



**HYBRIDITYÖKONEEN DIESELMOOTTORIN VÄÄNTÖ- JA NOPEUSVÄREEN
AKTIIVINEN KOMPENSOINTI SÄHKÖKÄYTÖN AVULLA**

Lappeenrannan–Lahden teknillinen yliopisto LUT

Sähkötekniikan diplomityö

2022

Lauri Laitinen

Tarkastajat: Professori Pasi Peltoniemi

Professori Juha Pyrhönen

TIIVISTELMÄ

Lappeenrannan–Lahden teknillinen yliopisto LUT

LUT Energiajärjestelmät

Sähkötekniikka

Lauri Laitinen

Hybridityökoneen dieselmoottorin vääntö- ja nopeusväreen aktiivinen kompensointi sähkökäytön avulla

Sähkötekniikan diplomityö

79 sivua, 33 kuvaa, 7 taulukkoa ja 4 liitettä

Tarkastajat: Professori Pasi Peltoniemi ja professori Juha Pyrhönen

Avainsanat: hybridi, värähtelyn kompensointi, NVH, FOC, PMSM, vektorisäätö

Työssä tutkitaan dieselmoottorin muodostaman vääntö- ja nopeusvärähtelyn kompensointia, eli vaimentamista, samalle akselille asennettavaa sähkökonetta hyödyntäen. Työ toteutettiin osana Clean Propulsion Technologies (CPT) -hanketta, jonka rahoittajana toimii Business Finland. Kirjallisuuskatsauksessa tarkastellaan aikaisemman tutkimuksen tuloksia, järjestelmän osia sekä niiden mallinnukseen ja ohjaukseen tarvittavia tietoja. Simuloinnin avulla tutkittiin säädön suorituskykyä aktiivisessa kompensoinnissa. Lopuksi tarkastellaan säädön toteutettavuutta, rajoitteita ja tutkimuksen kehitysideoita jatkoa ajatellen.

Simulinkin avulla rinnakkaishybridistä muodostettiin simulointimalli, jonka avulla tutkittiin aktiivisen säädön suorituskykyä voimansiirron tasapainotuksessa. Säädön perustana hyödynnetään vektorisäätöä ja algoritmin vääntömomenttiohjeen muodostuksen osalta tarkastellaan käytännönläheisesti eri vaihtoehtoja toteuttaa kompensointi. Simulointien lähtökohdana tarkasteltiin polttomoottorin tyhjäkäyntiä, jossa värähtely on voimakasta.

Simulointien perusteella pulssityyppisellä kompensoinnilla voidaan tehokkaasti vähentää vääntömomentin ja pyörimisnopeuden väreen huippuarvoja. Jatkuvalle kompensoinnilla voidaan tehokkaasti tasoittaa värähtelyä koko dieselin syklin ajan. Pyörimisnopeuden PI-säätimen hyödyntäminen ei tuottanut merkittäviä tuloksia aktiivisessa kompensoinnissa ilman erityistarkastelua. Simulointitapausten perusteella kammien kulmaan perustuvien kompensointimenetelmien kanssa järjestelmän hitausmassaa olisi mahdollista vähentää.

Sähkökoneen avulla voidaan vaimentaa dieselin työkierron aiheuttamia harmonisia komponentteja matalilla taajuuksilla, mutta sähkökone tuottaa harmonisia komponentteja lähellä kytkentätaajuutta. Kompensoinnin korkeimman saavutettavan tehokkuuden määrää dieselin vääntövärähtelyn huippuarvojen sekä sähkökoneen maksimivääntömomentin suhde. Suurimmat rajoitukset toteutukselle muodostuvat sähkökoneen lämpötilasta, säädön vasteen nopeudesta sekä prosessin viiveiden vaikutuksesta.

ABSTRACT

Lappeenranta–Lahti University of Technology LUT

School of Energy Systems

Electrical Engineering

Lauri Laitinen

Active compensation of diesel engine torque and speed ripple in a hybrid working vehicle by using an electric drive

Master's thesis

2022

79 pages, 33 figures, 7 tables and 4 appendices

Examiners: Professor Pasi Peltoniemi and Professor Juha Pyrhönen

Keywords: hybrid, vibration compensation, NVH, FOC, PMSM, vector control

In this thesis, the torque and speed ripple and thus the vibration produced by a Diesel engine, and how they can be compensated by using an electric drive installed on the same shaft, are analyzed. The thesis was carried out as a part of Clean Propulsion Technologies (CPT) project, which is funded by Business Finland. In the literature review the technologies behind the design along with dynamics, modelling, and control of the main components are analysed. Control performance in active compensation is studied with simulations. Finally, the feasibility and restrictions of the control, and future development ideas are discussed.

A parallel hybrid simulation model is built using Simulink and it is parametrised to represent an example hybrid working machine. The model is used to simulate active compensation methods for compensating drivetrain torque ripple. Field oriented control is used as the basis for control implementation and practical methods for producing a suitable torque reference are analysed. Diesel idle state is used as a reference point for the simulations, as vibrations are most prominent there.

According to the simulation results, even pulse torque references can be used to reduce peak torque and angular speed ripple. A continuous estimate of the diesel torque produces effective results for the whole cycle of the engine. Using a PI speed controller did not offer sufficient performance without special control implementation. It was concluded that it is potentially possible to reduce the inertia of the flywheel with active compensation.

The electric machine can be used to dampen the harmonic components caused by the diesel work strokes, but it produces high frequency harmonics near the switching frequency. Maximum possible performance of active compensation is determined by the diesel torque vibration peak values and the maximum torque produced by the electric machine. The most significant restrictions for using discussed control methods stem from delays of the system, component temperature rise and torque response of the control algorithm.

SYMBOLI- JA LYHENNELUETTELO

Roomalaiset

c	kammen säde	[m]
C	kapasitanssi	[F]
E	energia	[J]
f	taajuus	[Hz]
F_v	viskoosikitkakerroin	[Nm/(rad/s)]
i, I	virta	[A]
J	hitausmassa	[kgm ²]
K_{aw}	Anti-wind-up-vahvistus	[-]
K_i	Integrointiosan vahvistus	[-]
K_p	PI-säätimen vahvistus	[-]
L	induktanssi	[H]
l	pituus	[m]
n	pyörimisnopeus	[rps tai rpm]
n_{syl}	sylinterien lukumäärä	[-]
p	napapariluku	[-]
P	teho	[W]
p_{syl}	sylinteripaine	[bar]
r	kiertokangen pituus	[m]
R	resistanssi	[Ω]
t	aika	[s]
T	vääntömomentti	[Nm]

T_s Näytteenottoaika (Sample time) [s]

U jännite [V]

Kreikkalaiset

θ kulma [rad, °]

ρ tiheys [kg/m³]

ψ käämivuo [Wb]

Ω mekaaninen kulmanopeus [rad/s]

ω sähköinen kulmanopeus [rad/s]

Alaindeksit

0 alkuarvo, nollakomponentti

C kotelointi (case)

d roottorikoordinaatiston d-akseli (direct axis)

el, em sähköinen

F seuraaja (follower)

kin kineettinen

mek mekaaninen

n nimellinen

PM kestopagneetti

q roottorikoordinaatiston q-akseli (quadrature axis)

ref referenssi, ohje

s staattori

syl sylinteri

Lyhenteet

AC	Vaihtovirta (Alternating Current)
DC	Tasavirta (Direct Current)
DTC	Suora vääntömomenttisäätö (Direct Torque Control)
FFT	Nopea Fouriermuunnos (Fast Fourier Transform)
FOC	Vektorisäätö, vuo-orientoitu säätö (Field Oriented Control)
ICE	Polttomoottori (Internal Combustion Engine)
ICPS	Sylinteripainesensori (In-Cylinder Pressure Sensor)
IPMSM	Kestomagneettitahtikone upotetuilla magneeteilla (Internal Permanent Magnet Synchronous Motor)
LPV	Linear Parameter Varying -säädin
NRMM	Työkone (Non-Road mobile machinery)
NRSC	Työkoneiden vakio testisykli (Non-Road Steady Cycle)
NVH	Melu, värinä ja ankarat olosuhteet (Noise, Vibration, and Harshness)
PI	Proportional-Integral-säädin
PMSM	Kestomagneettitahtikone (Permanent Magnet Synchronous Motor)
PWM	Pulssinleveysmodulaatio (Pulse Width Modulation)
RMS	Tehollisarvo (Root Mean Square)
SPMSM	Pintamagneettitahtikone (Surface Permanent Magnet Synchronous Motor)
SRM	Kytkinreluktanssikone (Switched Reluctance Machine)
SVM	Avaruusvektorimodulaatio (Space Vector Modulation)
SynRM	Synkronireluktanssikone (Synchronous Reluctance Motor)

Sisällysluettelo

Tiivistelmä

Abstract

Symboli- ja lyhenneluettelo

1	Johdanto.....	9
1.1	Aikaisempi tutkimus	11
2	Hybridijärjestelmät ajoneuvoissa	14
2.1	Voimansiirron toteutus.....	14
2.2	Dieselmöörin muodostama vääntömomentti ja värähtely	16
2.3	Dieselmöörin tasapainottaminen.....	20
2.3.1	Vauhtipyörän dynamiikka.....	21
2.4	Sähkökäytöt hybridiajoneuvoissa.....	23
2.5	Tasapainottamiseen sopivat säätömenetelmät.....	28
3	Rinnakkaishybridijärjestelmän mallintaminen.....	32
3.1	Dieselmöörin ja kampiakselin mallintaminen.....	32
3.2	Sähkökäytön mallintaminen.....	36
3.3	Simulaatiomallin parametroida.....	37
3.4	Säätömenetelmän toteutus.....	43
4	Simulointi ja tulosten tarkastelu	51
4.1	Pulssikompensointi	53
4.2	Jatkuva kompensointi.....	56
4.3	Kulmanopeuden PI-säädin osana aktiivista kompensointia.....	59
4.4	Värinän kompensointi kiihdytettäessä	63
4.5	Tulosten tarkastelu ja säädön toteutettavuus.....	65
5	Johtopäätökset	70
	Lähteet	73

Liitteet

Liite 1: 100 Nm ja 50 Nm pulssikompensoinnin simulointitulokset

Liite 2: Jatkuvan kompensoinnin simulointitulokset 100 Nm ja 50 Nm amplitudilla

Liite 3. Simulink säädinlohkojen parametrit ja asetukset

Liite 4. Simulink säädinlohkojen rakenne

1 Johdanto

Ajoneuvon aiheuttamien päästöjen määrä on tärkeä osa modernia ajoneuvojen suunnittelu- prosessia. Suurin osa maailman maista on sitoutunut noudattamaan alueensa päästölainsäädäntöä, ja näitä vaatimuksia kehitetään jatkuvasti. Lainsäädäntö koskee myös työhön tarkoitettuja ajoneuvoja, kuten raskasta liikennettä, maataloutta ja teollisuuden työkoneita. Työkoneet noudattavat European Stage V -päästöstandardia vuodesta 2019 lähtien. Raskaan tie- liikenteen ajoneuvot kuuluvat Euro I-VI standardien piiriin suuressa osassa maailmaa. Perinteisen polttomoottorin heikko energiatehokkuus esimerkiksi sähkökoneisiin verrattuna, ja korkeat päästöt pakottavat keksimään uusia ratkaisuja käytettyihin polttoaineisiin, voimansiirtoon ja syntyvien pakokaasujen käsittelyyn. Uusia ratkaisuja energianlähteiden, energiatehokkuuden ja päästöjen vähentämisen osalta etsitään jatkuvasti. Hybridiratkaisujen voimansiirron komponentit vievät paljon tilaa, joten tilankäyttö asettaa rajoitteita järjestelmän suunnittelulle. Tulee kuitenkin huomata, että vaikka tiukentuva lainsäädäntö rajoittaa polttomoottorien suorituskykyä ja ominaisuuksia, se tuo uusia mahdollisuuksia hybridiratkaisujen käyttöönotolle ja käyttökohteille. Osana ajoneuvon suunnitteluprosessia voidaan tarkastella, voidaanko perinteisen järjestelmän osia korvata hybridilaitteiston säätö- tai ohjausmahdollisuuksilla. Esimerkiksi hybridiajoneuvojen tapauksessa voidaan mainita perinteisen starttimoottorin tai vauhtipyörän korvaaminen, komponenttien sähköistäminen tai ohjauslaitteiden yhdistäminen. Polttomoottoriautojen sähköistystä ja hybridisointia on kehitetty pitkälle, mutta työkoneiden kehitys ei ole ollut yhtä nopeaa. Usein suuremmat teho- ja energiavaatimukset rajoittavat sähköistymisen ja hybridisoinnin tuomia etuja, ja tästä syystä täyssähköisiä työkoneita on yleisesti ottaen käytössä vielä vähän. Suurimpiin ajoneuvoihin täyssähköisyys sopii vielä huonosti. Yksi suurimmista rajoitteista sähköistykselle on tarjolla olevan akkuteknologian energiatiheys ja kustannukset. Kehitystä on nähty eniten erilaisissa hybridiratkaisuissa, jolloin perinteinen dieselmoottori voidaan säilyttää, mutta sen hyötysuhdetta voidaan parantaa tai toimintaa avustaa muiden tehonlähteiden ja lisälaitteiden avulla.

Tässä työssä tutkitaan sähkökäytön hyödyntämistä osana hybridiajoneuvon voimansiirtoa tilanteessa, jossa sähkökone asennetaan polttomoottorin kampiakselille. Tavoitteena on tutkia, voidaanko sähkökonetta hyödyntää polttomoottorin nopeus- ja vääntömomenttivärähtelyn tasapainottamisessa, ja voidaanko perinteisen vauhtipyörän kokoa tällöin pienentää.

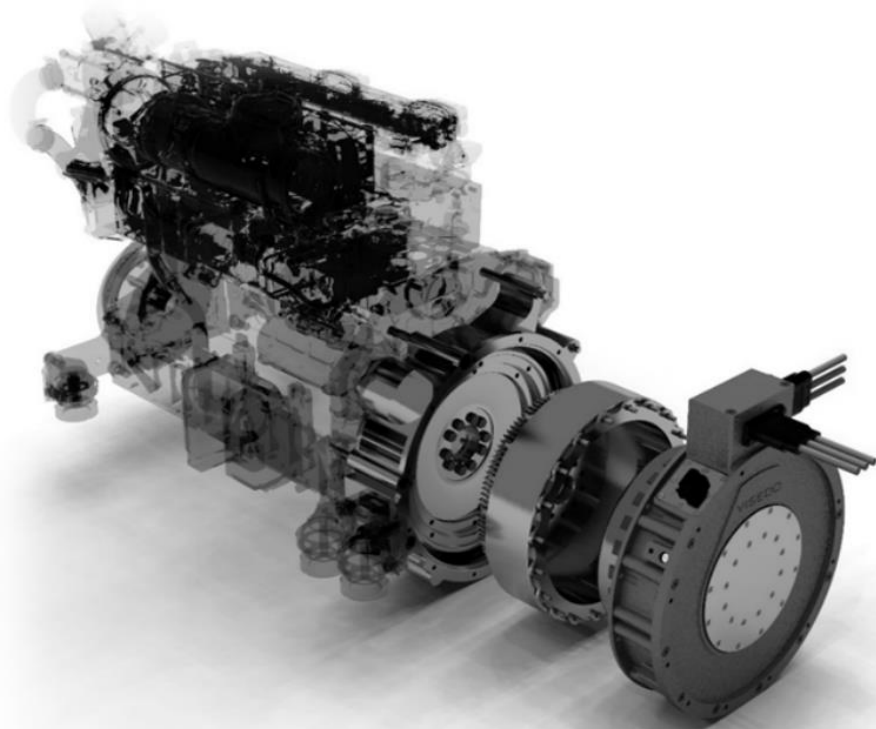
Tällöin voi olla mahdollista saada lisää tilaa vauhtipyöräkoteloon tai sen ympäristöön, jossa perinteisesti tilaa on rajallisesti. Dieselmoottorin tuottamasta värähtelystä keskitytään työkierron aiheuttamiin merkittäviin vääntömomenttipiikkeihin.

Periaatteessa vauhtipyörä korvattaisiin ainakin osittain sähkökäyttöjärjestelmällä. Työ toteutettiin osana Clean Propulsion Technologies -tutkimushanketta. Projektin ja tämän työn rahoittajana toimii Business Finland. Tutkimushankkeen päätavoitteena on uusien ympäristöystävällisten ja tehokkaiden ratkaisujen kehittäminen ajoneuvokäyttöön, kuten laivoille ja maastoajoneuvoille (CPT, 2021). LUT-yliopiston vastuulla on säätösuunnittelu yksittäisille hybridijärjestelmän osille osana projektin WP4-osiota, joka keskittyy useiden energialähteiden hyödyntämiseen ajoneuvojen voimanlähteenä. Projektin tavoitteet otetaan huomioon työn toteutuksessa.

Työn pääpaino on sähkökäytön simuloinnissa osana hybridijärjestelmää sekä säätö- ja käyttömahdollisuuksien kartoituksessa. Ajoneuvon osista keskitytään vain polttomoottoriin ja sähkökäyttöön osana voimansiirtoa hybridikäytössä, joten dataa näiden osien ulkopuolelta ei saada. Kirjallisuuskatsauksessa tarkastellaan järjestelmän osia ja niiden toimintaa osana hybridijärjestelmää. Dieselmoottorin osalta tarkastellaan moottorin vääntömomentin ja nopeusväreen käyttäytymistä sekä tasapainotuksen periaatteita. Sähkökoneen säädön osalta tarkastellaan menetelmiä, joita voidaan hyödyntää nopeus- tai vääntömomenttivärähtelyn tasoituksessa. Simulointi toteutettiin Simulinkin avulla. Simuloinnin avulla pyritään tarkastelemaan, kuinka tehokkaasti dieselin muodostamaa vääntömomentti- ja nopeusvärähtelyä voidaan tasoittaa käytössä olevilla komponenteilla, ja millainen säätö soveltuu siihen parhaiten. Rinnakkaishybridistä rakennettiin lähtötietojen mukainen malli, jonka perusteella säätömenetelmä toteutettiin. Järjestelmää simuloitiin eri menetelmillä ja sen avulla tutkittiin säädön vaikutusta käynnin tasaisuuteen alhaisilla kierrosnopeuksilla, joilla akselin pieni hitausmassa aiheuttaa eniten ongelmia pyörimisnopeuden värähtelyn kanssa. Eri menetelmistä tarkastellaan kammien kulmaan pohjautuvaa pulssi- tai jatkuvaa kompensointia sekä pyörimisnopeuden säädintä osana värähtelyä vaimentavaa säätöä. Lisäksi tarkasteltiin, kuinka paljon vauhtipyörän hitausmassaa olisi mahdollista pienentää aktiivisen kompensoinnin yhteydessä. Lopuksi tarkasteltiin toteutuksen mahdollisia käyttökohteita, toteutettavuutta ja sitä, kuinka tutkimusta voidaan jatkaa.

1.1 Aikaisempi tutkimus

Nopeusväreen vähentämisen, tasapainottamisen ja säädön toteuttamista hybridiajoneuvoissa on tutkittu laajasti. Qin et al. (2020) ovat julkaisseet laajan tilannekatsauksen äänihaittojen ja värinän eli NVH (Noise, Vibration, Harshness) -tyyppisten ongelmien vaimentamiseen hybridiajoneuvoissa. Tutkimuksen mukaan polttomoottorin käynnistyksen ja sammuttamisen lisäksi tyhjäkäynti aiheuttaa merkittäviä haasteita värinän vuoksi. Tyhjäkäynnissä polttomoottorin työkierro aiheuttaa merkittävimmän värähtelykomponentin. Passiivisten värinän vaimennusmenetelmien lisäksi aktiivisessa vaimennuksessa on mahdollista hyödyntää lukuisia eri menetelmiä, kun käytössä on samalle akselille asennettu sähkökone. (Qin et al. 2020). Toyota on tutkinut aihetta vuonna 2006 ja esittelee kaksi säätötapaa ajoneuvon käynnistyksen ja kiihdytyksen aikana muodostuvan väreen vähentämiseen hybridiajoneuvossa (Ito et al. 2006). Samantyylistä teknologiaa on käytetty vuoden 1999 Honda Insight -hybridiautossa, jossa sähkökonetta hyödynnetään sekä mekaanisen vauhtipyörän että virtuaalivauhtipyörän tavoin tasoittamaan ajoa. Mallissa käytetään rinnakkaishybriditoteutusta ja Honda Integrated Motor Assist -järjestelmää. Myöhemmin teknologiaa on sovellettu muuallakin Hondan mallistossa. Aktiivisen säädön perusteella toteutettua vauhtipyörää kutsutaan kirjallisuudessa usein aktiiviseksi tai virtuaaliseksi vauhtipyöräksi. Boeingilla on patenti samantyyllisen ratkaisuun, jossa ohutta sähkökonetta käytetään polttomoottorin vauhtipyöränä joko moottorina tai generaattorina (Luyks, 2016). Markkinoilla on ohuita sähkökoneita, jotka voidaan asentaa osaksi polttomoottorin vauhtipyörän tai vaihteiston runkoa ajoneuvokäyttöihin, joissa tilaa on tarjolla vain vähän. Lisälaittevalmistajista Vonnenin kehittämä Shadow Drive on vauhtipyörän paikalle asennettava ohut 110 kW nestejäähdytetty sähkökone, joka tarjoaa nopeita vääntömomenttipiikkejä suoraan kampiakselille ja toimii järjestelmän vauhtipyöränä (Vonnen, 2021). Se on saatavissa vain tietyille Porschen malleille. Kuvassa 1 on esitetty esimerkki ohuen ulkorootorilla varustetun Danfoss Editron EM-PME375 -tahtikoneen asennuksesta polttomoottorin vauhtipyöräkoteloon. Erilaisia pieneen tilaan meneviä sähkökoneita on siis jo tarjolla markkinoilla erilaisiin hybridijärjestelmiä varten.



Kuva 1. Danfoss Editron EM-PME375 -tahtikone osana voimansiirtoa (Danfoss, 2020)

Dieselmotoren vääntömomentti- ja nopeusväreen mallinnusta on tutkittu paljon ja simulointiympäristöissä on tarjolla valmiita malleja erilaisille polttomoottoreille ja erilaisia mahdollisuuksia mallintaa niiden toimintaa. Saatavilla on lukuisia julkaisuja dieselmotoren mallinnukselle ja tasapainotukselle. Tarjolla on myös valmiita työkaluja, simulointituloksia ja tutkimuksia erilaisille kampiakselin mallinnusmenetelmille. Dieselmotoreiden valmistajat tarjoavat usein vain vähän teknistä tietoa moottoreiden toiminnasta. Etenkin ohjauslaitteiston osalta käytössä on erilaisia ratkaisuja valmistajien välillä. Niiden yksityiskohtia ei kuitenkaan esitellä julkisuudessa joitakin markkinointiluonteisia artikkeleita lukuun ottamatta. Dieselmotoren värähtelyä voidaan esimerkiksi hieman pehmentää jakamalla ruiskutus useaan osaan.

Hybridiajoneuvojen polttomoottorin nopeusväreen hallintaan on kehitetty ja ehdotettu useita eri säätömenetelmiä. Menetelmät perustuvat yleisesti joko arvioihin tai mitattuihin arvoihin joko akselin, sähkömoottorin tai dieselmotoren parametreista. Usein niitä voi hyödyntää perinteisten

ohjausmenetelmien rinnalla. Morandin et al. (2015) ehdottavat erilaisia säätömenetelmiä aktiiviseen vääntömomentin vaimennukseen CHP-systeemille, joka kuitenkin vastaa perusperiaatteeltaan rinnakkaishybridiä. Tutkimuksessa analysoitiin perinteistä sekä nopeussäädintä myötäkytketyn ohjelmoitavan tai säätimen arvioiman vääntömomenttisäädön kanssa osana vektorisäätöä. Sensorittoman aktiivisen tarkkailijasäätimen (Eng. Observer-based controller) tehokkuutta hybridivoimansiirron vääntömomenttivärähtelyn vaimennuksessa on tutkittu onnistuneesti. Tutkimuksessa käytetty adaptiivinen LPV (Linear Parameter Varying) -säädin vertaa mitattuja virran arvoja arvioituihin arvoihin ja harmonisiin komponentteihin. Säätimen avulla dieselmotorin nopeusvärähtelyä saatiin vaimennettua. (Sebastien et al. 2017). Tarkkailijatyypisiä säätimiä voidaan hyödyntää sekä sähkömotorin että polttomoottorien säädössä ja parametrien arvioinnissa Ford on vuonna 2002 patentoinut menetelmän, jossa tarkkailijatyypinen säädin muodostaa polttomoottorilta ja akselilta saatavan tiedon perusteella arvion polttomoottorin tuottamasta sylinteripaineesta ja vääntömomentistä. Vääntömomenttiarvio syötetään sähkömotorin ohjauspiirille siten, että sen avulla voidaan merkittävästi tasoittaa polttomoottorin tuottamaa vääntömomenttiä. (Lorenz, Davis, 2000). Tämä menetelmä hyödyntää sekä akselin pyörimisnopeus- ja kulmatietoa, että moottorin sylinteripainedataa osana moottorimallia. Njeh et al. (2011) esittelevät LPV-säätöalgoritmin vääntömomenttiväreen vaimentamiseen, jossa pyörimisnopeuden ensimmäinen harmoninen komponentti saadaan vaimennettua. Algoritmi hyödyntää muuttuvia parametreja, jotka muodostetaan reaaliaikaisesti pilkkomalla nopeussignaalin sisältö osiin.

Työssä tarkasteltiin säätömenetelminä myötäkytkettyjä suorakulmaisia vääntömomenttipulsseja kammien kulman funktiona sekä jatkuvaa arviota dieselmotorin tuottamasta vääntömomentistä sylinteripainedatan perusteella lineaarisilla parametreilla. Käytössä oli vektorisäätö vääntömomenttiohjeella. Tämän lisäksi tarkasteltiin PI-nopeussäätimen käytettävyyttä aktiivisessa kompensoinnissa osana vektorisäätöä. Lopputuloksena voidaan todeta, että säädön vääntömomenttivasteen salliessa, myötäkytketty vääntömomenttiohje tarjoaa hyvän suorituskyvyn värähtelyn vaimennuksessa, kun taas PI-säätimen kanssa ei saavutettu tehokasta kompensointia ilman erityisjärjestelyjä. Lisäksi PI-säätimen viritys kyseiseen käyttöön on haastavaa. PI-säädintä voidaan kuitenkin hyödyntää nopeuden säätöön aktiivisen kompensoinnin ohessa, kunhan eri menetelmien yhteensopivuus otetaan huomioon.

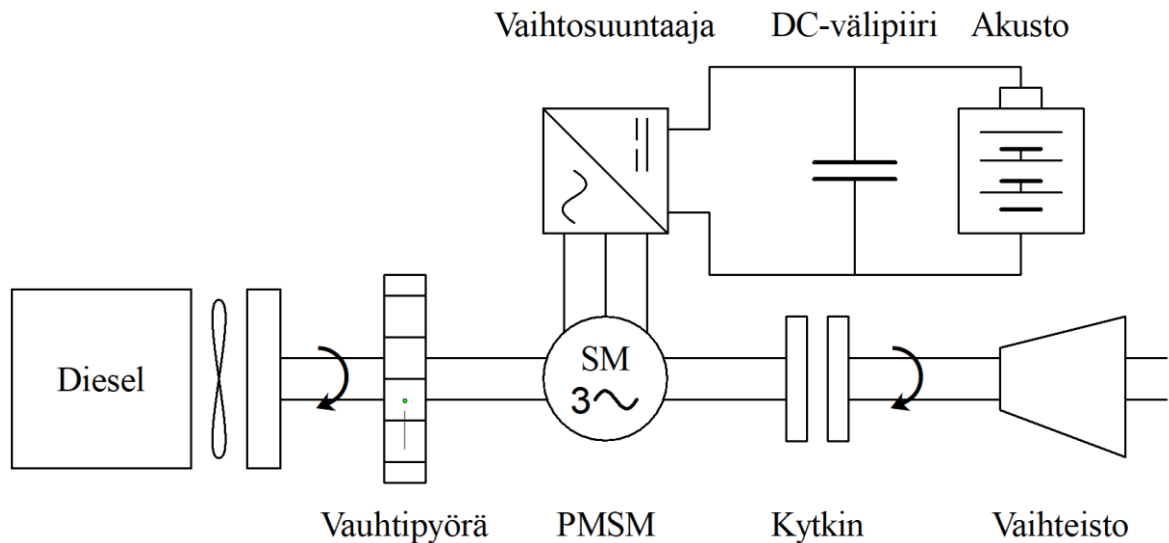
2 Hybridijärjestelmät ajoneuvoissa

Kirjallisuuskatsauksessa tarkastellaan hybriditeknologian nykytilannetta ajoneuvoissa, dieselkoneen dynamiikkaa ja tasapainottamista, sekä sähkökäyttöjen sovittamista osaksi järjestelmää. Sähkökäytön osalta esitellään sopivat moottori- ja säätövaihtoehdot, joista tarkemmin perehdytään kestromagneettitahtikoneeseen ja sen eri säätömenetelmiin, joita voidaan hyödyntää työn toteutuksessa. Lisäksi tarkastellaan tutkimuksen lähtökohtia ja rajoitteita, jotka voivat vaikuttaa tutkimuksen tuloksiin ja toteutettavuuteen.

2.1 Voimansiirron toteutus

Nykyaikaisissa hybridiajoneuvoissa on käytössä monia ratkaisuja voimansiirron energiavarojen ja tehonlähteiden osalta. Sähkökoneita soveltavissa voimansiirron toteutuksissa on käytössä kolme päätyyppiä. Sarjahybridissä polttomoottori ei ole kytketty ajovoimansiirron vaihteistoon, vaan se pyörittää pelkästään generaattoria, joka ylläpitää akuston varaustasoa. Toinen sähkökone hoitaa mekaanisen tehon välityksen vaihteiston kautta pyörille, ja sitä voidaan hyödyntää myös regeneratiiviseen jarrutukseen. Polttomoottori voidaan tarvittaessa sammuttaa ja ajaa vain akkutehoa hyödyntäen. Sarjahybridin etuna on se, että polttomoottoria voidaan käyttää ainoastaan ideaalisessa hyötysuhdepisteessä, mutta sen toteuttaminen vaatii mekaanisen tehon muuttamisen ensin sähkötehoksi. Rinnakkaishybridissä sähkökone on asennettu samalle akselille polttomoottorin kanssa. Tällöin polttomoottorin ja sähkökoneen pyörimisnopeudet ovat samat jokaisessa käyttötilanteessa ja niiden tuottamat vääntömomentit lasketaan yhteen. Sarja-rinnakkaishybridissä on yhdistetty sarja- ja rinnakkaishybridin toimintaperiaate. Tämä kuitenkin tekee järjestelmästä monimutkaisen ja kalliin valmistaa. Se, mikä tapa toteutukselle on paras, riippuu koneen työsyklistä.

Työssä tarkastellaan esimerkkitapauksena rinnakkaishybridiiä, mutta periaatteessa kompensointia voidaan hyödyntää myös sarja- ja sarja-rinnakkaishybridissä. Aktiivisen kompensoinnin vaatimuksena on sähkökoneen asentaminen polttomoottorin kanssa samalle akselille tai muuten mekaanisesti kytkettynä. Kuvassa 2 on esitetty työssä tarkasteltavan rinnakkaishybridin rakenne.



Kuva 2. Rinnakkaishybridin rakenne

Kuvasta voidaan havaita polttomoottorilla ja tahtikoneella varustetun rinnakkaishybridin perusrakenne. Energiavarausta toimii ajoneuvon akusto. Vauhtipyörän ja sähkökoneen sijainti ja järjestys voimansiirrossa ovat suuntaa antava. Tehonvälitys pyörille kytketään pois päältä esimerkiksi tyhjäkäynnissä. Koska sähkökone on asennettu samalla akselille polttomoottorin kanssa, sen jatkuva pyörittäminen lisää järjestelmän häviöitä, vaikka se olisikin ilman ohjausta. Etenkin kestopagneettitahtikoneen kanssa syntyy rautahäviöitä aina koneen pyöriessä, vaikka staattori olisi sähköisesti kytketty irti.

Työkoneissa järjestelmän peruseriaate on sama, mutta ajoneuvon työsykli ja teholuokka ovat usein täysin erilaisia kuin henkilöautoissa, mikä vaikuttaa etenkin komponenttivalintoihin. Lisäksi normaaleista henkilöautoista poiketen työkoneissa on usein käytössä paineilma-järjestelmä tai hydraulisia komponentteja lisälaitteita varten. Henkilöautoista poiketen tiettyissä työkoneissa, kuten traktoreissa kaasupolkimen asento toimii moottorin nopeusohjeena, eikä vääntöohjeena. Tämä mahdollistaa traktoriin kytkettyjen lisälaitteiden ohjaamisen halutulla nopeudella kuormasta riippumatta. Työkoneissa polttomoottorina on yleisesti neli-, kuusi- tai esimerkiksi kolmisylinterinen dieselkone, jonka kierrosnopeusalue on pienempi kuin henkilöautoissa. Kun tarkastellaan valmistajien, kuten AGCO Power ja Cummins tuotelistasta, suurin vääntömomentti työkoneisiin suunnitelluissa dieselissä saavutetaan usein pyörimisnopeudella 1400–1600 rpm ja suurin teho välillä 1800–2500 rpm.

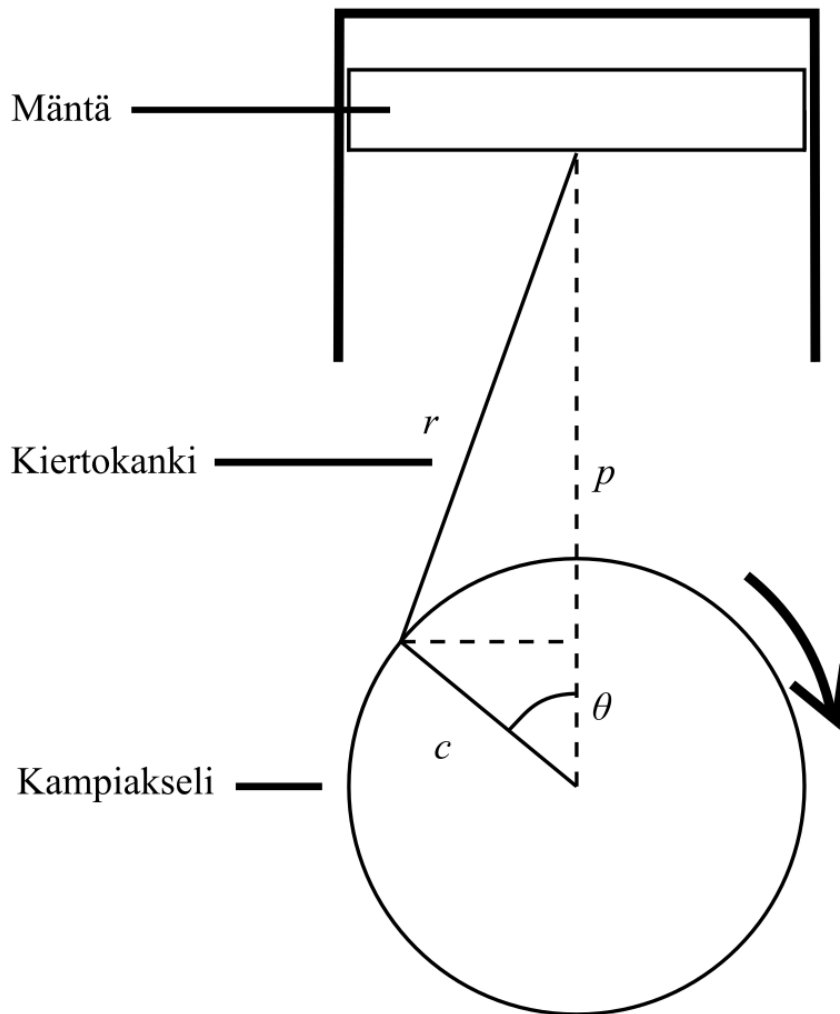
2.2 Dieselkoneen muodostama vääntömomentti ja värähtely

Dieselmoottori on polttomoottorityyppi, jossa puristustahdin synnyttävä paine nostaa puristettavan ilman lämpötilan niin korkeaksi, että sylinteriin ruiskutettava polttoaine syttyy ilman erillistä sytytysjärjestelyä. Nykyiset moottorimallit eivät usein noudata perinteistä dieselsykliä, joka esiteltiin jo 1890-luvulla. Korkea paine ja lämpötila sytyttävät polttoaineen, jolloin palokaasujen nopea laajeneminen painaa mäntää alaspäin. Männän kiertokangen avulla männän pitkittäinen liike muunnetaan pyöriväksi liikkeeksi kampiakselilla. Moottorin iskujärjestys valitaan siten, että käynnistä saadaan tasainen suorituskyky huomioon ottaen. Dieselin käyttäytymistä on haastavaa mallintaa tarkasti, joten usein tyydytään yksinkertaisten matemaattisten mallien tuottamiin arvioihin. Moottorin toiminta on jaksoittaista peräkkäisten työkiertojen välillä ja muutokset eri jaksojen välillä ovat usein vähäisiä tasaisella nopeudella ja kuormituksella. Muutokset esimerkiksi akselilla vaikuttavissa voimissa, polttoaineessa ja sytytyksen ajoituksessa aiheuttavat muutoksia syntyneessä sylinteripaineessa ja akselille välittyvässä vääntömomentissa. Dieselmoottorin sytytystaajuus on riippuvainen pyörimisnopeudesta sekä moottorin tyyplistä. Se voidaan kuvata yhtälöllä

$$f_s = \frac{n \cdot O_d}{60} \quad (1)$$

jossa n on pyörimisnopeus [rpm] ja O_d on moottorin hallitseva järjestys (Eaton, 2018). Moottorin hallitseva järjestys määräytyy sen perusteella, kuinka monta sylinteriä iskee yhden kampiakselin pyörähdysaikana. Siihen vaikuttaa lisäksi se, onko kyseessä 2- vai 4-tahtimoottori. Moottorin toteutuksesta ja ohjauksesta riippuen se ei ole välttämättä vakio ja se pitää selvittää koneen toteutuksen perusteella. Esimerkiksi tyyppillisessä nelitahtisessa nelisylinterisessä moottorissa hallitseva järjestys on 2, kun oletetaan että kaksi sylinteriä sytytetään yhden akselin pyörähdysaikana.

Moottorin toimintaa voidaan analysoida tarkastelemalla yksittäisen männän tuottamaa voimaa ja akselille välittyvää vääntömomenttia kampiakselin kulman funktiona. Yksittäisen männän rakenne on esitetty kuvassa 3.



Kuva 3. Mäntämoottorin perusrakenne, jossa kammien kulma on θ , kiertokangen pituus r ja kammien säde c .

Sylinteripaine, vääntömomentti ja männän toiminta mallinnetaan usein jaksottaisena signaalina kammien kulman θ funktiona. Värähtelyn sisältö voidaan jakaa vääntö- ja pitkittäisvärähtelyyn sekä sekalaiseen värähtelyyn. Vääntövärähtelyllä (Eng. torsional vibration) tarkoitetaan tässä mäntien kautta akselille välittyvää epätasaista momenttia, joka seuraa dieselin työkiertoa. Momentti koostuu työtahdin aiheuttamasta voimasta kiertokangen kautta, joka aiheuttaa värähtelyä moottorin liikkuvissa osissa suhteessa moottorin runkoon. Kampiakselin laakerien tukireaktioiden avulla mäntien momentti-iskut muutetaan vääntömomentiksi moottorin vauhtipyörälle. Merkittävin tekijä on polttoaineen syttymisen aiheuttama korkea paine työtahdin aikana ja siitä syntyvä tangenciaalinen voima, joka kohdistuu alaspäin kohti

kampiakselia. Pitkittäissuuntainen värähtely aiheutuu kampiakselilla kiertokangen voiman aiheuttamasta kammen kulman oikaisupyrkimyksestä ja edestakaisin liikkuvissa osissa vaikuttavista epätasaisista massoista. Lisäksi vääntömomentin muutokset akselilla ja voimansiirtoon vaikuttavat voimat vaihteiston suunnalta voivat aiheuttaa sekalaista vääntövärähtelyä ja kampiakselin suuntaista värähtelyä. Sähkökäytön avulla voidaan kuitenkin aiheuttaa ainoastaan vääntövärähtelyyn, joskin sillä voi olla vaikutusta myös akselin muodonmuutoksiin ja liikkeeseen pitkittäissuunnassa.

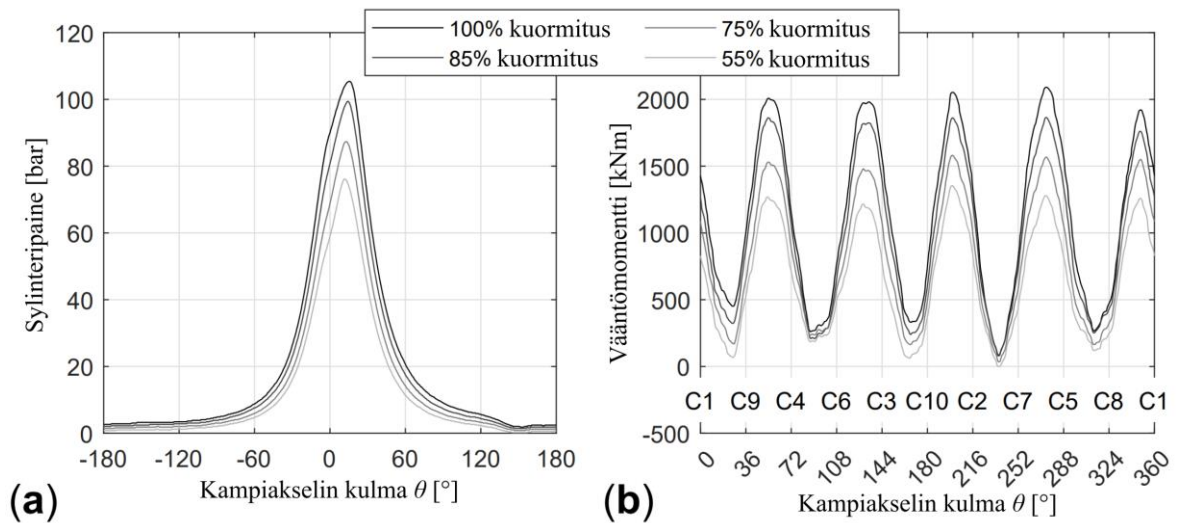
Dieselin tuottama vääntömomentti voidaan mallintaa monella tapaa. Pettersson ja Kjellin (2017) esittelevät Pro-gradu tutkielmassaan yksinkertaisen tavan arvioida sylinterin tuottamaa vääntömomenttia kammen kulman funktiona. Jos käytössä on tieto sylinteripaineesta kammen kulman funktiona, yhden sylinterin vääntömomentti tietyllä kammen kulmalla θ voidaan lausua

$$T_{\text{syl}}(\theta) = \Gamma(\theta) \cdot p_{\text{syl}}(\theta) \quad (2)$$

jossa T_{syl} on sylinteriltä saatava vääntö, p_{syl} on sylinterin tuottama paine moottorin runkoon verrattuna ja Γ kuvaa männän pinta-alalle kohdistuvan voiman suhdetta kampiakselilla vaikuttavaan vääntömomenttiin kuvan 3 mukaisesti. Se voidaan esittää yhtälöllä

$$\Gamma(\theta) = A_{\text{syl}} \cdot r \cdot \sin(\theta) \left(1 + \frac{c}{r} \cdot \frac{\cos(\theta)}{\sqrt{1 - \frac{c^2}{r^2} \sin^2(\theta)}} \right) \quad (3)$$

jossa A_s on männän pinta-ala, r kiertokangen pituus ja c on kammen säde. (Pettersson, Kjellin, 2017). Kuvassa 4 on esitetty esimerkki suuren dieselkoneen muodostamasta sylinteripaineesta ja vääntömomentista kampiakselin kulman funktiona. Käyrät on piirretty moottorin kuormitustasoilla 55 %, 75 %, 85 % ja 100 %. Kuvaan on myös merkitty sylinterien syytysjärjestys sylinterittäin C1 – C10.



Kuva 4. Esimerkki a) sylinterin muodostamasta paineesta ja b) kymmensylinterisen nelitahmoottorin hetkellisestä vauhtipyörälle välittyvästä kampiakselin vääntömomentistä kampiakselin kulman funktiona (Tsitsilonis, Theotokatos, 2021)

Kuvassa esitetyn moottorin kokoluokka on ajoneuvokäyttöihin verrattuna erittäin suuri, 15.5 MW, mutta siitä voidaan hyvin havaita yksittäisen sylinterin muodostaman paineen käyrämuoto ja kampiakselille välittyvän vääntömomentin dynamiikka. Kuormituksen kasvaessa painetta tarvitaan enemmän ja vääntömomentin keskiarvo kasvaa. Alhaisella kuormituksella vauhtipyörälle välittyvä vääntömomentti putoaa imu- ja puristustahdin aikana alle nollan, jolloin hieman tehoa kuluu sisäiseen kitkaan ja ennen kaikkea puristustyöhön nopeuden pysyessä likimäärin vakiona. Tämä pätee etenkin tyhjäkäynnillä, jossa kuormitus on vähäistä ja nopeus on lähes tasainen.

Tasaisella kuormituksella moottorin tuottaman vääntömomentin kasvaessa kiihtyvyys kasvaa, ja vastaavasti vääntömomentin pudotessa myös kiihtyvyys laskee, mistä aiheutuu yhtälön (1) mukaisesti värähtelyä kampiakselin pyörimisnopeuden käyrämuotoon. Nopeuden värähtely vastaa siis yksittäisten sylinterien painepiikkejä. Vääntömomentin värähtelevän luonteen takia akselille asennetaan vauhtipyörä tasoittamaan pyörimisnopeuden vaihtelua. Tällöin varmistetaan siitä, että pyörivä massa mahdollistaa myös seuraavan sylinterin sytytyksen tarpeeksi korkeassa paineessa. Dieselmootorin vääntömomentin pulssimaisuus on akselilla vaikuttavasta hitausmomentista, eli pääasiassa vauhtipyörästä, huolimatta niin merkittävää, että ennen vääntömomentin toimittamista eteenpäin vaihteistolle käytetään

joustavaa vaimenninta. Joustavana elementtinä voidaan hyödyntää muuan muassa elastomeerisiä, nestepohjaisia tai heiluriliikemassaan pohjautuvia ratkaisuja. (Wright, 2019). Perinteisissä kytkinlevyissä on jouset, joiden välityksellä vääntömomenttia siirretään vauhtipyörältä vaihteiston kytkinakselille. Näin vaihteiston hammaspyörät saadaan kestävämmän moottorin momentti-iskuja. Tätä hieman kehittyneempi järjestelmä on kaksoismassavauhtipyörä, joka vaimentaa iskuja tehokkaasti heiluriliikkeeseen perustuen.

2.3 Dieselmoottorin tasapainottaminen

Dieselmoottorin käynti on hieman epätasaista ilman nopeustasapainotusta. Tasapainotuksen avulla moottorin käyntiä voidaan tasoittaa. Epätasainen ja voimakas vääntömomenttivärähtely heikentää etenkin voimansiirron ja akselille kytkettyjen osien mekaanista kestävyyttä (Wright, 2019). Tasapainotettavat massat ja voimat sisältävät pyörivän massan, vuorottelevat massat ja moottorin iskuvoimat. Tasapainotuksessa otetaan huomioon myös kampiakselin mahdolliset epätasaisesti jakautuneet massat, kuten hitausmassan jakautuminen pituus-suunnassa ja pyörimisliikkeen aikana. Moottorit pyritään suunnittelemaan siten, että lopputestausvaiheessa akselin värinä täyttää vaatimukset ilman erillisiä tasapainotuskomponentteja. Esimerkiksi edestakaisin liikkuvien massojen kompensointiin voidaan käyttää vastapainoja, jotta akselin ympäri pyörivä massa on jakautunut mahdollisimman tasaisesti. Kuitenkin polttomoottorin peruseräite, eli etenkin työkierron aiheuttamat suuret vääntömomenttipiikit tarvitsevat seurakseen tarkasti suunnitellun järjestelmän, jotta käynnistä saadaan riittävän tasaista.

Vauhtipyörää käytetään yleisesti tasapainottamaan polttomoottorien käyntiä lähes kaikissa tapauksissa. On kuitenkin otettava huomioon, että kaikki kampiakselilla pyörivä inertia osallistuu tasapainotukseen vauhtipyörän tavoin. Aktiivisella tai virtuaalisella vauhtipyörällä viitataan mekaanisen vauhtipyörän korvaamiseen muilla keinoin, esimerkiksi sähkökoneella, jonka inertia toimii vauhtipyörän tavoin, mutta sitä ohjataan lisäksi aktiivisesti kompensoimaan polttomoottorin työkierron vaikutusta pyörimisnopeuteen. Aktiivisuudella viitataan siis vauhtipyörän ohjattavuuteen halutulla tavalla. Sen avulla vauhtipyörän käyttäytymistä voidaan käytännössä muuttaa dynaamisesti käyttötilanteen mukaan. Kun sähkökonetta käytetään vain vauhtipyöränä, se monimutkaistaa järjestelmää ja kuluttaa energiaa, mutta usein hybridiajoneuvoissa sähkökone asennetaan joka tapauksessa samalle akselille

polttomoottorin kanssa, jolloin sitä on mahdollista hyödyntää pyörimisnopeusväreen kompensoinnissa. Tulee huomioida, että vauhtipyörän hyötysuhde lähentelee sataa prosenttia, kun taas sähkökäytön hyötysuhde jää selvästi sen alapuolelle. Sähkökoneen lisääminen kampiakselille lisää akselin hitausmomenttia, mutta ilman erikoiskomponentteja se voi jäädä silti pienemmäksi kuin perinteisen mekaanisen vauhtipyörän hitausmomentti. Tällöin tarvitaan aktiivista kompensointia luomaan loput halutusta hitausmomentista virtuaalisena.

Sähkömoottorin lisäksi tasapainotuksessa voidaan hyödyntää polttomoottorin sähköistä ohjausyksikköä (ECU). Moottorinohjausyksikön avulla on mahdollista säätää polttoaineen ruiskutushetkeä, kestoja ja painetta, joita on myös mahdollista käyttää käynnin tasoittamiseen ja nopeusväreen vähentämiseen (Zhou et al. 2020). Polttomoottorin sylinteripaine on mahdollista mitata sylinteripainemittarilla (ICPS, In-Cylinder Pressure Sensor), jota voidaan hyödyntää moottorin ohjauksessa (Pettersson, Kjellin, 2017). Dieselmootorin sylinterien sytytysjärjestystä ja tilaa voidaan ohjata ja saavuttaa jopa 20 % pienempi polttoaineen kulutus alhaisella kuormalla. Sylinterien ohjaus vaikuttaa luonnollisesti myös moottorin sytytystaajuuteen, NVH-suorituskykyyn ja akselin kiihtyvyyden dynamiikkaan. Tämän lisäksi sen avulla voidaan välttyä sellaisilta moottorin toimintapisteistä eri nopeuksilla, joilla sytytystaajuus on lähellä voimansiirron resonanssitaajuutta. (Archer, McCarthy, 2018).

2.3.1 Vauhtipyörän dynamiikka

Perinteinen vauhtipyörä on yksinkertainen pyöreä levy, joka toimii epätasaisen pyörimisliikkeen tapauksessa energiaa varastoivana ja luovuttavana elimenä. Vauhtipyörä toimii kineettisen energian energiavarastona hyvin pienin häviöin. Ainoastaan kitka pudottaa vauhtipyörän hyötysuhdetta. Koska samalla massalla saadaan mahdollisimman suuri inertia, kun pääosa massasta sijoitetaan mahdollisimman kauas akselista, vauhtipyörä muistuttaa usein muodoltaan rengasta ja sitä myös kutsutaan roottoriksi. Vauhtipyörää hyödynnetään yleisesti polttomoottorien kanssa tasoittamaan niiden käyntiä, mutta sitä on käytetty myös energiavarastona sekä muiden järjestelmien tasapainotuksessa. Polttomoottorikäytössä vauhtipyörä asennetaan kampiakselille ja sen lisäksi myös kampiakselin inertia tasoittaa polttomoottorin käyntiä. Vauhtipyörään varastoituu kineettistä energiaa E_{kin} , joka voidaan laskea hitausmomentin J ja mekaanisen kulmanopeuden Ω avulla

$$E_{\text{kin}} = \frac{1}{2}J\Omega^2 \quad (4)$$

Kuten yhtälöstä (4) voidaan havaita, varastoidun energian määrä kasvaa kulmanopeuden neliossa. Alhaisilla pyörimisnopeuksilla vauhtipyörän varastoima energiamäärä on siis huomattavasti pienempi. Vauhtipyörän hitausmomentti määräytyy sen geometrian ja materiaalien perusteella ja esimerkiksi yksinkertaiselle kiinteälle ympyrälieriölle voidaan laskea yhtälöllä

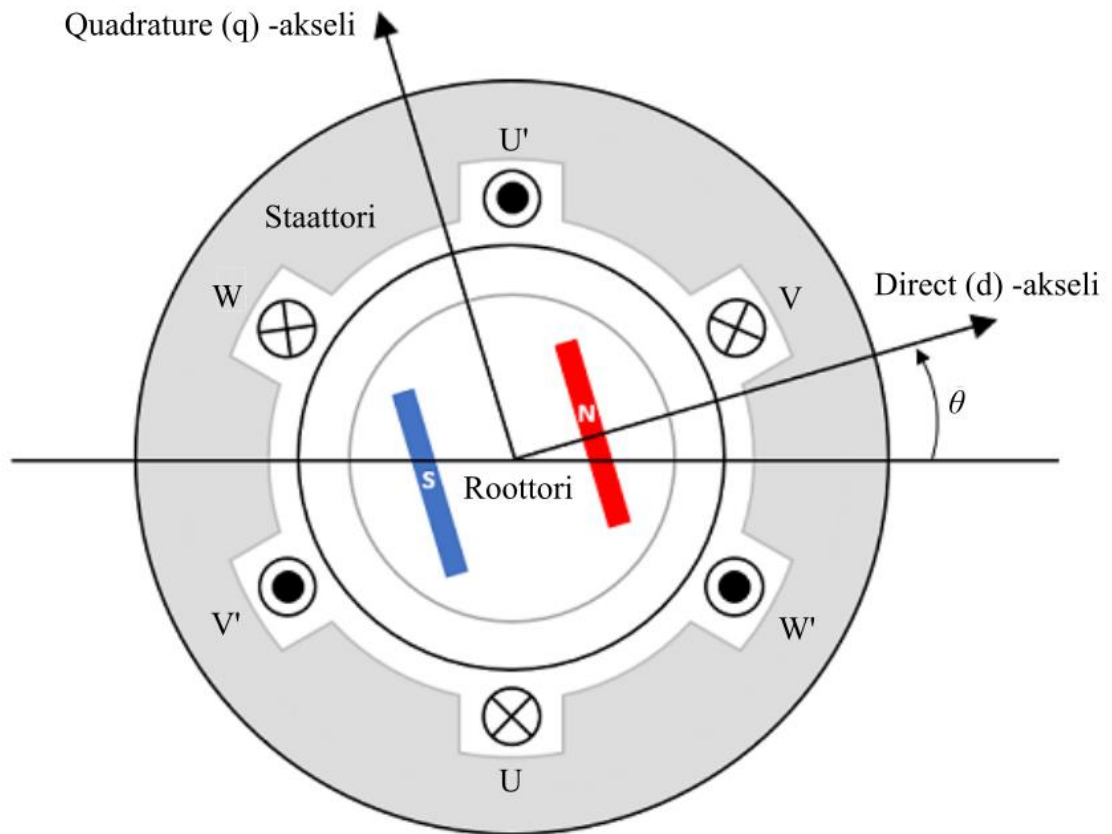
$$J = \frac{1}{2}\pi \cdot l \cdot \rho(r_0^4 - r_i^4) \quad (5)$$

jossa l on vauhtipyörän pituus, ρ materiaalin tiheys, r_0 ulkohalkaisija ja r_i sisähalkaisija. Hitautsmassan yksikkö on kgm^2 .

Ajoneuvokäytössä pyritään usein vauhtipyörän geometrian ja materiaalien avulla saamaan tarpeeksi suuri inertia, mutta kuitenkin mahdollisimman pienessä koossa. Materiaalina on usein teräs tai muu materiaali, jolla on korkea tiheys. Ajoneuvossa moottorin tyyppi, suorituskyky ja kuormitusyksi vaikuttavat vauhtipyörän suunnitteluun. Vauhtipyörän massan kasvattaminen hidastaa ajoneuvon kiihdyttämistä ja hidastamista, mutta kasvattaa varastoidun energian määrää. Ajoneuvon tyypillisen käyttötilanteen perusteella voidaan tarkastella, millä nopeudella moottori keskimäärin pyörii ja kuinka suuren osan ajasta järjestelmää kuormitetaan. Polttomoottoreissa vauhtipyörän tehtävänä on ylläpitää vakionopeutta moottorin työtahtien välillä ja tasapainottaa järjestelmän käyntiä. Usein pelkän vauhtipyörän tarjoama inertia ei riitä, ja siksi on otettu käyttöön erilaisia pyörimisliikkeen epätasaisuudesta aiheutuvia haittoja eliminoivia järjestelmiä, kuten kaksoismassavauhtipyörä tai vauhtipyörälle liitetty joustava vaimenninelementti, joka pehmentää vaihteiston akselille välittyviä vääntöiskuja. Työn tutkimusasetelman perusteella olisi myös syytä tarkastella akselille asennettavan sähkökoneen rakennetta, esimerkiksi siten, että koneen akselilla vaikuttava inertia olisi tavallista suurempi, jolloin se korvaisi jo itsessään osan perinteisestä vauhtipyörästä, jolloin aktiiviseen kompensointiin ei tarvitse käyttää yhtä paljon sähkötehoa. Moduuli voidaan tällöin asentaa lähelle moottoria vauhtipyöräkotelon ympärille.

2.4 Sähkökäytöt hybridiajoneuvoissa

Hybridiajoneuvoissa käytetään yleisesti vähintään yhtenä voimanlähteenä sähkömoottoria ja sähköajoneuvoissa se on järjestelmän tärkein tehonlähde. Nykyajoneuvoissa käytetään lähinnä induktiomootoreita (IM), synkronireluktanssimootoreita (SynRM) ja erilaisia tahtimootoreita (SM), joiden ominaisuudet voidaan erinomaisesti sovittaa ajoneuvokäyttöön (Lulhe, Date, 2015). Sopiva moottorityyppi voidaan erottaa ajoneuvon kuormitusyökylin ja ominaisuuksien perusteella. Tahtikoneista kestmagneettitahtikone eli PMSM (Permanent Magnet Synchronous Motor) tarjoaa korkean tehotehityden ja hyötysuhteen, mutta myös korkeat kustannukset ja rajoitetut käyttömahdollisuudet suurilla nopeuksilla (Rind et.al. 2017). Koneet eroavat myös niiden valmistukseen tarvittavien raaka-aineiden perusteella. Ympäristön kannalta etenkin harvinaisten metallien käyttö tulisi minimoida, jonka vuoksi SynRM-tyyppiset koneet ovat nostaneet suosiotaan 2010-luvulla. Työssä tarkastellaan kestmagneettitahtikonetta, koska sen magnetointiperiaate sallii parhaiten tarkoitukseen sopivan geometrian, kuten esimerkiksi ulkoroottorin käytön, sekä kohtalaisen yksinkertaisen rakenteen. Kestomagneettitahtikone on vaihtosähkökone, jonka roottorilla käytetään kestmagneetteja. Se ei tarvitse erillistä virrallista perusmagnetointia, sillä tarvittava ilmavälin magneettikenttä muodostetaan kestmagneettien avulla. Koneen rakenne vaikuttaa sen toimintaan ja tyyppillisesti käytössä on kaksi eri rakennetta. Magneetit voidaan asentaa roottorille kahdella tavalla, joko pinnalle tai roottoriin upotettuna. Perinteisesti magneetit on sijoitettu sisäroottorin pinnalle, mikä kuitenkin rajoittaa koneen pyörimisnopeutta mekaanisen kestävyiden kannalta. Sijoittamalla magneetit roottorin sisään saavutetaan parempi mekaaninen kestävyys ja suuremmat maksiminopeudet samalla toimintaperiaatteella. Tästä on hyötyä etenkin ajoneuvokäytössä (Muazzam et.al. 2022). Rakenne vaikuttaa myös koneen induktanssisuhteeseen, joka taas vaikuttaa koneen ohjausmahdollisuuksiin. Kun magneetit asennetaan staattorin sisään, kyseessä on IPMSM (Interior Permanent Magnet Synchronous Motor) -tyyppinen kone, ja kun magneetit asennetaan roottorin pinnalle, kyseessä on SPMSM ((Rotor) Surface Permanent Magnet Synchronous Motor) -tyyppinen kone. SPMSM-tyyppisten koneiden induktanssisuhde on lähellä yhtä, kun taas IPMSM-koneilla se on yli 1. Kuvassa 5 on esitetty tahtimootorin rakenne yhdellä napaparilla. Samaa esitystapaa voidaan hyödyntää yksinkertaistamaan tarkastelua ja mallinnusta, kun kyseessä on yli kaksinapainen kone.



Kuva 5. Kaksinapaisen IPMSM:n yksinkertaistettu rakenne ja roottorikoordinaatiston akselien suunnan määräytyminen (Mathworks, 2021)

Kuvasta voidaan havaita roottorin pitkittäis- (d-, direct) ja poikittais- (q-, quadrature) akselien muodostuminen roottorin magneettikentän perusteella sekä staattorin käämien ja kestopagneettien sijainti. Napapariluku määräytyy koneen rakenteen perusteella ja määrää koneen pyörimisnopeuden ja syöttötaajuuden suhteen. Koneen rakennetta ja parametreja voidaan tarkastella yksinkertaistettuna yhden napaparin avulla, sillä toiminta muiden napaparien kohdalla on identtinen. Tällöin yhtälöissä käytetyt kulmat θ mitataan sähköisinä kulmina joko radiaaneina tai asteina. Tulee kuitenkin huomata, että napaparien lukumäärä vaikuttaa koneen dynamiikkaan ja suorituskykyyn. Tarvittaessa säädön toteutus täytyy skaalata oikeaan napaparilukuun käyttämällä sähköistä kulmaa mekaanisen akselikulman sijaan. Sähköisen ja mekaanisen kulman suhde voidaan kuvata yhtälöllä

$$\theta_{el} = p\theta_{mek} \quad (6)$$

jossa p on napapari-luku. Yksi mekaaninen kierros koostuu useammasta sähköisestä kierroksesta, jolloin tahtikoneen syöttötaajuus on suurempi kuin sen mekaaninen taajuus. Staattorin magneettikenttä pyörii siis sähköisellä pyörimisnopeudella $d\theta_{el}/dt = \omega$.

Tässä työssä käytetään matemaattisfyysisistä malleja tahtikoneesta, joka on määritelty mallipohjainen säätö huomioon ottaen. Ensimmäiseksi tarkastellaan tahtikoneen dynamiikkaa UVW-tasossa ja lopuksi sen yhtälöille tehdään Parkin muunnos roottorin dq-tasoon, joka helpottaa tarkastelua mallinnuksen ja säädön kannalta. Myöhemmin simuloinnissa käytetty MATLAB:in oma PMSM-malli perustuu samantyyliiseen ratkaisuun. Kestomagneettitahtikoneen staattorin yli vaikuttavat jännitteet voidaan kuvata alle määriteltyjen yhtälöiden avulla.

$$\begin{aligned} u_U &= R_s i_U + \frac{d\psi_U}{dt} \\ u_V &= R_s i_V + \frac{d\psi_V}{dt} \\ u_W &= R_s i_W + \frac{d\psi_W}{dt} \end{aligned} \quad (7)$$

jossa u_U , u_V ja u_W ovat staattorin vaihejännitteet, R_s on staattoriresistanssi, i_U , i_V ja i_W ovat staattorikämmien virrat ja $\frac{d\psi}{dt}$ kuvaa magneettivuon muutosnopeutta staattorikämeissä. Kestomagneettien muodostama käämi ja staattorin käämitykset muodostavat yhdessä staattorin eri vaiheiden kokonaiskäämivuot. Eri vaiheiden kokonaiskäämivuo voidaan kuvata yhtälöllä

$$\begin{bmatrix} \psi_U \\ \psi_V \\ \psi_W \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} L_{UU} & L_{UV} & L_{UW} \\ L_{VU} & L_{VV} & L_{VW} \\ L_{WU} & L_{WU} & L_{WW} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} i_U \\ i_V \\ i_W \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} \psi_{PM} \cos(\theta) \\ \psi_{PM} \cos(\theta - \frac{2\pi}{3}) \\ \psi_{PM} \cos(\theta + \frac{2\pi}{3}) \end{bmatrix} \quad (8)$$

jossa induktanssit L kuvaavat staattorin itseis- (esim. L_{UU}) ja keskinäisinduktansseja (esim. L_{UV}). ψ_{PM} kuvaa kestomagneetin käämivuota. Yhtälön viimeinen matriisi kuvaa staattorin vaiheiden välistä kestomagneettivuota. Kuten kaavasta voidaan havaita, kokonaiskäämivuo riippuu staattorin induktansseista, virroista sekä sähköisestä kulmasta.

Kokonaisuudessaan yhtälöt muodostavat mallin, joka kuvaa koneen dynamiikkaa ja rajoitteita. Tarkastelu kolmivaiheisessa järjestelmässä on haastavaa, sillä induktanssit ovat aika-riippuvaisia. Koneen toimintaa kuvaavat yhtälöt voidaan muuttaa pyörivään avaruusvektori-koordinaatistoon, jolloin voidaan tarkastella yhtälöitä riippumatta kammien kulman arvosta. Tätä hyödynnetään myös säädössä, sillä se helpottaa säätimen toteutusta ja mahdollistaa vääntömomenttia ja magneettivuota tuottavien virran komponenttien erottamisen toisistaan. Muunnos kolmivaiheisesta järjestelmästä pyörivään koordinaatistoon Parkin muunnoksen avulla voidaan esittää yhtälöllä

$$\begin{bmatrix} d \\ q \\ 0 \end{bmatrix} = \frac{2}{3} \begin{bmatrix} \sin(\theta_{el}) & \sin(\theta_{el} - \frac{2\pi}{3}) & \sin(\theta_{el} + \frac{2\pi}{3}) \\ \cos(\theta_{el}) & \cos(\theta_{el} - \frac{2\pi}{3}) & \cos(\theta_{el} + \frac{2\pi}{3}) \\ 0.5 & 0.5 & 0.5 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} U \\ V \\ W \end{bmatrix} \quad (9)$$

jossa 0 on muunnoksen nollakomponentti ja θ_{el} sähköinen kulma. Symmetrisessä tilanteessa nollakomponenttia ei esiinny. Tahtikoneen yhtälöille (7) ja (8) tehdään Parkin muunnos, jolloin saadaan seuraavanlaiset yhtälöt mallin jännitteille.

$$u_d = R_s i_d + L_q \frac{di_q}{dt} - p\omega i_q L_q \quad (10)$$

$$u_q = R_s i_q + L_q \frac{di_q}{dt} + p\omega (i_q L_q + \psi_{PM}) \quad (11)$$

$$u_0 = R_s i_0 + L_0 \frac{di_0}{dt} \quad (12)$$

Kestomagneettitahtikoneen sähkömagneettinen vääntömomentti T_e voidaan kuvata yhtälöllä

$$T_e = \frac{3}{2} p ((L_d - L_q) i_d i_q + \psi_{PM} i_q) \quad (13)$$

jossa p on napapariluku, L_d d-akselin induktanssi, L_q q-akselin induktanssi. Kuten kaavasta (13) voidaan havaita, kestromagneettitahtikone ei tuota reluktanssivääntömomenttia induktanssien L_d ja L_q ollessa yhtä suuret. Reluktanssivääntömomentti syntyy magneettisten akselien anisotropiasta. Pintamagneettikone tuottaa käytännössä vääntömomenttia vain q -akselin virralla. Siksi SPMSM-tyyppisten koneiden kanssa hyödynnetäänkin yleisesti $i_d = 0$ -säätöä, jossa q -akselin virta maksimoidaan d -akselin virtaan nähden, jotta saadaan mahdollisimman suuri vääntömomentti. SPMSM-tyyppisillä koneilla $i_d = 0$ säätö toimii koneen MTPA-menettelmänä (Maximum Torque Per Ampere) (Guo et al. 2016). Kuten yhtälöistä (10), (11), (12) ja (13) voidaan havaita, koneen toimintaa on paljon yksinkertaisempaa tarkastella dq -koordinaatistossa säätöteknisessä mielessä, kun suureet eivät ole enää kulmasta riippuvaisia sinimuotoisia signaaleja.

AC-sähkökoneiden teho-ohjaimena käytetään yleisesti kolmivaiheista vaihtosuuntaajaa, jonka DC-syöttö otetaan ajoneuvon akustosta. Yleisiä järjestelmän jännitetasoja ovat 48 V ja 400 V riippuen moottorien nimellisjännitteestä, mutta itse akuston jännite saattaa olla eri, kuin välipiirillä. Ajoneuvoissa 800 voltin jännitetaso on vuonna 2022 vasta yleistymässä ja tarjoaa mahdollisuuden nopeampaan lataukseen, pienempiin häviöihin sekä parempaan hyötysuhteeseen (Jolley, 2021). Jännitetaso määräytyy järjestelmän vaatimusten perusteella ja korkeampi sähkötehon tarve vaatii korkeamman jännitteen. 48 V on yleinen ratkaisu kevyhybrideissä, mutta työkoneisiin, raskaan liikenteen ratkaisuihin ja täyssähköisiin autoihin siirryttäessä korkeammat jännitteet kuten 400 V tai 800 V yleistyvät. Korkeampi jännitetaso mahdollistaa suuremman tehon siirron samalla johtimien poikkipinta-alalla. Käytössä on usein kaksitasoinen 3 vaiheinen täyssiltavaihtosuuntaaja MOSFET- tai IGBT-kytkimillä. Korkeamman jännitetason myötä useamman jännitetason vaihtosuuntaajien käyttö on yleistynyt ja perinteiselle täyssiltavaihtosuuntaajalle on tarjolla useita vaihtoehtoja. Useamman jännitetason avulla voidaan saavuttaa pienemmät sähkömagneettiset häiriöt ja korkeampi hyötysuhde etenkin alhaisilla nopeuksilla. (Poorfakhraei et al. 2021). Vaihtosuuntaajan kytkimien oikeaoppisella kytkennällä ja ohjauksella sähkömoottoria ohjataan halutulla tavalla.

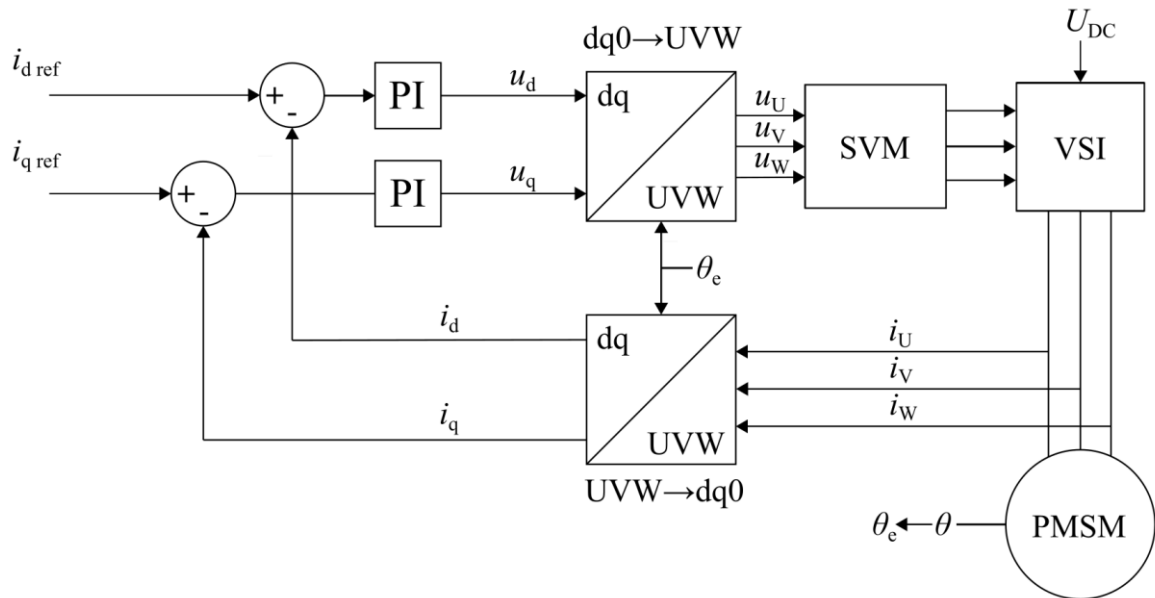
2.5 Tasapainottamiseen sopivat säätömenetelmät

Periaatteessa kyseessä on pyörivään massaan vaikuttavan vääntömomenttihäiriön ohjaus halutulla tavalla. Perinteiseen vauhtipyörään verrattaessa hyödynnetään tässä tapauksessa virtuaalista, ei mekaanista inertiaa. Aktiivisessa nopeusväreen, vääntömomentin tasapainotuksessa voidaan hyödyntää monia eri menetelmiä. Tutkimusasetelma asettaa rajoitteita sähkömoottorin säädön toteutukselle. Ideaalisessa tilanteessa sähkökoneen säätöön ei tarvita muuta dataa, kuin mitä kampiakselilta ja poltto- sekä sähkömoottorilta saadaan ilman kalliita lisäkomponentteja. Suurin rajoite säätömenetelmälle muodostuu dieselin muodostamien painepiikkien lyhyestä kestosta, joka on myös riippuvainen pyörimisnopeudesta. Säädön on siis oltava tarpeeksi nopea, jotta se pystyy vastaamaan näihin amplitudiltaan suuriin ja lyhytkestoisiiin muutoksiin. Monissa työkoneissa kaasupolkimen asento muodostaa moottorin pyörimisnopeusohjeen, joten pyörimisnopeuden pitäminen tasaisena on tärkeää. Tehopiikit tapahtumat lähes aina samassa kohtaa kampiakselin pyörimisliikettä, jota voidaan helposti hyödyntää säätimen suunnittelussa. Lisälaitteista ja toimintamoodista riippuen dieselmoottorin kuorma ja sylinteripaine eivät välttämättä ole vakiot tyhjäkäynnissä, mikä vaikuttaa kampiakselille välittyvän vääntömomentin huippuarvoihin. Voimansiirron komponenttien kuluminen voi vaikuttaa tyhjäkäynnillä tarvittavaan keskimääräiseen vääntömomenttiin.

Kirjallisuuskatsauksen perusteella aktiivisen vääntömomentti- ja nopeusväresäädön perustana hyödynnetään yleisesti perinteistä PI- tai PID-säätöä nopeuden muutosten tasoittamiseen ja myötäkylkyntäistä säätöä vääntömomenttipiikkien kompensointiin (Qin et al. 2020). Observer- eli tarkkailijatyypisten säätimien suorituskykyä on jo tutkittu lukuisissa artikkeleissa. Tarkkailijasäätimessä järjestelmän tilasta muodostetaan arvio järjestelmän syötteen ja ulostulon perusteella.

Moottoriohjauksessa hyödynnetään usein FOC-säätöä (Field Oriented Control) eli suomalaisittain vektorisäätöä tai vuo-orientoitua vektorisäätöä. Vaihtovirtakoneen vääntöä ja magneettivuota tuottavat komponentit saadaan tällöin erotettua toisistaan, jolloin sitä voidaan ohjata kuten erillismagnetoitua tasavirtakonetta. FOC tarjoaa korkean hyötysuhteen laajalla pyörimisnopeusalueella, tasaisen ja nopean vääntömomenttivasteen, sekä mahdollisuuden nelikvadranttikäyttöön (Electrical4U, 2020). FOC vaatii tiedon kampiakselin kulmasta toimiakseen. Usein sen parina käytetään avaruusvektorimodulaatiota (SVM, Space Vector Modulation) sopivien kytkinten ohjaussignaalien muodostamiseen, jotta välipiirin tarjoama

jännite saadaan hyödynnettyä mahdollisimman tehokkaasti. FOC-algoritmin perusrakenne on esitetty kuvassa 6.



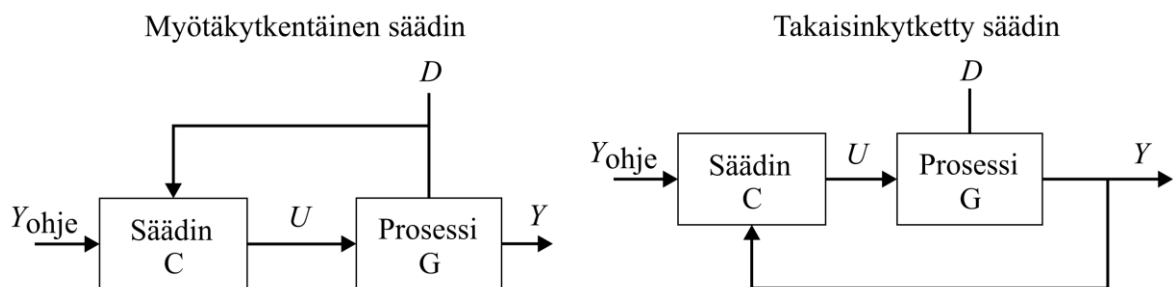
Kuva 6. Tyypillinen vektorisäädön rakenne

Kuvassa näkyvät UVW- ja dq-muunnokset toteutetaan yleisesti Parkin ja käänteisellä Parkinmuunnoksella. Muunnoksessa kolmannen vaiheen mittaus ei ole pakollinen. virtojen i_d ja i_q referenssit muodostavat algoritmin ohjaussignaalit ja ulkoisen säätösilmukan, ja sisäinen säätösilmukka säätelee virtojen suhdetta. Algoritmillemme annettava referenssit $i_{d\text{ ref}}$ ja $i_{q\text{ ref}}$ voidaan muodostaa eri tavoin. Usein käytössä on pyörimisnopeuden säädin tai vääntömomenttiosio.

Toinen säätöalgoritmin perusta aktiivisen kompensoinnin toteutukselle voi olla DTC (Direct Torque Control), eli suora vääntömomenttisäätö. Kuten FOC-säädössä, koneen käämivuota ja vääntöä tuottavia komponentteja ohjataan erikseen. DTC:ssä koneen tuottamalle vääntölle ja käämivuolle lasketaan arvio vaihevirtojen ja -jännitteiden perusteella ja arvoja verrataan asetuttuihin ohjearvoihin. koneen vääntömomenttia. DTC ei tarvitse erillistä modulaattoria. Nimensä mukaisesti menetelmässä ohjataan koneen tuottamaa vääntömomenttia suoraan, ilman erillistä modulaattoria. Se tarjoaa perinteisiä säätötapoja nopeamman vääntömomenttivasteen, mutta on herkkä mahdollisille jännitteen integrointivirheille (García et al. 2006). Toisin kuin vektorisäätö, DTC ei tarvitse akselin paikkatietoa toimiakseen.

Työssä tarkastellaan vektorisäädön suorituskykyä kompensoinnissa esimerkkitapauksena. Jos käytännön järjestelmässä säädön vääntövaste ei ole tarpeeksi hyvä, joudutaan tällöin mahdollisesti käyttämään suoraa vääntömomenttisäätöä. Säädön ohjaussignaalin $i_{q,ref}$ muodostuksessa voidaan hyödyntää monia menetelmiä ja säätimiä. Kampiakselin kulman avulla voidaan muodostaa helposti sopiva säädin vääntöpiikkien ohjaukseen. On tiedossa, missä kohtaa kampiakselin pyörähdysliikettä työtahti tapahtuu, joten sen kompensoinnissa voidaan hyödyntää ennustavaa säädintä. Referenssi voidaan muodostaa dieselin tilan perusteella, jolloin sähkökoneelle annetaan reaaliaikainen tai ohjelmoitu arvio dieselin vääntömomentin käyttäytymisestä tietyllä nopeudella. Ennakoivan säädön ja kampiakselin vääntömomentti-
piikkien kompensoinnin lähtökohtana on myötäkytkentäinen eli feed-forward-säätö, jossa virtareferenssin muodostavan säätimen lähtöön, eli käytännössä jänniteohjeisiin lisätään myötäkytkentäohjeet. Ohje voidaan myös lisätä ulkoisen silmukan lähtöön, jolloin virtasäädin hoitaa jännitereferenssin muodostuksen. Ennustavaa tai viiveellistä säätöä voidaan hyödyntää etenkin tasaisella pyörimisnopeudella, jolloin sähkökoneelle annettava vääntömomenttiohje synkronoidaan samatahtiseksi kuin dieselin pyörimisnopeus ja vääntömomentti-
piikit. Eri säätömenetelmiä yhdistelemällä voidaan saavuttaa suurempi hyöty eri käyttötilanteissa, mutta se kasvattaa järjestelmään monimutkaisuutta ja hintaa.

Kuvassa 7 on havainnollistettu takaisinkytketyn säädön ja myötäkytketyn säädön eroavaisuuksia. Myötäkytketty säädin ei ota säätimen lähtöä huomioon, kuten takaisinkytkennässä, jolloin sen toiminta perustuu täysin mallin parametreihin ja tulossignaalin käyttäytymiseen. Säätimestä voidaan myös tehdä adaptiivinen, jolloin se mukautuu käyttötilanteen ja parametrien muutosten perusteella.



Kuva 7. Myötä- ja takaisinkytketyn säätimen rakenne osana säätöjärjestelmää

Kuten kuvasta voidaan havaita, myötäkytkentäinen säätö käyttää tulonaan vain prosessin häiriölähdettä. Myötäkytkentäinen säätö tarvitsee usein tarkemman mallin prosessin toiminnasta, jotta voidaan arvioida, kuinka säätimen ohjaussignaali vaikuttaa mitattuun suureeseen ja prosessin ulostuloon. Lisäksi se vaatii erillisen mittauksen ohjaussignaalille. Työn esimerkiksi vääntömomentin tai kulmanopeuden käyttäytymistä voidaan pitää järjestelmässä esiintyvänä toistuvana häiriönä, joka vaikuttaa negatiivisesti käyttökokemukseen. Akselin kulmassa häiriötä on hankala havaita nopeusvirheen ollessa pieni. Säätö voidaan siis toteuttaa esimerkiksi tarkastelemalla pyörimisnopeutta takaisinkytketyn säätimen avulla, tai vääntömomenttia tai akselin kulmaa prosessin parametreihin perustuvan ohjauksen perusteella, joka vaikuttaa pyörimisnopeuden käyttäytymiseen.

Tarkkailijatyypisten säädinten suorituskykyä on jo tutkittu samantyyppisissä käyttötarkoituksissa. Yleensä toteutuksen vaatimuksena on tarkat prosessimalliin perustuvat parametrit joko dieseliltä tai sähkökoneelta. Eri säädinratkaisut eroavat toisistaan huomattavasti niiden tarvitsemien mittasignaalien perusteella. Usein tarvitaan tieto kammien kulmasta ja mahdollisesti pyörimisnopeudesta, joka voidaan joko mitata tai arvioida. Kulma ja nopeus voidaan arvioida sähkökoneen suureiden avulla, joten periaatteessa kulmasensori ei ole pakollinen. Arvioitujen suureiden tarkkuus tulee kuitenkin ottaa huomioon. Useat polttomoottorit ja sähkökoneet tarjoavat kuitenkin yleisesti mahdollisuuden kulma- ja nopeussensorille, kuten resolversille. Mittasignaaleina voidaan hyödyntää myös polttomoottorilta mitattuja tai arvioituja parametreja, kuten sylinteripainetta.

3 Rinnakkaishybridijärjestelmän mallintaminen

Yksi työn päätavoitteista on toimivan simulointimallin rakentaminen ja säädön toteuttaminen moottorin vääntömomenti- ja nopeusväreen kompensointiin alhaisilla pyörimisnopeuksilla sähkökoneen avulla. Parametrit valitaan vastaamaan keskiluokan traktoria 150 kW / 800 Nm teholuokassa. Järjestelmästä muodostetaan malli, joka koostuu dieselmoottorista, kampiakselista, vauhtipyörästä, sähkökäytöstä ja sen säädöstä. Simulointi toteutettiin MATLAB R2021b ja Simulink 10.4 -ohjelmistojen avulla. Suuri osa sähköisistä komponenteista löytyy SimScape Electrical -kirjastosta ja polttomoottoripuolen osat SimScape Driveline -kirjastosta. Säätosilmukat ja mitattavat parametrit valitaan siten, että niitä on mahdollista hyödyntää myös oikeassa ympäristössä. Sähkökoneen muita käyttötarkoituksia ajoneuvon toiminnassa, kuten käyttöakun lataamista tai moottorin starttimoottorina toimimista ei oteta huomioon enempää kuin mallin toiminnan kannalta on tärkeää. Päätavoitteena on tarkastella sähkökoneiston toimintaa ja ohjausta, joten voimansiirron muihin parametreihin ei perehdytä yhtä tarkasti. Dieselin kampiakselin kuormituksen parametrit arvioidaan siten, että kampiakselille saadaan amplitudiltaan ja keskiarvoltaan sopiva vääntömomentti. Simuloinnissa ei oteta huomioon voimansiirron ulkopuolelle asennettavia vaimentimia, sillä niiden vaikutus on sovelluskohtainen.

3.1 Dieselkoneen ja kampiakselin mallintaminen

Liikkeelle lähdettiin Simulinkin tarjoamien valmiiden komponenttien ja kirjastojen avulla. Simulink SimScape tarjoaa monipuoliset työkalut sähköisten ja mekaanisten järjestelmien yhteensovittamiseen. On tärkeää mallintaa vääntömomentin tuotto tarpeeksi tarkasti, jotta simuloinnin tuloksia voidaan hyödyntää myös oikeassa kohteessa. Tarjolla on muutamia eri malleja polttomoottorin tai yksittäisten mäntien mallinnukseen. Piston Engine -lohko tarjoaa mäntämoottorimallin, jossa on otettu huomioon moottorin yksittäisten sylinterien aiheuttama vääntömomenttikäyrä kammien kulman funktiona, joten se soveltuu myös tasapainotuksen simulointiin (MathWorks, 2021). Malli on tarkoitettu kaikille mäntiä käyttäville moottoreille, mutta sen painekäyrä on käyttäjän asetettavissa, joten se soveltuu tarkoitukseen

hyvin. Moottorin fyysiset parametrit, paineentuotto, kampiakselin ominaisuudet sekä polttoaineen kulutus ovat käyttäjän määriteltävissä. Polttoaineen kulutuksen mallinnusta ei hyödynnetä, sillä se ei vaikuta mallin toimintaan. Toisaalta ottamalla polttoaineenkulutuksen huomioon on mahdollista tarkastella tasapainotuksen vaikutusta moottorin hyötysuhteeseen. Lohkon männän aiheuttaman voiman F_B ja sylinteripaineen muodostaman vääntömomentin T_F suhde tietyllä ajanhetkellä määräytyy

$$\frac{T_F}{F_B} = -c \left(\sin(\theta) + \frac{\sin(2\theta)}{2\sqrt{\frac{r^2}{c} - \sin^2(\theta)}} \right) \quad (14)$$

jossa hyödynnetään samantyylistä tapaa arvioida voiman aiheuttama vääntö, kuin kaavassa (3). Lohkon painevektorin avulla voidaan määritellä moottorin kampiakselilla tuottaman vääntömomentin käyttäytyminen yhden työkierron aikana. Mathworks ei tarjoa tarkkaa selitystä, kuinka lohko laskee männän aiheuttaman voiman F_B sylinteripaineesta. Tietyn painevektorin pisteen on vastattava tiettyä pistettä kampiakselin kulmavektorissa. Vaihtoehtoina paineenmuodostuksen parametrisoinnilla on tarjolla myös kaasupolkimen asennon ja pyörimisnopeuden huomioon ottaminen. Tällöin kaasupolkimen asennon vektorin nopeusvektorin pisteet vastaavat tiettyä 3D-painematriisin arvoa. Jos paineelle ei muodosteta matriisia, sen arvoja täytyy säätää nopeuden tai kaasupolkimen asennon muuttuessa. Tällöin mallista saataisiin dynaaminen. Sellainen ei ole välttämätön tasaisella nopeudella suoritettavien simulointien kannalta.

Vakioasetuksilla sylinteripaineen käyrämuodossa on vain 5 datapistettä. Tarkkuuden lisäämiseksi hyödynnetään mittausten avulla saatua esimerkkidataa nelisylinterisen dieselmoottorin paineentuotosta projektin yhteistyökumppani AGCO Powerilta. Mittaukset on tehty NRSC (Non-Road Steady cycle) mode 8 -tilassa, eli alhaisella kuormalla pyörimisnopeudella 850 rpm. Datapisteiden perusteella muodostettiin diesellohkon paine- ja kulmavektorit MATLAB:in avulla. Sylinteripaine p_{syl} kuvataan baareina kammien kulman välillä -360° - 360° , eli yhden työkierron ajalta. Datasetin perusteella on mahdollista muodostaa painematriisi, joka ottaa huomioon myös kuormituksen ja pyörimisnopeuden. Simulointitapaukset toteutetaan vakionopeudella ja -kuormituksella, mutta mallin tarkkuutta saadaan parannettua

ottamalla pyörimisnopeus huomioon dieselmoottorin aiheuttaman pyörimisnopeusvaihtelun takia.

Kampiakselille lisätään inertialohko kuvaamaan vauhtipyörän inertiaa. Lohko on ideaalinen ja sen dynamiikka voidaan kuvata yhtälöllä

$$T_{fw} = J \frac{d\Omega}{dt} \quad (15)$$

jossa T_{fw} on sen varastoima vääntömomentti, J hitausmassa ja $\frac{d\Omega}{dt}$ kulmanopeuden muutosnopeus. Lisäksi akselille lisätään kitkalohko, jonka avulla voidaan simuloida kitkan aiheuttamia häviöitä pyörimisliikkeessä. Kokonaiskitka on nopeusriippuvainen ja se koostuu Stribeckin, coulombin, ja viskoosikitkan summasta. Kokonaisuudessaan yksinkertaistettu kitkan aiheuttama vaikutus simuloituun vääntömomenttiin voidaan arvioida kaavalla

$$T_f = \sqrt{2}e(T_{brk} - T_C) \cdot \exp\left(-\left(\frac{\Omega}{\Omega_{St}}\right)^2\right) \cdot \frac{\Omega}{\Omega_{St}} + T_C \cdot \tanh\left(\frac{\Omega}{\Omega_{Coul}}\right) + F_v\Omega \quad (16)$$

jossa e on Eulerin luku, T_{brk} irtautumiskitka, T_C on coulombinen kitka, Ω on suhteellinen kulmanopeus, Ω_{St} on Stribeckin rajanopeus, Ω_{Coul} on coulombisen kitkan rajanopeus ja F_v on viskoosikitkakerroin. Stribeckin ilmiön rajakulmanopeus voidaan arvioida yhtälöllä

$$\Omega_{St} = \Omega_{brk}\sqrt{2} \quad (17)$$

jossa Ω_{brk} on rajanopeus, jossa kappale saadaan liikkeelle pyörimisnopeuden ollessa lähellä nollaa. Coulombisen kitkan rajakulmanopeus voidaan vastaavasti esittää rajanopeuden avulla yhtälöllä

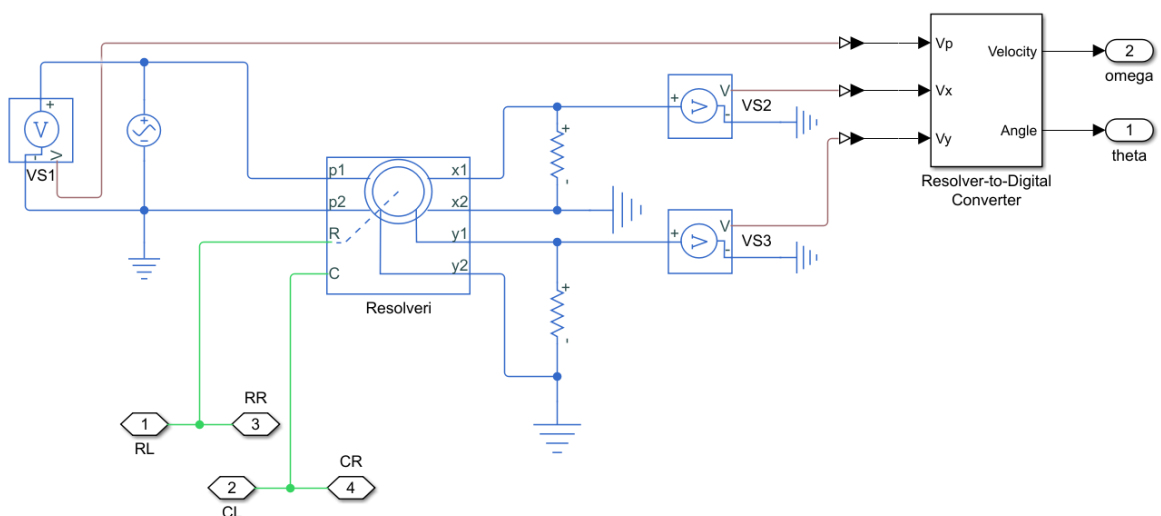
$$\Omega_{\text{Coul}} = \frac{\Omega_{\text{brk}}}{10} \quad (18)$$

Simulinkissä suhteellinen kulmanopeus Ω kuvaa roottorin ja rungon nopeuseroa.

$$\Omega = \Omega_R - \Omega_C \quad (19)$$

jossa Ω_R on akselin pyörimisnopeus, jota verrataan rungon pyörimisnopeuteen Ω_C , joka on nolla. Käytännössä se kuvaa akselin kulmanopeutta sitä ympäröiviin osiin verrattuna ja tällöin voidaan suhteellisena kulmanopeutena käyttää pyörimisnopeuden absoluuttista arvoa olettaen, että runko ei pääse kiertymään.

Mittasignaalien simuloinnin osalta akselille asennetaan Simulinkin Resolver-lohko, kuvaamaan tyypillistä kulma-anturia, joka mittaa myös akselin kulmanopeuden. Yleisesti käytössä on resolveri- tai enkooderipohjainen ratkaisu. Resolverissa hyödynnetään sähköistä muuntajaa mittaamaan muutoksia staattorin jännitteessä ja virrassa, ja se voi olla joko analoginen tai digitaalinen. Enkooderissa akselin kulma pyörivässä liikkeessä mitataan sensorin avulla. Resolverin muuntosuhteeksi asetetaan 0.5, napapari-luvuksi 4 ja käyttösjhköt saadaan 5 V 1000 Hz siniaaltona. Resolverin antona saadaan akselin kulmanopeus [rad/s] ja kulma [rad]. Resolverin kytkennät on esitetty kuvassa 8.



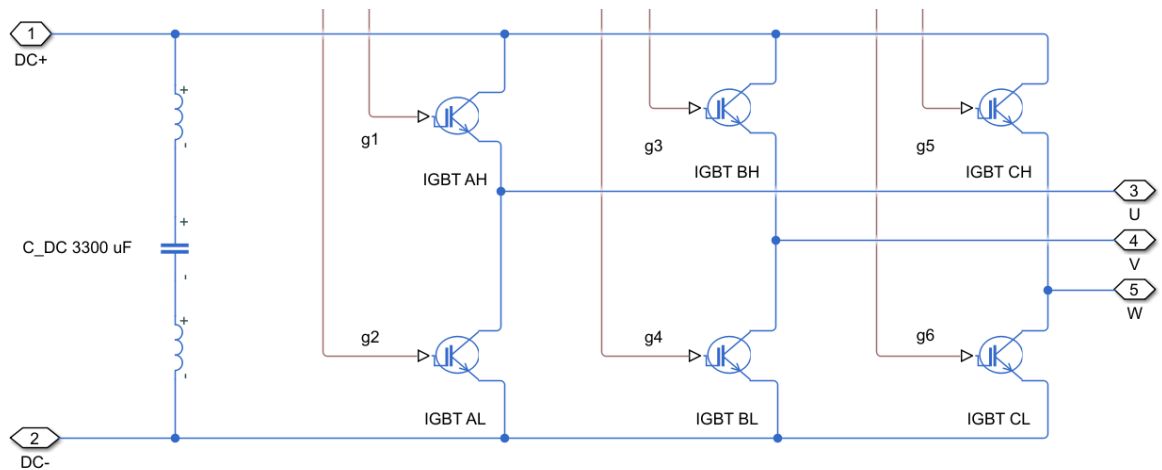
Kuva 8. Resolveri-lohkon kytkentä Simulinkissä

Kytkenät RL ja RR kuvaavat akselia, CL ja CR rungon nopeusreferenssiä, jotka muodostavat resolverin sisääntulosignaalit. Vastusten resistanssiksi on asetettu 1000 ohmia. Simulointien perusteella havaittiin, että resolveri voi aiheuttaa värähtelyä siitä saatavassa nopeussignaalisissa, etenkin ajon alussa. Värähtely kuitenkin vaimenee mitättömäksi ajon aikana.

3.2 Sähkökäytön mallintaminen

Tavoitteena on, että ideaalisessa tilanteessa sähkökäytön liittäminen järjestelmään onnistuisi riippumatta polttomoottorin ominaisuuksista, sensoreista ja lisälaitteista. Sähkökoneella pyritäisiin vastaamaan nopeusväreeseen vain kampiakselilta saatavien mittasignaalien ja tiedossa olevien järjestelmän parametrien perusteella. Tämä helpottaa mallintamista dieselkoneen osalta, mutta tuo rajoitteita sähkökoneen säädölle, kun käytössä ei ole ylimääräisiä sensoreita ja dataa dieselin ja sähkökoneen tilasta. Oletetaan kuitenkin, että akselilla on joko diesel- tai sähkökoneen puolesta sensori akselin kulma- ja nopeussensori, sillä käytetään lähes jokaisessa järjestelmässä osana sen säätöjärjestelmää.

Simulink tarjoaa kaksi eri vaihtoehtoa kestopagneettitahtikoneiden mallinnukselle. Tarjolla on yksinkertaistettu malli lineaarisella magneettivuolla sekä FEM-analyysin tulosten pohjalta määriteltävä malli, jossa vuo voi olla epälineaarinen. Työssä hyödynnetään lineaarista vuomallia, sillä tarkkaa tietoa tietyn moottorityypin käyttäytymisestä ei ole saatavilla. Mallissa on määriteltävissä tyypilliset tahtikoneen parametrit roottorikoordinaatistossa ja koneen toiminta noudattaa kappaleessa 2.4 esitettyä mallia. Teho syötetään akustolta tyypillisen kaksitasoisen täyssiltavaihtosuuntaajan lävitse sähkökoneelle. Välipiirin jännitetasoksi asetetaan 400 V. Välipiirin kondensaattorin jännite valitaan jännitetason ja sähkökoneen nimellisvirran avulla. Tasajännitteen ollessa 400 V välipiirin kapasitanssi mitoitetaan sopivaksi. Kondensaattorin kapasitanssiksi asetetaan 3300 μF ja sen sarjaresistanssiksi 1 $\text{m}\Omega$ kuvaamaan esimerkkitapausta jännitetasoltaan 400 V DC ajoneuvokäytön välipiiristä. Kondensaattorin kanssa sarjaan lisätään kaksi induktanssiltaan $L = 10 \text{ nH}$ kela, jotka kuvaavat kondensaattorin sisäistä sarjainduktanssia. Lisäksi vaihtosuuntaajan ulostulosta mitataan vaihevirrattä säädintä varten. Kuvassa 9 on esitelty vaihtosuuntaajan rakenne.



Kuva 9. Vaihtosuuntaajan rakenne

Vaihtosuuntaajassa käytetään ideaalisia IGBT-puolijohdekytkimiä vakioparametreilla. Kytkimien hilalle syötettävä ohjaussignaali saadaan säätimeltä. Signaalit g1 – g6 kuvaavat säätimeltä kytkimien hilalle syötettäviä ohjaussignaaleita. Kyseessä on siis lähes ideaalinen malli, joten kaikki kytkinten aiheuttamat häviöt eivät näy moottorin suorituskyvyssä. Jotta voitaisiin suorittaa tarkempi analyysi tehoelektronikan dynamiikasta, tulisi sähköpuolen komponenteille käyttää dynaamisia, tarkempia malleja.

3.3 Simulaatiomallin parametointi

Mallin polttomoottori ja kampiakseli mallinnetaan siten, että sen parametrit vastaavat keski-luokan työkonetta. Dieselin käyttäytyminen tyhjäkäynnissä vastaa 130–150 kW, 800 Nm moottoria. Kampiakselin parametrit löytyvät osana moottorilohkoa. Tahtimoottorin teholuokaksi valitaan tarkastelun kannalta dieselkonetta pienempi konemalli ottaen huomioon tarkasteltava rinnakkaishybridi. Tarkastelun perusteella sähkökoneeksi valitaan 23 kW kestopagneettitahtikone Simulinkin komponenttivalikoimasta. Tavoitteena on muodostaa sopiva tilanne sähkökoneen toiminnan tarkastelua varten tietyillä akselilla vaikuttavan hitausmas- san arvolla. Dieselin muodostama vääntömomentti akselilla toimii järjestelmän häiriösig- naalina, joten sen käyrämuoto mallinnetaan mahdollisimman tarkasti.

Simulink-moottorimallin parametreja ovat mäntien fyysiset parametrit, iskudynamiikka, sekä kampiakselin ominaisuudet. Polttoaineen kulutuksen mallinnusta ei oteta huomioon.

Kampiakselin jäykkyyden ja vaimennuksen kertoimet pidetään vakiona. Pyörivistä osista muodostuvan verkon alkuarvoiksi annetaan nopeudeksi 850 rpm, jotta simulaatio saavuttaa vakaan tilan nopeammin ja koneet saadaan pyörimään ongelmitta. Dieselmoottorin osalta esimerkkinä käytetään 4.6 litran 4-sylinteristä dieselkonetta, jonka parametrit on määritelty eri valmistajien tarjoamien datalehtien perusteella, joten malli ei täysin perustu tiettyyn malliin. Mäntien sytytys tapahtuu 180 asteen välein, eikä eri sylinterien sytytysjärjestyksellä ole mallin toiminnan kannalta merkitystä. Moottorimallin ja kampiakselin parametrit on kerätty taulukkoon 1.

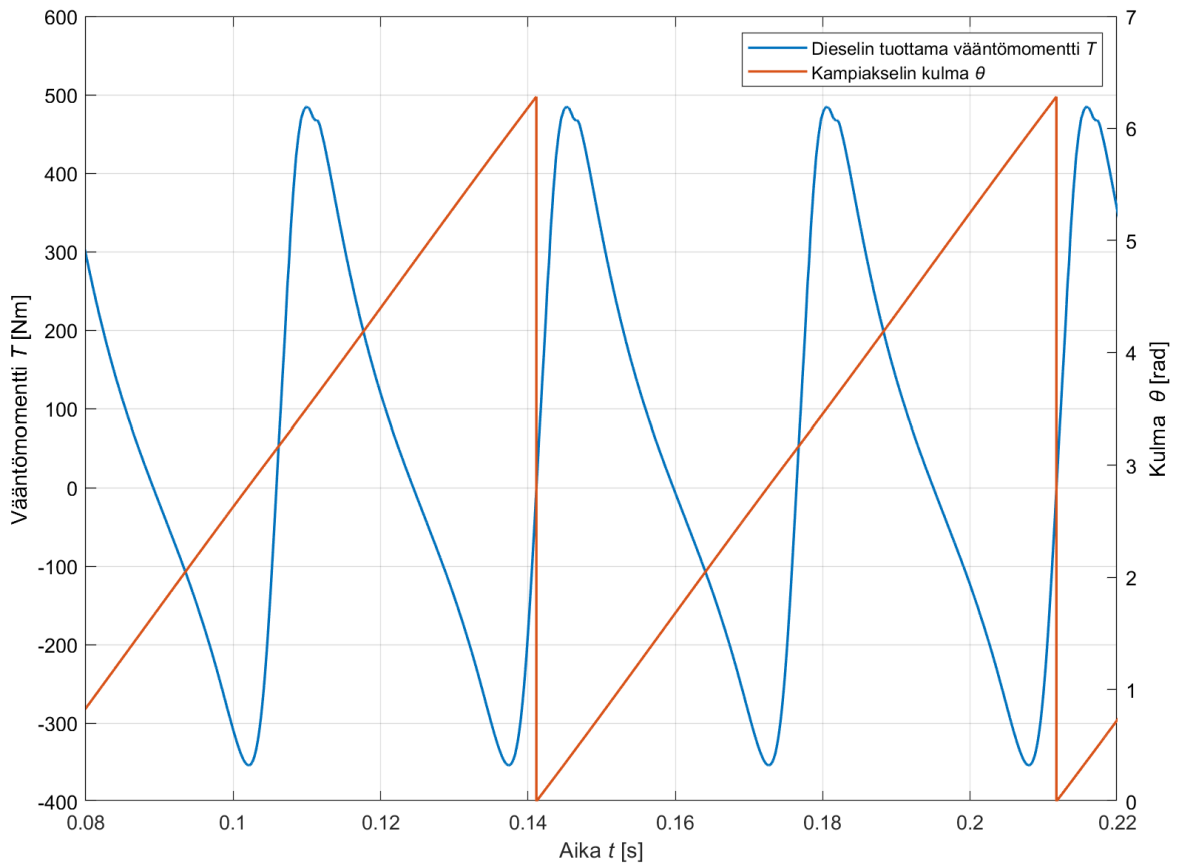
Taulukko 1. Moottorimallin parametrit

Parametri, moottori	Arvo	Parametri, kampiakseli	Arvo
Sylinterien lukumäärä n_{syl}	4	Jäykkyys [Nm/rad]	$1 \cdot 10^6$
Mäntien huippuasennon kulmavektori $[\circ]$	[0, 180, 360, -180]	Vaimennus $[\frac{Nm}{rad/s}]$	1000
sylinterin halkaisija d_{syl} [mm]	110	Hitausmassa J [kgm ²]	0.1
Männän iskun pituus [mm]	121	Kammen kulma alussa θ_0 $[\circ]$	0
Kiertokangen pituus r [mm]	140	Pyörimisnopeus alussa n_0 [rpm]	850
Sytytysten määrä työkierron [720°] aikana	4	Laakerien viskoosikitkakertoimet F_v $[\frac{Nm}{rad/s}]$	[0.02, 0.02]
Kammen kulmavektori θ $[\circ]$	Datasetin arvot [-360...360]	Akselin taipuma alussa θ_{def} $[\circ]$	0
Painevektori $p_{syl}(\theta)$ [bar]	Datasetin arvot		

Kampiakselin parametrit asetetaan dieselmoottorin puolelta. Vauhtipyörän hitausmassa on voimakkaasti riippuvainen ajoneuvon tyypistä ja työsyklistä. Vauhtipyörän inertiaaksi valitaan 1.0 kgm² kuvaamaan tapausta, jossa akselille on asennettu perinteinen vauhtipyörä. Järjestelmän kokonaishitausmassaksi asetetaan 1.2 kgm², kun huomioon otetaan sähkökoneen ja dieselmoottorin hitausmassa. Tyhjäkäynnin kitkakuormaksi asetetaan 40 Nm yhtälön (16) mukaisesti ja viskoosikitkan kertoimeksi asetetaan 0.03 Nm/(rad/s) kuvaamaan akselilla esiintyviä häviöitä.

Kun moottorimallin kulma- ja painevektori parametroidaan tyhjäkäyntidatan perusteella, saadaan kuvan 10 mukainen vääntömomentti ja kammen kulma kampiakselille

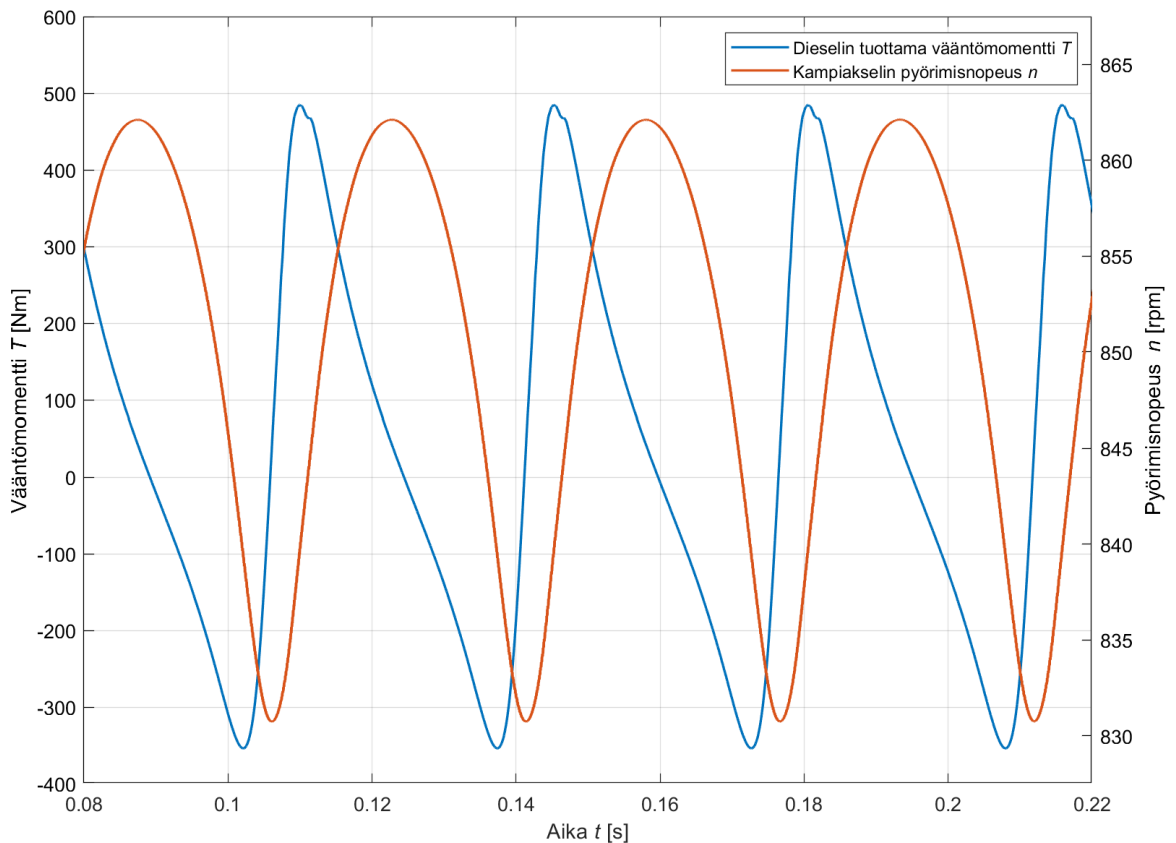
vakioasetuksilla. Painedataa skaalataan hieman, koska malli ei ota kaikkia häviöitä huomioon. Kuvassa järjestelmän kokonaishitausmassa on $J = 1.2 \text{ kgm}^2$, pyörimisnopeuden keskiarvo $n = 850 \text{ rpm}$. Sähkökonetta ei ole kytketty akselille.



Kuva 10. Kampiakselin vääntömomentti T [Nm] ja akselin kulma [rad] ajan t [s] funktiona.

Kuvan perusteella voidaan myös tarkastella missä kohtaa työkiertoa mäntien paineen aiheuttamat positiiviset ja negatiiviset vääntöpiikit esiintyvät. Akselin kulma kuvaa akselin mekaanista kulmaa, jolloin saadaan kaksi männän iskua yhden pyörähdyksen aikana. Kun tarkastellaan kuvia 4 ja 10, voidaan todeta, että huippuarvot saavutetaan aina lähes samassa kohdassa kampiakselin pyörimisliikettä riippumatta kuormasta tai nopeudesta. Kuvan 10 perusteella positiiviset huippuarvot saavutetaan kammien kulmilla 20.40° ja 200.36° , ja negatiiviset huippuarvot kammien kulmilla 161.46° ja 341.48° . Painetta on tarkasteltu vain yhden työkierron ajalta, joten mallin avulla ei voida tarkastella paineen muutosten vaikutusta järjestelmän toimintaan eri työsykliä välillä, kuten oikeassa dieselmootorissa. Käyrämuoto

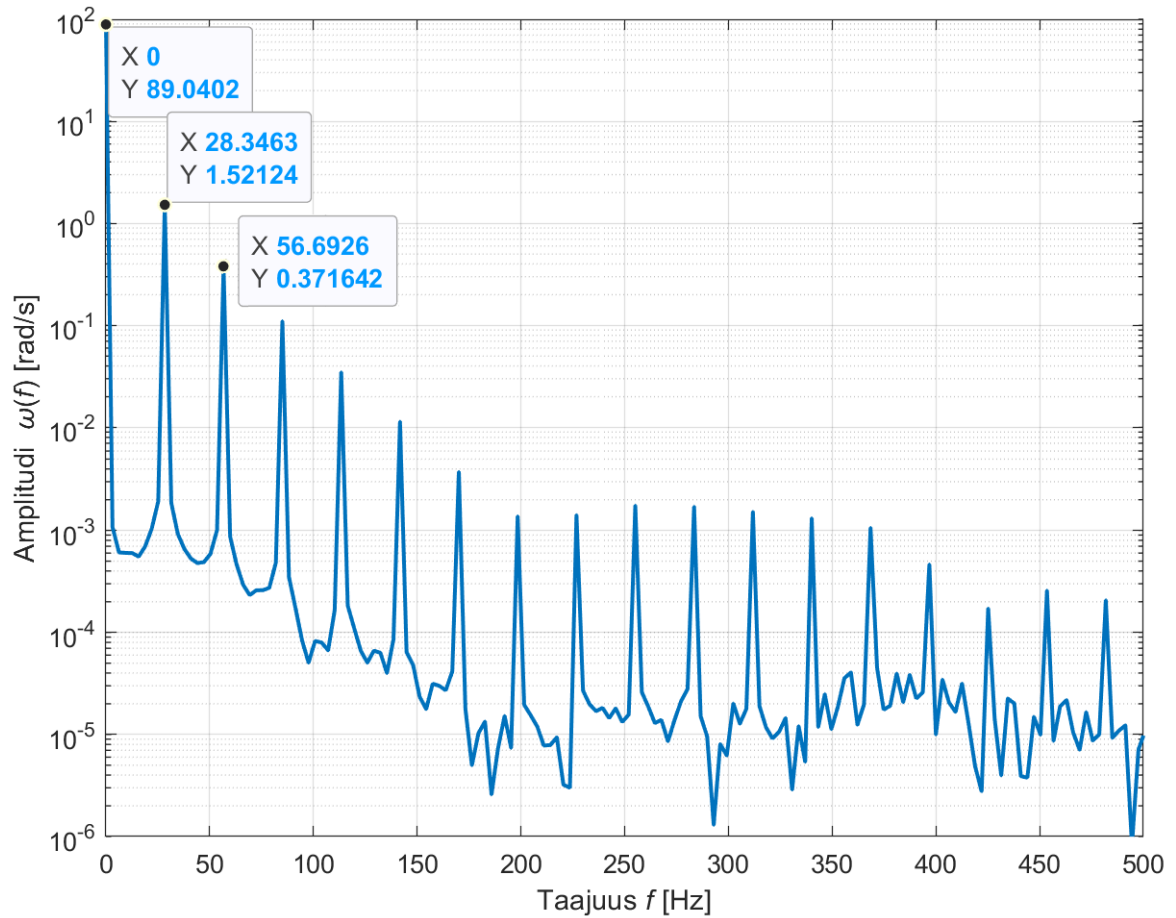
on usein samanlainen, mutta sen amplitudissa on eroja. Vääntömomentin vaihteluväli on $-355 - +485$ Nm ja keskiarvo $+53$ Nm. Samassa tilanteessa otetaan talteen myös akselin simuloitu pyörimisnopeus. Pyörimisnopeuden käyrämuoto on esitetty kuvassa 11. Samaan kuvaan piirrettiin myös sama vääntömomentin käyrämuoto havainnollistamaan suureiden suhdetta.



Kuva 11. Dieselin tuottama vääntömomentti T [Nm] ja akselin pyörimisnopeus n [rpm] ajan t [s] funktiona.

Pyörimisnopeuden huippukohtat tulevat vääntömomentin huippukohtia jäljessä, sillä sen muutokset käyttäytyvät lähes kuin vääntömomenttiväreen integraali ajan suhteen. Tässä lähtötilanteessa pyörimisnopeuden väreen amplitudi on 31.30 rpm. Tulee kuitenkin havaita, että pyörimisnopeus ei ole sinimuotoinen signaali, jolloin signaalien vaihe-ero on suurempi positiivisten kuin negatiivisten huippuarvojen kohdalla.

Pyörimisnopeuden datapisteille tehdään FFT-analyysi. Analyysin näytteenottoväli on 1 mikrosekunti ja sen amplitudi skaalataan vastaamaan käytettyä pyörimisnopeutta. Dataa analysoidaan 0.3 sekunnin ajalta kaikkien työssä tarkasteltavien taajuusanalyysien osalta. FFT-analyysin perusteella saadaan kuvan 12 mukaiset tulokset logaritmisella y-akselilla.



Kuva 12. Kulmanopeuden FFT-taajuussisältö, $n = 850$ rpm, $J_{\text{tot}} = 1.2$ kgm²

Taajuusanalyysistä voidaan havaita akselin nimellinen kulmanopeus, sekä moottorin sytytystaajuus kohdassa 28.35 Hz sekä sen harmoniset komponentit. Dieselmoottorin vääntövärtely tuottaa harmonisia komponentteja perustaajuuden välein. Taajuusanalyysin avulla voidaan tarkastella taajuussisällön muutoksia, kun järjestelmään lisätään sähkökäyttö. Kuvan tilanne on lähes ideaalinen, sillä se sisältää vain dieselmoottorin aiheuttamat harmoniset komponentit tyhjäkäynnissä.

Kirjallisuudessa on heikosti tarjolla tarkkoja parametreja eri kestopagneettitahtikoneille. Kestomagneetikoneeksi valitaan esimerkkikoneeksi 23.373 kW ABB Baldor 132C-8200AA Simulinkin kirjastosta. ABB:n koneen parametrit on esitelty taulukossa 2.

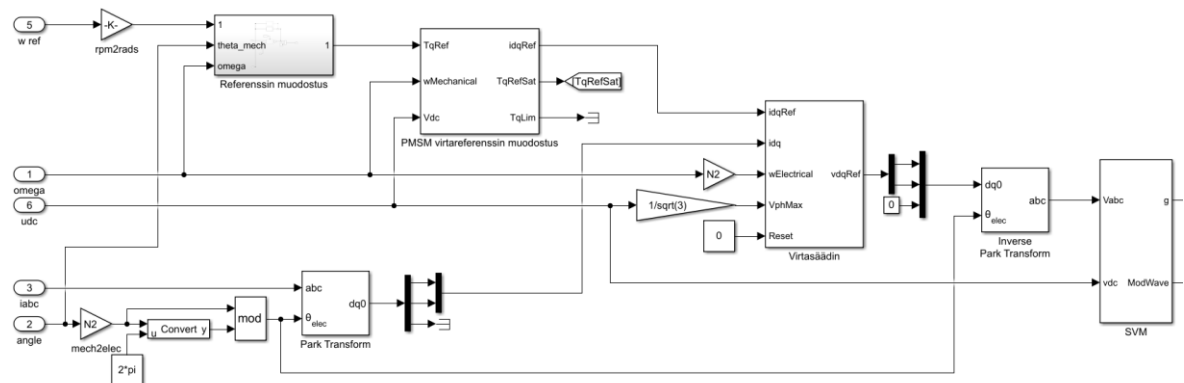
Taulukko 2. Kestomagneettitahtikoneen parametrit

Parametri	Arvo
Napapariluku p	4
Käämivuo ψ_{PM} [Wb]	0.22923
Staattorin d-akselin induktanssi L_d [H]	0.00115
Staattorin q-akselin induktanssi L_q [H]	0.00115
Staattoriresistanssi R_s [Ω]	0.035
Inertia J [kgm^2]	0.05

Esimerkkikoneen hitausmassa on kohtalaisen pieni. Ulkoroottorikoneilla hitausmassaa saadaan enemmän koneen rakenteen ansiosta, joka vaikuttaa merkittävästi voimansiirron suunnitteluun. Simuloinnin tasolla parametreille ei ole yhtä paljon merkitystä kuin oikeassa sovelluksessa, sillä se ei ota huomioon koneen fyysisiä ominaisuuksia. Säädön toimintaa testattiin lopulta myös erityyppisillä koneilla, mutta esimerkkitapaukseksi valitaan taulukon 2 mukainen normaali 4 napaparin kone, josta saadaan simuloidessa nopeudella 850 rpm korkeintaan 350 Nm vääntöä säätimelle asetetun tehorajan tullessa vastaan.

3.4 Säätoimenetelmän toteutus

Simuloitava säätoimenetelmä mallinnetaan valmiiksi tarkasteltavan järjestelmän pohjalta. Käytännössä ohjaus toteutetaan vaihtosuuntaajan ohjauspiirin avulla, joka ohjaa puolijohdekytkinten tilaa halutun lopputuloksen aikaansaamiseksi. Säätoimenetelmän perustana käytetään vektorisäätoalgoritmia (FOC) $i_d = 0$ ohjauksella, sillä tahtikoneen induktanssit L_d ja L_q ovat samat eli reluktanssivääntömomenttia ei ole saatavilla. Tämä tarkoittaa sitä, että $i_d = 0$ sääto ei sovi täydellisesti IPMSM-tyyppisille koneille, sillä sen avulla ei voida hyödyntää koneen reluktanssivääntömomenttia (Itoh et al. 2013). SPMSM-tyyppisissä koneissa ei esiinny samaa ongelmaa, joten $i_d = 0$ sääto mahdollistaa maksimivääntömomentin saavuttamisen. Erityyppisillä koneilla tarvitaan muutoksia virtasilmukan ohjaukseen. FOC-algoritmin Simulink-lohkokaavio on esitelty kuvassa 13.



Kuva 13. Säätoalgoritmin lohkokaaeviorakenne

Lohkokaaeviosta voidaan havaita virtasignaalien jako d- ja q-komponentteihin Parkin muunnoksen avulla, virtareferenssin muodostuksen ulkoisen referenssin perusteella sekä virtasäätimen $i_d = 0$ ohjauksella. Referenssin muodostukselle, virtasäätimelle, Parkin muunnokselle ja SVM-modulaattorille käytetään Simulinkin tarjoamia valmiita lohkoja. Virtasäätimen ja referenssin muodostuksen tarkempi rakenne on esitelty liitteessä 4. Virtasignaaleja i_d ja i_q säädetään erikseen virtasäädin lohkon sisällä kuvan (6) mukaisesti. Suurin vääntömomentti saavutetaan, kun virta i_d on 0 A, joten virtasäädin on asetettu pitämään se mahdollisimman lähellä nollaa. Avaruusvektorimodulaatio (SVM) -lohko muodostaa kytkinten

ohjaussignaali hyödyntäen SVM-menetelmää. Kytöntätaajuudeksi asetetaan 20 kHz ja pulssinleveysmodulaation tyypiksi jatkuva PWM. Virtasäätimen, virtaohjeen muodostuksen ja modulaatio -lohkojen parametrit on esitetty liitteessä 3.

Virran $i_d = 0$ säädössä d-akselin virran referenssi asetetaan nolaksi ja q-akselin virtareferenssi skaalataan vääntömomenttiohjeesta yhtälöllä

$$i_q^{\text{ref}} = \frac{2T_{\text{ref}}}{3p\Psi_{\text{PM}}} \quad (20)$$

jossa T_{ref} on säätimelle syötetty vääntöohje ja ψ_{PM} tahtikoneen käänmivuo.

Vakioasetuksilla säätimen vääntömomenttivaste on huono, joten PI-säätimien parametrit viritetään sopivaksi prosessille. Virtojen i_d ja i_q diskreettien PI-säädinten toiminta pisteessä k noudattaa yhtälöä

$$u(k) = \left(K_p + (K_i + du(k)K_{\text{aw}}) \frac{T_s z}{z - 1} \right) e(k) \quad (21)$$

jossa $u(k)$ on säätimen tulo, K_p vahvistus, K_i integrointiosan vahvistus, K_{aw} anti-windup vahvistus, T_s näytteenottoaika ja e virhe hetkellä k . Ohjaussignaali lasketaan taaksepäin lausutulla Eulerin menetelmällä näytteenottoajalla T_s . Wind-up-ilmiossa säätimen saturoiduttua sen integraalitermi kasvaa rajattomasti, joka johtaa ohjauksen menetykseen, kunnes integraalitermi palautuu normaaliksi. Vahvistus K_{aw} kuvaa integraalin anti-windup ilmiön vaikutusta, jonka avulla voidaan rajoittaa ylitystä. Saturoidun ja lasketun ohjaussignaalin erotus kerrotaan vahvistuksella K_{aw} ja lisätään integrointitermiin.

Säätimen toteutuksessa tulee ottaa huomioon se, millä arvoilla saadaan tarpeeksi nopea vääntömomenttivaste ilman ylimääräistä vasteen ylitystä tai liian nopeita piikkejä kampiakselille saatavassa vasteessa. Samalla integrointiosan käyttäytymisen on pysyttävä sopivana ottaen huomioon pyörimisnopeuden ja vääntömomentin värähtelevä luonne. Sama pätee pyörimisnopeuden PI-säätimelle, jonka viritys esitellään myöhemmin. Virituksen lähtökohdaksi käytetään menetelmää, jossa PI-säätimen parametrit perustuvat tahtikoneen virran

derivaattaan (Marne, 2019). Sähkökoneen käyttäytyminen voidaan Laplace-muunnoksen avulla yksinkertaistaa yhtälöksi

$$G(s) = \frac{1}{sL + R_s} \quad (22)$$

jossa L on d- tai q-akselin induktanssi ja R_s staattori-resistanssi. Kun yhtälöä verrataan PI-säätimen siirtofunktioon, voidaan lausua

$$F(s) = K_p + \frac{K_i}{s} = aL + a \frac{R_s}{s} \quad (23)$$

jossa K_p on säätimen vahvistus, K_i integrointiosan vahvistus ja a kuvaa suljetun silmukan sähköistä aikavakiota. Se voidaan esittää yhtälöllä

$$a = \frac{1}{t_r / \ln(9)} \quad (24)$$

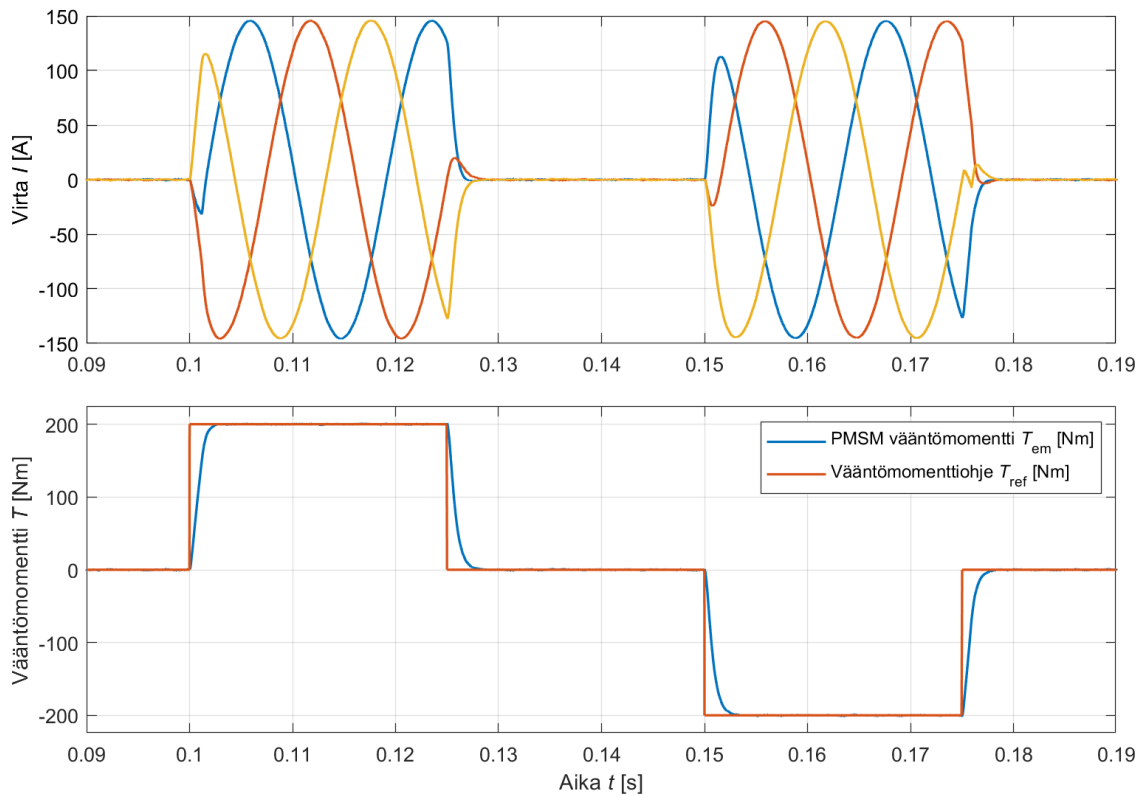
jossa t_r on haluttu nousuaika. (Marne, 2019). Jos nousuajaksi asetetaan 1 ms, saadaan yhtälön (23) avulla säätimen kertoimiksi $K_p = 2.527$ ja $K_i = 76.903$.

Havaittiin, että vaikka takaisinkytketyn virran arvo ei nouse yhtä nopeasti kuin virran PI-säädinten tulo, voidaan virran nousuaikaa silti parantaa muokkaamalla parametreja siten, että ne eivät täysin vastaa yhtälön (23) rajoitteita. Parametreja muokattiin siten, että nousuaika ja vakaan tilaan virhe on pieni myös lyhyillä ja korkeilla vääntömomenttipulsseilla. Kun tiedossa on tarkka prosessimalli, tulee lisäksi tarkastella säätimen stabiiliusrajoja ja kaikki säätimien parametreihin vaikuttavat tekijät voidaan ottaa paremmin huomioon. Lopulliset muokatut parametrit on kerätty taulukkoon 3. d- ja q-akselien säätösilmukan näyteaika on 50 μ s.

Taulukko 3. d- ja q-akselin PI-säädinten vakioarvot ja viritetyt kertoimet

Parametri	Vakioarvo	Viritetty arvo
K_p	1	6
K_i	10	7500
K_{aw}	1000	1000

Hyödyntäen yksinkertaisia pulsseja vääntömomenttiferenssinä [Nm], Säädön avulla tuotetut vaihevirrat ja vääntömomentti taulukon 3 viritetyillä parametreillä on esitelty kuvassa 14. Ohjaussignaalina käytetään positiivista ja negatiivista 200 Nm vääntömomenttiohjetta.

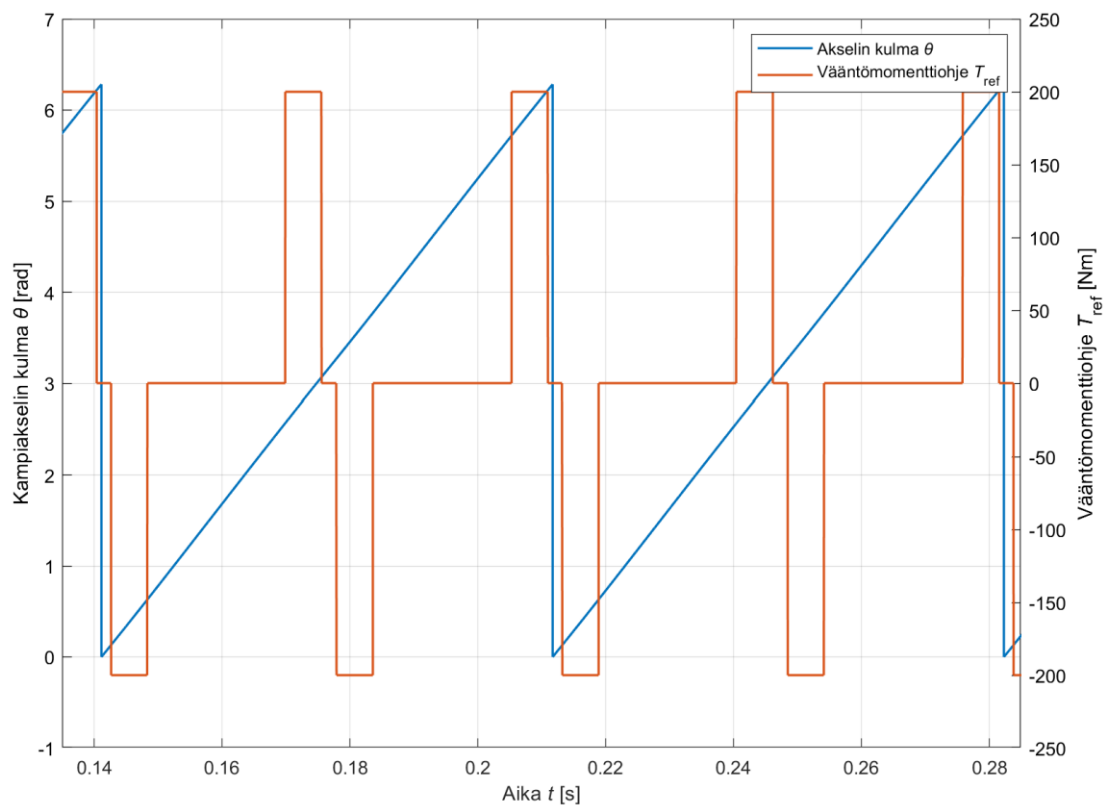


Kuva 14. a) Vaihevirrat I_{uv} [A] ja b) tuotettu vääntömomentti T_{em} [Nm] ja vääntöohje T_{ref} [Nm] ajan t [s] funktiona 200 Nm ohjepulsseilla pyörimisnopeudella 850 rpm

Pyörimisnopeus on asetettu arvoon 850 rpm, eikä pyörimisnopeuden säädin ole käytössä. Tällöin voidaan tarkastella prosessin vääntömomenttivastetta. Kuvasta voidaan havaita, että virran nousuaika rajoittaa vääntömomentin nousuaikaa. Pyörimisnopeuden lisääminen

hidastaa säätimen vastetta, jolloin se vastaa enemmän perinteistä FOC-algoritmia. Kuvasta voidaan havaita, että nousuaika on 1.55 ms ja asettumisaika 2.22 ms. Vääntömomentissa esiintyy pientä värähtelyä, amplitudiltaan noin 1.2 Nm. Vasteen nousuaika on samaa luokkaa sekä nousevalla, että laskevalla reunalla. Tilanne on lähes ideaalinen, sillä säätimen viiveeksi on asetettu vain 1 mikrosekunti. Pyörimisnopeuden PI-säätimen viritystä tarkastellaan myöhemmin osana simulointia.

Virtojen i_d - ja i_q -säätimien vääntöohjeen muodostukseen rakennetaan säädin, jonka ohjaus-signaali muodostetaan myötäketyksen säätimen avulla. Lisäksi tarkastellaan pyörimisnopeuden säätöä osana simulointia, jolloin kyseessä on takaisinkytketty säätö. Myötäketyksen säätöön tapauksessa säätimen tuloon voidaan esimerkiksi lisätä negatiiviset vääntöohjeet akselin kulman ollessa 0.132–0.632 ja 3.271–3.771 radiaania ja positiiviset ohjeet kulman ollessa 2.568–3.068 ja 5.719–6.219 radiaania kuvan 10 esimerkin mukaisesti, jolloin pulssit osuvat väännön huippuarvojen kohdalle. Esimerkki vääntömomenttiohjeesta kammien kulman funktiona on piirretty kuvaan 15.



Kuva 15. Esimerkki vääntömomenttireferenssistä T_{ref} [Nm] akselin kulman θ [rad] funktiona yhden työkierron ajalta

Kuten kuvasta voidaan havaita, pulssien pituus on luokkaa 5 ms, joka on haastavaa säädön kannalta. Aktiivisen värähtelykompensoinnin havaitusjatyypisissä säätöratkaisuisissa tavoitteena on yleisesti seurata vääntömomentin käyrämuotoa kulman funktiona paineenmuodostuksen avulla. Tällöin ei tarvita yhtä nopeaa vääntövastetta, kuin suorakulmaisilla korkeilla pulsseilla. Työssä ei ole tarjolla komponenttien tarkkoja malleja tai testipenkkiä, joten esimerkkipainedatan perusteella tarkastellaan tyypillistä tyhjäkäyntitilannetta. Kuvan 10 tyhjäkäyntivääntömomentin käyrämuodolle tehdään käyrän sovitus siten, että se kuvaa vääntömomenttia kammien kulman funktiona. Käyrän sovituksessa käytetään kuvan 10 vääntömomentti- ja kulmadataa, sekä MATLAB:in käyrän sovitustyökalua. Käyrän sovituksen mallina käytetään Fourierin sarjaa, sillä käyrä on jaksollinen ja muistuttaa muodoltaan jo valmiiksi sinifunktiota. Yhtälön x-akselin datapisteinä käytetään kammien kulmaa, eli se vastaa yhtä mekaanista akselin pyörähdystä. Työkalun avulla 4 Fourier termiä tuottaa lopputuloksen luotettavuuskertoimella $R_C^2 = 0.9988$. Kolmella termillä ratkaisussa esiintyy ylimääräistä värähtelyä, joten testitapaukseksi valitaan neljän termin sarja. Lopullinen Fourier-sarja voidaan esittää yhtälöllä

$$T_{\text{ref}}(\theta) = A_0 + A_1 \cos(\theta\omega) + B_1 \sin(\theta\omega) + A_2 \cos(2\theta\omega) + B_2 \sin(2\theta\omega) + A_3 \cos(3\theta\omega) + B_3 \sin(3\theta\omega) + A_4 \cos(4\theta\omega) + B_4 \sin(4\theta\omega) \quad (25)$$

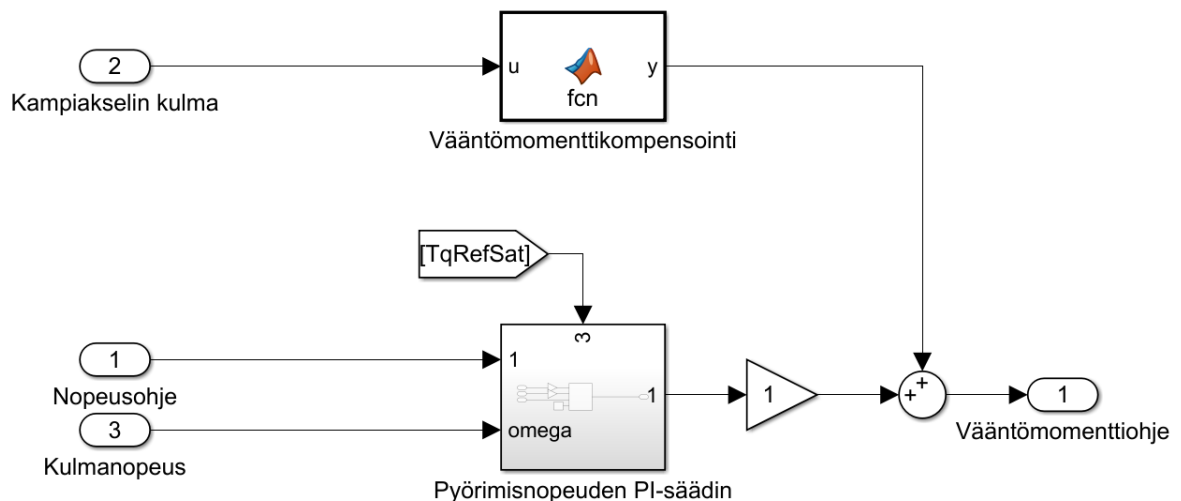
jossa θ on akselin mekaaninen kulma [rad], A kuvaa sarjan parillisia kertoimia ja B parittomia. ω on sarjan perustaajuus [rad/s]. Sarjan perustaajuus on tässä tapauksessa 2, koska kaksi sylinteriä sytytetään yhden pyörähdysen aikana. Muokkaamalla perustaajuutta on mahdollista sovittaa kulmariippuvuus asteiksi radiaanien sijaan. Sovitetut kertoimet sarjan kertoimet on esitetty taulukossa 4.

Taulukko 4. Fourier-sarjan kertoimet

A_0	42.56	ω	2.0
A_1	11.12	B_1	320.90
A_2	-19.15	B_2	154.80
A_3	-14.45	B_3	66.85
A_4	-7.17	B_4	27.04

Vääntömomentin lisäksi myös kulmanopeuden käyttäytymistä olisi mahdollista tarkastella Fourierin sarjan avulla. Suoran kompensoinnin lisäksi tarkastellaan nopeussäädön toimivuutta kompensoinnissa ja pyörimisnopeuden värähtelyn vaimennuksessa. Pyörimisnopeuden säätimeksi lisätään diskreetti PI-säädin, jonka kertoimet valitaan siten, että se soveltuu jatkuvan virheen olemassaoloon ja värähtelevän signaalin säätöön. Säädin noudattaa samaa yhtälöä (23), kuin virtasäädin.

Lopullinen referenssinmuodostuksen säädin on esitelty kuvassa 16. Eri osat voidaan tarvittaessa kytkeä päälle yhdessä tai erikseen.

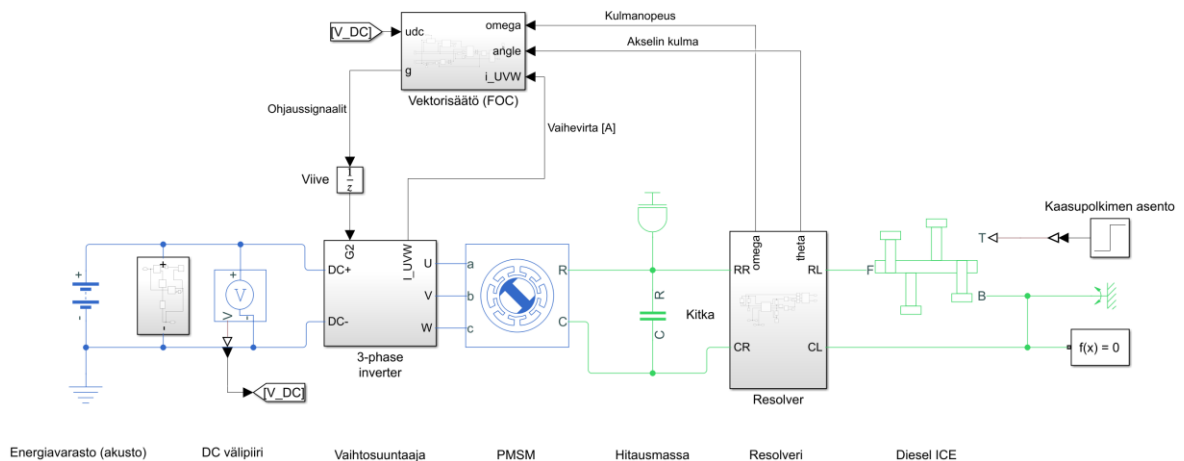


Kuva 16. Vääntömomenttiohjeen muodostavan lohkon rakenne

Sekä myötäkytketty vääntökompensointi, että pyörimisnopeuden säädin antavat ulostulona vääntöohjeen, joka skaalataan virtaohjeeksi erillisen lohkon avulla ottaen huomioon vääntölle ja teholle asetetut maksimiarvot. Korkeimmiksi sallituiksi arvoiksi asetetaan $T_{\max} = 400 \text{ Nm}$ ja $P_{\max} = 30 \text{ kW}$, jotka toimivat säädön virralle asetettuina saturaatioarvoina. Myös 48 V järjestelmänä ajoa testattiin ja todettiin, että säätö toimii, mutta se tarvitsee uudet virtasäätimen parametrit hyvän suorituskyvyn saavuttamiseksi.

4 Simulointi ja tulosten tarkastelu

Simuloinnin avulla tarkastellaan mallin ja sähkökoneen säädön toimintaa ja käytettävyyttä aktiivisessa kompensoinnissa hyödyntäen vektorisäätöä. Tarkasteltujen menetelmien avulla tutkitaan aktiivisen säädön suorituskykyä, eri toteutustapoja ja käytännöllisyyttä. Simulointitapaukset suunniteltiin siten, että saadaan analysoitua kampiakselin hitausmassan vaikutusta mallin toimintaan verrattuna lähtötilanteeseen, eli tyhjäkäynti täysikokeisella vauhtipyörällä ilman sähkökoneetta. Vääntömomentin ja nopeuden dynamiikan lisäksi tarkastellaan säädön vaikutusta kulmanopeuden taajuussisältöön. Vertailtaviksi simulointitapauksiksi valittiin korkeintaan sähkökoneen nimellinen vääntömomentti 200 Nm. Kyseessä on huippuarvo, joten eri menetelmien tehollisarvoissa on eroavaisuuksia, joka vaikuttaa keskimääräiseen suorituskykyyn ja virrankulutukseen. Kuvassa 17 on esitetty lopullisen simulointimallin Simulink-lohkokaaviomalli.



Kuva 17. Simulointimallin rakenne

Kuvasta voidaan havaita järjestelmän tärkeimmät osat ja niiden kytkennät. Resolverilohko mittaa kampiakselin kulmanopeuden ja kammien kulman sähkömagneettisen resolverimallin avulla. Säädinlohko tarvitsee toimiakseen välipiiriin jännitteen, kulmanopeuden, kammien kulman ja lähtönä saadaan ohjaussignaalit vaihtosuuntaajalle. Mäntämoottori-lohko tarjoaa vääntömomentin ja nopeussignaalin tahtikonetta varten ja komponenttien koteloinnit on

kytketty yhteen mekaaniseksi referenssipisteeksi. Johtuen Simulinkin tavasta käsitellä vääntömomenttia, järjestelmän kaikki inertia on lisätty vauhtipyörälle, jotta vääntömomentti saadaan mitattua oikein. Tällöin inertian sijainti mallissa ei vaikuta sähkökoneen ja dieselmootorin tuottaman vääntömomentin käyrämuotoon. Mallin toimintaa voidaan kuvata yhtälöillä

$$J \frac{d\Omega}{dt} = T_{ICE} + T_{em} - T_{häviöt} \quad (26)$$

jossa J on järjestelmän hitausmassa, T_{ICE} on dieselmootorin vääntömomentti, T_{em} sähkökoneen vääntömomentti ja $T_{häviöt}$ kuvaa voimansiirron kitkan, epätasaisien liikkuvien massojen sekä vaimennuksen vaikutusta vääntömomenttiin, eli tyhjäkäynnin kuormitusta. Mallin avulla voidaan tarkastella vääntövärähtelyn vaikutusta akselin käyttäytymiseen, mutta pitkittäissuuntaisen värähtelyn ja muiden värinän lähteiden tarkasteluun tarvitaan tarkempi malli järjestelmästä. Mallin sähköiset parametrit on kerätty taulukkoon 5.

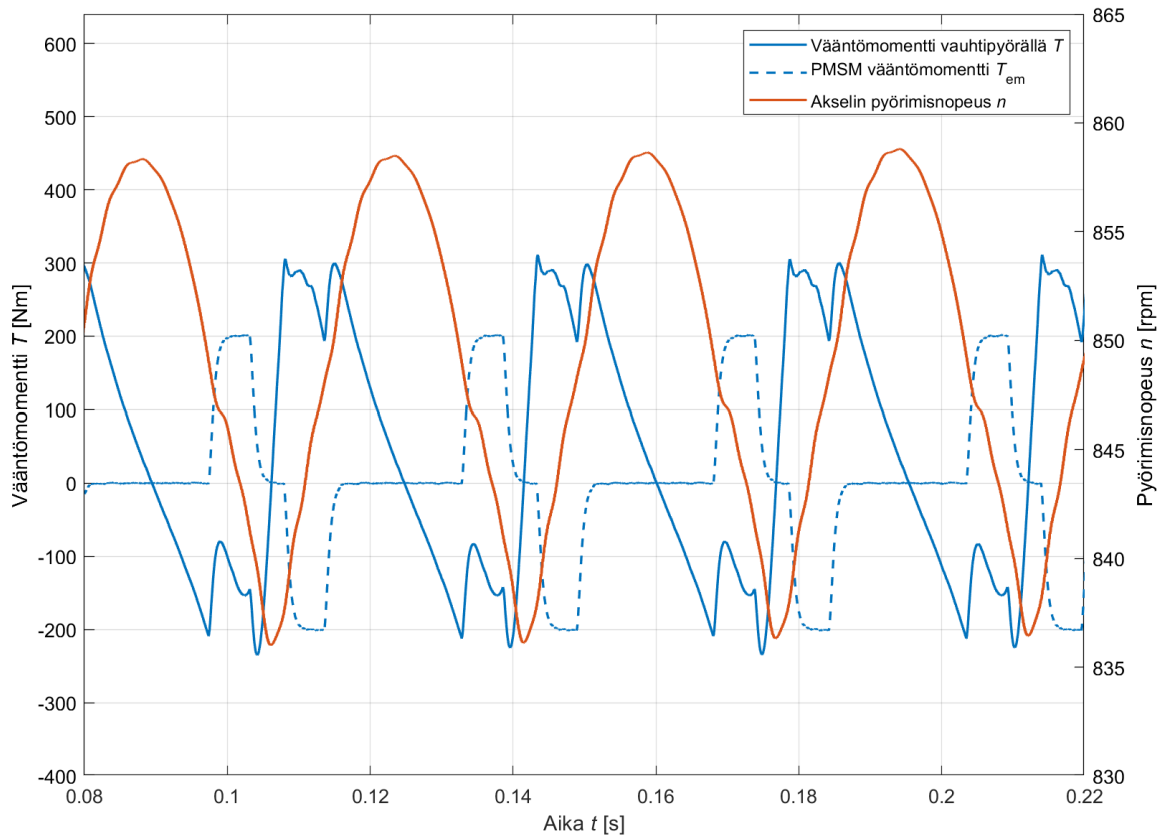
Taulukko 5. Yhteenvedo mallin sähköisistä parametreista

Parametri	Arvo
Välipiirin jännite U_{DC} [V]	400
Kytentäaajuus f_{sw} [Hz]	20000
Välipiirin kapasitanssi C [μ F]	3300
Modulaatio	SVM, jatkuva PWM
Korkein sallittu vääntö T_{max} [Nm]	400
Korkein sallittu teho P_{max} [kW]	30

Suunnitteluprosessin kannalta etenkin välipiirin jännite on tärkeä parametri. Mallin toimintaa on mahdollista simuloida myös 48 V järjestelmänä, sillä se ei ota kaapelien fyysisiä osia ja komponenttien jännitteen- ja virrankestoa huomioon. Jännitteen ollessa alhaisempi tarvitaan enemmän virtaa tuottamaan sama määrä tehoa akselille.

4.1 Pulssikompensointi

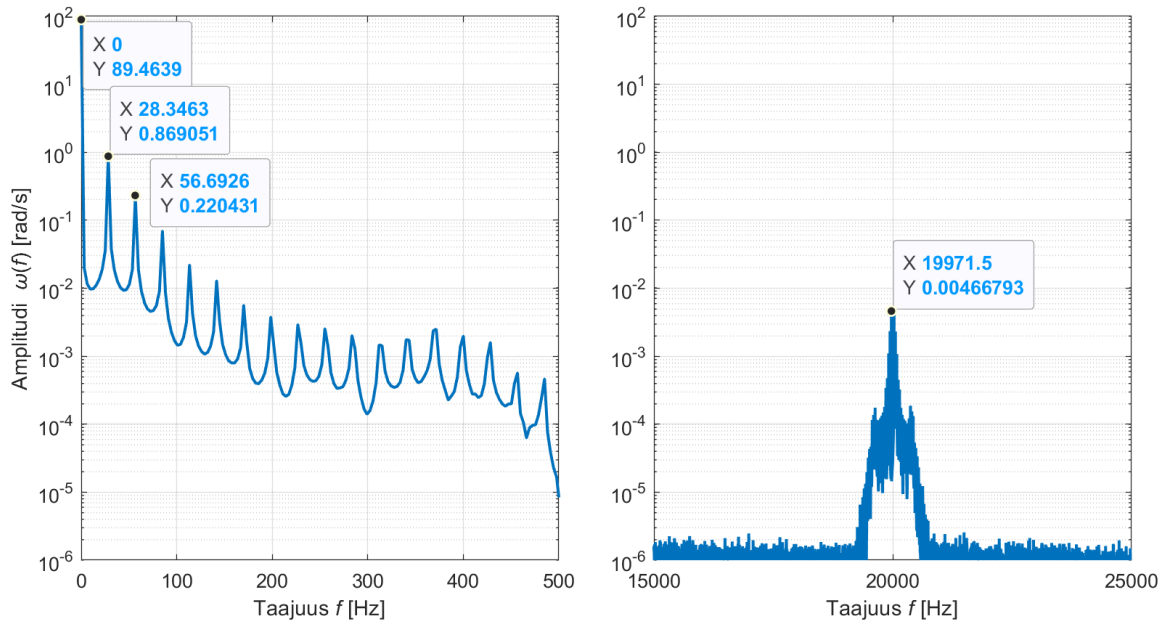
Simulointitapausten perusteella tarkastellaan säädön vaikutusta vääntömomenttiin ja nopeuteen. Ensimmäiseksi tarkastellaan säädön soveltuvuutta tutkimuksen lähtötilanteeseen, jota on käsitelty kuvissa 9 ja 10, eli täydellä hitausmomentilla $J = 1.2 \text{ kgm}^2$ tyhjäkäynnissä pyörimisnopeudella 850 rpm. Yksinkertaisen suorakulmaisen vääntömomenttiohjeen avulla tarkastellaan sen soveltuvuutta vääntömomentin piikkien pienentämiseen. Askelreferenssit ajoitetaan kuvan 10 mukaisesti sille kohtaa akselin pyörimisliikettä, josta positiiviset ja negatiiviset väännön huippuarvot löytyvät. Tarkastelun perustella valitaan 0.5 radiaanin levyiset pulssit kulman arvoilla 2.718 radiaania ja 5.869 radiaania positiiviselle kompensoinnille sekä 0.385 radiaania ja 3.524 radiaania negatiiviselle kompensoinnille. Tällöin dieselin vääntömomentin piikit sopivat yhteen sähkökoneen tuottaman vääntömomenttiohjeen kanssa, kuten kuvassa 10. Koska piikit tapahtuvat käytännössä lähes peräjälkeen, sähkökoneen on pystyttävä vaihtamaan ohjauksen suuntaan tarpeeksi nopeasti. Kuvaan 18 on piirretty akselilla vaikuttava vääntömomentti, tahtikoneen tuottama vääntö ja pyörimisnopeus 200 Nm pulssikompensoinnilla. Simulointi toteutettiin myös 100 Nm ja 50 Nm amplitudilla, joiden kuvat löytyvät liitteistä.



Kuva 18. Simuloitu vauhtipyörällä vaikuttava ja tahtikoneen tuottama vääntömomentti [Nm], sekä pyörimisnopeus [rpm], kun kyseessä on 200 Nm pulssikompensointi

Kuvasta voidaan havaita, että askelmuotoisella ohjeella voidaan vähentää akselilla näkyvän vääntömomentin huippuarvoja, mutta sen muoto ei sovellu täysimääräisesti dieselin muodostaman väännön kompensointiin siten, että välttyttäisiin äkillisiltä vääntömomentin ja nopeuden muutoksilta ja saataisiin vääntömomentti kompensoitua koko työkierron ajalta. Tahtikoneen tuottama vääntö ei ole säädön ja koneen rajoitteista johtuen täysin suorakulmainen. Simuloinnin perusteella vääntömomentin positiiviset ja negatiiviset huippuarvot ovat säädön kanssa vastaavasti 36.08 % ja 41.23 % pienemmät verrattuna tilanteeseen ilman säätöä (kuva 10). Vauhtipyörällä vaikuttavan vääntömomentin tehollisarvoa on saatu pienennettyä 36.42 % sen keskiarvon pysyessä samana. Eri vaiheiden virrankulutus on keskimäärin 48.70 A. Tulos on myös voimakkaasti riippuvainen pulssin leveydestä ja kulman arvosta, johon kompensointi ajoitetaan. Pienemmällä vääntömomentilla voi olla suotavaa hyödyntää leveämpi pulsseja. Pyörimisnopeuden käyrämuodossa väréen amplitudi on keskimäärin 40.65 % pienempi, mutta sen negatiivisen huippuarvon kohdalla voidaan havaita aikaisempaa jyrkempi

muutos. Kuvaan 19 on piirretty pyörimisnopeuden FFT-taajuussisältö 200 Nm pulssikompensoinnin kanssa.



Kuva 19. Kulmanopeuden $\Omega(t)$ [rad/s] FFT-taajuussisältö a) pienillä taajuuksilla ja b) suurilla taajuuksilla 200 Nm pulssiohjeella

Jo yksinkertaisella askelkompensoinnilla voidaan havaita merkittäviä eroja taajuussisällössä. Polttomoottorin aiheuttamien sytytystaajuuden komponenttien amplitudi on nyt pienempi, ja korkeammalla taajuudella voidaan havaita sähkökoneen kytkentätaajuus. Dieselin sytytystaajuuden taajuuskomponentin amplitudi on 42.87 % pienempi, kuin ilman säätöä. Simuloinnin tasolla sähkökone ei lisää ylimääräistä värähtelyä matalilla taajuuksilla. Pyörivä hitausmassa vaimentaa nopeuden värähtelyä merkittävästi, joten sähkökoneen nopea vääntömomenttivaste ei näy yhtä radikaalina muutoksena akselinkulmanopeudessa. Pulssikompensointiin pohjautuvien simulointien tulokset on kerätty taulukkoon 6. Taulukosta löytyy arvot vääntömomentin tehollisarvoille, positiivisille ja negatiivisille huippuarvoille, sekä akselin simuloitun pyörimisnopeuden vaihteluväli.

Taulukko 6. Pulssikompensoinnin simulointitulokset

Tilanne	Vääntöohjeen amplitudi [Nm]	Vauhtipyörän vääntömomentin huippu- ja tehollisarvot [Nm]	Kulmanopeuden väreen amplitudi [rpm]
Ei säättää	0	+485.60, -355.92 RMS 264.15	30.82
Pulssi-kompensointi	200 RMS 93.36	+310.38, -208.64 RMS 167.94	18.29
	100 RMS 46.87	+386.99, -265.91 RMS 200.91	26.90
	50 RMS 23.56	+436.119, -304.25 RMS 219.43	29.12

Tulosten perusteella kompensoinnin suorituskyky skaalautuu hyvin eri vääntöohjeen amplitudeilla. Sähkökoneen teholuokan ollessa pienempi kuin polttomoottorin ei ole mahdollista kompensoida vääntömomentin värähtelyä kokonaan.

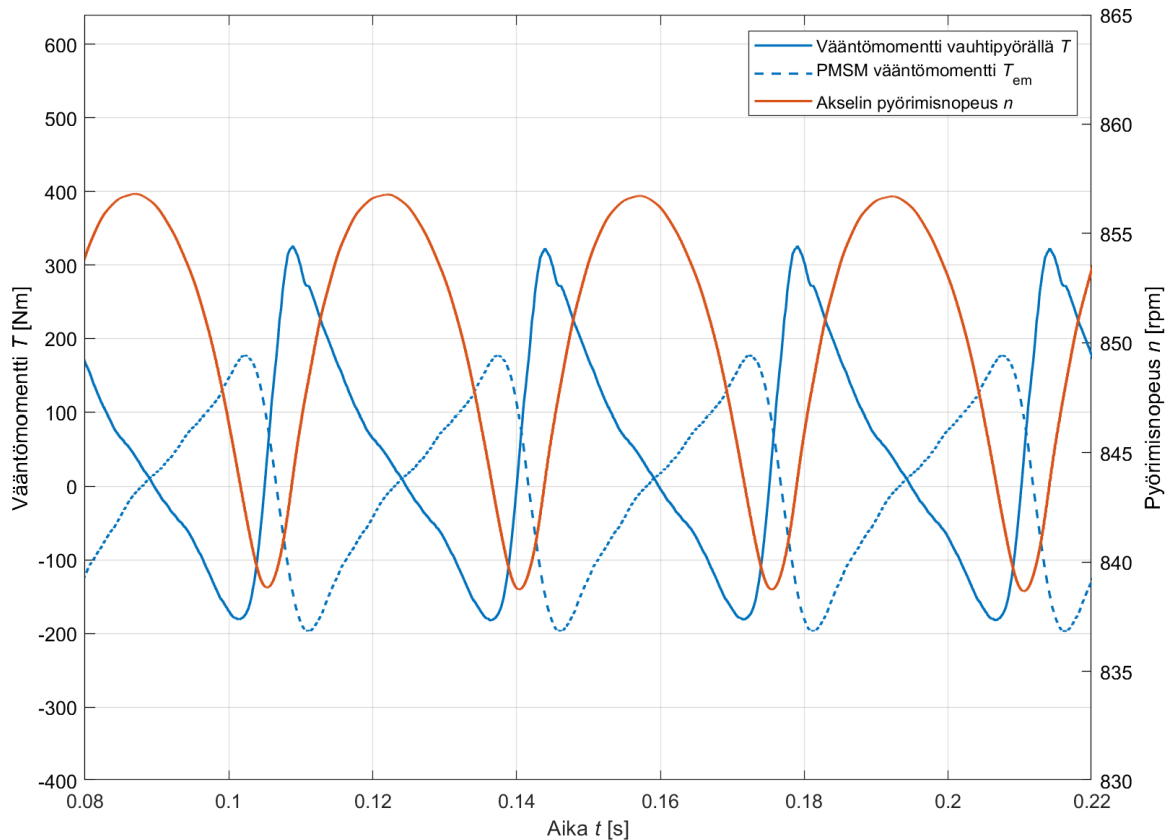
4.2 Jatkuva kompensointi

Vastaavasti vääntömomenttiohjeen voisi muodostaa dieselin arvioidun vääntömomentin muodostuksen perusteella. Vääntömomenttiohje annetaan vastakkaisena dieselin tuottamaan vääntömomenttiin nähden. Tarkastelussa hyödynnetään yhtälön (25) Fourier analyysin tuottamaa arviota väännön käyttäytymisestä. Sitä skaalataan siten, että korkein saavutettava vääntömomentti on 200 Nm ja keskiarvo 0. Tämä onnistuu vähentämällä yhtälöstä sen DC-komponentti 42.6 Nm ja kertomalla se 0.44:llä. Yhtälö (18) skaalataan kertoimilla

$$T_{rsc}(\theta) = -(T_{ref}(\theta) - 42.6) \cdot 0.44 \quad (27)$$

jolloin sen keskiarvo on nolla ja sähkökoneen vääntö tuotetaan vastakkain dieselin vääntöön verrattuna. Johtuen dieselin tuottaman väännön käyttäytymisestä negatiivinen huippuarvo on hieman positiivista pienempi. Kuvaan 20 on piirretty vauhtipyörällä vaikuttava ja

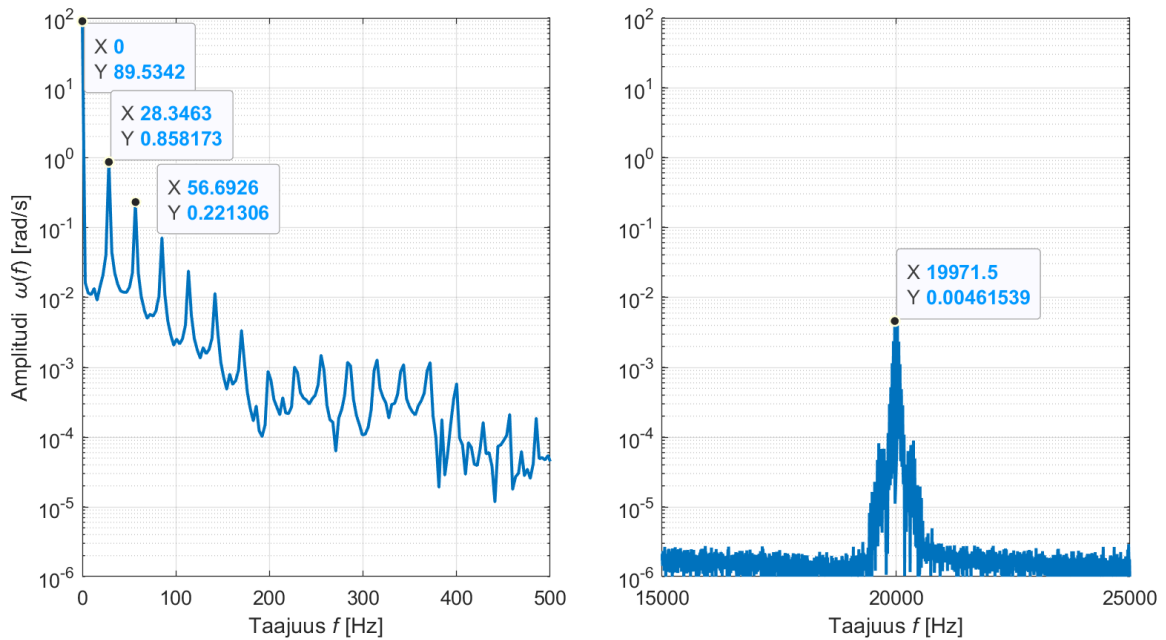
sähkökoneen tuottama vääntö sekä akselin pyörimisnopeus, kun käytössä on jatkuva arvio dieselin väännöstä.



Kuva 20. Akselilta mitattu simuloitu vääntömomentti [Nm] ja pyörimisnopeus [rpm], kun kyseessä on korkeintaan 200 Nm jatkuva kompensointi

Askelkompensointiin verrattuna, vääntömomentin ja pyörimisnopeuden väreen amplitudi on lähes sama, mutta käyrämuodot ovat selkeästi tasaisemmat, muodoltaan lähes samanlaiset kuin ilman säätöä. Ylimääräistä sähkökoneen aiheuttamaa värähtelyä on vaikea havaita, mutta vääntömomentin käyttäytyminen ei ole aivan yhtä tasaista johtuen Fourierin sarjan komponenteista, kuin ilman säätöä. Vääntömomentin positiiviset ja negatiiviset huippuarvot ovat vastaavasti 34.99 % ja 39.70 % pienemmät kuin ilman säätöä. Vastaavasti vauhtipyörällä nähtävä vääntömomentin tehollisarvo on 39.70 % pienempi ja pyörimisnopeuden värähtelyn amplitudi on 41.63 % pienempi. Tulee huomioida, että vääntömomentin RMS-arvossa on mukana tyhjäkäyntikuorman DC-komponentti 40–50 Nm, mutta sen avulla voidaan

selkeästi tarkastella säädön vaikutusta koko syklin vääntömomenttikäyttäytymiseen. Virrankulutuksen osalta vaiheiden virrat ovat keskimäärin 57.93 A. Jatkuvan kompensoinnin FFT-taajuussisältö on piirretty kuvaan 21.



Kuva 21. Kulmanopeuden $\Omega(t)$ [rad/s] FFT-taajuussisältö a) matalilla taajuuksilla ja b) korkeilla taajuuksilla korkeintaan 200 Nm jatkuvalla kompensoinnilla

Kuvasta voidaan havaita, että matalilla taajuuksilla taajuussisältö vastaa muodoltaan tilannetta ilman säätöä, mutta harmonisten komponenttien amplitudi on merkittävästi pienempi, kuten pulssikompensoinnilla. Dieselin sytytystaajuuden peruskomponentin amplitudi on 43.59 % pienempi. jatkuvan kompensoinnin simulointitulokset on kerätty taulukkoon 7.

Taulukko 7. Jatkuvan kompensoinnin simulointitulokset

Tilanne	Säädön vääntöohjeen korkein amplitudi ja RMS-arvo [Nm]	Vauhtipyörän vääntömomentti huippu- ja tehollisarvot [Nm]	Pyörimisnopeuden väre [rpm]
Ei säätöä	0	+485.50, -355.92 RMS 264.15	30.82
Jatkuva kompensointi	200 RMS 113.44	+315.69, -214.07 RMS 166.58	17.99
	100 RMS 56.66	+401.35, -269.05 RMS 207.88	24.68
	50 RMS 28.08	+442.26, -311.60 RMS 232.35	28.05

Jatkuva arvio dieselin väännöstä käyttää sähkökonetta jatkuvasti ja tehollisarvo onkin suurempi kuin pulssien kanssa. Suorituskyky on kuitenkin hyvä ja käyrämuodot eivät vääristy sähkökoneen takia. Pyörimisnopeuden värettä saadaan pienennettyä lähes 10 % tehollisarvoltaan vain 28 Nm väännöllä. Tehollisarvoltaan pulssityyppinen kompensointi on lähellä jatkuvan kompensoinnin tehollisarvoa sekä sähkökoneelta pyydetyn vääntömomentin että saavutetun alemman vauhtipyörällä vaikuttavan vääntömomentin puolesta. Tärkeimmät erot syntyvät siitä, missä kohtaa dieselin sykliä vääntömomenttiohje annetaan.

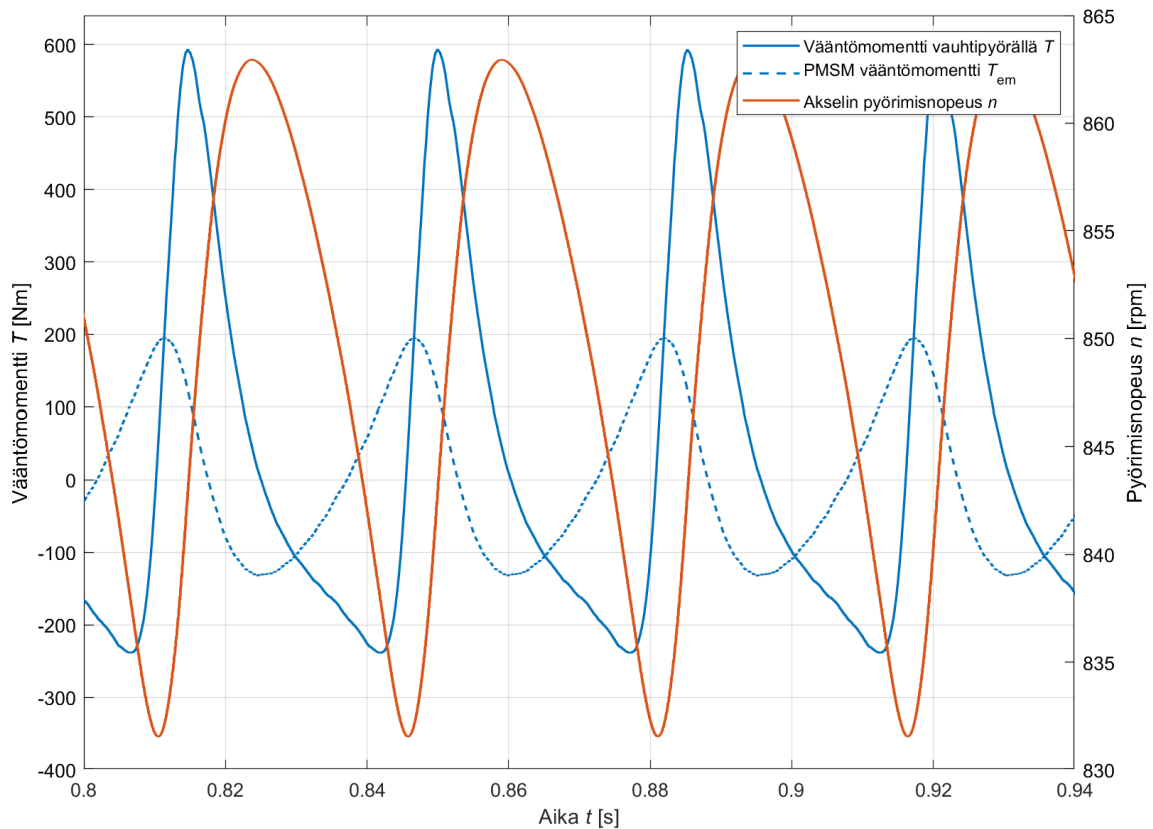
4.3 Kulmanopeuden PI-säädin osana aktiivista kompensointia

Nopeussäädin on perinteisesti oleellinen osa vektorisäätöä. Se voidaan virittää joko seuraamaan nopeusohjeen muutoksia ja vaimentamaan nopeusvaihtelua tai siten, että säädin aktiivisesti pyrkii vaimentamaan työkierron aiheuttamaa kulmanopeuden värähtelyä nopeuden pysyessä tasaisena. Jos kaasupoljin toimii nopeusohjeella, nopeussäädintä hyödyntää kaikissa käyttötilanteissa pitämään pyörimisnopeus halutulla tasolla. Vääntömomenttiohjeella haluttu pyörimisnopeuden muutos on laskettava erikseen.

Nopeuden PI-säätö esitetään usein oleellisena osana aktiivista värähtelyn vaimennusta, mutta sen avulla saavutettavat tulokset ovat olleet vaikutukseltaan pieniä tai säädön viritystä tai toteutuksen toteutettavuutta on analysoitu vain vähän. Toteutuksen haasteena on nopeus-signaalin amplitudiltaan pieni värähtelevä käyrämuoto verrattuna nopeusohjeeseen ja se, että

vääntömomentin ja pyörimisnopeuden värähtely eivät tapahdu samassa tahdissa, koska pyörimisnopeuden värähtely on riippuvainen kiihtyvyyden muutoksesta. Tämän lisäksi työkierroon aiheuttaman vääntömomenttivärähtelyn virhe pyörimisnopeudessa on pieni, jolloin säätimen vahvistuksen on oltava suuri vaikuttaakseen värähtelyn amplitudiin. Suuri vahvistus voi vaikuttaa negatiivisesti säätimen suorituskykyyn ja stabiiliuteen muissa käyttötilanteissa. Lopputulos on voimakkaasti riippuvainen PI-säätimen parametreista, järjestelmässä esiintyvistä viiveistä ja signaalien tarkkuudesta.

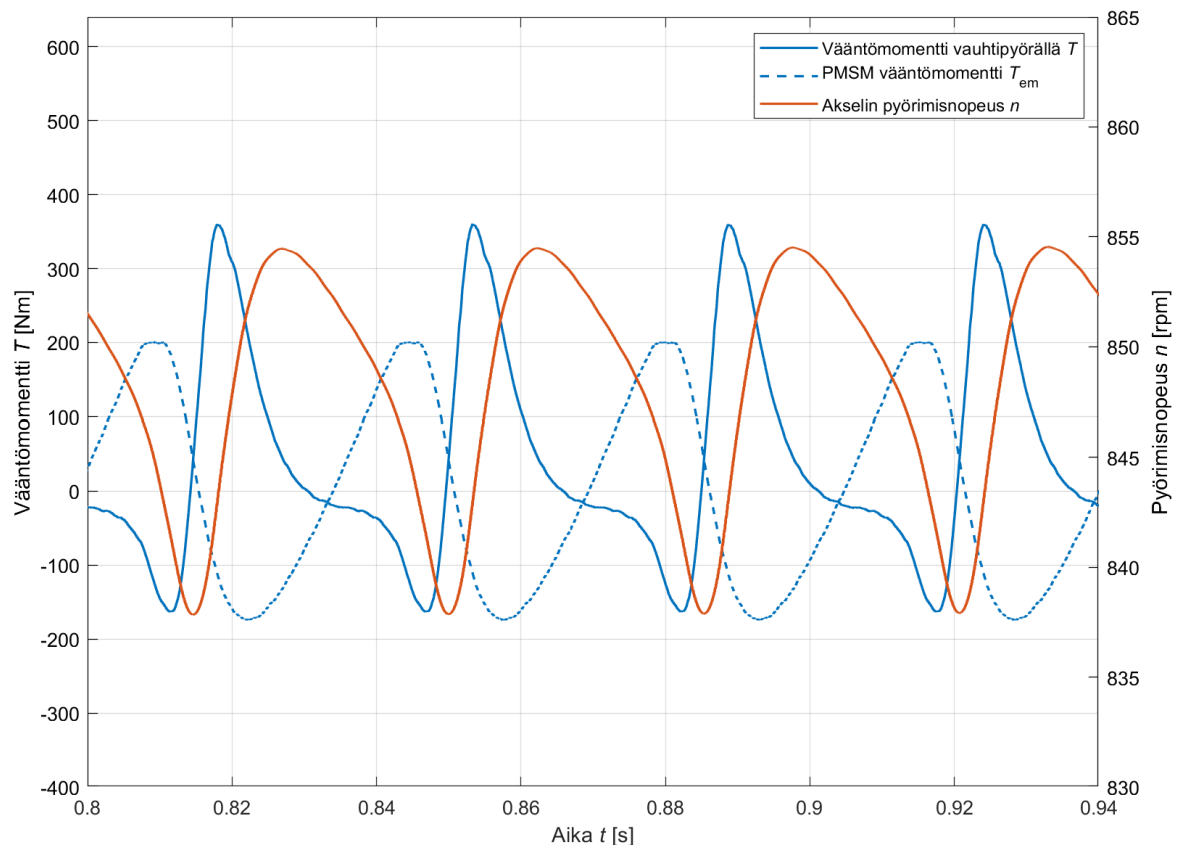
Nopeussäätimelle muodostetaan simulointitapaus, jossa tarkastellaan sen toimintaa nopeusvärähtelyn vaimentamisessa. Ilman säätöä pyörimisnopeus eroaa asetetusta arvosta korkeintaan 19 rpm verran tyhjäkäynnissä, joten virheen ollessa radiaaneina vahvistukseksi K_p tarvitaan noin 100, jotta saavutetaan 200 Nm ohjaussignaali säätimen lähdössä. Integrointiosan vahvistukseksi K_i asetetaan 1000, joka vastaa jatkuvan tilan nopeusvirheen korjaamisesta. Anti-wind-up vahvistus K_{aw} asetettiin arvoon 200, jolloin vältytään värähtelystä ohjaussignaalisissa. Anti-wind-up ei ole pakollinen säädön toiminnan kannalta, jos signaali ei saturoidu. Kuvaan 22 on piirretty vauhtipyörällä vaikuttava ja tahtikoneen tuottama vääntö sekä akselin pyörimisnopeus, kun käytössä on reaaliaikainen PI-säädin kulmanopeusohjeella.



Kuva 22. Simuloitu vauhtipyörällä vaikuttava vääntömomentti [Nm], tahtikoneen tuottama vääntö [Nm] ja pyörimisnopeus [rpm], kun käytössä on PI-nopeussäädin. $K_p = 100$, $K_i = 1000$, $K_{aw} = 200$

Kuvasta voidaan havaita, että teholuokaltaan dieseliä merkittävästi pienempi sähkökone ei pysty muuttamaan akselin kiihtyvyyttä tarpeeksi nopeasti ja voimakkaasti, että olisi mahdollista vaimentaa vääntömomentin tai pyörimisnopeuden värähtelyä tehokkaasti. Dieselin vääntömomentin huippuarvot ovat sen verrat korkeat, että sähkökoneen vääntömomentti ei pysty hallitsemaan kiihtyvyyden muutosta tarpeeksi nopeasti. Vääntömomentin tehollisarvo pysyi lähes samana (+1.35 %) ja pyörimisnopeuden väre oli 0.55 % suurempi. Voidaan kuitenkin todeta, että nopeussäätimen avulla voidaan tehokkaasti pitää pyörimisnopeuden keskiarvo lähellä haluttua arvoa, kun signaaliin kohdistuu häiriöitä. Vääntömomenttivärähtelyn vaimennuksen tarvitseman korkean vahvistuksen takia säädin on herkkä ulkoisille häiriöille nopeussignaalisissa.

Esimerkkitapauksena tarkasteltiin prosessin viiveen vaikutusta nopeussäätimen suorituskykyyn. Jos tarkastellaan kuvaa 11, voidaan havaita, että pyörimisnopeuden värähtely tapahtuu positiivisten huippuarvojen kohdalla noin $\frac{0.35}{f_s}$ sekuntia ja negatiivisten huippuarvojen kohdalla $\frac{0.15}{f_s}$ sekuntia jäljessä vääntövärähtelyä. Sytytystaajuus on esitelty yhtälössä (1). Kuvassa 23 on esitetty esimerkki viiveen vaikutuksesta PI-säätimen lähdössä. Säätimen parametrit ovat samat. Viiveeksi on asetettu $\frac{0.9}{f_s}$ sekuntia. Kammen kulmaan perustuvista menetelmistä poiketen viive voi parantaa PI-säätimen suorituskykyä aktiivisessa kompensoinnissa, mutta viive aiheuttaa tietysti omat ongelmansa säädön suorituskyvyssä. Kammen kulmaan pohjautuvissa menetelmissä viiveen vaikutusta tasaisella nopeudella voi korjata ennakoimalla vääntöohjeen syöttöä viiveen verran, kun prosessin viive on tiedossa.



Kuva 23. Simuloitu vauhtipyörällä vaikuttava vääntömomentti [Nm], tahtikoneen tuottama vääntö [Nm] ja pyörimisnopeus [rpm], kun käytössä on PI-nopeussäädin viiveellä $\frac{0.9}{f_s}$ sekuntia.

Kun säätimen lähtöön on lisätty keinotekoinen viive, tässä tapauksessa noin 31.8 ms, saavutetaan merkittävästi paremmat tulokset. Järjestelmän vaste, stabiilius ja ohjattavuus on kuitenkin heikompi viiveen takia. Viive ei ole yleisesti haluttu ominaisuus säädössä. PI-säätimellä toteutetun nopeussäätimen simulointitulokset on kerätty taulukkoon 8.

Taulukko 8. Nopeussäätimen perustuvan kompensoinnin simulointitulokset

Tilanne	Säädön vääntöohjeen amplitudi ja RMS-arvo [Nm]	Vauhtipyörän väännön huippu- ja RMS-arvot [Nm]	Pyörimisnopeuden väre [rpm]
Ei säätöä	0	+485.60, -355.92 RMS 264.15	30.82
PI-säädin	$K_p = 100, K_i = 1000$ $K_{aw} = 200$ RMS 107.82	+586.36, -237.66 RMS 260.57	30.99
PI-säädin + $\frac{0.9}{f_s}$ s viive	$K_p = 100, K_i = 1000, K_{aw} = 200$ RMS 130.85	+430.80, -169.50 RMS 149.40	16.65

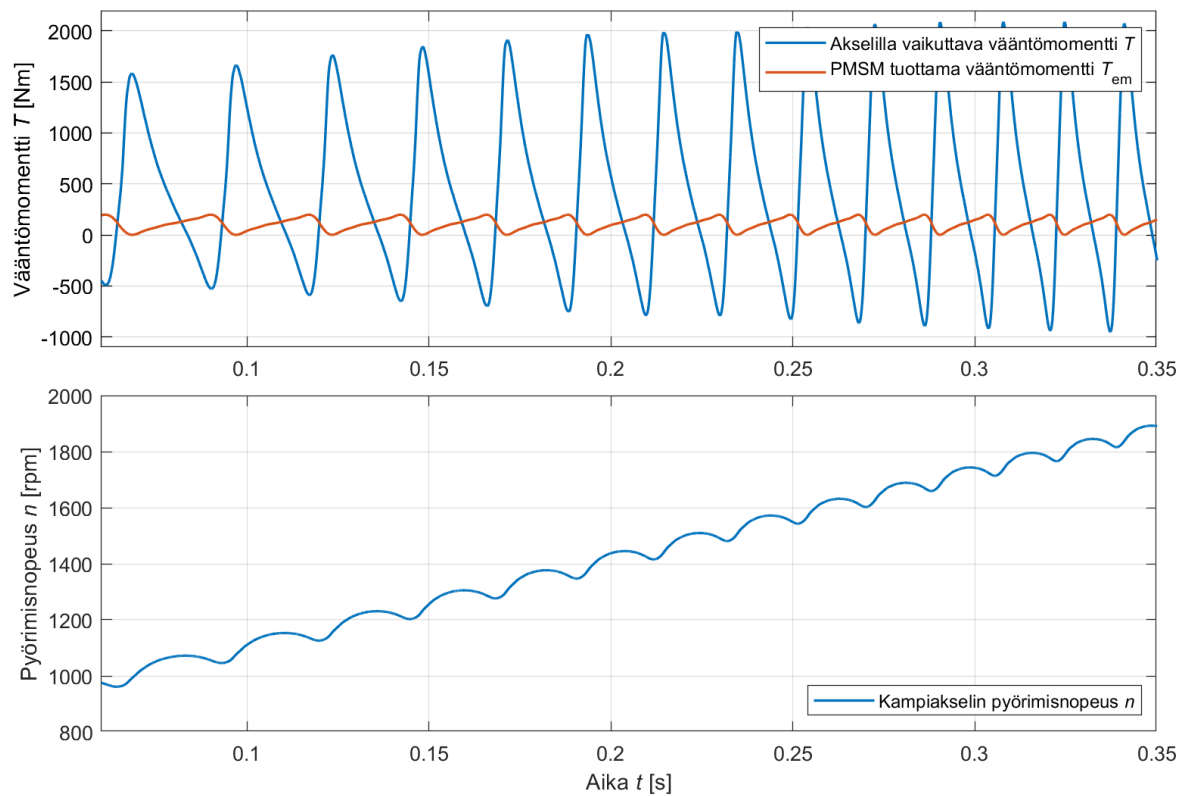
Voidaan todeta, että PI-säädintä voi olla järkevämpää käyttää vain perinteiseen hitaampaan nopeusohjeen seuraamiseen ja nopeusvirheen korjaamiseen. Nopeussäätöä voidaan hyödyntää kammien kulmaan perustuvan kompensoinnin ohessa.

4.4 Väriinän kompensointi kiihdytettäessä

Ylempänä analysoituja säätömenetelmiä voi hyödyntää myös kiihdytyksessä. Olisi suotavaa, että sähkökone avustaa tällöin polttomoottorin toimintaa tuottamalla keskiarvoltaan positiivista vääntömomenttia akselille. Negatiiviset vääntömomenttiohjeet voidaan jättää pois, tai jatkuvan kompensoinnin tapauksessa skaalata vääntöohjekäyrää ylöspäin siten, että vähiten vääntömomenttia tuotetaan dieselmoottorin työtahdin aikana ja enemmän muissa osissa dieselin sykliä. Esimerkitapauksena tarkastellaan yhtälön (25) jatkuvaa kompensointia. Se skaalataan positiiviseksi siten, että vääntöohjeen pienin arvo on 0 Nm ja suurin 200 Nm. Skaalattuna yhtälöksi kammien kulman funktiona saadaan

$$T_{rac}(\theta) = -0.23 \cdot (T_{ref}(\theta) - 42.6) + 105$$

Sylinteripainedatan perusteella muodostettiin 3D-matriisi paineelle, jossa otetaan huomioon myös kaasupolkimen asento ja polttomoottorin pyörimisnopeus sylinteripaineen arvoa valittaessa. Painedata on mitattu 25 % kuormalla pyörimisnopeuksilla 900–2100 rpm 100 rpm välein AGCO Powerin tarjoaman datasetin avulla. Dynaamisen paineenmuodostuksen avulla voidaan tarkastella kiihdytystilannetta tarkemmin. Simuloidut akselilla vaikuttava ja tahtikoneen tuottama vääntö sekä akselin pyörimisnopeus on piirretty kuvaan 24.



Kuva 24. a) Simuloitu vauhtipyörällä vaikuttava ja tahtikoneen tuottama vääntömomentti [Nm] ja b) akselin pyörimisnopeus [rpm], kun kyseessä on 0–200 Nm jatkuva kompensointi

Kiihdyttäessä saadaan pienennettyä negatiivisten vääntöpiikkien amplitudia korkeintaan 200 Nm lähes koko pyörimisnopeusalueella. Sähkökoneelta saadaan akselille tehollisarvoltaan 118.1 Nm vääntöä dieselin tuottaman vääntömomentin lisäksi. Virrankulutus on hieman etumerkiltään vuorottelevaa kompensointia suurempi, vaihevirtojen ollessa keskimäärin 61.29 A. Kyseisillä virtasäätimen parametreilla suorituskyky pysyy hyvänä lähes 2000 rpm asti, jossa säätimen stabiiliusrajat tulevat vastaan. Korkeammalla nopeudella akselin kulma muuttuu nopeammin eli säädöltä vaaditaan korkeampaa taajuutta. Säädön parametreilla voidaan vaikuttaa kierrosnopeuden rajoihin, jolla sitä voidaan tehokkaasti hyödyntää.

Kammen kulmaan perustuvan vääntömomenttiarvion tehollisarvoa voidaan siis säädellä skaalaamalla vääntöohjetta sopivasti, jotta saavutetaan haluttu referenssin minimi-, keski- ja maksimiarvo. Jos käytössä on myös perinteinen PI-nopeussäädin vääntömomenttiohjeen lisäksi, voi nopeussäädin hoitaa säädön keskiarvon ylläpitämisen kiihdytys- ja jarrutustilanteissa samalla, kun vääntömomenttiohje toimii kammen kulman funktiona. Kiihdytettäessä nopeusero on suuri, jolloin säädin nostaa vääntömomenttiohjeen keskiarvoa tasaiseen nopeuteen verrattuna. Vastaavasti jarrutettaessa nopeussäädin mahdollistaa keskiarvoltaan negatiivisen vääntöohjeen.

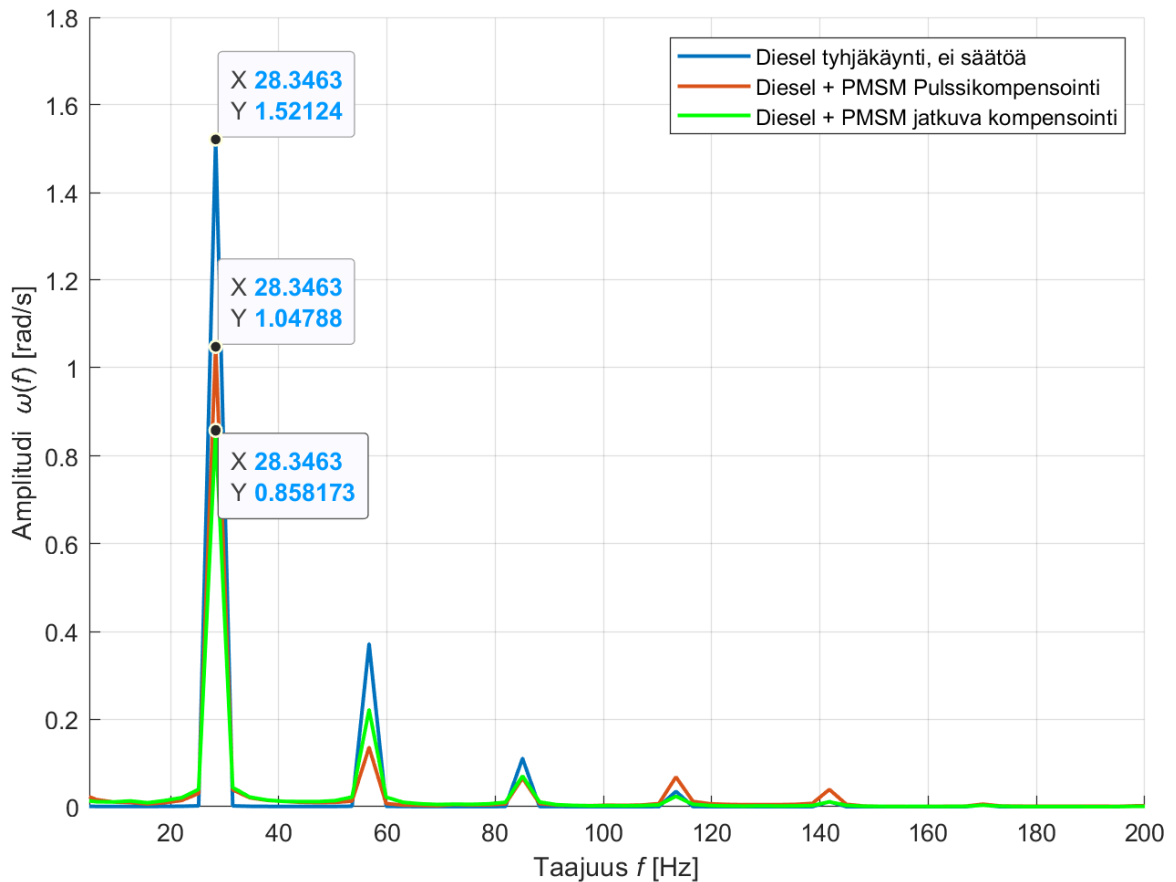
4.5 Tulosten tarkastelu ja säädön toteutettavuus

Simuloinnin perusteella voidaan todeta, että teoriassa vektorisäädetyllä kestopagneettitahetikoneella voidaan vastata perinteisen polttomoottorin työtahdin aiheuttamaan epätasaiseen vääntömomentin käyrämuotoon. Yhteenveto tuloksista kerättiin taulukkoon 7, jossa on esitetty prosentteina, kuinka paljon vääntömomenttivärähtelyn huippuarvoja ja tehollisarvoa sekä pyörimisnopeuden väreiden amplitudia saatiin vaimennettua. Taulukkoon on lisäksi lisätty simuloitujen hitausmomenttien arvot, joilla saavutetaan sama pyörimisnopeuden väreiden kanssa, kuin ilman säätöä hitausmassalla $J = 1.2 \text{ kgm}^2$.

Taulukko 7. Tulosten vertailu 200 Nm simulointitapauksille; säädön vaikutus [%] lähtötilanteen arvoihin ja simuloitu arvio siitä, kuinka paljon hitausmassaa voidaan vähentää

Menetelmä	Väännön tehollisarvon muutos akselilla [%]	Pyörimisnopeuden väreen muutos [%]	Vara vähentää hitausmassaa [%]
200 Nm pulssikompensointi	-36.42	-40.65	28
200 Nm jatkuva kompensointi	-36.90	-41.63	43
PI-säädin	-1.35	+0.55	0
PI-säädin + $\frac{0.9}{f_s}$ sekunnin viive	-43.44	-45.98	Riippuvainen säätimen parametreista

Viiveen kanssa PI-säätimellä saadaan suurin ero lähtötilanteeseen verrattuna, sillä tahtikoneen käyttöaste on siinä suurin. Reaaliaikaisesti PI-säädin ei pysty vaikuttamaan vääntömomentin ja pyörimisnopeuden värähtelyyn. Jatkuvalle arviolle dieselin tuottamasta väännöstä saavutetaan suurin potentiaali vähentää hitausmassaa. Pulssikompensointi toimii hyvin huipparvojen kompensoinnissa, mutta ei mahdollista yhtä korkeaa hitausmassan pienentämistä. Kuvassa 25 on esitelty yhteenveto pelkän dieselmoottorin sekä kammun kulmaan perustuvien tahtikoneen säätömenetelmien vaikutuksesta kulmanopeuden taajuussisältöön. As-teikko on tällä kertaa lineaarinen, jolloin on helpompi tarkastella komponenttien suuruusluokkaa.



Kuva 25. Vertailu simuloidun kulmanopeuden $\Omega(t)$ [rad/s] taajuussisällöstä lineaarisella asteikolla referenssitapauksen sekä kammien kulmaan perustuvien menetelmien välillä

Kuvan 25 perusteella voidaan tarkemmin tarkastella taajuussisällön eroavaisuuksia ja eri komponenttien amplitudia alhaisilla taajuuksilla, jossa värähtely on helposti käyttäjän huomattavissa. Kuvasta on rajattu pois kulmanopeuden peruskomponentti 89 rad/s. Selkein muutos nähdään syytystaajuuden (28.34 Hz) kohdalla, jossa säätö pienentää sekä ensimmäisen, toisen että kolmannen harmonisen komponentin amplitudia selvästi. Taajuuden kasvaessa erot ovat pieniä, mutta voidaan havaita, että pulssikompensointi kasvattaa värähtelyä taajuuksilla 113 Hz ja 142 Hz. Korkeammilla taajuuksilla eroja ei voi havaita lineaarisella asteikolla.

Käytettäessä pulssikompensointia vääntömomenttivasteen on oltava mahdollisimman nopea, jotta saavutetaan hyvä vääntövaste myös nopeilla pulseilla. Jatkuvaa kompensointia hyödynnettäessä virtasäätimen PI-säätimiä ei tarvitse virittää yhtä nopeaksi. Kuvan 10 mukaisesti tyhjäkäynnissä dieselin vääntömomentin nousuaika on luokkaa 6.2 ms ja suurin

muutosnopeus 170 Nm/ms. Dieselin vääntökäyttäytyminen asettaa rajoitteet ja tavoitearvon ohjauksen suorituskyvyille aktiivisessa vääntökompensoinnissa. Korkeammalla pyörimisnopeudella saavutetaan korkeampi vääntömomentin nousuaika ja muutosnopeus, kun taas korkeammalla kuormituksella saadaan vain korkeampi vääntömomentin muutosnopeus. Simuloinnin tasolla päästään vektorisäädön avulla noin 2 ms nousu aikaan, mutta käytännössä vaste on oletettavasti hitaampi järjestelmän rajoitteiden johdosta. Jos vääntömomenttivaste ei ole riittävän nopea aktiivisen kompensoinnin kannalta, on siirryttävä suoraan vääntömomenttisäätöön tai muihin menetelmiin, jotka tarjoavat nopean vasteen ohjemuutoksille. Vaihtosuuntaajat suunnitellaan usein toimimaan vain tietyllä säätömenetelmällä, jolloin laite joudutaan mahdollisesti vaihtamaan toiseen. Jatkuva kompensointi on helpompi toteuttaa, sillä se ei tarvitse yhtä nopeaa nousuaikaa kuin nopeat pulssit. Tulee kuitenkin huomioida, että pulssien leveyttä ja amplitudia voidaan muokata prosessin dynamiikan perusteella sopivammaksi. Aktiivinen kompensointi tarvitsee siis todennäköisesti korkeammat vahvistuksen arvot kuin perinteinen nopeussäätö, joka vaikuttaa säätimen stabiiliuteen ja käyttäytymiseen.

Mittasignaalien hyödyntäminen muodostaa toteutukselle selkeät rajoitteet, mutta niiden hyödyntämiseksi on tarjolla erilaisia ratkaisuja. Yleisesti kompensoinnissa hyödynnetyt kammien kulman ja kulmanopeuden mittasignaalit on mahdollista arvioida laskennallisesti sähkökoneen säätösilmukassa. Suuri rajoittava tekijä on mittasignaalien tarkkuus sekä viive, jotka vaikuttavat merkittävästi toteutuksen suorituskykyyn. Menetelmissä, jotka hyödyntävät kammien kulmaa, voidaan kulman muutosta ennakoita prosessin viiveen ja halutun pyörimisnopeuden perusteella. Taulukon 4 Fourier-kertoimien avulla on mahdollista myös kompensoida yksittäisten vääntömomentin komponenttien vaikutusta sähkökoneen avulla. Dieselnäköisen paineen sekä vääntömomentin käyrämuoto eivät ole samanlaiset joka käyttötilanteessa, joten dieselin tilan tarkkailijasäätimen hyödyntäminen voi merkittävästi parantaa säädön suorituskykyä ja tarkkuutta. Sen toteutukseen voidaan hyödyntää muun muassa sylinteripainesensoria.

Vaihtosuuntaajan toteutuksen on oltava sopiva säädön toteutukselle. Ohjelmistoon on lisättävä sopiva asetus säädön kytkennälle ja ohjelmoitu toimintamoodi, joka käyttää valittua menetelmää esimerkiksi akselin kulman ja nopeuden arviointiin tai mittaukseen perustuvien menetelmien kanssa. Sarjaprotokollaa käytettäessä vaihtoehtoja on paljon ja tiedonsiirto ei usein tapahdu vakiotajuudella. Esimerkiksi yleisesti hyödynnetyn CAN-linjan maksimitiedonsiirtonopeus on 1 Mbit/s ja sen nopeutta tarkastellaan usein bitteinä per sekunti (bps),

eikä taajuuden kautta. Vaihtosuuntaajissa on usein eri asetuksia kammien kulman ja nopeuden mittaamiseen tai arviointiin, joten sitä voi hyödyntää säädön asetuksena. Näytteenottoaajuus on ideaalitalanteessa vähintään 1000 Hz, jotta saadaan riittävästi dataa koko työkierron ajalta ilman, että joudutaan turvautumaan liialliseen mittausdatan käsittelyyn ohjauspiirin puolella. Ideaalitalanteessa sähkökoneen ja dieselkoneen ohjausjärjestelmät keskustelevat toistensa kanssa tarpeeksi nopeasti ja suorituskykyä parantava tieto saadaan helposti siirrettyä ohjausyksiköiden välillä. Sähkökoneen ohjaus toteutetaan yleisesti vaihtosuuntaajan puolelta, joka rajoittaa toteutuksen vaihtoehtoja. Koska sähkökoneelta halutaan korkea vääntömomentti koneen pituuden pysyessä mahdollisimman lyhyenä, nestejäähdytys on tehokkain vaihtoehto komponenttien lämmönhallintaan.

5 Johtopäätökset

Yleisesti tutkitut aktiivisen kompensoinnin säätömenetelmät hyödyntävät vektorisäätöä sähkökoneen ohjauksen perustana. Toinen mahdollisuus on suoran vääntömomenttisäädön käyttö, joka tarjoaa vielä mahdollisesti nopeamman vääntömomenttivasteen. Voidaan kuitenkin todeta, että simulointiympäristössä FOC pystyy tarjoamaan tarpeeksi nopean vasteen aktiiviseen kompensointiin alhaisilla nopeuksilla. Työssä tarkasteltiin käytännönläheisiä eri tapoja toteuttaa aktiivinen kompensointi. Kirjallisuuden perusteella aihetta on tutkittu tutkimuslaitosten toimesta ja valmistajilla on olemassa erilaisia patenteja säätöratkaisuihin liittyen. Tarjolla on vain vähän tietoa siitä, miten laajasti eri valmistajat hyödyntävät virtuaalista inertiaa tai aktiivista kompensointia eri tuotteissaan. Simulointien avulla todettiin, että dieselmoottorin ja sähkökoneen tuottamien vääntömomenttien suhde määrää suurimman säävutettävän tehokkuuden kompensoinnissa. Voidaan todeta, että simuloinnissa käytetyn esimerkkikokoonpanon tapauksessa korkeintaan noin 30–40 % dieselin tuottamasta vääntömomentti- ja nopeusväreestä saatiin kompensoitua. Sähkökoneen tehon osalta tärkeää on sen huippuvääntö, sillä sähkökonetta käytetään vain jaksoittaisesti lähellä huippuvääntöä. Kompensointi ei pelkästään kuluta tehoa, sillä pyörimisnopeuden ollessa ohjenopeuden yläpuolella, sähkökone toimii generaattorina. Tulee huomioida, että simuloinneissa käytetty kone on sisäroottorikone, ulkoroottorirakenteella koneen hitausmassa on merkittävästi suurempi. Tällä on vaikutusta etenkin tapauksissa, jossa koneen ominaisuudet vaikuttavat vauhtipyörän suunnitteluun. Kaikkien säätömenetelmien rajoitteena on järjestelmässä esiintyvä viive, sähkökoneen lämmöntuotto sekä säädön parametrien viritys siten, että ohjaus toimii oikein koko halutulla pyörimisnopeusalueella. Kirjallisuuskatsauksen ja simulointien perusteella paras vaihtoehto säädölle on kammien kulmaan perustuva säätö, joka voidaan toteuttaa monella eri tapaa.

Lisäämällä tahtikoneen vääntömomenttiohjeeseen suorakulmaisia pulseja kampiakselin kulman funktiona saadaan amplitudiltaan huomattavasti pienemmät vääntömomentin huippuarvot, mutta väännön ja pyörimisnopeuden käyrämuodoissa nähdään sähkökoneen aiheuttamat nopeat askelmuutokset. Noin 150 kW dieselin tapauksessa 200 Nm vääntömomenttipulsseilla simuloidun vauhtipyörällä vaikuttavan vääntömomentin tehollisarvoa saatiin pienennettyä 36.42 %. Nopeusväre oli tällöin 40.65 % pienempi kuin ilman säätöä. Jatkuvan

arvion dieselin muodostamasta väännöstä kammen kulman funktiona avulla saatiin simuloitien parhaat tulokset värähtelyn osalta. Jatkuvan kompensoinnin avulla dieselin tuottaman vääntömomentin ja akselin pyörimisnopeuden käyrämuoto pysyivät samana, mutta pyörimisnopeuden värähtelyn amplitudia saatiin pienennettyä merkittävästi koko pyörimisliikkeen ajalta. Vääntömomentin käyrämuotoa, dieseliltä saatavan dataa tai joko mitattua tai estimoitua kammen kulmaa voidaan hyödyntää menetelmän toteutuksessa. Käyrämuodoltaan dieselmoottorin tuottamaa vääntömomenttia vastaavalla korkeintaan 200 Nm jatkuvalla kompensoinnilla vääntömomentin tehollisarvoa saatiin pienennettyä 36.90 % ja nopeusvärettä 41.63 %.

Nopeussäätimen ongelmana on vääntömomentin ja pyörimisnopeuden vaihe-ero, josta johdun PI-säätimen hyödyntäminen aktiivisessa kompensoinnissa on hankalaa reaaliaikaisella pyörimisnopeusohjeella. Tarvittaisiin erillinen digitaalinen säätöpiiri, jotta käyrämuodot saataisiin asettua kohdalleen. Lisäksi suurella vahvistuksella nopeussäädin on herkkä muulle nopeusvärähtelylle, joten sen viritys on hankalaa. Havaittiin kuitenkin, että nopeussäädintä voidaan hyödyntää yhdessä muiden menetelmien kanssa, ja sen avulla voidaan tasoittaa pyörimisnopeus haluttuun arvoon, kun se viritetään perinteisesti vain seuraamaan nopeusohjetta. Kaasupolkimen asennon perusteella ohjattaessa nopeussäädintä voidaan hyödyntää muissakin käyttötilanteissa ongelmitta. Tietenkin, nopeussäätöä voidaan hyödyntää myös kiihdytettäessä ja jarruttaessa. Voidaan kuitenkin todeta, että säätimen toiminta riippuu huomattavasti käytetyistä kertoimista.

Kiihdytettäessä voidaan hyödyntää etenkin kammen kulmaan pohjautuvia menetelmiä jättämällä negatiiviset vääntöohjeet kokonaan pois, tai skaalaamalla ohjetta ylöspäin siten, että sähkökone ei tuota negatiivista vääntöä missään kohtaa työkiertoa. Jatkuvan kompensoinnin vaikutusta kiihdytettäessä simuloitiin onnistuneesti siten, että dieselin negatiivisista vääntömomentin huippuarvoista saatiin kompensoitua korkeintaan 200 Nm, sähkökoneen tuottaessa keskimäärin 118 Nm vääntöä akselille. Käytössä voi myös olla tämän lisäksi nopeussäädin alhaisella vahvistuksella, joka nostaa vääntöohjeen keskiarvon yli tyhjäkäyntikuorman tarvitseman väännön. Säätö toimii vastaavasti jarrutettaessa, mutta vääntömomenttiohje on keskiarvoltaan tällöin negatiivinen. Nopeussäädintä voidaan periaatteessa hyödyntää yhdessä kammen kulmaan perustuvien menetelmien kanssa ohjaamaan moottorin tuottaman väännön keskiarvoa sekä kiihdytys että jarrutustilanteissa sekä tasaisella nopeudella.

Tutkimusta voidaan jatkaa pidemmälle tulosten todentamiseksi ja toteutuksen rajoitteiden tarkemman tarkastelun toteuttamiseksi. Simulointimallia voidaan parantaa tarkempien ja dynaamisten mallien avulla. Tarkan polttomoottorimallin avulla on mahdollista tarkastella järjestelmässä esiintyvien muiden värähtelyn lähteiden kuin työkierron vääntövärähtelyn aiheuttamaa värähtelyä ja niiden kompensointia. Etenkin tehoelektroniikan tarkempien mallien avulla voidaan paremmin mallintaa tehonkulutusta, häviöitä ja epäideaalisuuksia. Tärkeää olisi testata järjestelmän toimintaa testipenkin avulla, jolloin mallin ja säädön toimivuus voidaan verifioida. Testipenkien avulla tulee todentaa se, miten nopea mittaus- ja säätökomponenttien viive saa olla, ja mitkä tekijät vaikuttavat negatiivisesti järjestelmän suorituskykyyn. Erityisen kiinnostavaa on tarkastella eri komponenttien summautunutta vaikutusta säädön lopputulokseen, eli tuotetun väännön eroa ideaaliseen vääntöohjeeseen. Kun prosessin dynamiikka on tiedossa, voidaan säätimien viritystä tarkastella tarkasti muun muassa stabiiliuden kannalta. Eri komponenttien aiheuttama viive ja tarkkuus tulisi selvittää. Laboratoriotutkimusten avulla voidaan kerätä tarkempaa tietoa tärinän dynamiikasta, säädön vaikutuksesta dieselin polttoaineen kulutukseen ja käyntiääneen, sekä työssä esitellyn sähkökäyttöjärjestelmän toteutettavuudesta. Sääto soveltuu tällaisenaan vain vääntövärähtelyn muokkaamiseen, mutta se voi vaikuttaa myös torsionaalisen värähtelyn ja muiden epätasaisuuksien käyttäytymiseen.

Lähteet

A. Archer & J. McCarthy Jr, Quantification of Diesel Engine Vibration Using Cylinder Deactivation for Exhaust Temperature Management and Recipe for Implementation in Commercial Vehicles, SAE Technical Paper 2018-01-1284, 2018, doi:10.4271/2018-01-1284. [Viitattu 19.12.2021].

A. M. Lulhe & T. N. Date, A technology review paper for drives used in electrical vehicle (EV) & hybrid electrical vehicles (HEV). 2015 International Conference on Control, Instrumentation, Communication and Computational Technologies (ICCICCT). 2015. pp. 632-636. doi: 10.1109/ICCICCT.2015.7475355. [Viitattu 26.11.2021].

A. Poorfakhraei, M. Narimani & A. Emadi, A Review of Multilevel Inverter Topologies in Electric Vehicles: Current Status and Future Trends, IEEE Open Journal of Power Electronics, vol. 2, pp. 155-170. 2021. doi: 10.1109/OJPEL.2021.3063550. [Viitattu 5.11.2021].

C. Sebastien, E. Etien & L. Rambault. 2017. Mechanical Sensorless LPV Torque Ripple Control of Hybrid Electric Vehicle. IET Control Theory & Applications. 11. 10.1049/iet-cta.2017.0007. [Viitattu 10.2.2022]. Saatavissa: <https://www.researchgate.net/publication/318994377>

D. Jolley. 2021. Shifting to 800-volt systems: Why boosting motor power could be the key to better electric cars. Drivemode project. [Viitattu 14.2.2022]. Saatavissa: <https://cordis.europa.eu/article/id/429197>

Danfoss, 2020. EM-PME375-150 Electric Machine Data Sheet. [Viitattu 20.5.2022]. Saatavissa: <https://www.danfoss.com/en/products/dps/electric-converters-and-machines/electric-converters-and-machines/electric-machines/#tab-documents>

G. Wright. Light Vehicle Diesel Engines: CDX Master Automotive Technician Series. s. 103-105. Jones & Bartlett pub inc 2019. [Viitattu 9.2.2022].

H. Muazzam, M. K. Ishak, A. Hanif & A. I. Bhatti, Compensating Thermal Derated Torque of IPMSM Centric Electric Vehicles, IEEE Access, vol. 10, pp. 24468-24480, 2022, doi: 10.1109/ACCESS.2022.3155575. [Viitattu 8.6.2022].

- J. Zhou, L. Zhou, F. Luo & Z. Zhou. 2020. Effect of Injection Parameters on Vibration of High Pressure Common Rail Diesel Engine for Light Vehicle at Idle Speed. *Journal of Physics: Conference Series*. 1549. 042090. 10.1088/1742-6596/1549/4/042090. [Viitattu 4.2.2022]. Saatavissa: <https://www.researchgate.net/publication/342556478>
- J.-i. Itoh, Y. Nakajima & G. Chiang. 2014. Maximum Torque per Ampere and Maximum Efficiency Control Methods based on V/f Control for IPM Synchronous Motors. *IEEJ Journal of Industry Applications*. 3. 112-120. 10.1541/ieejia.3.112. [Viitattu 12.4.2022].
- K.-M. Tsitsilonis & G. Theotokatos. Engine Malfunctioning Conditions Identification through Instantaneous Crankshaft Torque Measurement Analysis. *Appl. Sci.* 2021, 11, 3522. [Viitattu 29.2. 2022]. Saatavissa: <https://doi.org/10.3390/app11083522>
- M. Marne. 2017. Model Based Control of PMSM using Field Oriented Control. [Viitattu 26.4.2022]. Saatavissa: <https://odr.chalmers.se/handle/20.500.12380/300460>
- M. Njeh, S. Cauet & P. Coirault, LPV control of ICE torque ripple in hybrid electric vehicles, *IFAC Proceedings Volumes, Volume 44, Issue 1, 2011, Pages 2931-2936, ISSN 1474-6670, ISBN 9783902661937*. [Viitattu 8.6.2022]. Saatavissa: <https://doi.org/10.3182/20110828-6-IT-1002.01345>.
- Mathworks, 2021. Simscape Electrical & Driveline documentation. [Viitattu 19.1.2022]. Saatavissa: <https://se.mathworks.com/help/phymod/simscape/index.html>
- P. Pettersson & A. Kjellin. Torque estimation from in-cylinder pressure sensor for closed loop torque control. 2017. [Viitattu 20.2.2022]. Saatavissa: <https://odr.chalmers.se/bitstream/20.500.12380/250426/1/250426.pdf>
- Project - Clean Propulsion Technologies. 2021. [Viitattu 12.10.2021]. Saatavissa: <https://cleanpropulsion.org/project>
- Q. Guo, C. Zhang, L. Li, J. Zhang & M. Wang. Maximum Efficiency per Torque Control of Permanent-Magnet Synchronous Machines. 2016. *Appl. Sci.* 2016, 6, 425. [Viitattu 30.5.2022]. Saatavissa: <https://doi.org/10.3390/app6120425>
- R. D. Lorenz & R. I. Davis. Apparatus and method for engine crankshaft torque ripple control in a hybrid electric vehicle. (U.S. Patent No. 6336070B1). U.S. Patent and Trademark Office. [Viitattu 10.1.2022]. Saatavilla: <https://patents.google.com/patent/US6336070>

S. J. Rind, Y. Ren, Y. Hu, J. Wang, & L. Jiang, Configurations and control of traction motors for electric vehicles: A review, Chinese Journal of Electrical Engineering, vol. 3, no. 3, pp. 1-17, 2017, doi: 10.23919/CJEE.2017.8250419. [Viitattu 15.1.2022].

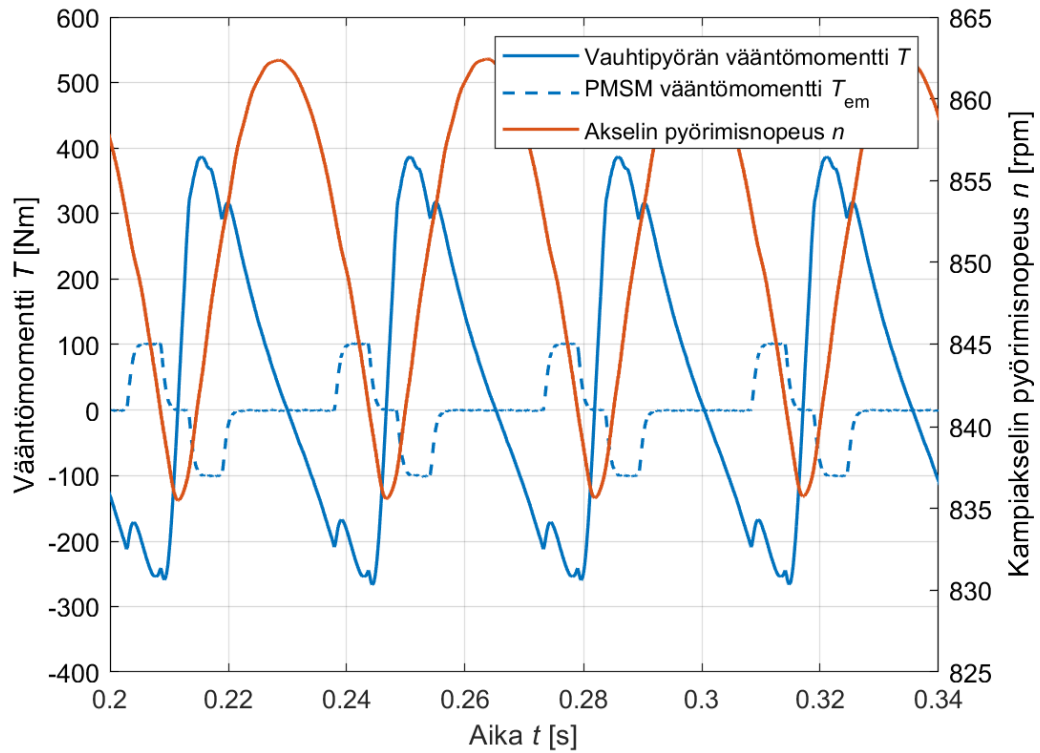
Shadow Drive - Technology. Vonnen Performance Hybrid Technology for Porsche Cars, [Viitattu 12.12.2021]. Saatavissa: <http://vonnen.com/technology/>

US 9.267.480 B1. 2016. Electrical Power Generating Engine Flywheel with Active Torque Control. THE BOEING COMPANY, Chicago, Yhdysvallat. (Leo John Luyks) 13/891,326, 05.10.2013. Julk. 23.2.2016. 17 s. [Viitattu 21.11. 2021]. Saatavissa: <https://patents.google.com/patent/US9267480B1/en>

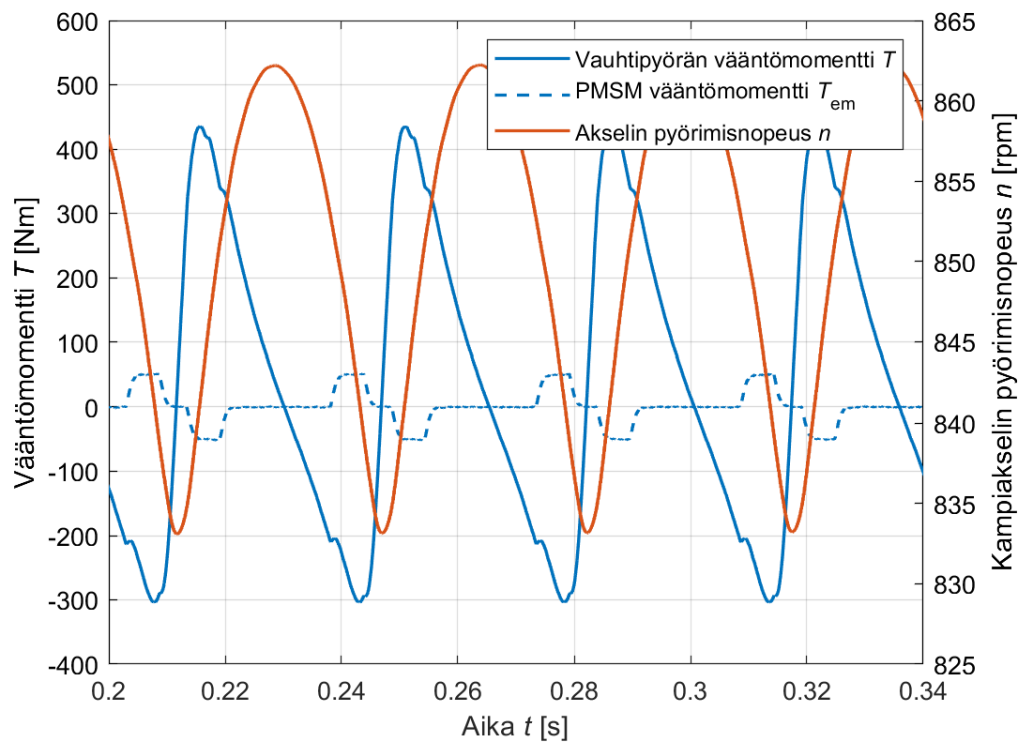
X.D. García, B. Zigmund, A.A. Terlizzi, R. Pavlanin & L. Salvatore. 2011. Comparison between FOC and DTC Strategies for Permanent Magnet Synchronous Motors. Advances in Electrical and Electronic Engineering, 5, 76-81. [Viitattu 25.4.2022].

Y. Qin, T. X. Tang, J. Tong, Z. Duan, J. Zhang, Y. Li & Z. Ling, Noise and vibration suppression in hybrid electric vehicles: State of the art and challenges, Renewable and Sustainable Energy Reviews, Volume 124, 2020, 109782, ISSN 1364-0321. [Viitattu 5.11.2021]. Saatavissa: <https://doi.org/10.1016/j.rser.2020.109782>.

Liite 1: 100 Nm ja 50 Nm pulssikompensoinnin simulointitulokset

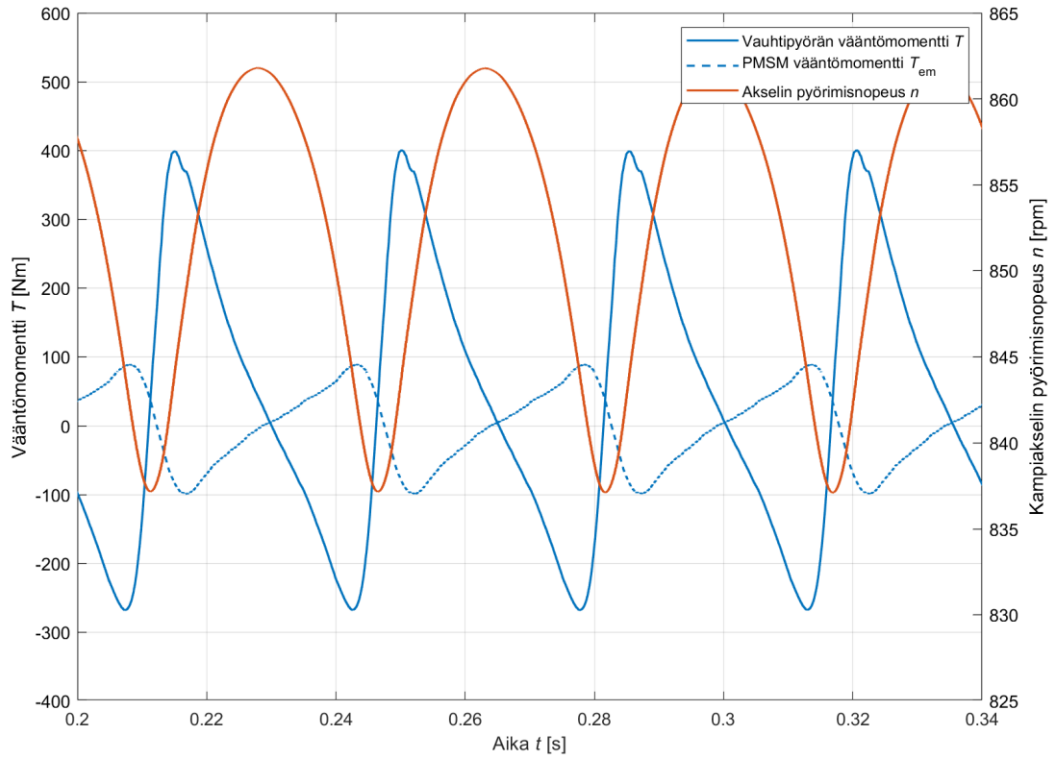


Kuva 26. 100 Nm pulssikompensoinnin tulokset

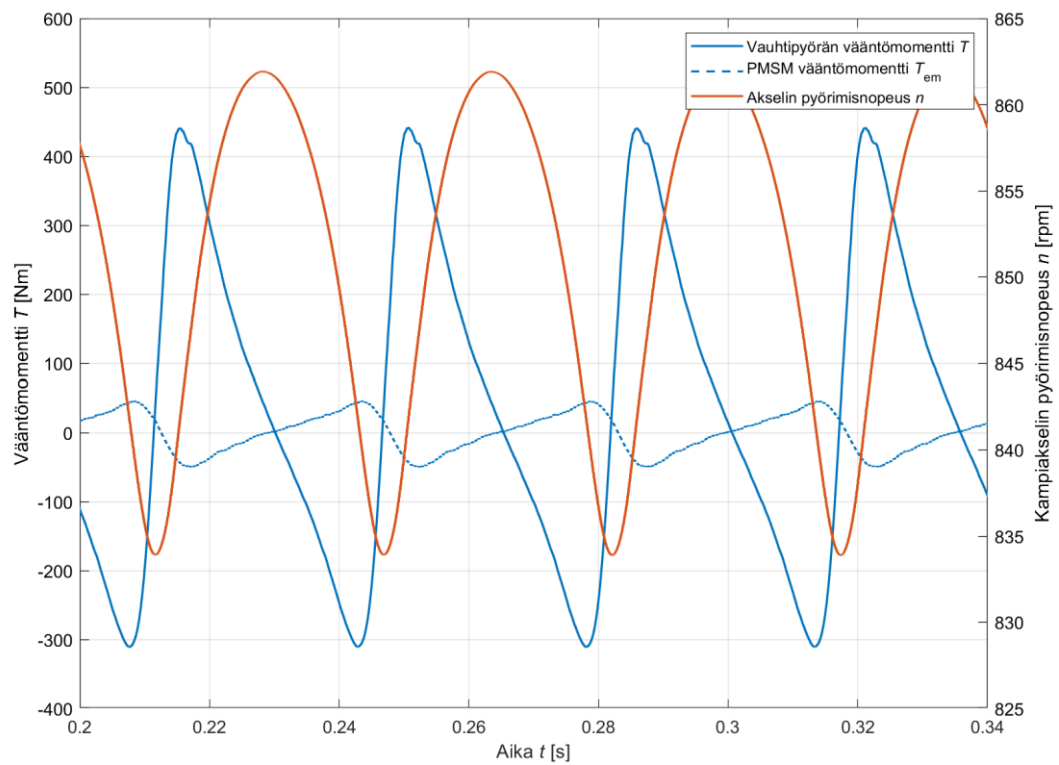


Kuva 27. 50 Nm pulssikompensoinnin tulokset

Liite 2: Jatkuvan kompensoinnin simulointitulokset 100 Nm ja 50 Nm amplitudilla



Kuva 28. 100 Nm jatkuvan kompensoinnin tulokset



Kuva 29. 50 Nm jatkuvan kompensoinnin tulokset

Liite 3. Simulink säädinlohkojen parametrit ja asetukset

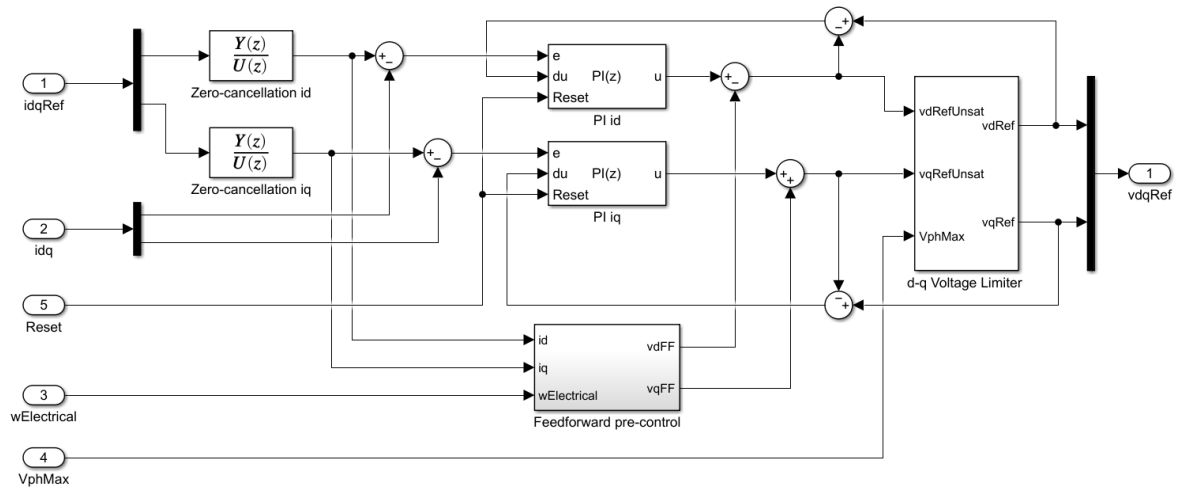
<p>PMSM Current Reference Generator (mask) (link)</p> <p>This block implements a current reference generator for PMSM current control in the rotor d-q reference frame.</p> <p>Parameters</p> <p>General Parameters Reference Generation Strategy</p> <p>Nominal dc-link voltage (V)</p> <input type="text" value="400"/> <p>Maximum power (W)</p> <input type="text" value="30000"/> <p>Maximum torque (N*m)</p> <input type="text" value="400"/> <p>Sample time (-1 for inherited)</p> <input type="text" value="5e-5"/>	<p>PMSM Current Reference Generator (mask) (link)</p> <p>This block implements a current reference generator for PMSM current control in the rotor d-q reference frame.</p> <p>Parameters</p> <p>General Parameters Reference Generation Strategy</p> <p>Current references Zero d-axis control</p> <p>Number of rotor pole pairs</p> <input type="text" value="4"/> <p>Permanent magnet flux linkage (Wb)</p> <input type="text" value="0.229230859562701"/>
---	---

Kuva 30. Virtaohjeen muodostavan säätimen parametrit ja asetukset

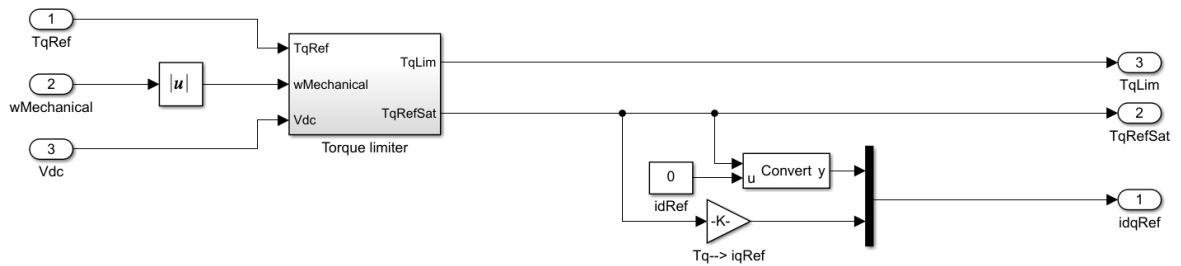
<p>PMSM Current Controller with Pre-Control (mask) (link)</p> <p>This block implements a discrete-time PI-based PMSM current controller in the rotor d-q reference frame with internal feedforward pre-control.</p> <p>Parameters</p> <p>Control Parameters Pre-Control Parameters</p> <p>D-axis current proportional gain</p> <input type="text" value="6"/> <p>D-axis current integral gain</p> <input type="text" value="7500"/> <p>D-axis current anti-windup gain</p> <input type="text" value="1000"/> <p>Q-axis current proportional gain</p> <input type="text" value="6"/> <p>Q-axis current integral gain</p> <input type="text" value="7500"/> <p>Q-axis current anti-windup gain</p> <input type="text" value="1000"/> <p>Sample time (-1 for inherited)</p> <input type="text" value="5e-5"/> <p>Axis prioritization</p> <input type="text" value="Q-axis"/> <p><input checked="" type="checkbox"/> Enable zero cancellation <input type="checkbox"/> Enable pre-control voltage</p>	<p>PWM Generator (three-phase, two-level) (mask) (link)</p> <p>This block implements a three-phase, two-level PWM gate signal and waveform generator.</p> <p>Parameters</p> <p>PWM mode</p> <input type="text" value="Continuous PWM (CPWM)"/> <p>Continuous PWM</p> <input type="text" value="SVM: space vector modulation"/> <p>Sampling mode</p> <input type="text" value="Natural"/> <p>Switching frequency (Hz)</p> <input type="text" value="20000"/> <p>Sample time (s)</p> <input type="text" value="1e-6"/>
---	--

Kuva 31. a) Virtasäätimen ja b) modulaattorin parametrit ja asetukset

Liite 4. Simulink säädinlohkojen rakenne



Kuva 32. Virtasäätimen lohkokaaviorakenne

Kuva 33. Virtaohjeen muodostuksen lohkokaaviorakenne $i_d = 0$ säädöllä