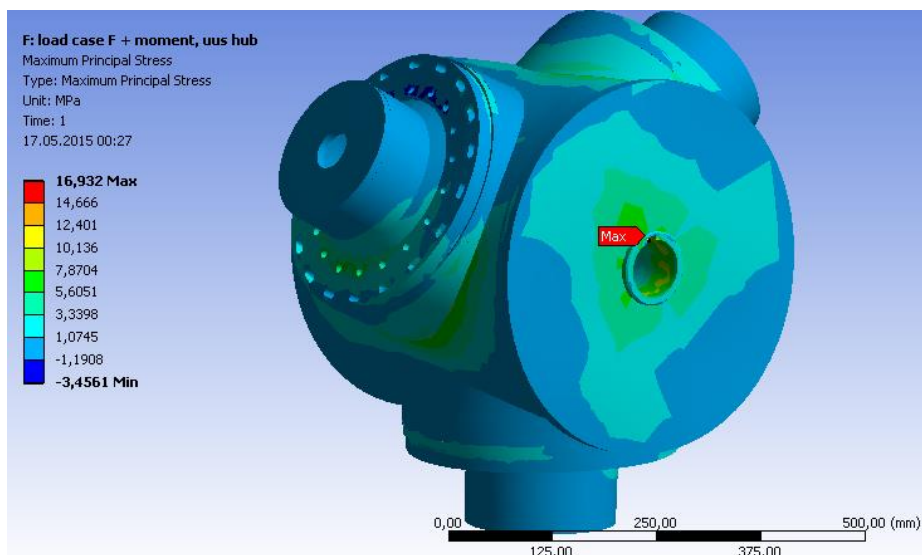
Koormusolukord F on olukord, kus võib juhtuda olukord, kus generaator lühistatakse ja rootori pöörlev liikumine peatakse üsna kiiresti. Sellisel hetkel tekib tiibade kineetilisest energiast suur moment nende jalgade kinnitustele ja kogu *hub*'i konstruktsioonile. Generaatori pidurdamisel tekkiv jõud tuleb standardi kohaselt võtta kahe kordne generaatori nimivõimsusel olev moment (vt. valem. 2.13.)

Järgneval selele (vt. sele 3.5.) on toodud koormusolukorra analüüsi rajatingimused.



Sele 3.5. Koormusolukorra F koormuste paiknemine analüüsitaval objektil

Pidurdamise tulemusena tekib *hubi* kinnituspuksi taldmiku keevituses pingesuurusega ca 16 MPa, mis on piisavalt väike ja konstruktsiooni vastupidavus on garanteeritud (vt. Slet 3.6.).

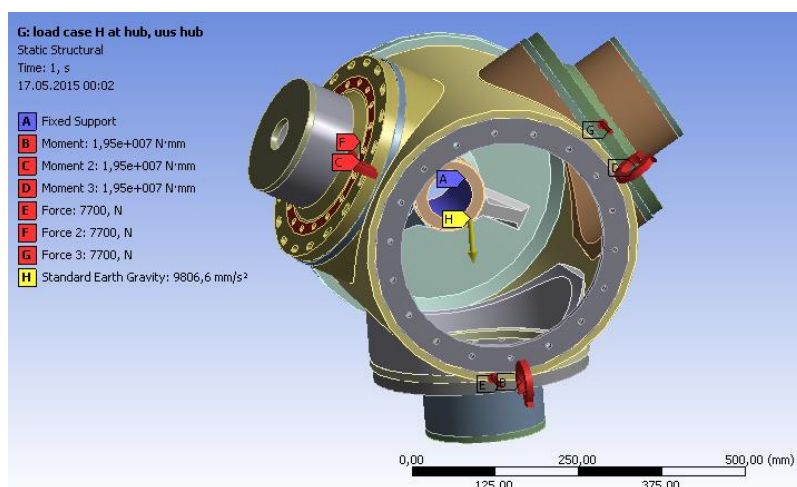


Sele 3.6. Koormusolukorra F analüüsi tulemus

3.1.3. Koormusolukord H

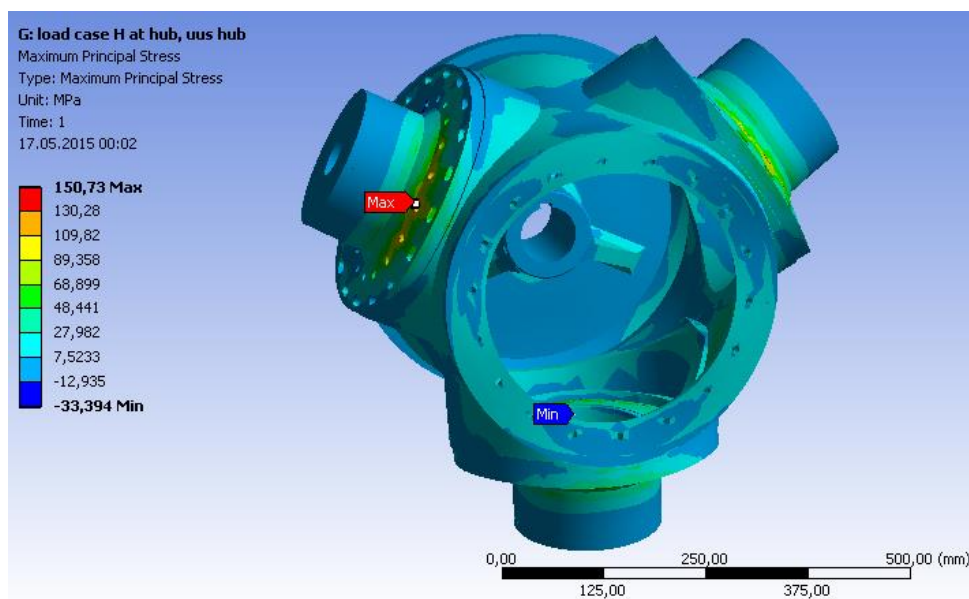
Kõikidest koormusolukordadest avalduvad kõige suuremad jõud tiibadele, rootorile ja seega ka *hub'ile* seisva rootori ja tormi olukorras. Seisvale tiivale mõjuva tuule tõukejõu poolt avalduv paindemoment tiiva talla kinnitusele on toodud koormusolukorras H ja milleks on ca 23 000 N (kolme tiiva poolt avalduv jõud võllile).

Järgneval seel (vt. sele 3.7.) on toodud koormusolukorra analüüsi rajatingimused.



Sele 3.7. Koormusolukorra H koormuste paiknemine analüüsitaval objektil

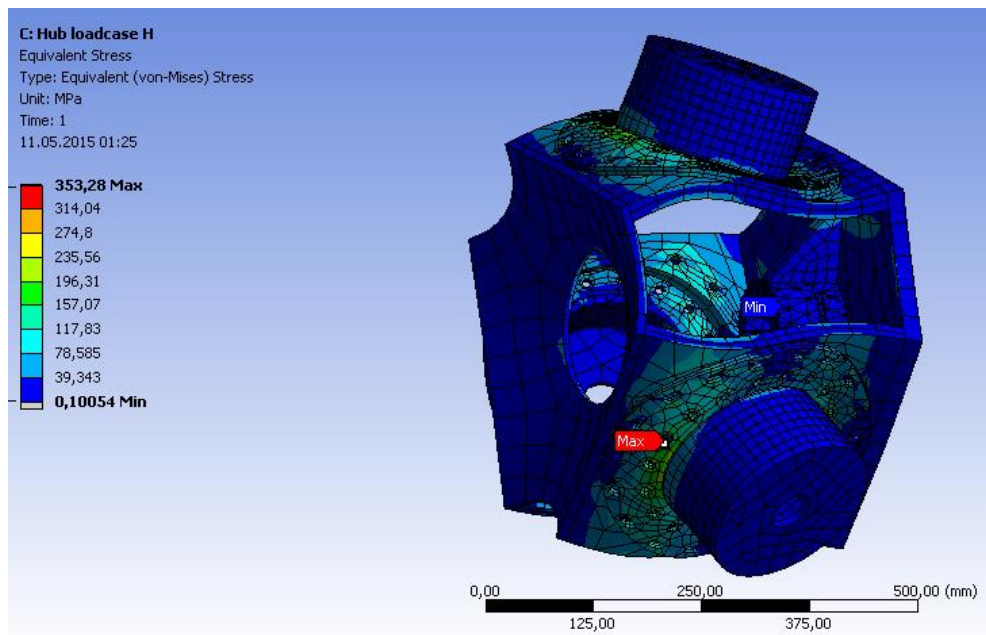
Koormusolukorra analüüsi tulemusena selgus, et kõige suurem pinge tekib tiiva kinnitusele *hub*'i flantsil. Analüüsi tulemuseks on pinge kontsentratsioon poldiava serval ja milleks on ca 150 MPa (vt. Sele 3.8.). Eelneva analüüsi kohaselt ei tohiks maksimaalne pinge ületada väärtust 62 MPa. Sellest väärtusest alates tuleks analüüsida väsimust tulenevat tsüklite arvu. Tuuliku puhul võetakse väsimustsüklite analüüsi aluseks 10^9 tsüklit. Antud koormusolukorra tekkimise tõenäosus on 1 kord 50 aasta jooksul, siis võib antud olukorra maksimaalset pinget lähendada materjali voolavuse piirile. Kuna antud koormusolukorras ei ületa pinge väärtus materjali voolavuspiiri, siis antud olukorras on garanteeritud tuuliku vastupidavus.



Sele 3.8. Koormusolukorra H analüüsi tulemus

3.1.4. Esimene versioon

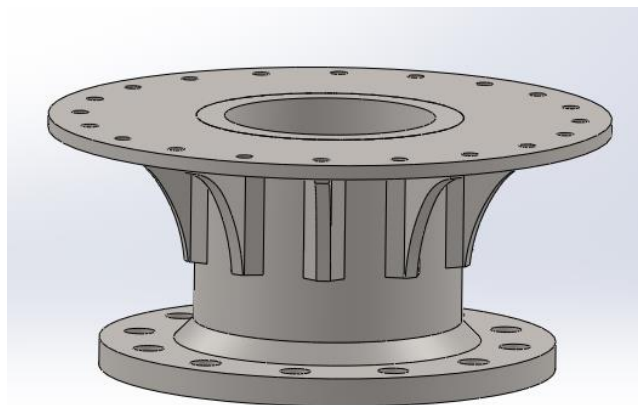
Esimese ideena lihtsustamiseks koostu valmistamist, sai lähtunud lehtmaterjali valikust koostu detailide valmistamiseks. Esmapilgus tundus lahendus hea olevat, kuid FEM analüüsi tulemusel koormusolukorras H, kus rootorile mõjuvad kõige suuremad jõud, selgus, et antud koostel on liiga palju pinge kontsentratooreid, teravaid nurkasid ja näha oli ka väsimust materjalis (vt. Sele 3.9.). Analoogseid tulemusi võis näha ka teistes koormusolukordades. Sellest tulenevalt sai otsustatud uue lahenduse, ehk ümarate vormide kasuks. Ümarad vormid vähendavad pinge kontsentratorite sõlmede arvu.



Sele 3.9. Esimese hub lahenduse koostu analüüs koormusolukorras H

3.2. Tugijala analüüs

Tuulegeneraatori tugijalale (vt. Sele 3.10.) mõjuvad osaliselt samad jõud, kuid ka mitmed teised kui tiibadele. Raami puhul ei ole vaja arvestada tiibade tsentrifugaaljõudu, siin on rohkem tegu staatiliste jõududega, mis kangutavad tuuliku pead ja tekitavad momente selle kinnitusele masti küljes. Peamiselt mõjuvad siin tuule tõukejõud ülekantuna rootori võlli poolt ja raami kinnitusele mõjuvad painde ja nihkejõud.



Sele 3.10. Tugijalg

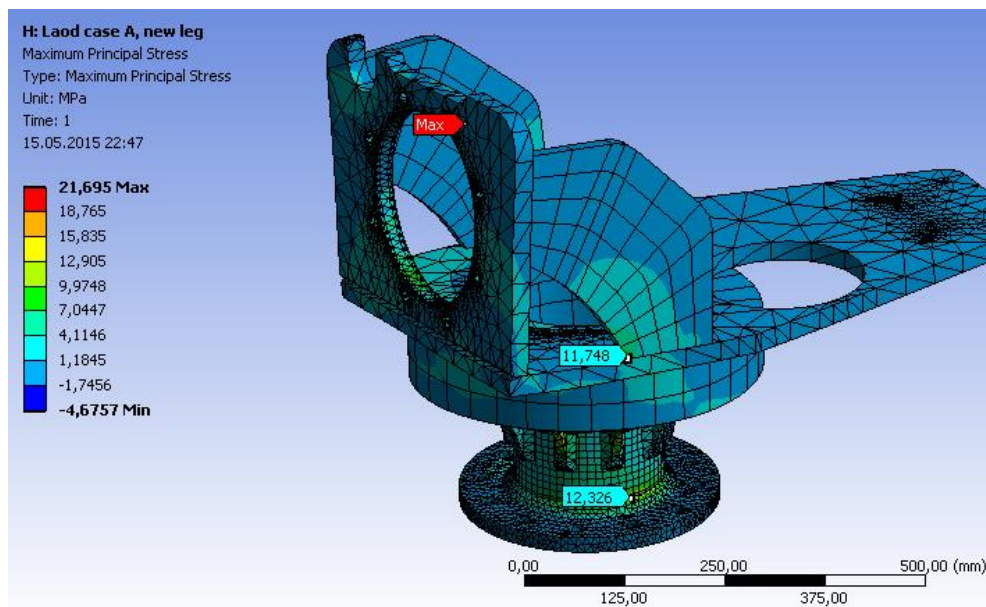
Raami (*nacelle*) koostu puhul analüüsib talle mõjuvaid kõige ekstreemsemaid olukordi. Need on:

- Koormusolukord A + võlli moment (1690 Nm)
- Koormusolukord F
- Koormusolukord H

Teised koormusolukorrad ei avalda nii suurt mõju väsimusele ja ei vaja eraldi FEM analüüsi.

3.2.1. Koormusolukord A

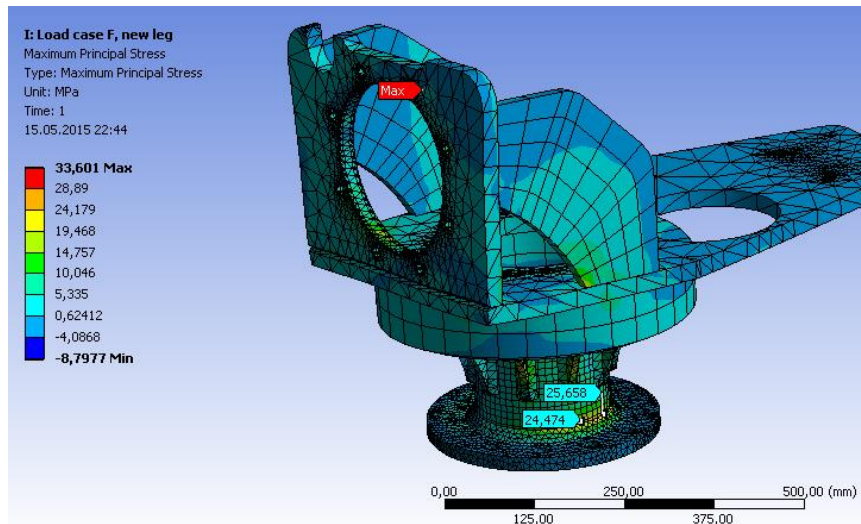
Normaalse töö juures on kogu konstruktsioonile mõjuvatest jõududest tulenevad pinged väikesed, kus suurim pinge on ca 21 MPa mis on piisavalt madal garanteerimaks koostu vastupidavuse.



Sele 3.11. Koormusolukorra A analüüsi tulemus

3.2.2. Koormusolukord F

Koormusolukorras, kus võib juhtuda generaatori lühis ja rootor peatatakse seega väga kiiresti, kandub pidurdamisel tekkinud inerts üle raami kinnitustele ja sealt omakorda edasi masti kinnitustesse. Antud koormusolukord näitab, et selle harva (kui üldse) esineva olukorra korral on konstruktsiooni tugevus piisav korduvate tsüklite vastu võtmiseks (vt. Sele 3.12.)

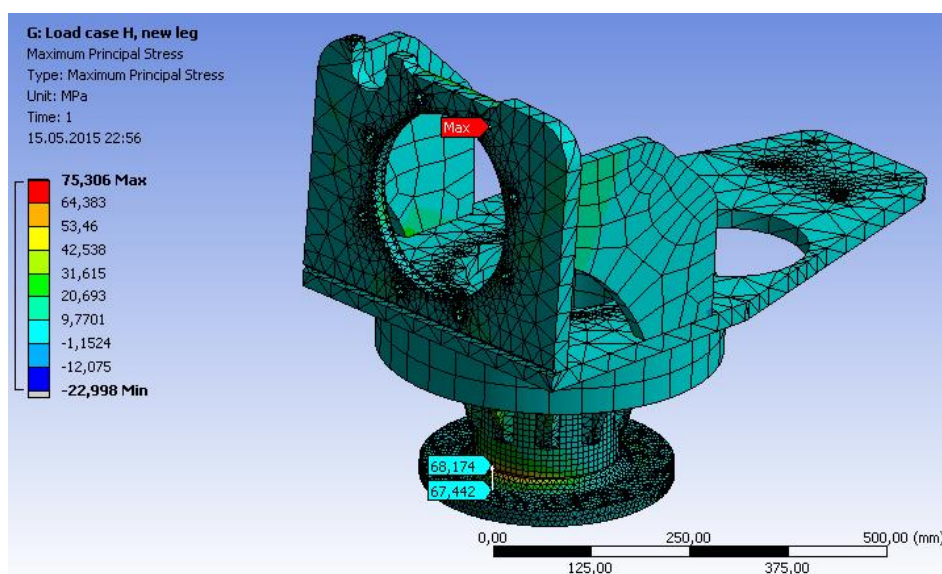


Sele 3.12. Koormusolukorra F analüüsi tulemus

Suurim pinge tekib generaatori kinnituspoldi ava serval ja tegu on pinge kontsentraatori kohaga. Maksimaalseks pingeks oli ca 33 MPa. Antud konstruktsiooni juures on generaatori lühistamisest tulenev pinge konstruktsioonis piisavalt väike talumaks antud olukorda korduvalt. Konstruktsiooni vastupidavus on garanteeritud.

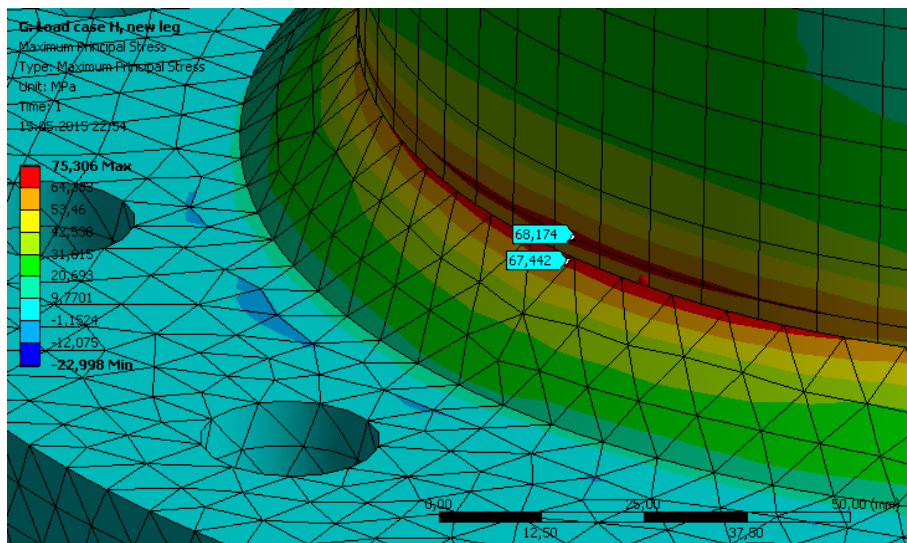
3.2.3. Koormusolukord H

Kõikidest koormusolukordadest avalduvad kõige suuremad jõud kogu tuulegeneraatorile seisva rootori ja tormi olukorras. Seisvale tiivale mõjuva tuule tõukejõu poolt avalduv jõu suurus on ca 23 000 N (kolme tiiva poolt avalduv jõud võllile).



Sele 3.13. Koormusolukorra H analüüsi tulemus

Antud olukorras on kõige kriitilisemaks kohaks kogu koostus on tugijala kinnitus masti külge. Pinge kontsentraatoriks on tugijala alumise flantsi keevitus (vt. sele 3.14.), kus tekib pinge suurusega ca 75 MPa. Eelneva analüüsi tulemusena tuleb alates pingest 62 MPa analüüsida väsimust. Kuna koormusolukorra H puhul on tegu olukorraga, mille juhtumise tõenäosus on kord aastas ja materjali volavuspiiri ei saavutata, on koostu vastupidamine antud olukorras ja ka väsimusele garanteeritud.



Sele 3.14. Koormusolukorra H analüüsi tulemus, lähedalt

KOKKUVÕTE

Magistritöö tehti arendustööna ettevõttele TUGE Energia OÜ moderniseerimaks TUGE10 tuulegeneraatori olemasolevat mudelit. Ettevõtte poolne soov oli kasutusele võtta pikemad tiivad saavutamaks suurem tootlikus ja samas vähendada rootori pöörlemise kiirust. Teiseks sooviti asendada olemasolev reduktor valmislahendusega ja mis sobiks suurenenud pindalaga rootori pööramiseks. Kolmandaks asendada heebel lahendusega pidurdamis süsteem elektromagnetpiduriga otse võllil ning neljandaks sooviti uut lahendust tuuleandurite kinnitamiseks.

Töö esimeses osas kirjeldab autor ülesande püstitamise eelset olukorda toote juures ja ettevõtte soove ning seni uuritud variante ja võimalusi TUGE10 mudeli moderniseerimiseks. Autor toob välja tähtsamad komponendid, kirjeldab neid ja hindab nende sobivust ning nende võimalikke alternatiive. Pikemalt on esimeses osas juttu veel sellest, kuidas üldse väiketuulikute (rootori pindala kuni 200 m²) puhul tugevus- ja vastupidavusarvutusi tehakse. Esmased juhised ja suurel hulgal erinevate koormusolukordade lihtsustatud arvutusmudelid on ära toodud standardis EN 61400-2, mis reguleerib väiketuulikute ohutust. Lihtsustatud valemid põhinevad pikaajaliselt kogutud andmete analüüsil, mille põhjal tehakse üldistusi arvesse võttes varutegurid. Standard 61400-2 ei anna ette juhiseid väsimusarvutuste tegemiseks kuigi sisult seda nõuab. Väsimusarvutuste kohta on eesti keelset materjali väga vähe või pigem puudub. Materjali väsimuse analüüsimiseks leiab inglise keelset materjali raamatukogust kui ka standarditest. Töö esimese osa viimane pool kirjeldab lühidalt töö sisuks oleva väsimuse analüüsi vajadust.

Töö teises osas on juttu pikemalt arvutusülesannete püstimisest ja nende lahendustulemustest. Ettevõtte soov oli uute muudatustega saavutada ühe sammu võrra kõrgem tuuleklass kui seda on senisel tuulikul. Olemasolev mudel vastab tehniliselt VTG klassile III (V_{ref} 37,5 m/s), uus mudel peab vastama klassile II (V_{ref} 42,5 m/s). Sellest soovist lähtuvalt sai arvesse võetud uuel tuulikul uued ja kõrgemad sisendparameetrid ning nendest tulenevalt tehtud arvutused. Töö sisus on välja toodud koormusolukordade arvutuste tulemused, pikemalt on arvutused, lähteandmed ja sümbolite selgitused välja toodud lisas. Osa viimases pooles käsitleb autor arvutustes kasutatavaid varutegureid, mis tulenevad

standardist ja selgitab väsimuspiiri pinge leidmist tuulegeneraatori juures arvesse võetava kuni 10^9 tsükli juures.

Kolmandas osas analüüsitakse arvutuste tulemusena saadud jõudude ja momentide mõju projekteeritud konstruktsioonile FEM analüüsi teel kasutades selleks programmi ANSYS. Töö jaoks koostatud jooniste tegemisel kasutati programmi Solid Works. FEM analüüs tehti tähtsamatele sõlmedele nagu *hub* ja *nacelle* raam. *Hub* on peamine sõlmpunkt mis võtab vastu tiibadelt tuleva jõu ja need jõud on ka kogu tuulegeneraatori juures kõige suuremad. Edasi kanduvad jõud *nacelle* raamile ja selle kinnitustele. Kuna FEM analüüs optimaalse *Mesh* juures nõuab analüüs võimekat arvutit ja palju aega, siis analüüsiti kõige ekstreemsemaid olukordi. Kõige olulisem oli analüüsida koormusolukorda A (normaalne töö) ja H (peatatud olek) millest esimene on suunatud väsimusele ja teine maksimaalsele vastupanuvõimele.

Käesoleva töö eesmärk oli hinnata, arvutada ja analüüsida ettevõtte poolt soovitud muudatusi tuulegeneraatori rootori ja *nacelle* osas.

Esimese *hub*'i versiooni projekteerimise juures sai lähtunud põhimõttest, kus toote tootmine toimuks võimalikult paljudest standartsetest detailidest ja materjalidest ning kogu koost vajaks võimalikult vähe järeltöötlust. Esimese *hub*'i versiooni puhul oli koostu detailide materjaliks lehtteras. Teraslehest erinevate nurkade all oleva koostu kokku keevitamisel selgus FEM analüüsi tulemusena mitmed pinge maksimaalset väärtust ületavad kohad koostul. Korduvad koostu parendamised ei andnud soovitud tulemust. Siis otsustati proovida uut lähenemist ja teise *hub*'i lahenduse puhul lähtuti ümaramate vormide kasutamisest. Selline lähenemine õigustas ennast ja teine versioon sai piisavalt hea kus pinged jagunevad oluliselt ühtlasemalt kogu koostule.

Püstitatud ülesanded said lahendatud ja soovitud muudatused on uue mudeli puhul teostatavad. Uute ja suuremate tiibade kinnitamiseks tuleb teha mõned uued detailid ja muuta mõningaid olemasolevaid detaile. Töö tulemusena valmisid uued detailid, nagu *hub* ja tugijalg, milledele koostatakse hiljem ka tööjoonised koostu detailide valmistamiseks ja koostu koostamiseks.

Töö autori soovitus ja ka vajadus on hinnata veel ka kogu koostu (*mast*, *nacelle*, rootor) käitumist uutes tingimustes. Analüüsima peaks uue lahenduse mõju mastile, nagu maksimaalsed tuulekoormuste poolt tekkivad jõud ja aeglasemate pööretega rootorist tulenevad võnkesageduste mõju.

SUMMARY

Master's thesis was the development work to the company TUGE Energy OÜ modernize the existing model TUGE10 of the windmill. The company's intention was to take in use longer wings to achieve greater productivity while reducing the rotational speed of the rotor. In addition, they want to replace the existing gearbox solution for nacelle, which would suit to turn the increased surface area of the rotor. Third, replace the braking system with lever beam solution with standard electromagnetic brake that is directly on the shaft, and the fourth was to confirm the new solution to a wind sensor's.

In the first part of the thesis the author describes the task and the situation of the product and the company's wishes to modernise their model TUGE10 and variants and options for modernization. Author also brings out important highlights of the components, describing them and assessing their suitability and their possible alternatives. In the first part is a longer talk about how for small wind turbines (rotor surface up to 200 m²), the strength and durability of the calculations are made. Initial guidance and a large number of different load situations and simplified calculation models are given in standard EN 61400-2 that regulates the safety of small wind turbines. Simplified formulas are based on a long-term analysis of the data collected, which will be made on the basis of generalizations taking into account the margin factors. 61400-2 standard does not provide guidance for the fatigue calculation purposes, although substantively it requires. Existence of Fatigue calculations material in Estonian-language is very little or rather not available. Material for Fatigue analysis of the material can be found in English-language in the library's and in material standards. The end of the first part briefly describes the need of the contents of a fatigue analysis based.

The second part discussed the calculations to establish targets and the result of their solutions. The company wanted to achieve with changes one step higher class for the SWT than it was for previous model. The existing model meets the technical requirements of SWT class III ($V_{ref} 37.5 \text{ m / s}$), a new model must meet therequirements of class II ($V_{ref} 42.5 \text{ m / s}$). Based on the desire to have higher class for new model the new and higher input parameters were taken in to account for the result of these calculations. Work with the content of the load situations are the results of the calculations, the longer calculations, source data and the

explanations of the symbols set out in the Annex. In the last part of this chapter describes the safety factors used in the calculations, result from the standard, and explains how the fatigue limit of the stress must be taken into account in fatigue calculation 10^9 cycles.

The third part analyzes the resulting calculation of forces and moments on the impact of engineered design using FEM analysis program ANSYS. The drawings for the work were made using program Solid Works. FEM analysis was made of the most important nodes, such as hub and the nacelle frame. Hub is a major node that receives biggest incoming forces and divide those to whole assembly, especially to the nacelle frame. Since the FEM analysis of the optimal Mesh calls for an analysis of a capable PC and a lot of time, analyzed was made for most extreme situations. The most important was the analysis of the load situation A (the normal operation) and H (parked wind loading) in which the first aimed fatigue and the second aimed at the maximum resistance.

The aim of this study was to evaluate, calculate and analyze the company's desired by the wind turbine rotor and nacelle part changes.

All posed tasks were resolved and the desired changes to the new model can be done. For the new and larger wings some configurations must be done to confirm some of the new parts and modify some of the existing components. During the work new components were designed, such as the hub and a support leg for nacelle, which will have later working drawings for production and assembly drawings to assembly hole unit.

Work author recommendation is to evaluate the entire assembly (mast, nacelle, rotor) in new environment conditions. It need to be analyzed the impact of the new solution to mast, like the maximum wind loads and the blade turning frequency due to the impact of oscillation of the mast.

KIRJANDUSE LOETELU

Raamatud

1. J.F. Manwell, J.G. Mcgowan, A.L. Rogers. Wind Energy Explained Theory, Design and Application. 2nd ed. UK: John Wiley & Sons Ltd. 2009
2. Nussbaumer, L. Borges, L. Davaine. Fatigue Design of Steel and Composite Structure. 1st ed. Berlin: Wilhelm Ernst & Sohn. 2011
3. T. Lassen, N. Recho. Fatigue Life Analyses of Welded Structure. 1st ed. UK: ISTE Ltd. 2006
4. Mehaanikainseneri käsiraamat. 2trükk. Eesti, TTÜ Kirjastus. 2013
5. A.C. Hansen. Yaw Dynamics of Horizontal Axis Wind Turbine. Final Report. University of Utah 1992
6. M. Hau. Promising Load Estimation Methodologies for Wind Turbine Components. Germany: UpWind 2006

Artiklid

7. T. Brachi. P. Krogstad. (2012). Yaw Moments of a Three-axis Wind Turbine with Yaw Error. 248. (Online)
<http://www.isopec.org/publications/proceedings/ISOPE/ISOPE%202012/start.htm>
(15.05.2015)

Interneti leheküljed

8. IMO koduleht [WWW] http://www.goimo.eu/Series_SP-M.948.0.html (12.05.2015)
9. Olsen Wings A/S koduleht [WWW] <http://www.olsenwings.dk/> (12.05.2015)
10. TUGE Energia OÜ koduleht [WWW] www.tuge.ee (12.05.2015)
11. <http://www.motherearthnews.com/renewable-energy/energy-matters-vertical-axis-wind-turbines-debate.aspx> (12.05.2015)
12. <http://hyperphysics.phy-astr.gsu.edu/hbase/fluids/airfoil.html> (12.05.2015)
13. http://www.substech.com/dokuwiki/lib/exe/fetch.php?cache=cache&media=s-n_curve.png (12.05.2015)
14. [https://et.wikipedia.org/wiki/V%C3%A4simus_\(tugevus%C3%B5petus\)](https://et.wikipedia.org/wiki/V%C3%A4simus_(tugevus%C3%B5petus)) (12.05.2015)
15. <http://www.warnerelectric.com/ERDSeriesBrakes.asp> (12.05.2015)

Standardid ja eeskirjad

16. Tuuleturbiin-generaatorüsteemid. (2006). Osa 2. Väikeste tuuleturbiinide ohutus .
EVS-EN 61400-2:2006. Tallinn. Eesti Standardikeskus.
17. RECOMMENDATIONS FOR FATIGUE DESIGN OF WELDED JOINTS AND
COMPONENTS. (2008). IIW document IIW-1823-07 ex XIII-2151r4-07/XV-1254r4-
07. Pariis. IIW Commissions XIII and XV
18. Determination of Structural Capacity by Non-linear FE analysis Methods . (2013).
DET NORSKE VERITAS AS.
19. Eurokoodeks 3. Teraskonstruksioonide projekteerimine. (2006). Väsimusarvutus.
EVS-EN 1993-1-9. Tallinn. Eesti Standardikeskus.

LISAD

Lisa A - Koormusolukordade arvutus vastavalt standardile EN 61400-2

Lisa B – Koostu joonised

Lisa C - Andmelehed