

LAPPEENRANNAN TEKNILLINEN YLIOPISTO

Teknillinen tiedekunta

Sähkötekniikan koulutusohjelma

DIPLOMITYÖ

**KARTONKIPAKKAUSKONEEN TELASYSTEEMIN DYNAAMINEN
KIREYDENHALLINTA**

Työn tarkastajat: Professori Juha Pyrhönen
 TKT Markku Niemelä

Työn ohjaaja: TKT Markku Niemelä

Lappeenrannassa 24.06.2011

Niko Nevaranta

TIIVISTELMÄ

Lappeenrannan teknillinen yliopisto

LUT Energia

Niko Nevaranta

Kartonkipakkauskoneen telasysteemin dynaaminen kireydenhallinta

Diplomityö

2011

73 sivua, 32 kuvaa, 3 taulukkoa, 2 liitettä

Tarkastajat: Professori Juha Pyrhönen, TKT Markku Niemelä

Hakusanat: kireyssäätö, kartonkipakkauskone, paikkasäätö, servokäyttö, venymäsäätö

Työssä tutkitaan PI-säätimen käyttöä dynaamisessa kireydensäädössä ilman varsinaista kireyden takaisinkytkentää. Kireyttä säädetään epäsuorasti käyttämällä takaisinkytkentätietona kahden telan välistä paikkaeroa. Kireyssäädin toteutetaan nopeussäätimen rinnalle. Rinnakkaisrakenteella pyritään kireyden muutoksiin nopeasti reagoivaan säätöratkaisuun. Rakenne toteutetaan osaksi taajuusmuuttajan säätöketjua.

Työssä esitetään telasysteemin simulointimalli, jonka toimivuus varmistetaan käytännön mittauksin. Lisäksi työssä arvioidaan kireyssäädön toimintaa dynaamisessa kireydensäädössä simulointien ja testilaitteistolla suoritettavien mittausten perusteella.

ABSTRACT

Lappeenranta University of technology

LUT Energy

Niko Nevaranta

Dynamic tension control of cardboard packing machine

Master's thesis

2011

73 pages, 32 figures, 3 tables, 2 appendices

Examiners: Professor Juha Pyrhönen, D.Sc. Markku Niemelä

Keywords: tension control, cardboard packing machine, position control, servo drive, elongation control

In this thesis use of PI-controller is studied in dynamical web tension control without tension feedback. The web tension is controlled indirectly based on feedback information of position difference between two rollers. The tension controller is implemented in parallel with the speed controller. With the parallel control structure the dynamic reaction to the changes in the web tension is tried to be improved. The tension controller is implemented as part of the frequency converter control structure.

In this thesis a simulation model for the web handling system is introduced. The performances of the model and the controller designed are tested with experimental tests. Also the effectiveness of the tension control in dynamical web handling is studied with simulations and by experimental tests.

ALKUSANAT

Tämä työ on tehty ABB:n ja Lappeenrannan teknillisen yliopiston yhteiselle Carelian Drives and Motor Centre (CDMC) tutkimus- ja tuotekehityskeskukseen. Hankkeen rahoittaja on toiminut ABB Oy.

Työ liittyy Lappeenrannan teknillisessä yliopistossa prof. Variksen johdolla tehtävään pakkaustutkimukseen ja CDMC:n rooliin paikoituskäyttöjen kehittäjänä.

Kiitän professori Juha Pyrhöstä mielenkiintoisesta aiheesta ja työni tarkastamisesta. Työn toista tarkastajaa ja ohjaajaa TkT Markku Niemelää haluan kiittää hyvistä neuvoista ja ohjauksesta. Työn kuluessa olen saanut merkittävää apua prof. Olli Pyrhöseltä ja TkT Pasi Peltoniemeltä, joille esitän parhaimmat kiitokseni.

Erityisesti osoitan lämpimät kiitokset äidilleni ja veljelleni opiskeluiden aikana saamastani kannustuksesta.

Lopuksi haluan kiittää rakasta avopuolisoani Miiaa, joka on tukenut minua ja potkinut eteenpäin työn aikana.

Lappeenrannassa 15.08.2011

Niko Nevaranta

SISÄLLYSLUETTELO

1 JOHDANTO	9
1.1 Kartonkipakkaus kone	11
1.2 Järjestelmäkuvaus	11
1.3 Työsykli	12
1.4 Sähkökäytöt	13
2 OHJAUS- JA SÄÄTÖRATKAISUT	16
2.1 Servokäytöt	16
2.1 Säädinratkaisut	17
2.2 Säätimet liikkeenohjauksessa	18
2.2.1 Kaskadipaikkasäätö	18
2.2.2 PID-paikkasäädin	19
2.2.3 Myötäkytkennät	20
2.3 Kireyssäätö	21
2.3.1 Kaskadikireyssäätö	22
2.3.2 Heiluritelakireyssäätö	23
2.4 Ohjaus- ja kenttäväylät	25
3 JÄRJESTELMÄN MALLINNUS JA SÄÄTIMIEN VALINTA	27
3.1 Viskoelastisen materiaalin käyttäytyminen	27
3.2 Telasysteemi	28
3.2.1 Telojen väliset kontaktipinnat	29
3.3 Järjestelmän malli	30
3.4 Mallin epäideaalisuudet	32
3.5 Järjestelmän säätimien valinta	33
3.5.1 Siirtofunktiot	33
3.5.2 Paikkasäätimen valinta	35
3.5.3 Venymäsäätimen valinta	36
3.8 Järjestelmän lohkoavioesitys	37
4 SIMULOINTI- JA MITTAUSTULOKSET	40
4.1 Testilaitteisto	40
4.2 Kitkamittaukset	42

4.3 Mallinnuksen vastaavuus	45
4.2 Järjestelmän häiriöt ja epäideaalisuudet	55
4.3 Kireyssäätö paikoittavilla käytöillä	58
4.4 Säätorakenteiden jatkokehitys	62
4.5 Johtopäätökset.....	63
5 JATKOTUTKIMUS	66
5.1 Oppiva säätö	66
5.2 Tilasäätö.....	67
5.3 Sliding-mode-säätö	68
6 YHTEENVETO.....	70
LÄHTEET	72

LIITTEET

LIITE A TESTILAITTEISTON TEKNISET TIEDOT

LIITE B SIMULOINNEISSA KÄYTETYT MALLIT

KÄYTETYT MERKINNÄT JA LYHENTEET

A	poikkipinta-ala
a	kiihtyvyys
b	vaimennusvakio
C	vaimennuskerroin
D	vaimennusvakio
E	kimmokerroin
F	voima
$G(s)$	siirtofunktio
J	hitausmassa
K	vahvistus, jousivakio
k	kerroin
L	oppimisfunktio
l	pituus
N	normaalivoima
Q	suodatin
r	säde
s	paikka
T	vääntömomentti
v	nopeus

Kreikkalaiset

ε	venymä
θ	kiertymäkulma
μ	kitkakerroin
σ	jännitys
ω	kulmanopeus
τ	säätimen aikaparametri

Alaindeksit ja lyhenteet

act	oloarvo
comp	kompensointi
c	Coulomb

D	derivointi
ec	venymäsäätö (elongation control)
err	erosuure
ffa	kiihtyvyyssmyötäkkytkentä (acceleration feed-forward)
ffv	nopeusmyötäkkytkentä (velocity feed-forward)
I	integrointi
ILC	iteratiivinen oppiva säätö (iterative learning control)
max	maksimi
pc	paikkasäätö (position control)
P	vahvistus
PID	Proportional-Integral-Derivative
ref	referenssi, ohjearvo
sc	nopeussäätö (speed control)
tc	vääntömomenttisäätö (torque control)
v	viskoosi
web	raina

1 JOHDANTO

Suomessa paperintuotanto on toistaiseksi selvästi laajempaa kuin puukuituisten pakkausmateriaalien tuotanto. Mitattaessa kartonkiteollisuuden tuottavuutta tonnimäärissä maailmanlaajuisesti, on se kuitenkin lähes yhtä tärkeä kuin paperiteollisuus. Suomessa valmistetun hienopaperin huono kannattavuus kireässä kilpailutilanteessa on johtanut puujalosteiden uusien markkinaideoiden kehittämiseen. Elintarviketeollisuus on laajentanut kartonkipakkauksien käyttöä, ja kartonki on korvannut muovia pakkausmateriaalina lähinnä hyvän ekologisuutensa vuoksi.

Elintarviketeollisuus määrää pakkausmateriaalivalinnoillaan niiden tuotannon kehityksen suunnan. Pakkausmateriaalien tuotanto on suuresti riippuvainen ruoan ja juoman jakelun määrästä. Muovin helppo muotoiltavuus, hyvä kestävyys ja tiiveys ovat pääasialliset syyt sen käyttöön pakkausmateriaalina. Puukuituisilla pakkausmateriaaleilla pystytään saavuttamaan lähes vastaavat muodolliset ja tekniset vaatimukset. Pakkausmateriaalina kartongin edullisuus, keveys, paino-ominaisuudet ja kierrätettävyys ovat kilpailukykyisiä muovin kanssa. Kartonkia voidaan muovin tavoin myös steriloida ja valmistaa tiiviiksi. (Suihkonen, 2006)

Viime vuosien aikana kartonkipakkausteollisuus on kehittynyt yhä tärkeämmäksi osaksi paperiteollisuusyrityksien toimintakonsepteja. Kartonkipakkauksien tarve on kasvanut elintarviketeollisuuden materiaalivalintojen myötä, sillä yhä useammin kartonki korvaa välillä pitkään käytetyn muovin pakkausmateriaalina. Pakkausmateriaalin muuttuessa, myös perinteiset pakkauslinjastojen laitteistot vaativat muutoksia. Nykyisillä pakkauslinjoilla pakkausmateriaalin työstövaiheet toimivat erillisinä vaiheina, jossa aihiot siirretään koneelta toiselle. Pakkauslinjastoilla nämä työvaiheet tehdään usein käsin.

Työvaiheet voitaisiin myös toteuttaa liikkeenohjauskäyttöjen avulla. Sähköiset liikkeenohjausjärjestelmät soveltuvat erinomaisesti erilaisiin kappaleen käsittelyprosesseihin ja niihin liittyvien siirtovaiheiden automatisointiin. Käsittelyprosessit vaativat tyypillisesti useita synkronissa toimivia sähkökäyttöjä. Lyhyt suoritus aika ja suuri tuotantokapasiteetti ovat vaatimuksena linjoilla käytettäville laitteille. Kartonkipakkauslinjojen sovelluksissa käsiteltävää materiaalia siirretään jaksottaisesti, sillä käytännössä kartonkimateriaalia täytyy käsitellä sen ollessa paikoillaan. Tämä asettaa vaatimuksia dynaamiseen kireyden hallintaa sekä paikoituksen tarkkuuteen tiheään tapahtuvien kiihdytysten ja jarrutusten takia. Tarkka

nopeuden ja kireyden säätäminen käyttöryhmien välillä on edellytys lopputuotteiden laadun ja linjan jatkuvana toimivan tuotettavuuden kannalta. Periaatteessa vaihtoehtona olisi antaa kartonkirainan kulkea vakionopeudella ja synkronoida erilaiset prosessilaitteet tähän, mutta koska kartongin massa on vähäinen verrattuna esimerkiksi nuuttaus- ja muodonantolaitteiden massoihin, kannattaa tehtävä toteuttaa ajamalla kartonkia jaksollisesti.

Työssä suunnitellaan jaksottaisesti toimivalle kartongin kuljetuslaitteistolle kartongin paikkoittava ja rainan kireyttä dynaamisessa ajotilanteessa ylläpitävä sähkökäytön säätö. Työssä tutkitaan, voidaanko kireyttä säätää dynaamisessa tilanteessa käyttämällä perinteistä PID-tyyppistä säädinrakennetta ilman varsinaista ratakireyden takaisinkytkentää. Kireyssäätö toteutetaan venymäsäätöisenä, jolloin takaisinkytkentätietoina käytetään kulmanopeudesta integroitua paikkatietoja, joiden avulla pyritään säätämään materiaalin venymää. Kireyssäädin toteutetaan nopeussäätimen rinnalle. Rinnakkaisrakenteella pyritään kireyden muutoksiin nopeasti reagoivaan säätöratkaisuun. Rakenne toteutetaan osaksi taajuusmuuttajan säätöketjua.

Tarkastelu rajoittuu kahden telaparin väliseen systeemiin. Telasysteemi mallinnetaan, mikä perusteella järjestelmän säätimien valinta ja suunnittelu toteutetaan. Työssä pyritään muodostamaan mahdollisimman tarkasti telasysteemin ja käytetyn säätöjärjestelmän dynamiikkaa kuvaava malli. Mallin toimivuus ja vastaavuus tarkastetaan käytännön mittauksin.

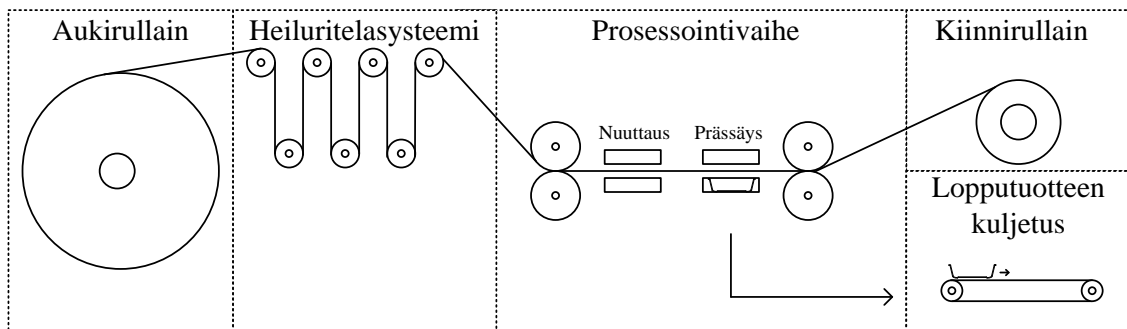
Työn rakenne jakautuu siten, että luvussa kaksi esitellään sovelluskohteena olevan kartonkipakkauskonteen toimintaa ja rakenteellisia osia sekä pakkaustekniikkaan liittyviä valmistusvaiheita. Luvussa kolme käydään läpi tyypillisiä kireyden säätöön ja liikkeenohjaukseen soveltuvien servojärjestelmien ohjaus- ja säätörakenteita. Luvussa neljä esitetään telasysteemiä kuvaava matemaattinen malli sekä järjestelmään liittyvien säätimien valinta lajityypin ja seurantakyvyn perusteella. Luvussa viisi esitetään simulointi- ja mittaustuloksia toteutetulle säätörakenteelle.

1.1 Kartonkipakkaus kone

Elintarviketeollisuuden monipuolistuessa yhä useammin esiintyy tarpeita pakata tuotantoa nykyistä pienemmissä erissä. Sitä varten tarvitaan joustavia pakkauslinjoja. Lappeenrannan teknillisen yliopiston pakkaustekniikan laboratorio on ideoinut toimintaperiaatteeltaan täysin uudenlaisen kertakäyttöisten kartonkiastioiden tuotantolinjan. Tämä kartonkipakkaus-kone poikkeaa markkinoilla olevista siten, että valmiin kartonkiastian tekemiseksi tarvittavat työvaiheet tapahtuvat samassa tuotantolinjassa, ilman erillistä aihioden välivarastointia tai kuljetusta eri työvaiheiden välillä. Laitteisto on kooltaan ja hintatasoltaan sellainen, että se sopii hyvin pienehköjen pakkaussarjojen toteuttamiseen nykyistä pienemmissä toimintayksiköissä.

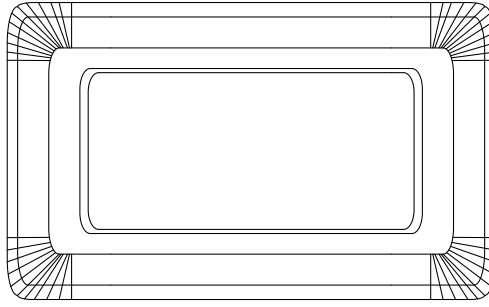
1.2 Järjestelmäkuvaus

Laitteisto on uudenlainen kartonkipakkaus-kone, jossa pyritään aiempaa parempaan tuotantotehokkuuteen valmistamalla lopputuote yhdellä tuotantolinjalla. Kartonkipakkaus-kone voidaan jakaa kuvan 1.1 mukaisesti viiteen toiminnalliseen osaan: aukirullaimen, heiluritelasysteemiin, tuotteen prosessointivaiheeseen, jäännösrainan kiinnirullaimen ja valmistetun tuotteen kuljettamiseen.



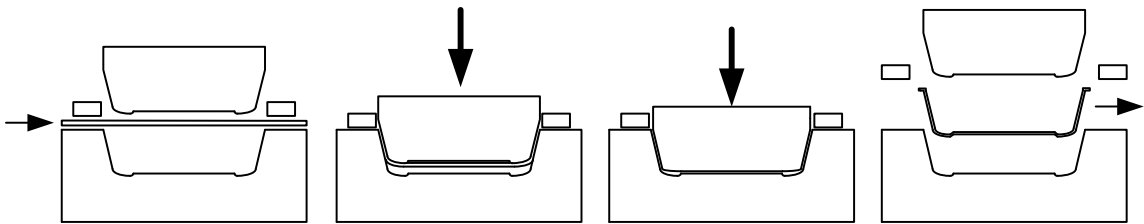
Kuva 1.1 Kartonkipakkaus-koneeseen kuuluvat osiot.

Aukirullaimelta ajetaan kartonkia heiluritelasysteemille, joka toimii kartonkikoneen materiaalivarastona. Heiluritelasysteemistä kartonki vedetään prosessoitavaksi kuvan 1.1 mukaisen telaparien avulla. Prosessointivaiheessa on kaksi työsolua, jotka toimivat samanaikaisesti. Ensimmäisenä työsoluna on nuuttaus, jossa kartonkiahion leikkauksen lisäksi valmistettavan kartonkituotteen taitettavat kulmat poimutetaan kuvan 1.2 mukaisesti.



Kuva 1.2 Kartonkituotteen nuuttaaminen. (Tanninen, 2010)

Nuuttauksella tehdyt urat ja painaumat helpottavat kartonkimateriaalin taivuttamista ja muovaamista. Erityisesti nuuttauksia tarvitaan kuvan 1.2 mukaisen vuoan kaarevissa kohdissa, jotta kartonkituote muotoutuisi oikeanlaisesti. Toinen työsolu on muodonanto eli prässäys, jossa kartonkituote muodostetaan nuutatusta kartongista lämpömuovaamalla kuvan 1.3 mukaisesti.



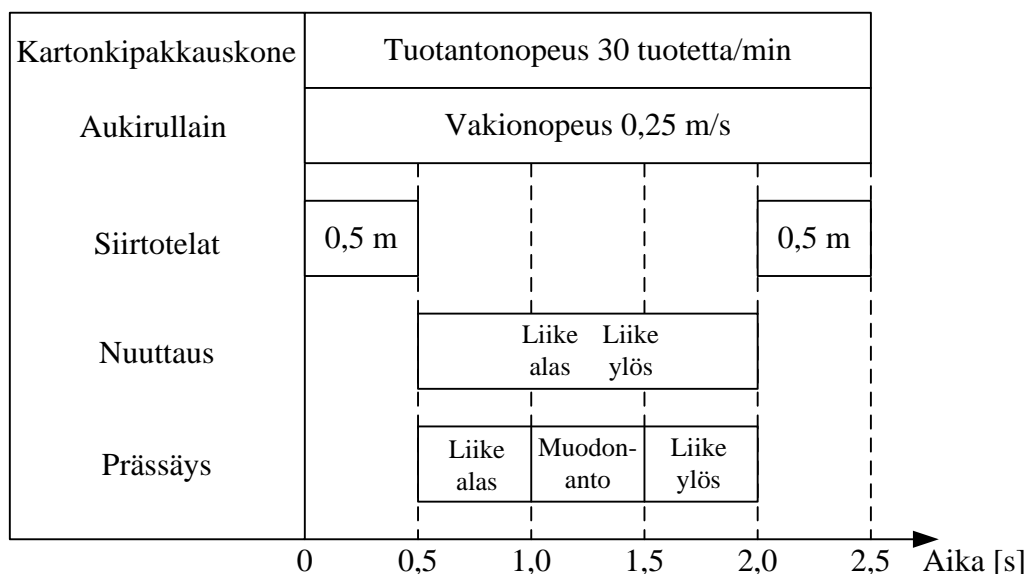
Kuva 1.3 Kartonkituotteen lämpömuovaamisen vaiheet. (Tanninen, 2010)

Kuvan 1.3 ensimmäisessä vaiheessa nuutattu kartonkiraina paikoitetaan muottien kohdalle. Seuraavassa vaiheessa kartonki asetetaan muottien väliin, jonka jälkeen keerna ja pidätinosa painetaan tasaisella voimalla vastinmuottiin. Keernaa pidetään lämmitettyä vastinmuottia vasten riittävän pitkään, tyypillisesti noin 0,5 - 1 sekuntia käytetystä kartonkilaa- dusta ja lämpötilasta riippuen (Tanninen, 2010). Tällöin muotoiltava tuote saa pysyvän muotonsa. Muodonannon jälkeen keerna ja pidätinosa nostetaan, jolloin kartongin lähties- sä uudestaan liikkeelle valmis tuote irrotetaan kartonkirainasta.

1.3 Työsykli

Laitteiston työvaiheiden, nuuttauksen ja prässäyksen, aikana kartongin on oltava paikallaan. Tämä asettaa vaatimukset kartonkirainan liikuttamiselle. Kartonkirainaa pitää pystyä

nopeasti kiihdyttämään ja hidastamaan työsoluille. Kuvassa 1.4 on esitetty kartonkikoneen aikataulukaaavio.



Kuva 1.4 Kartonkipakkaus koneen aikataulukaaavio. Kuvassa tarkastellaan esimerkkitilannetta, jossa käsiteltävää kartonkia kuljetetaan 0,5 metriä siirtotelojen avulla. Valmistettavan kartonkituotteen koko määrittää siirtoteloilla kuljetettavan matkan.

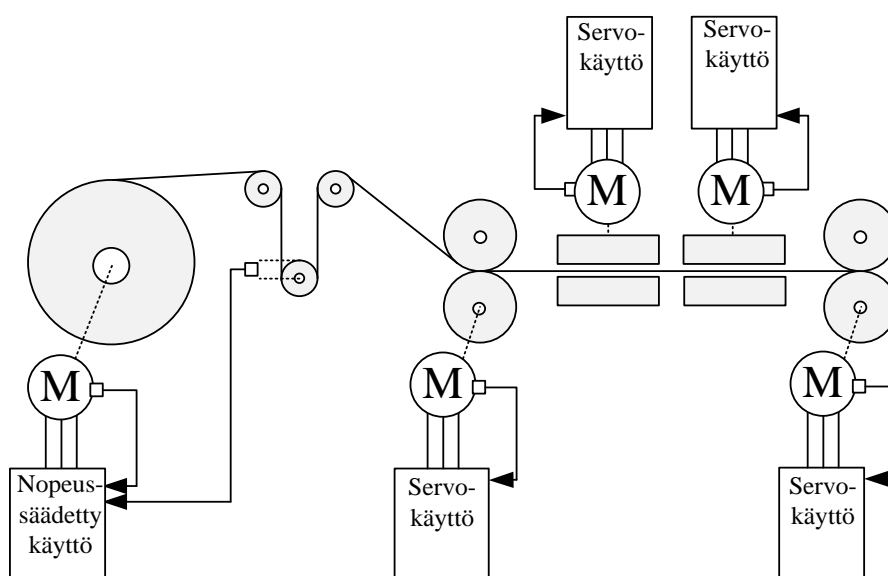
Kuvan 1.4 aikataulukaaaviosta nähdään, että kartonkipakkaus koneelta vaadittu tuotantonopeus on 30 tuotetta minuutissa. Tuotantonopeutta rajoittavat pääasiassa kartongin ominaisuudet, sillä prässäyksen yhteydessä tapahtuva edestakainen liike pitää tehdä hallitusti rikkomatta kartonkia ja toisaalta materiaalin lämpömuovaaminen vaatii tietyn ajan. Aikataulukaaaviossa nuuttaus- ja prässäyslaitteiston toiminta-ajaksi on esitetty 1,5 sekuntia. Käytännössä nuuttauslaitteisto ei vaadi 1,5 sekunnin toiminta-aikaa, mutta sen toiminta kannattaa synkronoida prässäyslaitteiston kanssa. Kartonkituotteen valmistuttua, kartonkirainaa liikutetaan 0,5 metriä 0,5 sekunnin aikana prosessointivaiheen telojen välillä. Laitteiston aukirullaimella pyritään ajamaan vakionopeutta 0,25 m/s siten, että heiluritelasysteemi toimii kartonkivarastona. Tällöin vältetään aukirullaimen hitausmassan turhat kiihdytykset ja jarrutukset sekä pystytään säätämään koneen alkupään ratakiireyttä jatkuvassa ajossa heiluritelasysteemin avulla.

1.4 Sähkökäytöt

Pakkauslinjoille sijoitettavilta laitteilta vaadittavia ominaisuuksia ovat lyhyt suoritus aika ja suuri tuotantokapasiteetti. Esimerkkinä voidaan tarkastella kartonkituotteita muotoilevaa

hydraulista puristinta, jolla on mahdollista saada noin 60 – 80 kpl/min tuotantonopeus. Laitteiston toiminta rajoittuu vain yhdenlaisten tuotteiden valmistamiseen. Liikkeenohjauskäyttö on erittäin joustava verrattaessa sitä nykyisiin pakkauslinjoilla käytettäviin laitteistoihin ja sitä voidaan ohjata ohjelmallisesti. Liikkeenohjauskäyttöjen yleistymistä pakkauslinjoilla on lähinnä estänyt niiden kykenemättömyys riittävän suuriin tuotantokapasiteetteihin. Rajoittavina tekijöinä ovat olleet tuotantonopeus sekä suurilla nopeuksilla syntyvä epätarkkuus. Toisaalta myös vanhojen kartonkipakkauslinjojen käyttämät perinteiset valmistusmenetelmät ovat todettu hyväksi eikä niiden automatisoinnin viemistä eteenpäin ole nähty tarpeelliseksi. Perinteisten kartonkipakkauslinjojen käyttämät menetelmät soveltuvat hyvin massatuotantoon, mutta heikon muuntautumiskyvyn takia ne soveltuvat tyypillisesti vain yhdenlaisten tuotteiden valmistukseen. Liikkeenohjauskäyttöjen avulla pakkauslinjastoista saadaan joustavampia ja muuntautumiskykyisempiä, jolloin linjaston toimintaa on mahdollista muokata valmistettavan tuotteen tarpeiden mukaan. (Haapala, 2008)

Kartonkipakkauskoneneen sähkökäytöt voidaan jakaa toiminnallisuudeltaan kireyttä säätäviin ja liikettä ohjaaviin sähkökäyttöihin. Kuvassa 1.5 on esitetty kartonkikoneen toiminnalliset osat sähkökäyttöineen. Kuvassa tarkastelu rajataan ainoastaan kartonkipakkauskoneneen alkupään toiminnallisiin osiin, sillä kartonkipakkauskoneneen loppupään toteutus ei aseta erityisiä vaatimuksia ohjauksen ja säädön suhteen.



Kuva 1.5 Tarkasteltavan kartonkipakkauskoneneen sähkökäytöt.

Kuvassa 1.5 nuuttaus- ja prässäyslaitteistojen ohjaus toteutetaan liikkeenohjauskäyttöjen avulla. Nykyisillä pakkauslinjoilla nuuttaus ja prässäys toimivat erillisinä työvaiheina, joissa aihiot siirretään koneelta toiselle. Pakkauslinjastoilla nämä siirtotyövaiheet tehdään usein käsin ja kappaleiden työvaiheet toteutetaan hydraulisilla tai pneumaattisilla laitteilla. Sähköisten liikkeenohjauskäyttöjen avulla kartonkipakkauskoneen siirtovaiheet voidaan automatisoida ja ne soveltuvat erinomaisesti kappaleen käsittelyyn.

Kuvassa 1.5 esitetyllä aukirullaimen sähkökäytöllä pyritään säätämään ratakireyttä heiluritelan paikan perusteella. Heiluritelasysteemistä prosessointivaiheeseen kuljetettavan kartonkirainan siirtosykli on tehtävä nopeasti ja suoraviivaisesti siten, että kartonkiraina paikoitetaan prässäyslaitteistolle yhden millimetrin tarkkuudella. Kartonkirainan paikoittaminen toteutetaan kuvassa 1.5 esitetyn jälkimmäisen telaparin liikkeenohjauskäytöllä. Pyritäessä millimetrin paikoitustarkkuuteen on selvää, ettei pelkästään sähkökäytön takaisin-kytkentätiedon avulla voida kartonkia paikoittaa. Ongelmaksi tulevat tilanteet, joissa kartongin oikea paikkatieto mahdollisesti menetetään esimerkiksi järjestelmässä esiintyvien epälineaarisuuksien takia. Käytännössä kartongin paikoittamiseen tarvitaan ulkopuolinen paikka-anturi, jonka avulla voidaan todellista paikkatietoa tarkkailla sekä korjata mahdollisesti syntyneet paikkavirheet seuraavassa ajosyklissä tai saman ajosyklin aikana.

Tarkka eteneminen edellyttää myös ratakireyden, jotta kartonkiraina kulkisi tarkoituksen mukaisella tavalla kartonkikoneen läpi. Tällöin kireyttä pitää säätää samalla, kun varsinainen paikoitus toteutetaan. Kahden telaparin välinen kireyssäätö toteutetaan ensimmäisen telaparin servokäytöllä.

2 OHJAUS- JA SÄÄTÖRAKKAISUT

Tässä kappaleessa käydään läpi yleisesti servokäyttöjä ja niissä yleisimmin käytettyjä säätöratkaisuja, jonka jälkeen katsotaan taajuusmuuttajiin lisättyjen paikka- ja kireyssäätörakenteiden ominaisuuksia ja toteutusta. Kireyssäätörakenteina tarkastellaan tyypillisesti jatkuvassa ajossa käytettyjä rakenteita. Tämän jälkeen silmäilläään servojärjestelmien hajautettua ohjausta ja kenttäväyliä.

2.1 Servokäytöt

Servokäytöksi luokitellaan liikkeenohjaukseen sopivaa hydraulista, pneumaattista tai sähköistä erittäin suorituskykyistä järjestelmää, jossa säädettävän suureen on seurattava mahdollisimman tarkasti annettua referenssiä. Hydraulisissa servoissa hyödynnetään paineistettua öljyä tuottamaan haluttu liike ja nopeus. Säätelämällä öljyn virtausnopeutta ja painetta voidaan toteuttaa haluttua vääntömomenttia. Hydraulisen servojärjestelmien paikoitustarkuus ja liikenopeudet ovat alhaisia, mutta niiden voimatiheys on suuri. Pneumaattisesti toteutetut servojärjestelmät voidaan luokitella toimintaperiaatteiltaan ja ominaisuuksiltaan yhtenäisiksi hydraulisten servojärjestelmien kanssa, mutta niiden voimatiheydet ovat selkeästi alhaisempia. Kuitenkin useimmissa liikkeenohjaussovelluksissa tarkka paikoitus on halutumpi ominaisuus kuin suuri voimatiheys, jonka takia sähköiset servot ovat käyttökelpoisempia ratkaisuja. Verrattaessa sähköisesti toteutettua servokäyttöä muihin toteutustapoihin sen etuina ovat parempi hyötysuhde, hinta, soveltuvuus suuriin nopeuksiin sekä säädetyin järjestelmän dynamiikka (Ahtiainen, 2009). Perinteisesti sähköiset servokäytöt on toteutettu servovahvistinsyötetyillä tasavirtamoottoreilla ja sittemmin harjattomilla tasavirtakäyttöillä, mutta teollisuuskäyttöisten taajuudenmuuttajien suorituskyvyn kehityksen myötä vaihtovirtamoottorien käyttö on lisääntynyt servokäytöissä. Toisaalta vaihtovirtamoottorien suurempi tehosiheys, vähäisempi huollon tarve ja suuremmat pyörimisnopeudet ovat edistäneet niiden käyttöä servosovelluksissa. (Puranen, 2006)

Tarkkuutta vaativaan liikkeenohjaukseen valitaan yhä useammin sähköinen servokäyttö. Perinteisesti sähköiset servokäytöt ovat toteutettu servovahvistimien avulla, jolloin liikkeenohjausjärjestelmien ohjaus ja säätö on vaatinut ylemmän hierarkiatason ohjauksen. Teollisuuskäyttöön tarkoitettuihin pyörimisnopeussäädettyihin taajuusmuuttajiin lisätyt liikkeenohjausfunktiot ja paikkasäätö yhdistettynä edistyneeseen virtavektorisäätöön tai suoraan vääntömomenttisäätöön ovat mahdollistaneet perinteistä servovahvistinta vastaavan suorituskyvyn (Jokinen, 2010). Taajuusmuuttajien heikkoutena servovahvistimiin ver-

rattuna on ollut liitäntöjen ja tehokkaiden väyläratkaisujen puute, mutta vaihtovirtaservo-käyttöjen viimeaikainen kehitys ja yleistyminen ovat mahdollistaneet teollisuustaaajuusmuuttajissakin suorituskykyisimmät kenttäväylät. Perinteisien servovahvistimien etuna on enää niiden helppo räätälöinti sovelluskohtaisesti, jolloin niiden systeemimalleista saadaan tarkkoja. Taajuudenmuuttajan tärkein etu servovahvistimeen nähden on se, että yksinkertaista liikkeenohjausta on mahdollista toteuttaa hajautetusti ilman varsinaista ylemmän hierarkiatason ohjausta. Tällöin taajuudenmuuttaja voidaan luokitella itsenäiseksi säätölaitteeksi, joka pystyy suorittamaan yksinkertaisia automaatiotehtäviä itsenäisesti.

2.1 Säädinratkaisut

Servojärjestelmien käytetyimpiä säädinratkaisuja ovat erityyppiset PID-säätimet (Proportional, Integrating and Differentiating), joissa viritetään parametrit, vahvistus K_p , integrointiaika τ_I ja derivointiaika τ_D . Aikajatkuvan PID-säätimen siirtofunktio esitetään Laplace-tasossa seuraavasti:

$$G_{\text{PID}} = K_p \left(1 + \frac{1}{s\tau_I} + s\tau_D \right) = K_p \left(\frac{\tau_I + \tau_D}{\tau_I} + \frac{1}{s\tau_I} + s\tau_D \right) = K_p \frac{(s\tau_I + \tau_I + s\tau_D\tau_I)}{s\tau_I} \quad (2.1)$$

Kuitenkin valtaosassa sovelluksia säädintä käytetään pelkkänä PI-säätimenä derivaattaosan helposti aiheuttamien ongelmien vuoksi (Jokinen, 2004). Yksinkertaisin säädinratkaisu on pelkästään vahvistimena toimiva P-säädin, jota käytetään perussäätimenä servojärjestelmissä. P-säätimellä ei voida parantaa suljetun systeemin dynamiikkaa, sillä P-säädin ei itsessään sisällä dynamiikkaa. Systeemiin jää käytännössä aina pysyvän tilan virhettä käytettäessä P-säätöä, sillä säädön lopputulos on kompromissi tarkkuuden ja dynamiikan välillä. Vahvistuksen valinnalla on merkitys systeemin käyttäytymiseen. Systeemin sisältäessä paljon mittaushäiriöitä vahvistusta ei voida kasvattaa suureksi. Toisaalta käytettäessä suurta vahvistusta säätö on myös epäherkkä kuormitusten muutoksille.

Säätimen integroivan osan pääasiallinen tehtävä on poistaa systeemin jatkuvan tilan virhe. Integrointiajan valinnalla vaikutetaan säätimen lähdön reagointiin eli siihen kuinka nopeasti lähtö ajautuu annettua referenssisignaalia kohti. Suurella integrointiaikavakiolla referenssiarvon saavuttamiseen menee pidempi aika kuin pienellä integrointiaikavakiolla, mutta liian pieni aikavakio saa aikaan värähtelyä. Säätimen derivoivan osan tehtävä on systeemin stabilointi äkillisten muutostilojen yhteydessä. Derivointia käytetään useamman

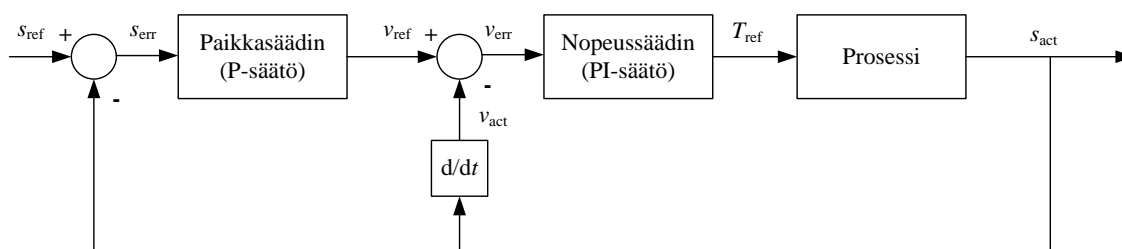
kertaluokan järjestelmissä ja prosesseissa joissa vasteen on oltava hyvä. Valitsemalla säätimen derivointiaikavakio oikein saadaan systeemiin lisää vaimennusta ja voidaan käyttää suurempia vahvistuksia. Ensimmäisen kertaluvun prosesseissa derivointia ei yleensä käytetä, sillä integroinnilla pysyvän tilan virhe voidaan poistaa ja vahvistuksella saadaan asetettua transientti- ja nopeusvaste. (Jokinen, 2004)

2.2 Säätimet liikkeenohjauksessa

Teollisuuden liikkeenohjaussovelluksissa käytetyimpiä paikkasäätörakenteita ovat erilaiset kaskadi- ja PID-säädinrakenteet (Saarakkala, 2008). Liikkeenohjauksen säätöjärjestelmässä paikka- ja nopeussäätö on lisätty virta- ja vääntömomenttisäätöön. Hajautetussa järjestelmässä tyypillisesti nämä toteutetaan kaskadisäätörakenteella, jossa paikkasäädin on toteutettu P-säätimellä ja nopeussäädin PID-säätimellä, jonka derivoivaa osaa käytetään vain tarvittaessa. Vastaavasti keskitetyissä järjestelmissä paikka- ja nopeussäätö toteutetaan tyypillisesti yhdellä PID-säätimellä. Tällöin derivoiva osa huolehtii nopeussäädöstä, minkä takia erillistä nopeussäädintä ei tarvita.

2.2.1 Kaskadipaikkasäätö

Kaskadirakenteessa paikkasäätimenä käytetään tyypillisesti P-säädintä ja nopeussäätimenä PI-säädintä. Kuvassa 3.1 on esitetty paikkakaskadisäädön periaatteellinen rakenne lohko-kaaviona.



Kuva 2.1 Kaskadityyppisen paikkasäätimen periaatteellinen rakenne. (Saarakkala, 2008) Kuvassa s merkitsee paikkaa, v nopeutta ja T vääntömomenttia. Alaindeksi ref viittaa ohjeeseen, err virheeseen, act todelliseen. Differentiaattori d/dt laskee toteutuneesta paikasta derivoimalla nopeuden.

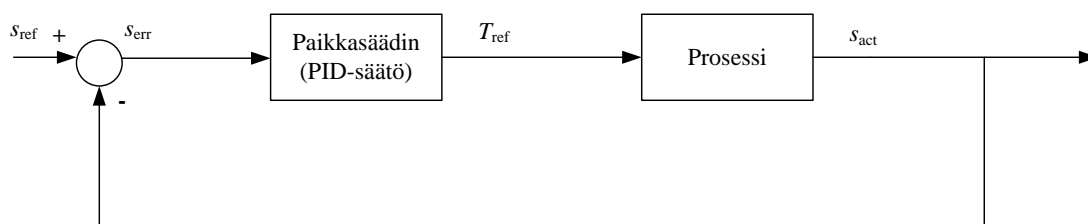
Kuvassa 2.1 uloimman silmukan paikkasäädin tuottaa nopeusohjeen v_{ref} paikkaerosuureesta s_{err} . Kesimmäisen säätösilmukan muodostava nopeussäätö vertaa tuotettua nopeusohjetta nopeuden takaisinkytkentään v_{act} ja muodostaa nopeuserosuureen v_{err} . Tämä signaali prosessoidaan PI-säätimessä ja tuotetaan sisemmän vääntömomenttisäätösilmukan vään-

tömomenttiohje T_{ref} . Vaikka kuvassa 2.1 ei vääntömomenttisäädintä näy, oletetaan järjestelmän sisältävän kolme sisäkkäistä säätösilmukkaa. Sisimmäinen säädin huolehtii vääntömomenttisäädöstä. Kaskadisäätörakenteen toiminnan kannalta säätimien kaistanleveyksi- en on oltava oikeat. Vääntömomenttisäädön kaistanleveyden on oltava suurin ja paikka- säädön kaistanleveyden on oltava pienin. Keskimmäisen silmukan nopeussäätimen kais- tanleveyden tulee olla näiden välissä. Nopeussäädölle suositellaan, että sen kaistanleveys on kolminkertainen paikkasäätöön nähden (Jokinen, 2004).

Kaskadisäätörakenteen nopeussäätimiä käytetään lähes poikkeuksetta PI-säätiminä, joihin lisätään derivoiva osa vain tarvittaessa. Derivoitiosan käyttö aiheuttaa säätimen ominai- suuksiin suuria muutoksia ja toisaalta se tuo muun muassa helposti häiriöitä. Kuitenkin derivoinnin käyttäminen kaskadisäätimen sisimmässä säätösilmukassa on perusteltua, kos- ka sisimmässä silmukassa ohjearvojen muutokset ovat pieniä. Täydellisen PID-säätimen käyttö vaikuttaa parametreihin yhtälön (2.1) mukaisesti. P- ja PI-säätimen vahvistus on K_P , mutta PID-säätimen vahvistukseksi tulee $K_P \left(1 + \tau_D \right) \tau_I$.

2.2.2 PID-paikkasäädin

Toteutettaessa paikkasäätö kuvassa 2.2 esitetyllä PID-säätimellä tulosuureena on paikka- eroisuure, josta saadaan lähtösuureksi vääntömomenttisäädölle vääntömomenttiohje T_{ref} . Tässä rakenteessa ei ole selkeää nopeussäädintä, mutta säätimen D-lohkon voidaan ajatella korvaavan kaskadisäädössä esitetyn nopeussilmukan.



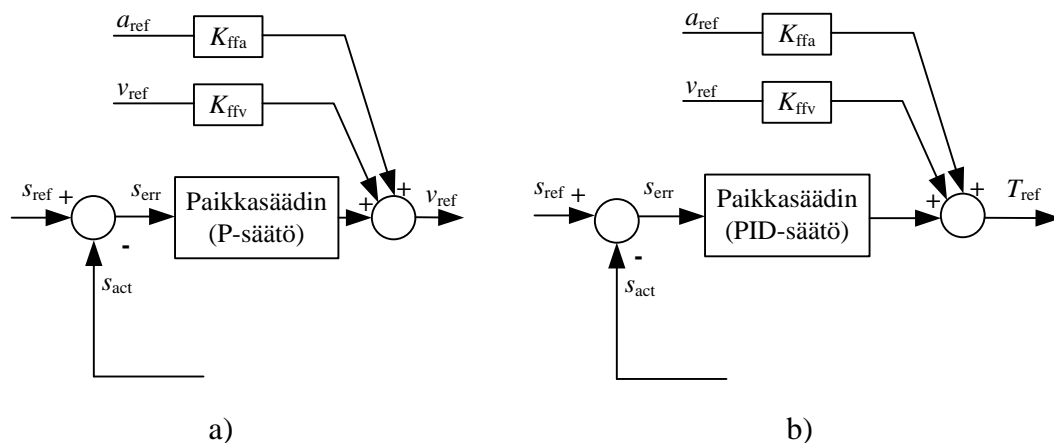
Kuva 2.2 PID-tyyppisen paikkasäätimen periaatteellinen rakenne. (Saarakkala, 2008)

Verrattaessa edellä esitettyjen paikkasäätimien suorituskykyä voidaan kaskadisäätöraken- teelle luokitella yksi tärkeä etu. Kaskadisäätörakenteen paikkasäätimen vahvistuksella voi- daan skaalata koko säädintä, mutta PID-säätimellä täytyy muuttaa kaikkien kolmen haaran vahvistuksia. Kaskadirakenteet mahdollistavat myös suuremmat integraaliosan vahvistuk- set lähinnä siitä syystä, että niillä on pienempi taipumus ylitykseen. Toisaalta kaskadisäätö-

rakenteen nopeus voi olla hitaampi kuin yhdestä säätimestä muodostuva säätörakenne, koska käytännössä kaskadisäätörakenteen säätösilmukat sisältävät aina säädön hitautta, joka johtuu rajallisesta kaistanleveydestä sekä digitaalisen toteutuksen aiheuttamasta kuolleesta ajasta. (Ahtiainen, 2009), (Ellis, 2000)

2.2.3 Myötäkennät

Liikkeenohjaussovelluksissa edellytyksenä on tarkka referenssin seuraamiskyky. Normaali takaisinkytketty säädinrakenne ei välttämättä täytä riittävän hyvin siltä vaadittuja suorituskykyvaatimuksia. Liikkeenohjaussovelluksissa tiettyä liikeprofiilia varten muodostettuja profiileja (paikka, nopeus ja kiihtyvyys) voidaan käyttää myötäkennässä. Kuvassa 2.2 on esitetty kaskadi- ja PID-tyyppisen paikkasäätimet varustettuina nopeus- ja kiihtyvyyshyötäkennöillä.



Kuva 2.3 Myötäkennän lisääminen a) Kaskadityyppiseen paikkasäätimeen ja b) PID-tyyppisen paikkasäätimeen. Kuvassa merkinnät K_{ffa} ja K_{ffv} ovat kiihtyvyyshyötäkennän ja nopeushyötäkennän vahvistuskertoimet.

Säädön suorituskykyä ja kaistanleveyttä voidaan parantaa lisäämällä nopeushyötäkenttä kaskadirakenteen paikkasäätimeen. Paikkasäätimeen lisätty nopeushyötäkenttä tarkoittaa paikoitussovelluksen seurantakykyä. Systemin ohjearvovaste on mahdollista saada asettumisajaltaan 3-5 kertaiseksi käyttäen säätimessä voimakasta myötäkenttää (Jokinen, 2004).

Kaskadityyppisen paikkasäätimen tapauksessa paikkasäädin on yksinkertaisinta toteuttaa P-säätimenä, johon on lisätty nopeuden myötäkenttä kuvan 2.3 mukaisesti. Paikkasäädin

voitaisiin toteuttaa myös PI-säätimenä, mutta integraattorin lisäämisellä ei varsinaisesti saavuteta suorituskyvyn osalta merkittävää etua. Tällöin ongelmaksi voi muodostua paikassa tapahtuva ylitys, joka ei ole suotavaa kaikissa paikoitussovelluksissa. Paikkaohjeen ollessa parabolinen funktio kannattaa kiihtyvyyssmyötäkytkentä lisätä säätimeen. Kiihtyvyyssmyötäkytkentää ei kannata käyttää s-muotoisilla paikkaohjeilla, koska myötäkytkentä aiheuttaa vääntömomenttiohjeeseen suuren hetkellisen muutoksen (Jokinen, 2004).

2.3 Kireyssäätö

Kireyssäädön tarkoituksena on pitää yllä materiaalin fyysinen eheys sen kuljetuksen ja käsittelyn aikana. Kireyssäädön tekevät haastavaksi prosessin ja rainan epälineaariset tuntemattomat muuttujat kuten kartongin vaimennus, kitka ja luisto. Kireyssäädön pääasiallinen tehtävä on korjata mahdollisimman nopeasti häiriöt, jotka esiintyvät kireydessä. Kireyssäätöä joudutaan käytännössä kuitenkin usein pehmentämään, sillä äkkinäiset ohjaukset johtavat usein ratakatkoihin ja siten tuotannonmenetyksiin (Marttinen, 1993). Toisaalta liian tiukaksi viritetty säätö voi olla ongelmallinen prosessiolosuhteiden muuttuessa, jolloin säätöpiiriin voi aiheutua resonointia.

Useissa teollisuuden sovelluksissa, joissa raina on jatkuvasti liikkeessä, vain telojen nopeutta säädetään. Koska useimmille kartonki- ja paperilaaduille jännitys-muodonmuutoskäyrän alkuosa käyttäytyy lähes lineaarisesti lähestyttäessä myötörajaa, saadaan varsin ennustettava kireyden käyttäytyminen ryhmien välisillä nopeuseroilla, jos oletetaan prosessiolosuhteiden pysyvän muuttumattomina. Tällöin rainan kireys on epäsuorasti säädetty nopeuseron funktiona. Menetelmän ongelmana on avoimen silmukan riippuvuusuhde nopeuden ja kireyden välillä. Toisaalta ainoastaan nopeutta säätämällä ei rainan käsittelyn aikana tapahtuvia venymän muutoksia voi hallita (Hou, 2001). Kaikki avoimessa silmukassa toimivat kireyssäädöt soveltuvat erityisesti venymättömille materiaaleille, jotka eivät aseta suuria vaatimuksia kireydelle.

Kireyssäätö tyypillisesti toteutetaan moottorin vääntömomenti-, heiluritela- tai kireysanturisäätöisesti. Yksinkertaisin tapa säätää ratakireyttä on vääntömomenttisäätö, jossa telaryhmää ajetaan vakiovääntömomentilla. Tämän tyypisessä säädössä oletetaan, että ratakireyden muutokset aiheuttavat moottorin akselille tulevat vääntömomentin muutokset. Vääntömomenttisäätö ei siten kykene erottelamaan muita kuormitushäiriöitä ratakireyden aiheuttamista muutoksista. Tällöin mahdollisille hitausmassan ja kitkan kompensoinneille

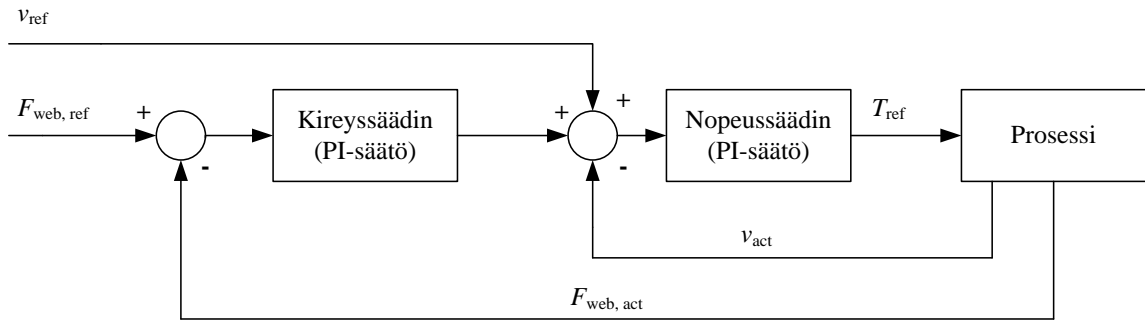
asetetaan tarkemmat vaatimukset. Heiluritelasäädössä telalle pyritään saamaan mahdollisimman suuri säätöreservi säätämällä heiluritelan paikkaa. Tällöin systeemi voidaan siten luokitella eräänlaiseksi materiaalivarastoksi. Mittaamalla telan poikkeamaa tasapainoasemastaan voidaan määrittää ratakireys. Auki- tai kiinnirullaimien rullanvaihdon yhteydessä syntyviä kireystransientteja pyritään tasoittamaan käyttämällä heiluritelasysteemiä. Yleisimmin ratakireyttä säädetään kuitenkin kireysvoima-anturin ja kireyssäätimen avulla (Marttinen, 1993).

Kireydenmittaus useimmin toteutetaan ylimääräisen, voima-antureiden varaan ripustetun telan avulla. Tela asennetaan kuljetuslaitteiston osaksi siten, että kuljetettava materiaali on kosketuksissa telaan aiheuttaen kuormitusta voima-antureihin. Mittaustapa on dynamiikaltaan hidas, sillä mitattua signaalia joudutaan usein suodattamaan muutoksien takia, mikä aiheuttaa hitaan kireyssäädön (Marttinen, 1993).

2.3.1 Kaskadikireyssäätö

Paperi- ja kartonkiteollisuuden sovelluksissa on tärkeää, että kuljetettavan materiaalin kireys pysyy annettujen rajojen sisällä samalla kun se kuljetetaan määrättyllä nopeudella koneen läpi. Liialliset kireysvaihtelut voivat johtaa materiaalin rypistymiseen tai aiheuttaa repeytymiä. Sopivan suuruisella kireydellä estetään rypistyminen sekä mahdollinen poikisuuntainen liike. Kireyssäätö on avainasemassa lopputuotteen laadun kannalta. Kireyssäätö tyypillisesti toteutetaan kaskadisäädinrakenteella, jossa kireyssäätimen lähtö summataan nopeusohjeeseen.

PI-, PID- ja kaskadisäädinrakenteet ovat tyypillisimpiä teollisuudessa käytettyjä kireyssäätörakenteita (Hou, 2001). Kaskadikireyssäädinrakenne toteutetaan tyypillisesti voima- ja nopeussäätimen kaskadina. Kuvassa 2.4 on esitetty kaskadikireyssäätimen periaatteellinen rakenne lohkokaaaviona.

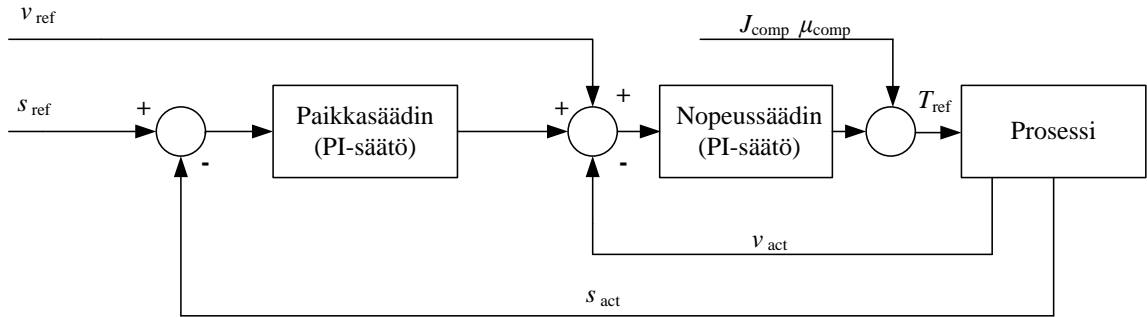


Kuva 2.4 Kireyssäädön periaatteellinen kaskadirakenne toteutettuna PI-säätimillä. (Hou, 2001)

Kuvassa 2.4 vääntömomenttisäätö muodostaa kaskadirakenteen sisemmän silmukan, nopeussäätö keskimmäisen ja kireyssäädin uloimman silmukan. Kaskadin nopeus- ja kireyssäädin ovat molemmat luonteeltaan integroivia, jolloin jatkuvan tilan virheet saadaan korjattua kireydestä ja nopeudesta. Kaskadin kireyssäätimelle tuodaan voimareferenssi $F_{web,ref}$ ja vastaavasti nopeussäätimelle nopeusreferenssi v_{ref} . Toiminta edellyttää siis kahta takaisinkytkentää: prosessista mitattua nopeutta ja kireysvoimaa. Käytettäessä kuvan 2.4 mukaista kaskadia auki- tai kiinnirullaimen ohjauksessa lisätään siihen tyypillisesti hitausmassan ja kitkan kompensoinnit nopeussäätimen lähtöön. Hitausmassan ja kitkan kompensointia käytetään parantamaan kireyssäädön tarkkuutta. (Marttinen, 1993)

2.3.2 Heiluritelakireyssäätö

Kaskadikireyssäätö voidaan toteuttaa heiluritelasäätöisesti, jossa heiluritelan paikkaa säädetään. Tällöin kireyssäätökaskadi voidaan toteuttaa ilman varsinaista kireysvoima-anturia. Heiluritelasysteemi voi toimia aktiivisesti tai passiivisesti. Passiivinen heiluritelasysteemi mahdollistaa hyvän kireyden takaisinkytkennän varsinkin pienillä nopeuksilla toimivilla prosessointilinjoilla. Heiluritelasysteemejä käytetään pääasiassa tasaamaan kireyden vaihtelua. Kuvassa 2.5 on esitetty heiluritelasäädön periaate rullaimen ohjauksessa.



Kuva 2.5 Heiluritelasäädön periaatteellinen kaskadirakenne PI-säätimillä. Kuvassa nopeussäätimen lähtöön on lisätty hitausmassan ja kitkan kompensointi.

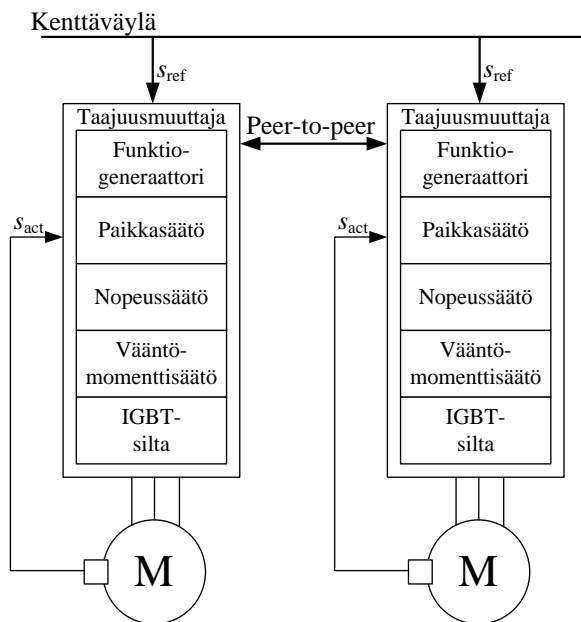
Kuvan 2.5 heiluritelasäädössä paikkasäätimelle tuodaan paikkareferenssi s_{ref} ja vastaavasti nopeussäätimelle nopeusreferenssi v_{ref} . Kaskadin säätimet ovat integroivia, kuten edellisessä kireyssäädin rakenteessa. Toiminta edellyttää kahta takaisinkytkentää: prosessista mitattua nopeutta ja heiluritelan paikkatieta. Paikkasäädin ja mitattu linjanopeus määrittävät nopeusreferenssin nopeussäätimelle, jossa tuotetaan vääntömomenttisäädölle vääntömomenttireferenssi. (Larsen, 2007) Kartonkipakkaus koneen aukirullaimen ohjauksessa käytetään heiluritelasäätöä.

Kireysanturien ja heiluritelasysteemien heikkoudeksi voidaan luokitella niiden tarve olla kosketuksessa kuljetettavan materiaalin kanssa. Tällöin kuljetinjärjestelmät monimutkaiset ja järjestelmään tulee lisähuoltoa tarvitsevia komponentteja. Toisaalta kireysanturien asennus vaatii tarkkuutta, sillä huonosti asennettu anturi voi aiheuttaa kireyden säätöön ongelmia (Marttinen, 1993).

Kitkan kompensointi on välttämätön kireyssäädön tarkkuuden kannalta, erityisesti käytettäessä avoimessa silmukassa toimivaa kireyssäätöä. Tehokas kitkankompensointi vaatii tarkat mittaukset tai estimaatin systeemin nopeudesta. Kompensointi muodostuu haastavaksi, jos ohjaussignaalin ja kitkan välillä on jokin dynamiikka esimerkiksi merkittävä viive. Kitkankompensointi on mahdollista toteuttaa usealla eri tavalla. Liikkeenohjaus- ja kireyssäätösovelluksissa voidaan kitka kompensoida käyttämällä myötäkytkentää sillä järjestelmän referenssit on jo valmiiksi tunnettu. (Jokinen, 2010)

2.4 Ohjaus- ja kenttäväylät

Sähkökäyttöjä ohjaava automaatio on mahdollista toteuttaa keskitettynä, osittain hajautettuna tai täysin hajautettuna. Liikkeenohjauksessa hajautetut järjestelmät ovat korvanneet perinteisiä keskitettyjä järjestelmiä, sillä taajuusmuuttajassa toteutetut säätörakenteet ja liikkeenohjausfunktiot ovat usean akselin paikoitussovelluksissa suorituskykyisempiä ratkaisuja (Haapala, 2008). Kuitenkin hajautetussa järjestelmässä esiintyy enemmän viiveitä kuin keskitetyssä ohjauksessa, mikäli taajuusmuuttajien välinen kommunikointi ei ole toteutettu niin sanotulla vertaismenetelmällä (peer-to-peer). Kuvassa 2.6 on havainnollistettu hajautetun liikkeenohjausjärjestelmän toteutusta, jossa taajuusmuuttajien välinen kommunikointi tapahtuu vertaismenetelmällä.



Kuva 2.6 Hajautetun järjestelmän toteutus, jossa taajuusmuuttajissa tapahtuu säätö ja paikkatiedon laskenta. Kumppaneiden välistä (peer-to-peer) yhteyttä käytetään liikkeen synkronointiin. Kenttäväylästä taajuusmuuttajat saavat omat erilliset ohjeensa. (Jokinen, 2004)

Taajuusmuuttajien tilatietoja tarkistetaan liikkeiden synkronointia varten vertaismenetelmällä, jossa taajuusmuuttajakumppanien välinen kommunikointi tapahtuu asynkronisesti. Asynkronista nopeaa tiedonsiirtoa tukevia kenttäväyliä ovat muun muassa SERCOS ja PROFIBUS V3, joita hyödynnetään hajautetuissa järjestelmissä liikkeiden synkronoimi-

seksi. Toteutettaessa kommunikointi ilman peer-to-peer yhteyttä taajuusmuuttajien tilatiedot saadaan sekvenssin antajalta, joka välittää ne kysyjälle mittaustietojensa perusteella.

Hajautettu järjestelmä vaatii käytettävältä kenttäväylältä suurta suorituskykyä. Kenttäväylissä esiintyvät viiveet voivat rajoittaa laitteen säätösuunnittelua. Liikkeenohjauskäytöissä ratatarkkuus ja liikenopeus määräävät reunaehdot kenttäväylän tiedonsiirron aikatasovaatimuksille. Toteutettaessa sähkökäyttöjen synkronista kommunikointia tulee sen täyttää tiettyjä vaatimuksia. Väyläprotokollalla tapahtuva prosessidatan siirron on pystyttävä toimimaan syklistä reaaliajassa ja vastaavasti diagnostiikkadatan siirron asyklisesti. Väyläprotokollan on myös tuettava orjalaitteiden synkronointia ja isäntä-orjakommunikointia. Lisäksi väylän häiriönsietokyvyn on oltava riittävän hyvä. (Haapala, 2008)

Kuvassa 1.5 esitetyn järjestelmän sähkökäyttöjen ohjaus pyritään toteuttamaan osittain hajautetusti. Järjestelmä on yksinkertaisinta toteuttaa osittain hajautetusti, jolloin liikettä ohjaavat taajuusmuuttajat muodostavat omat paikkaohjeensa ja käyttöjen toiminta voidaan synkronoida toimimaan samanaikaisesti käyttämällä nopeaa kenttäväylää. Jaksoittain toimiva kartongin kuljettaminen asettaa synkronoinnille tarkat vaatimukset ja siten käytettävälle kenttäväyläratkaisulle suorituskykyvaatimukset.

3 JÄRJESTELMÄN MALLINNUS JA SÄÄTIMIEN VALINTA

Erilaisille materiaalin kuljetussysteemeille on kehitetty matemaattisia systeemimalleja ja kireyden hallintaan säätöratkaisuja, mutta julkaisut eivät käsittele paikoituksen ja kireyden säädön toteuttamista epäjatkuvalle materiaalin kuljetukselle (Chen, 2009). Systeemimallit ovat tyypillisesti tehdyt jatkuvalle materiaalin kuljetukselle, jolloin esimerkiksi systeemiä kuvaavat siirtofunktiot voidaan linearisoida tiettyyn vakionopeustoimintapisteeseen. Toisaalta myös kitkamalleja voidaan yksinkertaistaa mallintamalla ainoastaan liikekitkaa. Epäjatkovana tapahtuva materiaalin kuljettaminen asettaa suuret vaatimukset kireyden hallinnalle, sillä säätö tapahtuu dynaamisen tilan aikana. Tiheään tapahtuvat kiihdytykset ja jarrutukset aiheuttavat suuria häiriöitä kireydessä ja toisaalta myös kuljetettavan materiaalin deformaatiota (Chen, 2009).

Kartonkipakkauskonteen telat muodostavat kuljetinjärjestelmän, jossa telojen mekaanisena yhdyssiteenä on laitteiston läpi kuljetettava kartonki. Mallinnuksen kohteena on kartonkikonkeen prosessointivaiheen kahden telaparin ja kartongin muodostama systeemi. Telasysteemin mallinnuksen tavoitteena on luoda malli, jonka perusteella järjestelmän säätimien valinta toteutetaan. Kartonki mallinnetaan materiaaliominaisuuksien perusteella yksinkertaisena jousen ja vaimentimen rinnankytkentänä.

3.1 Viskoelastisen materiaalin käyttäytyminen

Mallinnettaessa kuljetettavan materiaalin käyttäytymistä erilaisissa paperin käsittelyprosesseissa oletetaan tyypillisesti, että paperi on täysin elastista ja se noudattaa Hooken lakia. Hooken lakia voidaan soveltaa mallinnukseen tietyn edellytyksin. Venymän oletetaan olevan pieni sekä radan paksuuden suhde telan säteeseen pieni, samoin massa. Tarkastelun ajan kosteuden ja lämpötilan oletetaan pysyvän muuttumattomina. Tällöin Hooken lain käyttäminen on perusteltua sen yksinkertaisimmassa muodossa. Materiaalin jännitys σ riippuu venymästä ε kimmokerroimen E mukaan

$$\sigma = E\varepsilon \quad (3.1)$$

jossa E on materiaalin kimmokerroin ja ε on venymä. Ottamalla huomioon sitkaan materiaalin ominaisuudet, materiaalin jännitykselle σ voidaan kirjoittaa

$$\sigma = E\varepsilon + C \frac{d\varepsilon}{dt}, \quad (3.2)$$

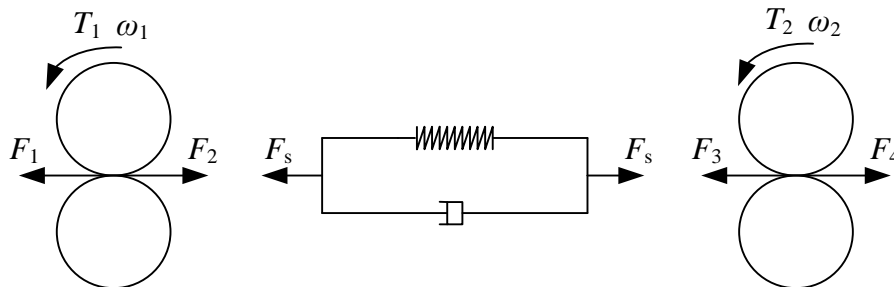
jossa C on materiaalin vaimennuskerroin. Jännitys voidaan ilmoittaa voiman F ja materiaalin poikkipinta-alan A avulla, jolloin voimalle saadaan

$$F = EA\varepsilon + CA \frac{d\varepsilon}{dt}. \quad (3.3)$$

Materiaalin lineaarista viskoelastista käyttäytymistä voidaan mallintaa yksinkertaisesti jousen ja vaimentimen rinnankytkentänä. Tämantapaisen mallinnuksen on todettu vastaavan riittävän hyvin paperin viskoelastista käyttäytymistä vetokuormituksen alaisena. (Henttinen, 2006) (Marttinen, 1993)

3.2 Telasysteemi

Tarkastellaan kuvan 4.1 mukaista kahden telaparin ja kartongin muodostamaa systeemiä, jossa kartonki on mallinnettu jousen ja vaimentimen rinnankytkentänä.



Kuva 3.1 Kahden telaparin ja kartongin muodostama systeemi.

Kuvan 3.1 perusteella voidaan ensimmäiselle telaparille kirjoittaa liikeyhtälö

$$J_1 \frac{d\omega_1}{dt} = T_1 + F_2 r_1 - F_1 r_1, \quad (3.4)$$

jossa J_1 telojen hitausmassa, ω_1 kulmanopeus, T_1 on moottorilta saatava vääntömomentti, r_1 telan säde F_1 ja F_2 kartongin kireyttä kuvaavat voimat. Vastaavasti toiselle telaparille saadaan

$$J_2 \frac{d\omega_2}{dt} = T_2 + F_4 r_2 - F_3 r_2. \quad (3.5)$$

Viskoelastisen kartongin kireysvoima F_s on verrannollinen venymään ja sille voidaan kirjoittaa

$$F_s = K_s (r_2 \theta_2 - r_1 \theta_1) + D_s (r_2 \omega_2 - r_1 \omega_1), \quad (3.6)$$

jossa K_s on kartongin jousivakio, θ_1 ja θ_2 telojen kiertymäkulmat ja D_s kartongin vaimennusvakio. Jousivakiolle voidaan kirjoittaa materiaaliominaisuuksien perusteella

$$K_s = \frac{EA}{l}, \quad (3.7)$$

jossa E on materiaalin kimmokerroin, A on kartongin poikkipinta-ala ja l kartongin pituus kuormituttuna. Vastaavasti vaimennusvakiolle voidaan kirjoittaa

$$D_s = \frac{CA}{l}, \quad (3.8)$$

jossa C on materiaalin vaimennuskerroin. Kireysvoima voidaan ilmaista nyt materiaaliominaisuuksien avulla

$$F_s = \frac{EA}{l} (r_2 \theta_2 - r_1 \theta_1) + \frac{CA}{l} (r_2 \omega_2 - r_1 \omega_1). \quad (3.9)$$

3.2.1 Telojen väliset kontaktipinnat

Telojen ja kartongin välille muodostuu kontaktipintoja, joiden liikkuessa toisiaan vasten muodostuu useita liikettä vastustavia kitkavoimia. Kitkavoimat johtuvat kontaktipintojen epäideaalisuuksista, kuten epätasaisuudesta ja karheudesta. Erilaisia kitkamalleja voidaan käyttää mallintamaan ja kuvaamaan kitkavoimia. Järjestelmän mallinnuksessa kitkamalli yksinkertaistetaan Coulombinen ja viskoosikitkan yhdistelmäksi. Coulombiselle kitkalle voidaan kirjoittaa

$$F_c = \mu \cdot N \cdot \text{sgn}(v), \quad (3.10)$$

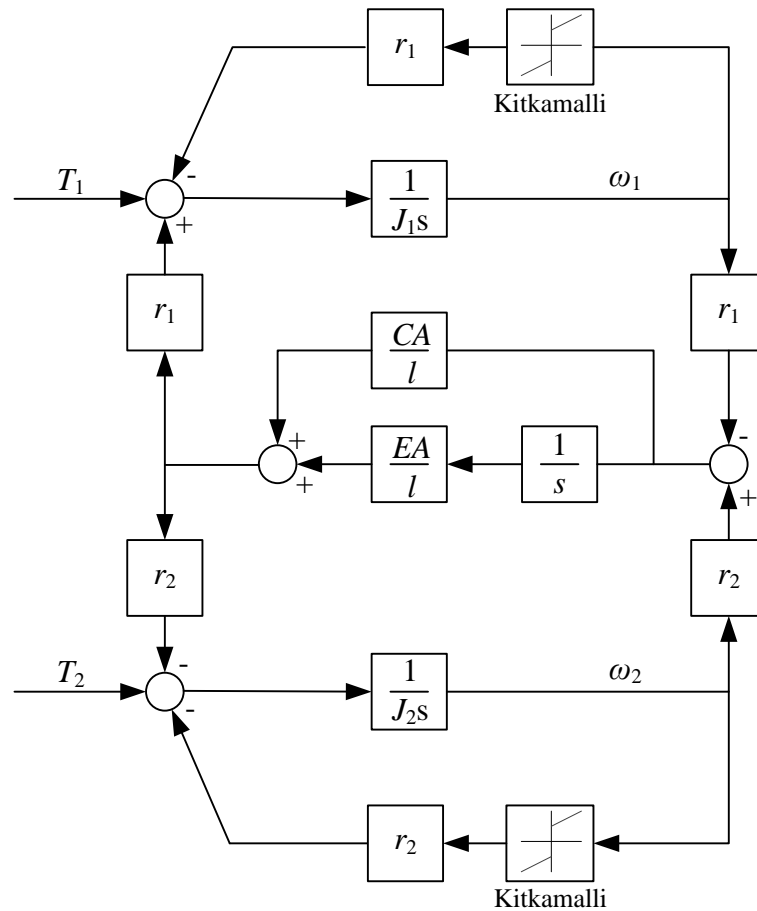
jossa μ on kitkakerroin, N on kosketuspintojen välinen normaalivoima ja v kappaleen liikenopeus. Coulombinen kitka F_c saa vakioarvon, joka riippuu kappaleen liikesuunnasta. Liikekitka F_v eli viskoosikitka on suoraan verrannollinen kappaleen nopeuteen ja sille voidaan kirjoittaa

$$F_v = k_v v, \quad (3.11)$$

jossa k_v on liikekitkakerroin. Erilaisten kitkamallien kuvaamisen ongelmana on tyypillisesti sgn-funktiosta aiheutuva epäjatkuvuuskohta nollianopeuksilla, joka aiheuttaa kitkavoiman äärettömän muutosnopeuden. Simulointimallin analysoinnin kannalta olisi suotavaa, että nollianopeuksien kohdat olisivat jatkuvia. Sgn-funktiosta aiheutuva ilmiö voidaan estää korvaamalla se saturaatiofunktioilla. Tämän tapaisen kitkamallin muokkaus ei ole merkittävä mallinnuksen kannalta, sillä sen aiheuttamat vaikutukset voidaan minimoida oikeilla muutosnopeuskertoimilla.

3.3 Järjestelmän malli

Tarkasteltaessa ainoastaan telaparien ja kartongin välistä voimavaikutusta, voidaan edellä esitettyjen yhtälöiden voimat F_1 ja F_4 asettaa nolliksi. Tällöin yhtälöiden (3.4)-(3.6) perusteella voidaan kahden telaparin ja niitä yhdistävän kartongin dynamiikka esittää kuvan 3.2 lohkoavioesityksen mukaisesti. Kuvassa on myös esitetty yhtälöiden (3.10) ja (3.11) perusteella saatava kitkamalli.



Kuva 3.2 Kahden telaparin ja niitä yhdistävän kartongin dynamiikka. Kitkamalleissa on kuvattu Coulombinen kitka ja viskoosikitka.

Järjestelmän mallinnuksessa moottorin ja telan välinen liitos oletetaan jäykäksi sekä käytettävät kytkimet välyksettömiksi. Lisäksi oletetaan, että kartongin ja telojen välillä ei tapahdu luistoa. Tällöin yhden liikeakselin hitausmassat voidaan esittää yhtenä moottorin akselille redusoituna hitausmassana. Telojen ja kartongin välinen kitka on mallinnettu Coulombisen kitkan ja viskoosikitkan yhdistelmänä. Taulukossa 3.1 on esitetty järjestelmän mallissa käytetyt parametrit ja niiden suuruudet.

Taulukko 3.1 Järjestelmän simuloinnissa käytetyt parametrit

Parametri	Arvo
Kartongin poikkipinta-ala A	$0,0001925 \text{ m}^2$
Kartongin vaimennuskerroin C	$7 \cdot 10^6 \text{ Ns/m}^2$
Kartongin kimmomoduuli E	7200 Mpa
Telan hitausmomentti J_{tela}	$0,03 \text{ kgm}^2$
Moottorin hitausmomentti J_{moottori}	$0,000942 \text{ kgm}^2$
Telojen nippien välinen etäisyys l	$1,2 \text{ m}$
Telojen säde r	$0,0575 \text{ m}$

Taulukossa 3.1 esitetyistä arvoista kartongin poikkipinta-ala ja kimmokerroin perustuvat kartonginvalmistajan ilmoittamiin arvoihin. Vastaavasti viskoottisen termin suuruus on valittu noin tuhanteen osaan elastisen termin suuruudesta. Viskoottinen termi on suuruudeltaan esimerkiksi sanomalehtipaperilla vain muutaman prosentin elastisen termin suuruudesta (Marttinen, 1993). Taulukossa esitetty telan hitausmassan arvo on laskettu telan geometriasta ja vastaavasti moottorin hitausmassa on moottorivalmistajan ilmoittama. Kartongin pituus kuormitettuna l on myös telojen nippien välinen etäisyys, joka testauksessa käytettävässä laitteistossa on 1,2 metriä.

3.4 Mallin epäideaalisuudet

Mekaaninen järjestelmä sisältää huomattavasti yllämainittua enemmän parametreja, jotka ovat tuntemattomia tai vaihtelevat laajalla alueella. Myös ulkoisista häiriötekijöistä pääosa kohdistuu mekaaniseen järjestelmään. Mekaanisessa järjestelmässä esiintyvät epäideaalisuudet rajoittavat osittain säätöjärjestelmän toimintaa.

Kuten aikaisemmin mainittiin, kartonkia lämmitetään työvaiheiden aikana. Kartonkia lämmitettäessä sen kuidut pehmenevät, jolloin kartongin viskoelastiset materiaaliominaisuudet muuttuvat. Varsinaisesti merkittäviä kartongin materiaaliominaisuuksien muutoksia tapahtuu lämpötilan kasvaessa yli 100 celsiusasteen (Tanninen, 2010). Kyseisellä laitteistolla käsiteltävän kartongin lämpötila jää arviolta puoleen tästä. Toisaalta myös kartongista otetaan suuria palasia irti, mikä heikentää merkittävästi kartongin vahvuutta. Tällöin myös kartongin kireysvoima muuttuu, mikä havaitaan yhtälössä (4.9) esitetyissä termeistä. Tästä huolimatta mallissa kartonki mallitetaan ehyenä yhtenä kappaleena, jonka materiaaliominaisuudet pysyvät vakiona telaparilta toiselle kuljettaessa.

Epäkeskeinen tai soikea tela sekä epätasaiset telapinnat aiheuttavat muun muassa telan pyörimistäajuisia nopeus- ja vääntömomenttihäiriöitä. Epäkeskeinen pyöräminen johtaa nopeuden ja vääntömomentin sinimuotoiseen vaihteluun pyörimistäajuudella. Jaksollisen häiriön taajuuden ollessa selkeästi alhaisempi kuin säätöjärjestelmän rajataajuus, järjestelmä pyrkii korjaamaan havaitun poikkeaman. Säätöjärjestelmän rajataajuutta alentamalla eli huonontamalla sen dynamiikkaa voidaan häiriöistä aiheutuvia ongelmia osittain korjata, mutta tällöin systeemin transienttivaste huononee. (Marttinen, 1993)

Akselikytkimissä ja vaihdelaatikon hammaspyörien välissä tapahtuu vapaata pyörimis-suuntaista liikettä eli välystä. Vääntömomentin suunnanmuutoksessa välis muodostaa systeemiin epäjatkuvuuskohdan. Tällainen tilanne muodostuu esimerkiksi syklimäisen ajon kiihdytys- ja hidastustilanteessa. Välis toimii herätteenä akselivärähtelylle. Tela-akseli-tyyppisissä systeemeissä akselivärähtely muodostaa yleisen ongelman. Jousi-massa-systeemi, jolla on tietty ominaisvärähtelytaajuus, muodostuu telan hitausmassasta ja kiertymissuunnassaan joustavasta akselistä. Systeemin akselivärähtelyjä voidaan vaimentaa käyttämällä lyhyitä ja jäykkiä akseleita, jolloin värähtelytaajuus on mahdollista nostaa sää-
töjärjestelmän rajataajuuden yläpuolelle. Vastaavasti pienentämällä säätimen vahvistusta tai suodattamalla nopeustakaisinkytkentää, saadaan alennettua nopeussäätimen rajataajuutta. Tällöinkin systeemin dynamiikka heikkenee.

3.5 Järjestelmän säätimien valinta

Perusteltaessa erityyppisten säätimien valintaa, voidaan järjestelmän lajityyppiä käyttää vertailukohtana. Säädetyssä järjestelmässä lajityypillä tarkoitetaan origossa sijaitsevien napojen määrää, toisin sanoen avoimen piirin siirtofunktion eli säätimen ja säädettävän prosessin sisältämien integraattorien määrää. Säädetyssä järjestelmän lajityypillä on suora yhteys systeemin pysyvän tilan virheisiin. Tarkasteltaessa lajityypin 0 järjestelmää voidaan osoittaa, että käytettäessä askelmaista tulosignaalia järjestelmällä ei voi saavuttaa virheetöntä pysyvän tilan vastetta. Vastaavasti lajityypin 1 järjestelmä voi saavuttaa askelmaisella tulosignaallilla virheettömän pysyvän tilan vasteen, mutta trapetsimaisella ohjearvolla järjestelmään jää pysyvän tilan poikkeamaa. Sen sijaan korkeamman lajityypin systeemit, joiden lajityyppi on 2 tai suurempi, kykenevät seuraamaan trapetsimaista ohjetta ilman, että järjestelmään jää pysyvän tilan poikkeamaa. (Ahtiainen, 2009)

3.5.1 Siirtofunktiot

Kuvassa 3.2 esitetylle järjestelmälle voidaan johtaa siirtofunktiot tulojen ja lähtöjen välille. Tarkastellaan tilannetta ensin ilman epäideaalisuuksia. Tällöin siirtofunktioksi vääntömomentin T_2 ja kulmanopeuden ω_2 välille saadaan

$$\frac{\omega_2(s)}{T_2(s)} = \frac{\frac{1}{J_2}s^2 + \frac{CAr_1^2}{J_1J_2l}s + \frac{EA r_1^2}{J_1J_2l}}{\left(s^3 + \frac{CA}{l} \left(\frac{r_1^2}{J_1} + \frac{r_2^2}{J_2} \right) s^2 + \frac{EA}{l} \left(\frac{r_1^2}{J_1} + \frac{r_2^2}{J_2} \right) s \right)}. \quad (3.12)$$

Yksinkertaistetussa tapauksessa järjestelmän siirtofunktiossa on yksi napa origossa ja vastaavasti kompleksinen napapari $-121,16 \pm 486,68i$, joka saadaan taulukossa 3.1 esitettyjen arvojen avulla. Tarkastellaan seuraavaksi tilannetta, jossa kuormituksina ovat hitausmassat J_1 ja J_2 , joilla on lisäksi viskoosista kitkaa kuvaavat vaimennusvakiot b_1 ja b_2 . Tällöin siirtofunktioksi saadaan

$$\frac{\omega_2(s)}{T_2(s)} = \frac{\frac{1}{J_2} s^2 + \frac{CAr_1^2}{J_1 J_2 l} s + \frac{b_1}{J_1 J_2} s + \frac{EA r_1^2}{J_1 J_2 l}}{\left(s + \frac{b_2 + b_1}{J_1 + J_2} \right) \left(s^2 + \left(\frac{CA(r_1^2 J_2 + r_2^2 J_1) + l(b_2 J_1 + b_1 J_2)}{J_1 J_2 l} - \frac{b_2 + b_1}{J_1 + J_2} \right) s + \frac{EA}{l} \left(\frac{J_1 + J_2}{b_1 + b_2} \right) \left(\frac{r_1^2 b_2 + r_2^2 b_1}{J_1 J_2} \right) \right)} . \quad (3.13)$$

Siirtofunktiosta nähdään, että järjestelmällä on yksi napa reaaliakselilla ja kompleksinen napapari $-134,22 \pm 480,22i$, joka saadaan käyttämällä taulukon 3.1 arvoja ja vaimennusvakioina arvoa 0,8. Vastaavasti siirtofunktioksi vääntömomentin T_1 ja kulmanopeuden ω_1 välille saadaan sama kuin yhtälössä (4.2) esitetty, mutta siirtofunktion osoittajan ensimmäisen termin hitausmassa on J_1 sekä muissa termeissä säde on r_2 ja vaimennusvakio b_2 . Tulojen ja lähtöjen ristikkäisvaikutusta kuvaavaksi siirtofunktioksi saadaan

$$\frac{\omega_1(s)}{T_2(s)} = \frac{\frac{CAr_1 r_2}{J_1 J_2 l} s + \frac{EA r_1 r_2}{J_1 J_2 l}}{\left(s + \frac{b_2 + b_1}{J_1 + J_2} \right) \left(s^2 + \left(\frac{CA(r_1^2 J_2 + r_2^2 J_1) + l(b_2 J_1 + b_1 J_2)}{J_1 J_2 l} - \frac{b_2 + b_1}{J_1 + J_2} \right) s + \frac{EA}{l} \left(\frac{J_1 + J_2}{b_1 + b_2} \right) \left(\frac{r_1^2 b_2 + r_2^2 b_1}{J_1 J_2} \right) \right)} \quad (3.14)$$

Järjestelmää kuvaavista siirtofunktioista havaitaan, että järjestelmän hitain napa muodostuu hitausmassoista ja vaimennuksista sekä systeemillä on materiaaliominaisuuksista muodostuva kompleksinen napapari. Olettamalla systeemi lineaariseksi ja systeemin parametrit tunnetuiksi, voidaan siirtofunktioita käyttää järjestelmän dynamiikan kuvaamiseksi. Todellinen järjestelmä sisältää kuitenkin aina parametripävarmuuksia, jotka eivät aina ole tarkasti määritettävissä tai joiden vaihteluväli on laaja prosessiolosuhteiden muuttuessa. Tällaisia parametreja ovat esimerkiksi kitka, kartongin kimmomoduuli E sekä joissain tapauksissa pitävä rataväli l . Tyypillisesti rullaimien ja telojen hitausmassat sekä säteet saadaan määritetyksi hyvällä tarkkuudella, mutta telapinnoitusten epätasaisuus vaikuttaa telan koon ja siten esimerkiksi kehänopeuteen.

3.5.2 Paikkasäätimen valinta

Tarkastellaan servokäytön paikoituksen toteutusta kuvan 2.1 mukaisella nopeussäädön sisältävällä kaskadisäädöllä, jossa paikkasäädin on toteutettu ilman integraattoria. Servokäytön liikkeenohjauksessa nopeussäätimen nopeusprofiili on usein trapetsimainen, sillä paikkaohjeet toteutetaan s-muotoisina (Ahtiainen, 2009). Tällöin säädetyin järjestelmän lajityypin on oltava vähintään kaksi. Vertaillaan seuraavaksi erilaisten säädinratkaisutoteutusten käyttöä paikkasäätöön niiden lajityypin ja seurantakyvyn perusteella taulukon 3.2 avulla. Taulukossa paikkasäädin merkitään $G_{pc}(s)$, nopeussäädin $G_{sc}(s)$, PID-säädin $G_{PID}(s)$ ja säädettävän järjestelmän siirtofunktio merkinnällä $G(s)$. Säädettävänä järjestelmänä käytetään yhtälössä (3.13) esitettyä siirtofunktiota, joka on muutettu vääntömomentin ja kiertymäkulman väliseksi. Tällöin tarkasteltavaan systeemiin sisältyy yksi integraattori.

Taulukko 3.2 Erilaisten paikkasäädinratkaisujen vertailu lajityypin ja seurantakyvyn perusteella.

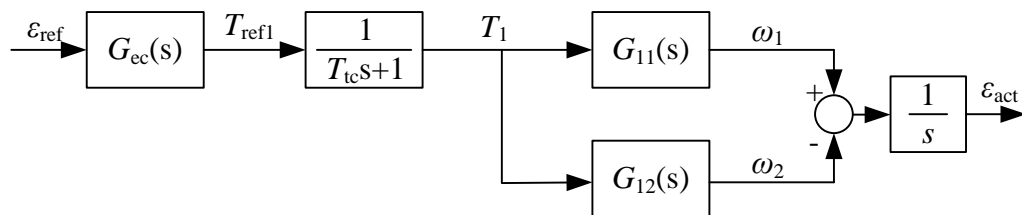
Säädinratkaisu	Avoimen piirin siirtofunktio	Systeemin lajityyppi	Ohjearvon seurantakyky ilman paikkavirhettä
Kaskaditoteutus (säätimet P-tyyppisiä)	$G_{pc}(s) \cdot G_{sc}(s) \cdot G(s)$	1	Askelmainen ohjearvo
Kaskaditoteutus (toinen säädin integroiva)	$G_{pc}(s) \cdot G_{sc}(s) \cdot G(s)$	2	Trapetsimainen ohjearvo
Kaskaditoteutus (molemmat integroivia)	$G_{pc}(s) \cdot G_{sc}(s) \cdot G(s)$	3	Parabolinen ohjearvo
PID-paikkasäätö	$G_{PID}(s) \cdot G(s)$	2	Trapetsimainen ohjearvo

Taulukosta 3.2 nähdään, että toteutettaessa kaskadisäätö pelkällä P-säädöllä systeemin lajityyppi on yksi. Tällaisella rakenteella voitaisiin käytännössä toteuttaa yksinkertainen point-to-point säätö, mutta tällöin edellytettäisiin täysin häiriötöntä järjestelmää. Tästä syystä käytännön sovelluksissa kaskadisäädön on oltava luonteeltaan integroiva, jotta trapetsimaisella ohjearvosignaalilla käytettävään järjestelmään ei jää pysyvän tilan virhettä (Saarakkala, 2008). Taulukosta 3.2 nähdään myös, että PID-paikkasäätö mahdollistaa saman ohjearvon seurantakyvyn kuin integroiva säädin. Joissain paikoitussovelluksissa joudutaan kiihtyvyyden muutosnopeutta rajoittamaan, esimerkkinä mainittakoon hissisovellukset. Tällöin nopeussäätimen nopeusprofiili muuttuu trapetsimaisesta paraboliseksi, jolloin säädetyin järjestelmän lajityyppi on suurempi kuin kaksi. Lisäämällä integroiva termi paikkasäätimeen voidaan parabolista ohjearvoa seurata ilman pysyvän tilan virhettä. Toisaalta voitaisiin myös harkita kiihtyvyydenmyötäkennän lisäämistä ja jättää paikkasäädin P-säätimeksi.

3.5.3 Venymäsäätimen valinta

Kuten aikaisemmin mainittiin, tutkitusta järjestelmästä ei saada kireyden takaisinkytkentää. Tällöin kireyttä pitää hallita epäsuoralla säätömenetelmällä. Kahden telan välinen nopeusero aiheuttaa muutoksen kartonkirainan venymään ja siten kireyteen. Esimerkiksi paperikoneessa jatkuvassa materiaalin kuljettamisessa telaryhmien välisillä nopeuseroilla voidaan kostean paperin venymää kompensoida (Marttinen, 1993), mutta ryhmät eivät varsinaisesti toimi venymäsäätöisesti. Kireyden muutosta voidaan siis käytännössä hallita säätämällä venymää. Järjestelmän kireyden säätöön valitaan nopeussäätimen rinnalle venymäsäädin.

Kohdassa 3.5.2 tehty tarkastelu voidaan myös suorittaa kireyttä säätävälle venymäsäätimelle. Tarkastellaan tilannetta missä venymäsäädin toteutetaan nopeussäätimen rinnalle. Kuvassa 3.3 on esitetty avoimen piirin systeemin lohkokaavioesitys.



Kuva 3.3 Venymäsäätimen ja säädettävän prosessin avoimen piirin lohkokaavioesitys. Kuvassa venymäsäädintä merkitään $G_{cc}(s)$ ja merkinnät $G_{11}(s)$ ja $G_{12}(s)$ kuvaavat edellä johdettuja järjestelmän siirtofunktioita (3.2) ja (3.3). Kuvassa merkinnät ε_{ref} ja ε_{act} ovat venymäreferenssi ja venymätakaisinkytkentä.

Taulukossa 3.3 on vertailtu P- ja PI-säädinratkaisutoteutuksia venymäsäätöön lajityypin ja seurantakyvyn perusteella. Taulukossa venymäsäädintä merkitään $G_{cc}(s)$ ja säädettävän järjestelmän kokonaissiirtofunktiota merkinnällä $G(s)$, joka muodostuu siirtofunktiosta (3.2) ja (3.3).

Taulukko 3.3 Erilaisten venymäsäädinratkaisujen vertailu lajityypin ja seurantakyvyn perusteella.

Säädinratkaisu	Avoimen piirin siirtofunktio	Systemin lajityyppi	Ohjearvon seurantakyky ilman paikkavirhettä
P-säätö	$G_{cc}(s) \cdot G(s)$	1	Askelmainen ohjearvo
PI-säätö	$G_{cc}(s) \cdot G(s)$	2	Trapetsimainen ohjearvo

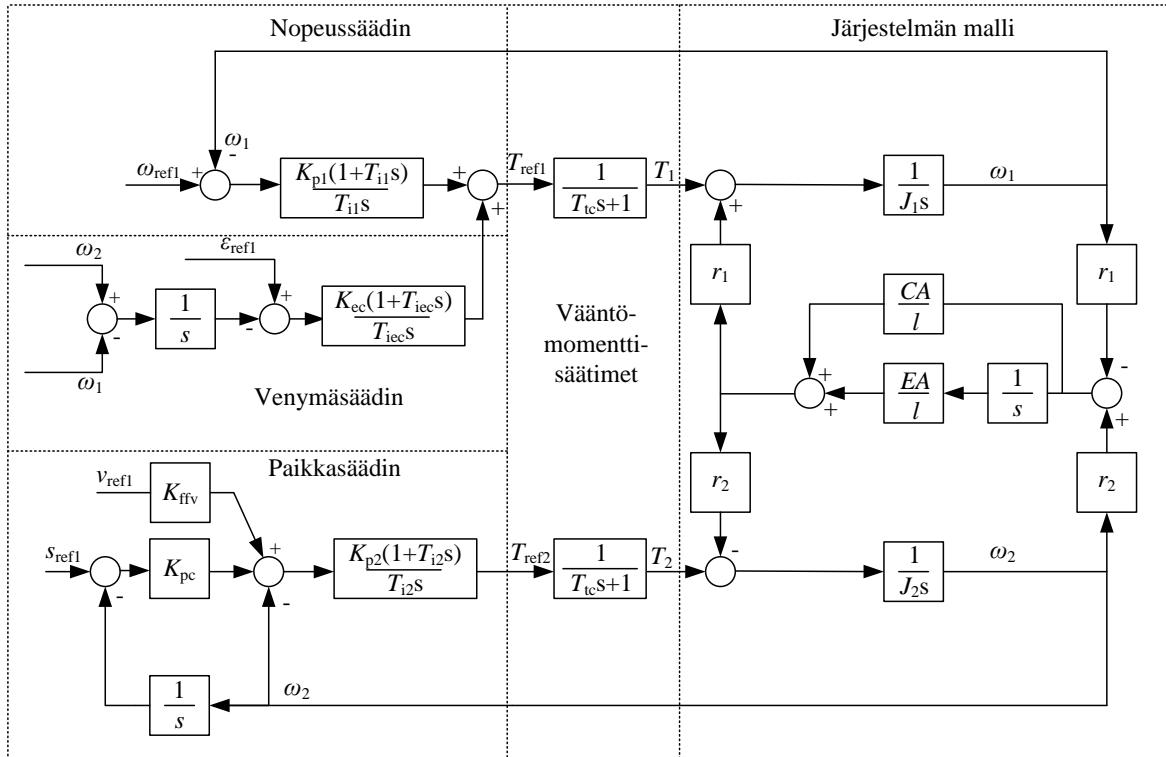
Taulukosta 3.3 nähdään, että toteutettaessa venymäsäädin P-säätöisenä systeemin lajityyppi säilyy ykkösenä (1) ja vastaavasti lisäämällä säätimeen integraattori lajityyppi kasvaa yhdellä. Systeemin lajityyppien pitää vastata edellä esitetyn taulukon 3.2 kahta ensimmäistä paikkakaskadisäätörakennetta, sillä säädettävä suure on käytännössä sama. Venymäsäätimessä säädetään paikkaeroa (joka on integroitava suure), jolloin systeemissä itsessään esiintyy integroiva termi. Käytettävään sovellukseen rinnakkaisella P-säätimellä ei saada riittävää ohjearvon seurantakykyä ja venymäsäätimeksi valintaan integroiva säädin. Toteutettaessa venymäsäädin nopeussäätimen rinnalle PI-säätimenä, tulee suunnittelussa ottaa huomioon rinnakkaisten integraattoreiden käyttäytyminen. Tällöin ongelmaksi saattaa muodostua säätimien ajautuminen. Jaksottaisessa ajossa mahdollinen ajautuminen voidaan ottaa huomioon säätimen ohjauksessa.

3.8 Järjestelmän lohkoavioesitys

Järjestelmän mallinnuksessa paikoittavan telaparin paikkasäädinrakenteena käytetään kohdassa 3.5.2 perusteltua kaskadirakennetta. Kaskadisäätimen paikkasäätimeen on lisätty nopeuden myötäkytkentä. Tällainen säädinrakenne vastaa testauksessa käytettävän liikkeenohjauksikäytön rakennetta ja on siten sen valintaperuste. Järjestelmästä ei saada kireyden takaisinkytkentää, minkä takia kireyttä säätävän telaparin PI-nopeussäätimen rinnalle on valittu PI-venymäsäädin. Mallinnuksessa sähkökäyttöjen vääntömomenttisäätimet oletetaan nopeussäätimiä huomattavasti nopeammaksi ja ne esitetään ensimmäisen kertaluvun hitauspiirinä

$$G_{tc}(s) = \frac{1}{sT_{tc} + 1}, \quad (3.15)$$

jonka aikavakiona T_{tc} on 250 μ s. Yksinkertaisella mallilla pyritään kuvaamaan vääntömomenttisäädin säätöjärjestelmään viiveenä. Valittu aikavakio on arvio vääntömomenttisäätöön kuluva ajasta. Kuvassa 3.4 on esitetty lohkoavioesityksenä säädintarkastelun perusteella valitut säädinrakenteet liitettynä järjestelmämalliin.



Kuva 3.4 Järjestelmälle valitut säädinrakenteet. Kuvassa on eritelty järjestelmän malli ja säädinrakenteet katkoviivoin. Kuvassa esitetty järjestelmämalli ei sisällä epäideaalisuuksia. Kuvassa merkinnät K_{p1} ja K_{p2} ovat nopeussäätimien vahvistukset, T_{i1} ja T_{i2} nopeussäätimien integrointiajat sekä merkinnät K_{ec} ja T_{iec} ovat venymäsäätimen vahvistus ja integrointiaika.

Kuvassa 3.4 venymäsäädin on toteutettu PI-säätimenä integroivan nopeussäätimen rinnalle. Kireyttä säättävän telan vääntömomenttiohje T_{ref1} muodostuu siten venymä- ja nopeussäätimen lähdöistä. Venymäsäätimessä mitatusta telojen nopeuserosta integroidaan paikkaero, joka toimii venymäsäätimen takaisinkytkentänä. Tarkoituksenmukaisen toiminnan kannalta venymäsäädön tulee olla nopeampi kuin sen rinnalla oleva nopeussäätö. Tällöin kireyttä säädetään ennen nopeutta, joten säätimen dynamiikan on oltava nopeampi. Käytännössä tämä tarkoittaa pienempää integrointiaikavakiota, jolloin kireyden muutoksiin voidaan myös reagoida nopeasti.

Venymäsäätimen toiminnalle täytyy kuitenkin asettaa muutamia sen toimintaan vaikuttavia rajoituksia. Kuten aikaisemmin mainittiin, useimmille kartonki- ja paperilaaduille voidaan tehdä oletus, että niiden jännitys-muodonmuutuskäyrän alkuosa käyttäytyy lähes lineaarisesti lähestyttäessä myötörajaa. Tällöin saadaan varsin ennustettava kireyden käyttäytyminen ryhmien välisillä nopeuseroilla, jos oletetaan prosessiolosuhteiden pysyvän muuttu-

mattomina. Kuitenkin todellisessa järjestelmässä materiaalia muokataan, jolloin sen materiaaliominaisuudet muuttuvat. Olettamalla muutokset pieniksi ja ottamalla huomioon muutosten tapahtuvan rainan ollessa paikoillaan, dynaamisessa tilanteessa kuljetetaan käytännössä aina samanlaista materiaalia. Tällöin kulmaeroon perustuvaa säätöä voidaan pitää perusteltuna ratkaisuna kyseiseen sovellukseen.

Järjestelmässä ei varsinaisesti mitata venymää vaan mittaus perustuu moottorin tai telan akselilla olevan nopeusanturien antamaan tietoon moottorin nopeudesta. Tällöin säädön toimivuudessa täytyy myös ottaa huomioon telojen ominaisuudet, kuten käytetyn telapinnan kovuus. Tarkasteltaessa esimerkiksi pehmeän telan kehänopeutta nippipuristuksen alaisena, voidaan todeta että kehänopeus ei pysy vakiona, sillä pehmeä telapinnoite deformoituu nippipuristuksen alaisena. Nippipuristuksessa täytyy myös olettaa, että materiaali ei pääse luistamaan telojen välissä. Lisäksi telojen halkaisijoihin täytyy mallittaa jokin epävarmuus, joka vaikuttaa myös kehänopeuteen.

4 SIMULOINTI- JA MITTAUSTULOKSET

Testilaitteiston mekaniikkaan liittyvien ongelmien takia testauksessa ei voitu käyttää kartonkia. Testauksessa vetävien telojen ympärille asetettiin teräsvahvistettu hammashihna sileä pinta kohti telan pintaa. Hammashihnalle voidaan laskea jousivakio yhtälöllä

$$K_{\text{hihna}} = \frac{F_{\text{max}}}{\varepsilon} \cdot \frac{1}{l}, \quad (4.1)$$

jossa F_{max} on hihnan suurin sallittu kuormitusvoima, ε suhteellinen venymä ja l hihnaosan pituus. Hihnan jousivakioksi saadaan $1,354 \cdot 10^5$ N/m käyttämällä pituutta $l = 1,2$ m sekä valmistajan ilmoittamia arvoja voimalle $F_{\text{max}} = 250$ N ja suhteelliselle venymälle $\varepsilon = 0,16$ %.

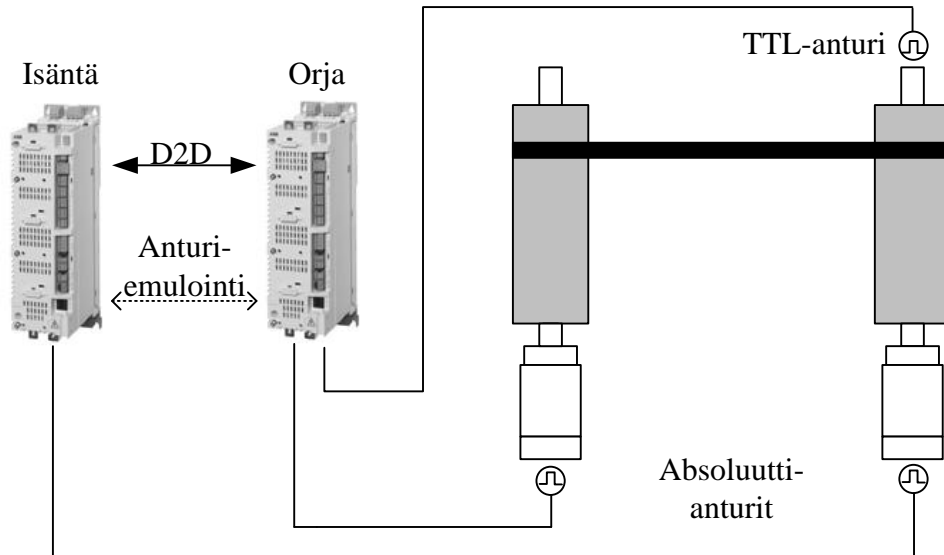
Hammashihnalla toteutettu systeemi ei kuitenkaan täysin vastaa kartongin tapausta esimerkiksi telakontaktien osalta. Tällöin systeemissä ei voida arvioida telaparin luiston ja kitkan käyttäytymistä, jotka vaikuttavat merkittävästi laitteiston paikoitustarkkuuteen. Toisaalta hihna muodostaa telojen välille voimavaikutuksia, jotka eivät vastaa kartongin tapausta. Edellä esitettyä simulointimallia voidaan kuitenkin käyttää kyseisen järjestelmän simulointiin. Tällöin simuloinneissa jousivakiona voidaan käyttää systeemin ekvivalenttista jousivakiota $2,708 \cdot 10^5$ N/m, joka on noin neljänneksen kartongin tapauksesta. Hammashihnan vaimennusvakio on simuloinneissa valittu sadasosaan jousivakion suuruudesta. Vaikka hihna muodostaa telojen välille voimavaikutuksia, jotka eivät vastaa kartongin tapausta, voidaan sillä kuitenkin tarkastella suunnitellun säädön toimivuutta ja sen suorituskykyä sekä toisaalta myös osittain mallinnuksen vastaavuutta.

Tässä kappaleessa esitellään mittauksissa käytettävä testilaitteisto sekä käydään läpi laitteistolla suoritettuja mittauksia. Mallinnuksen kitkamallia varten kartongille ja hammashihnalle esitetään kitkamittaukset. Tämän jälkeen tarkastellaan mallinnuksen vastaavuutta simulointien ja käytännön mittausten avulla. Lopuksi tarkastellaan järjestelmän häiriöitä ja epäideaalisuuksia simulointien avulla.

4.1 Testilaitteisto

Testauksessa käytetään ABB:n ACSM1-taajuusmuuttajia, jossa toisessa on nopeusohjaus ja toisessa paikoittava liikkeenohjaus. Laitteiston moottoreina ovat vaihteelliset kestopag-

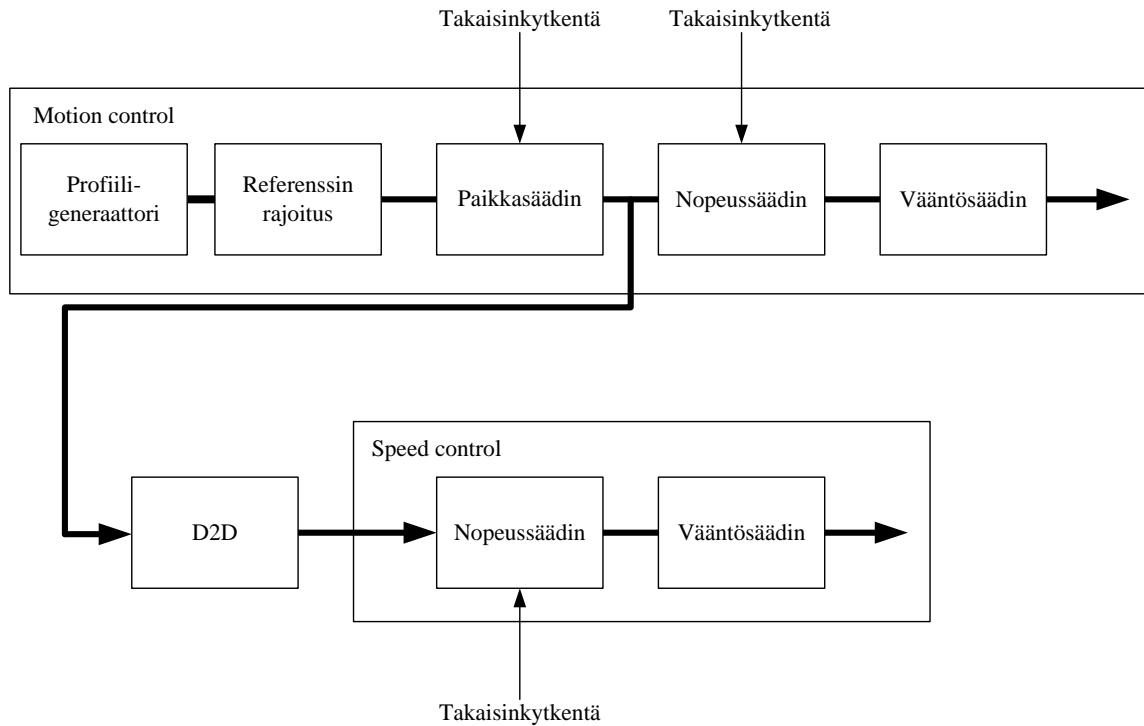
neettitahtimoottorit. Liitteessä A on esitetty koelaitteistossa käytettyjen taajuusmuuttajien ja moottorien tekniset tiedot. Kuvassa 4.1 on havainnollistettu testilaitteistoon kuuluvat komponentit.



Kuva 4.1 Periaatteellinen kuva testilaitteistosta, jossa vetävien telojen ympärille on asetettu hammashihna. Testilaitteistossa on paikoittavassa telassa ylimääräinen TTL-anturi.

Testilaitteistoon on lisätty ylimääräinen TTL-anturi kuvan 4.1 mukaisesti, jonka avulla systeemiin liittyviä viiveitä voidaan tarkastella. Lisäanturia voitaisiin käyttää myös venymäsäädössä, mutta lisäanturien linjaus telojen kanssa saattaa tuoda ongelmia säätöön. Jos anturia ei saada linjattua hyvin telan kanssa, tulee siihen kulmanopeuden taajuinen häiriökomponentti, jonka amplitudi on riippuvainen anturin asennusvinoudesta. Kuvassa 4.1 on esitetty myös taajuusmuuttajien välinen anturitiedonsiirto. ACSM1:llä on mahdollista emuloida absoluuttianturin mittaustiedot toiseen taajuusmuuttajaan käyttämällä TTL-lähtöä. Säädössä pyritään käyttämään anturiemulointia.

Taajuusmuuttajien välisenä kommunikaatioyhteytenä käytetään ACSM1:n D2D-linkkiä (drive-to-drive-link), jolla on mahdollista kytkeä useita M1-muuttajia yhteen ja synkronoida niiden toiminta. Kuvassa 4.2 on havainnollistettu yksinkertaisella tasolla käyttöjen välistä kommunikointia ja rakennetta.



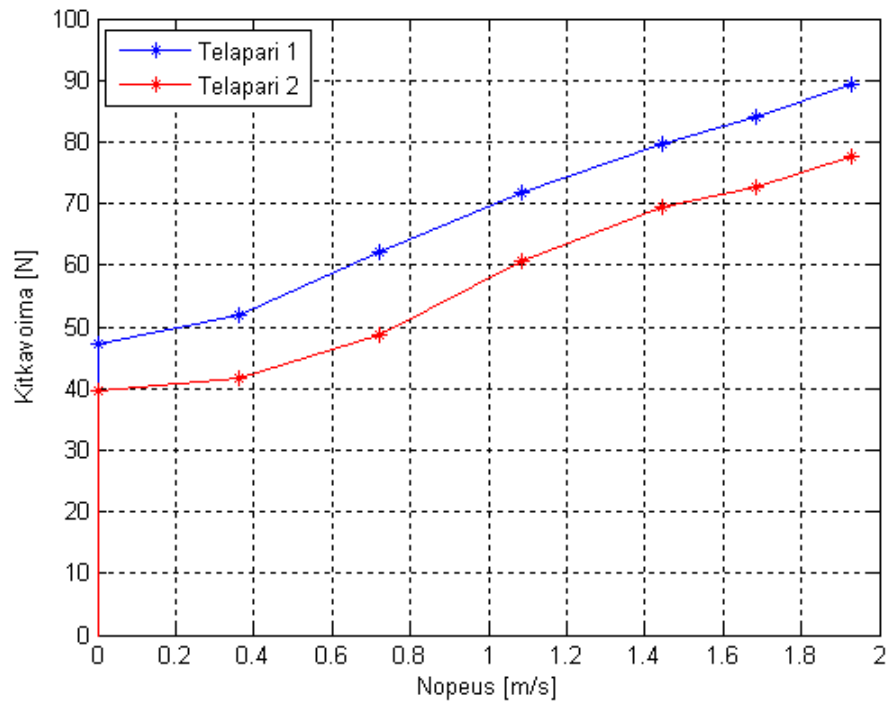
Kuva 4.2 Käyttöjen välinen kommunikointi. Kuvassa isäntänä toimivan käytön paikkasäätimen lähtö lähetetään kenttäväylällä orjalle.

D2D-linkkiä voidaan käyttää synkronisoituun vertaiskommunikointiin (peer-to-peer). Testauksessa paikoittava liikkeenohjauskäyttö valitaan isäntälaitteeksi, joka lähettää nopeusreferenssin orjalaitteena toimivalle nopeusohjatuille käytölle. Liikkeenohjauskäyttö muodostaa oman paikkaohjeensa ja paikkasäätimen tuottama nopeusohje lähetetään orjalaitteelle. Nopeusohjattuun käyttöön toteutetaan lohko-ohjelmoinnilla edellä esitetty venymäsäädin käyttäen ABB:n DriveSPC-sovellusohjelmaa.

4.2 Kitkamittaukset

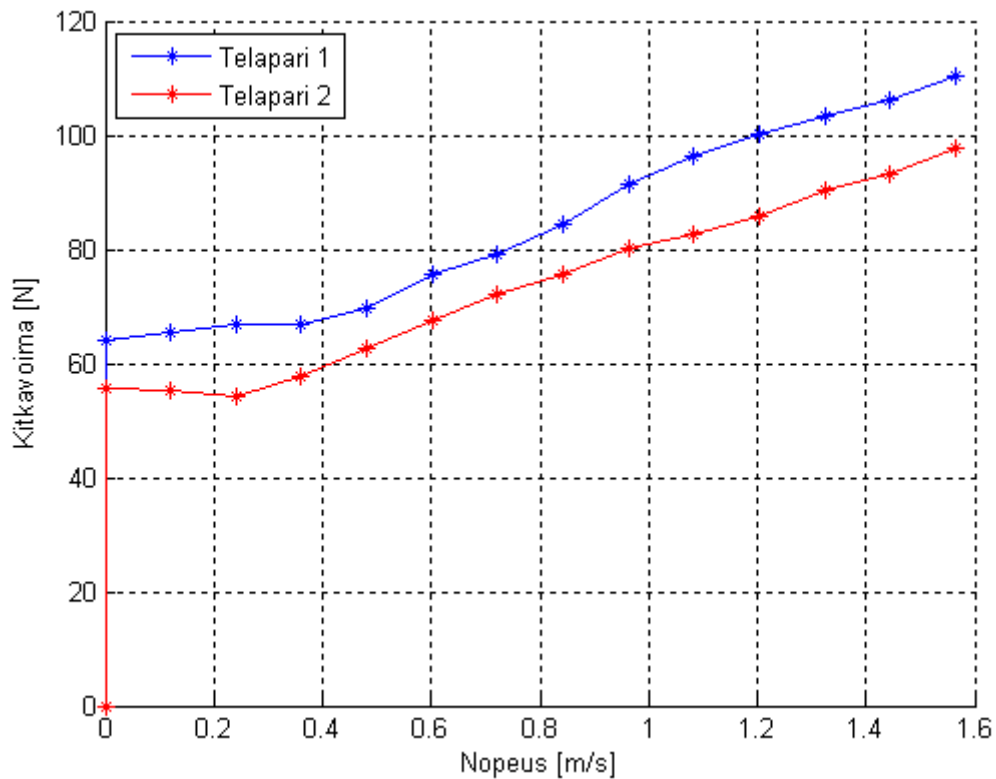
Testilaitteiston mekaniikkaan liittyvien epätarkkuusongelmien takia kartonki ajautui viinon, eikä sitä voitu testeissä kuljettaa kahden telaparin läpi. Laitteistolla kuitenkin suoritettiin kitkamittaukset kuljettamalla kartonkia yhden telaparin läpi, minkä perusteella voidaan arvioida kitkan käyttäytymistä. Kitkamallia varten liikekitka määritettiin ajamalla telaparia usealla eri vakionopeudella ja mittaamalla vakionopeusalueiden vastaavat moottorin vääntömomentit. Vastaavasti lepokitka on arvioitu telan liikkeellelähävääntömomentin perusteella siten, että vääntömomenttia on kasvatettu pienin askelin kunnes mitattava telapari lähtee pyörimään. Tarkastellaan ensin telojen kitkaa nippipuristuk-

nessa ilman kartonkia. Kuvassa 4.3 on esitetty telapareille suoritettujen kitkamittausten tulokset.



Kuva 4.3 Telapareille suoritettujen kitkamittausten tulokset ilman kartonkia. Kuvassa telapari 2 on paikoittavan käytön ja telapari 1 kireyttä säättävän käytön.

Kuvasta 4.3 nähdään, että kitka käyttäytyy molemmissa telapareissa samankaltaisesti. Telaparin 1 kitkavoiman arvot ovat noin 10 N suuremmat kuin telaparilla 2. Tarkastellaan seuraavaksi kitkan käyttäytymistä, kun telojen väliin samaan nippipuristukseen on asetettu ehyt kartonki.



Kuva 4.4 Telapareille suoritettujen kitkamittausten tulokset kartongin kanssa. Kuvassa telapari 2 on paikoittavan käytön ja telapari 1 kireyttä säättävän käytön telapari.

Verrattaessa kuvan 4.4 kitkamittauksia kuvaan 4.3 nähdään, että kartongin kanssa kitkakyttäytyminen on samanlainen. Kitkamittauksista nähdään, että kitka ei täysin vastaa alkutilanteessa yksinkertaista Coulombisen kitkan ja viskoosikitkan mallia. Kitkakuvaajissa kitkan alkutilanteen käyttäytyminen vastaa lähes Stribeckin efektiä, jossa lepo- ja liikekitkan välillä on eksponentiaalinen yhteys. Mallinnuksessa päädytään kuitenkin käyttämään yksinkertaista lepo- ja liikekitkan mallia. Stribeckin efektiä voitaisiin kuitenkin kuvata yksinkertaistettuna Tustinin kitkamallin avulla.

Kartonkipakkaus-koneen telojen kitkaprofiilien tulisi poiketa toisistaan, sillä käytännössä toisen telaparin läpi kulkee ehyt kartonki. Vastaavasti toisen telaparin läpi kulkee vain prosessoidun kartonkirainan reunapalaset, jolloin kitkaprofiili vastaisi lähes telakontaktitilannetta.

Hammashihnasysteemille suoritettiin samanlaiset kitkamittaukset, joiden perusteella simulointimallin kitkamallissa käytetään Coulombisen kitkan arvoina $F_{c1} = F_{c2} = 34,5$ N. Kitkamittaustulosten samankaltaisuuden perusteella molemmissa käytetään samaa liikekitka-kerrointa $k_v = 0,070$.

4.3 Mallinnuksen vastaavuus

Tarkastellaan seuraavaksi simulointimallin tuloksien vastaavuutta testilaitteistolta saataviin. Taulukossa 5.1 on esitetty testauksessa ACSM1:n ja simulointimallin säätimissä käytetyt parametrit.

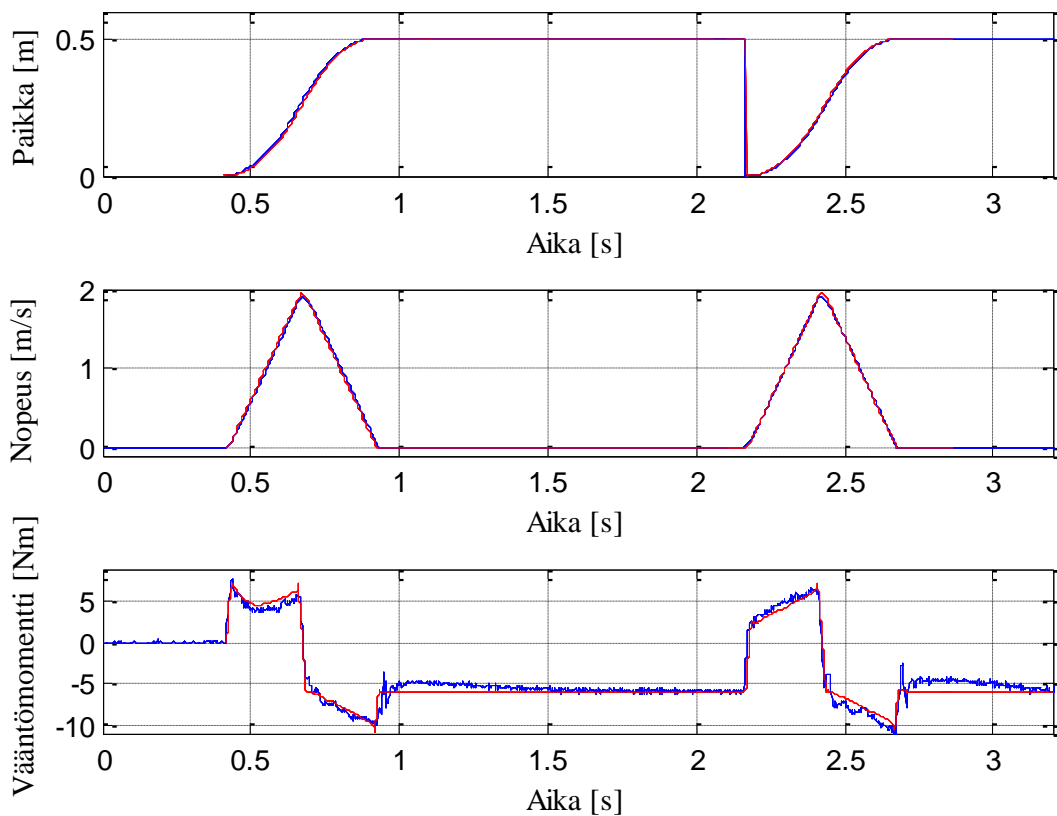
Taulukko 4.1 Säätimien parametrit ACSM1:ssä

Parametri	Paikoittava käyttö Arvo	Venymäsäädetty käyttö Arvo
Nopeussäätimen vahvistus K_p	50	50
Nopeussäätimen integrointiaika T_i [s]	0,045	0,045
Paikkasäätimen vahvistus K_{pc}	250	-
Nopeusmyötäkytkennän vahvistus K_{ffv}	1	-
Venymäsäätimen vahvistus K_{ec}	2	-
Venymäsäätimen integrointiaika T_{iec} [s]	-	0,0011

Taulukosta 4.1 nähdään, että molemmissa käytöissä käytetään symmetrisiä nopeussäätimiä. Simulointimalliin taulukossa 4.1 esitetyt nopeussäätimien vahvistukset on toteutettu siten, että moottorin nimellinopeuden suuruinen virhe antaa moottorin nimellisvääntömomentin suuruisen ohjearvon. Tällöin taulukossa esitetyt nopeussäätimien vahvistukset on kerrottava nimellisvääntömomentilla ja jaettava nimelliskulmanopeudella. Nopeuden myötäkytkentä on toteutettu simulointimalliin siten, että arvo 1 vastaa 0,2 myötäkytkentäkerrointa. Muut taulukossa esitetyt arvot ovat samansuuruiset simulointimallissa sekä testauksessa käytettävien käyttöjen säätimissä. Paikka- ja nopeussäätimien parametrien valin-

ta suoritettiin kokeellisesti. Venymäsäätimen parametrit on valittu simulointimallin perusteella.

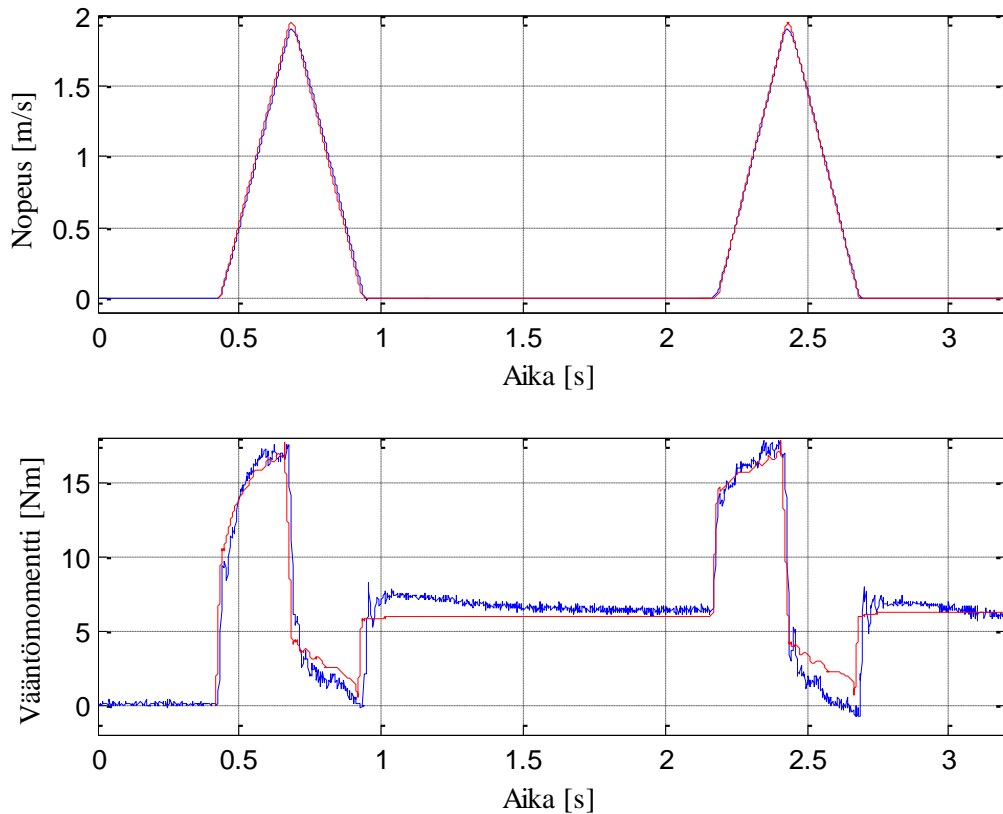
Testilaitteiston mekaniikka rajoitti ajosyklien määrän kahteen täysipituiseen 0,5 metrin sykliin. Tarkastellaan mallinnuksen vastaavuutta tilanteesta, missä venymäsäädin kytkeään toimimaan ensimmäisen ajosyklin yhteydessä. Testauksessa venymäsäädin on toteutettu siten, että dynaamisen ajotilanteen jälkeen säätimen lähtö pakotetaan pitämään haluttua kireyttä hihnan ollessa paikoillaan. Tällöin säädintä käytetään ainoastaan dynaamisen tilan aikana. Venymäreferenssiksi asetetaan $3,85 \cdot 10^{-4}$ m, joka laskennallisesti vastaa 104 N kireyttä. Kuvassa 4.5 on esitetty paikoittavan käytön mitatut ja simuloitut paikka-, nopeus- ja vääntömomenttikuvaajat, kun 0,5 metrin ajosyklin nopeutena on 2 m/s ja sekä hidastuvuutena että kiihtyvyytenä 8 m/s^2 .



Kuva 4.5 Mitatut ja simuloitut paikkatieto, nopeustieto sekä vääntömomenttiestimaatti. Sininen käyrä vastaa mitattua ja punainen simuloitua.

Kuvasta 4.5 nähdään, että simuloitu ja mitattu vääntömomentti vastaavat varsin hyvin toisiaan. Merkittävimmät erot simuloitun ja mitatun vääntömomentin välillä esiintyvät hidastustilanteessa. Ajosyklin päätyttyä vääntömomentissa tapahtuva ylitys on harmillinen. Mitatusta vääntömomenttikuvaajasta nähdään myös piikkimäiset muutokset ajosyklin jälkeen, jotka voidaan selittää säätimen ohjaustavasta. Vääntömomenttikuvaajan toisen ajosyklin vääntömomenttikäyrän muodosta voidaan päätellä, että edellä määritetty viskoosikitkasta ja Coulombisesta kitkasta muodostettu yksinkertainen kitkamalli on riittävän tarkka kuvaamaan telojen ja hammashihnan välistä kitkaa. Lisäksi kuvasta havaitaan, että ensimmäisen ajosyklin aikana tapahtuva säätimen käynnistysilmiö vastaa simuloitua.

Ensimmäisen ajosyklin jälkeen vääntömomentti asettuu arviolta 6 Nm, joka vastaa telakoon perusteella laskennallisesti 104 N kireysvoimaa. Kuvasta 4.5 nähdään myös, että simuloinnilla saatu nopeusmittaustieto poikkeaa mitatusta syklin kiihdytys- ja hidastuvuustilanteessa. Tämä voidaan osittain selittää simulointimallissa käytetyn referenssigeneraattorin eroavuuksista taajuusmuuttajan omaan profiiligeneraattoriin. Tarkastellaan seuraavaksi samasta tilanteesta kireyttä säätävän käytön nopeus- ja vääntömomenttikuvaajia kuvan 4.6 avulla.

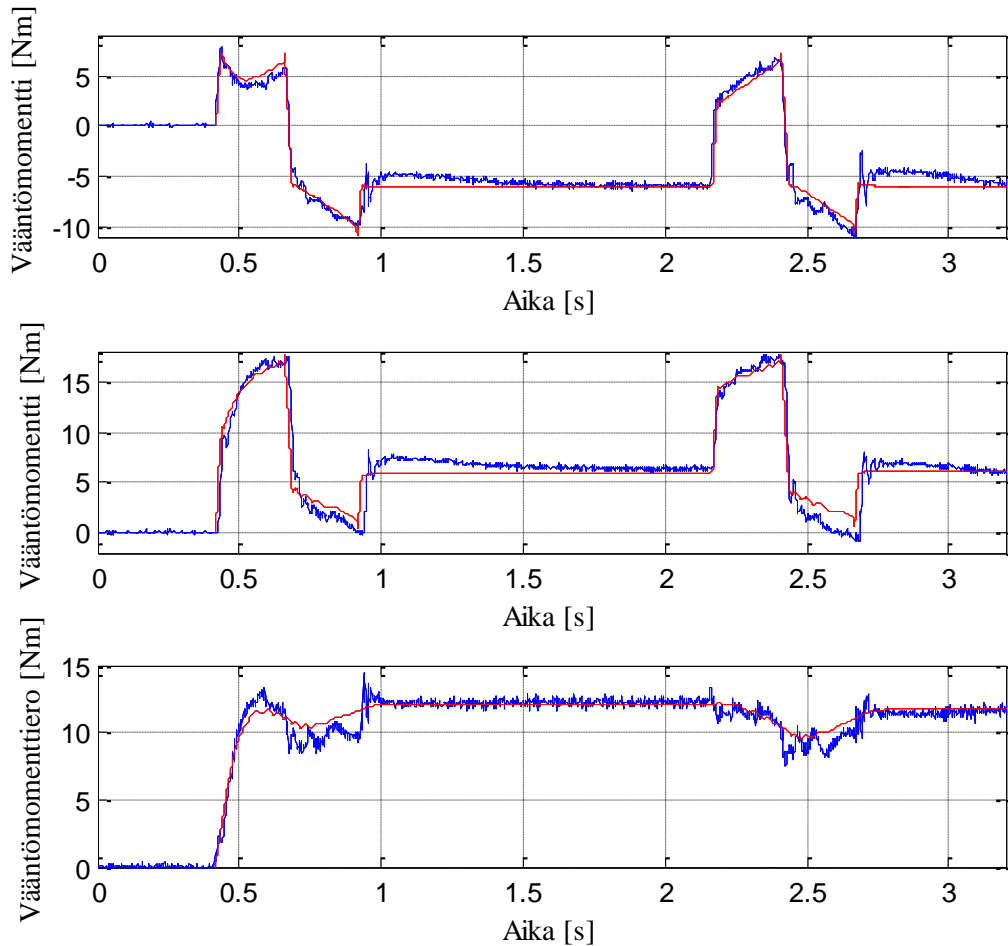


Kuva 4.6 Kireyttä säättävän telan vääntömomentin kuvaaja. Sininen käyrä vastaa mitattua ja punainen simuloitua.

Kuvasta 4.6 nähdään, että simuloitu ja mitattu vääntömomentti sekä nopeus vastaavat hyvin toisiaan. Hidastustilanteessa simuloitu vääntömomentti poikkeaa mitatusta, kuten kuvan 4.5 paikoittavan telan vääntömomentin tapauksessakin. Myös kireyttä säättävän telan puolella näkyy vääntömomentissa ylitystä ajosyklin jälkeen. Kuvasta 4.6 nähdään myös, että mitatussa vääntömomentissa esiintyy hieman värähtelyä. Tämä voidaan osittain selittää sillä, että testilaitteiston koeajojen yhteydessä havaittiin toisen vetävän telan pyörivän epäkeskeisesti. Simuloinneissa tämä on otettu huomioon sinimuotoisena häiriönä kitkamallissa. Lisäksi kuvasta havaitaan ensimmäisen ajosyklin vääntömomentista venymäsäätimen käynnistyksen vaikutus, joka vastaa simuloitua tulosta. Toisen ajosyklin kuvaajasta havaitaan, että simulointimallin yksinkertainen kitkamalli kuvaa riittävän tarkasti telojen ja hammashihnan kitkaa.

Testilaitteistossa ei ollut kireyttä mittaavaa anturia. Hammashihnan kireysvoiman arvioimiseen voidaan käyttää käytöistä saatavia vääntömomenttiestimaatteja. Tarkastellaan seu-

raavaksi samasta tilanteesta simuloituja ja mitattuja vääntömomentteja sekä laskettua vääntömomenttieroä kuvasta 4.7.



Kuva 4.7 Vääntömomenttiestimaatit sekä estimaateista laskettu ero. Sininen käyrä vastaa mitattua nopeutta ja punainen simuloitua. Ylin käyrä esittää paikkasäädön vääntömomenttiä, keskimäinen kireyssäätimen vääntömomenttiä ja alin näiden eroa.

Kuvan 4.7 vääntömomenttieroästä voidaan arvioida kireyden käyttäytymistä. Kuvasta nähdään, että dynaamisen ajotilanteen aikana vääntömomenttieroä tapahtuu muutos. Ensimmäisen dynaamisen ajotilanteen jälkeen ajanhetkellä 0,8 s vääntömomenttieroä asettuu arvoon 12 Nm. Ensimmäisen ajosyklin jälkeen käyttöjen vääntömomentit asettuvat noin 6 Nm:iin, mutta toisen ajosyklin jälkeen vääntömomentit poikkeavat hieman toisistaan. Tämä havaitaan myös lasketusta vääntömomenttieroästä. Muutos voidaan osittain selittää sillä, että testauksessa havaittiin telojen halkaisijoiden poikkeavan toisistaan. Telojen kokoero otettiin huomioon skaalaamalla halkaisijoiden suhteella venymäsäätimen rinnalla olevan

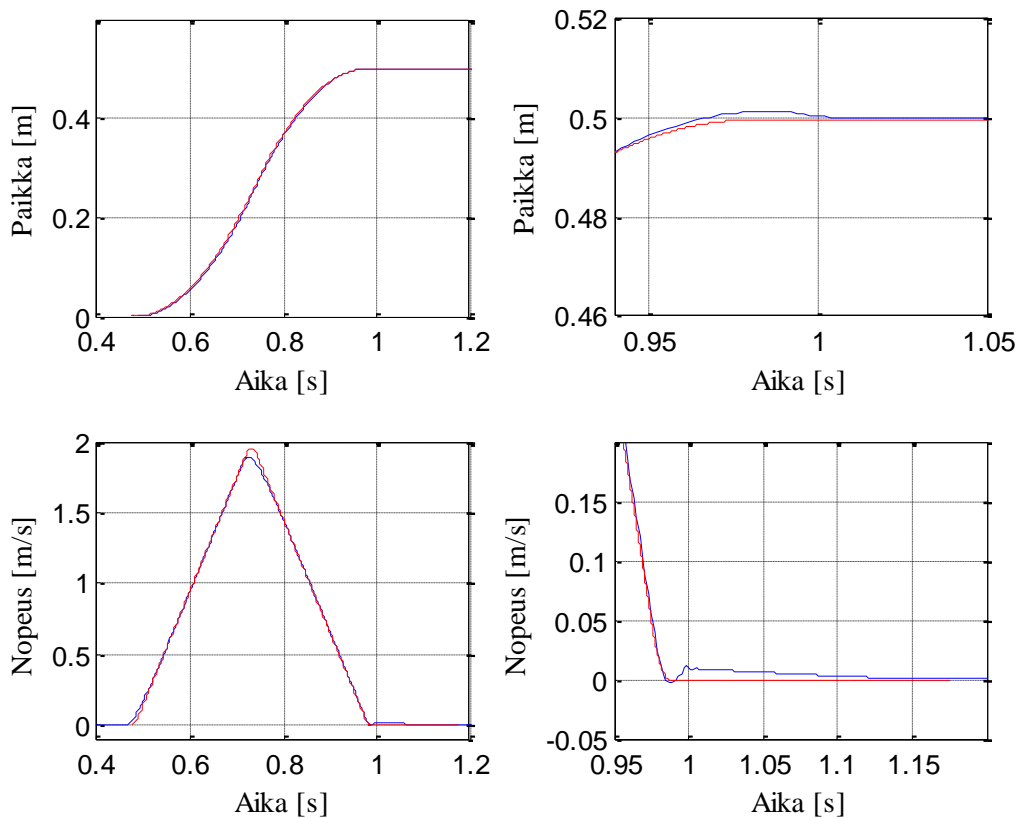
nopeussäätimen nopeusreferenssiä ja toista takaisinkytkentää. Vääntömomenttieron perusteella laitteiston telojen skaalauskerroimeksi asetettiin 0,9998.

Vääntömomenttieroissa tapahtuvat kolmiomaiset muutokset voidaan selittää viiveiden avulla. Tämän tyyppisen säätöjärjestelmän ongelmana ovat viiveet. Merkittävimmät viiveiden aiheuttajat ovat käytettävä kenttävyöly sekä takaisinkytkentätiedon siirrossa aiheutuva viive. Simulointimallin perusteella systeemiin mallinnettiin takaisinkytkentäviivettä arviolta 80 μ s. Mallinnuksessa toista skaalauskerrointa on myös tahallisesti pienennetty, jolloin saadaan kuvan 4.7 mukainen vääntömomenttien käyttäytyminen.

Kuvasta havaitaan myös ajosykliden jälkeen vääntömomenteissa tapahtuvat piikkimäiset muutokset, jotka havaitaan selkeämmin lasketusta vääntömomenttieroista. Muutospiikit voidaan selittää säätimen ohjaustavasta, jossa säätimen lähtöä muutetaan ajosyklin jälkeen. Lähdon muuttuminen ei tapahdu pehmeästi. Kuitenkaan ohjauksesta aiheutuvat muutokset eivät ole merkitsevän suuria ja niiden vaikutus jää pieneksi. Kuvasta havaitut viiveen aiheuttamat ilmiöt voidaan osittain myös selittää säätimen ohjauksesta. Säätimelle toteutettu ohjaus saattaa aiheuttaa viivettä, sillä ohjauksessa käytetään taajuusmuuttajasta saatavaa tietoa ajosyklin alkamis- ja loppumisajankohdasta.

Kuvasta nähdään selkeästi, että kireyttä säädetään dynaamisen ajotilanteen aikana sekä sen jälkeen. Lasketusta vääntömomenttieroista nähdään, että dynaamisessa ajotilanteessa kireys muuttuu arviolta 15 - 20 % välillä. Epäjatkuvana tapahtuvassa kuljettamisessa tulosta voidaan pitää hyvänä, sillä lopullisessa käyttökohteessa kireys on systeemin sekundäärinen säätösuure ja primäärinen tavoite on tarkka paikoitus. Chen et. al. (2009) ovat tutkineet kireyssäädön ja tarkan paikkasäädön yhdistämistä sykleissä toimivalle materiaalin käsittelylinjastolle. Julkaisussa esitetyn säätörakenteen ongelmana on dynaamisten tilojen kireyden hallinta, joka ilmenee julkaisussa esitetyissä tuloksissa kireyden merkittävänä vaihteluna kiihdytysten ja hidastusten aikana. Rakenteella voidaan kuitenkin varmistaa paikoitustarkkuus. Sykleissä toimivan kuljetuslinjan ensisijainen tavoite on toteuttaa kireyssäätö siten, että kuljetettavan materiaalin paikoitustarkkuus toteutuu (Chen, 2009).

Testauksessa käytettävässä taajuusmuuttajassa on oma profiiligeneraattori, joka tasoittaa ja pyöristää tehtyjä profiileja, jolloin vältetään mekaanisilta resonansseilta ja toisaalta seuranta- tarkkuutta voidaan parantaa. Simulointimallissa käytetään myös profiiligeneraattorina profiileja pyöristävää referenssigeneraattoria. Poikkeuksena taajuusmuuttajan omaan, simulointimallissa profiilien kiihdytykset ja hidastuvuudet ovat tasoitettu hyödyntämällä nopeuden toista derivaattaa eli nykäystä (engl. *jerk*). Tarkastellaan seuraavaksi kuvan 4.8 avulla taajuusmuuttajan ja simulointimallin muodostamaa paikkaohjetta sekä paikkasäätimen lähtöä, joka toimii järjestelmän nopeussäätimien ohjeena. Kuvassa vasemmalla puolella olevat kuvaajat ovat muodostetut profiilit ja oikealla olevat ovat suurennot merkittävimmästä erosta muodostettujen profiilien välillä.

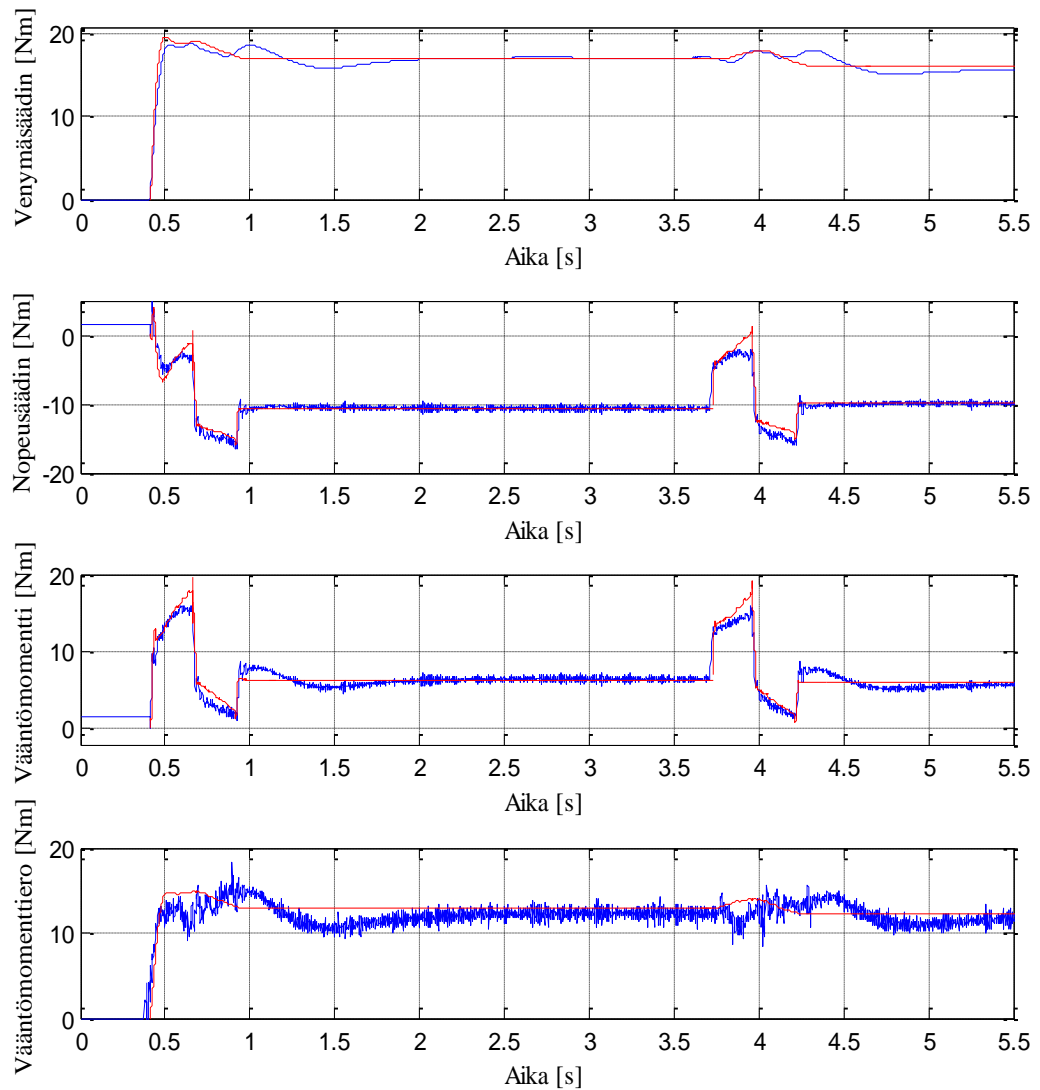


Kuva 4.8 Säätimien ohjeena toimivat paikka- ja nopeusreferenssit. Kuvassa vasemmalla puolella olevat kuvaajat ovat muodostetut profiilit ja oikealla olevat kuvaajat suurennot merkittävimmästä erosta muodostettujen profiilien välillä. Sininen käyrä vastaa mitattua ja punainen simuloitua.

Kuvasta 4.8 nähdään, että perusmuodoltaan simuloinnilla laadittu paikkaprofiili vastaa paikoittavan käytön muodostamaa. Paikkareferenssistä tehdystä suurennoksesta kuitenkin havaitaan, että käytön muodostaman paikkaprofiilin lopussa tapahtuu ylitystä. Tarkastelta-

essa paikkasäätimen lähtöä havaitaan, että nopeusohjeiden merkittävimmät erot näkyvä kolmioprofiilin yläkohdassa ja toisaalta profiilin lopetuskohdassa. Aikaisemmista vääntömomenttikuvaajista kuvassa 4.7 voidaan päätellä, että muutoskohdan poikkeus ei näy vääntömomenttikuvaajissa. Nopeusprofiilin suurennoksesta havaitaan, kuinka paikkaprofiilissa tapahtuva ylitys näkyy nopeusprofiilissa ja siten selittää kuvassa 4.7 aikaisemmin havaitun vääntömomentin ylityksen. Vääntömomentin ylitys näkyy molemmissa käytöissä, koska molemmissa nopeussäätimissä on sama nopeusohje. Testauksessa käytettävän paikoittavan käytön säätöketjun periaatteelliseen rakenteeseen kuuluu muodostetun profiilin dynaaminen rajoitus. Simuloidun ja käytöllä muodostetun paikkaohjeen eroavaisuudet voidaan osittain selittää rajoittimen toiminnasta, jossa muodostettua paikkaprofiilia käsitellään ennen paikkasäätimelle menemistä.

Tarkastellaan seuraavaksi kuvan 4.9 avulla rinnakkaisen säädinrakenteen vääntömomenttiohjeen muodostusta, kun venymäsäädin toimii jatkuvana. Kuvassa on esitetty rinnakkaisen rakenteen venymä- ja nopeussäätimen tuottamat vääntömomenttiohjeet sekä niiden summa. Kuvassa on myös esitetty vääntömomenttiestimaateista laskettu erotus kireyden käyttäytymisen havainnollistamiseksi.



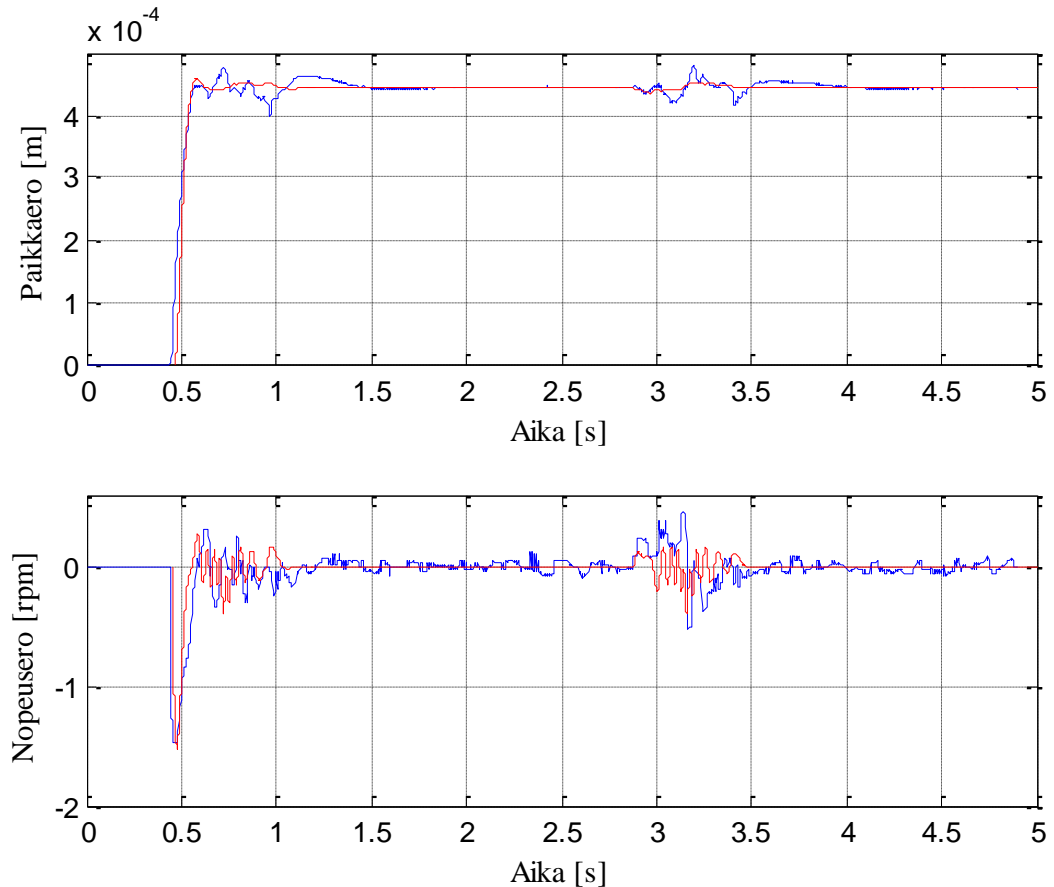
Kuva 4.9 Venymä- ja nopeussäätimen tuottamat vääntömomenttiohjeet sekä ohjeiden summa. Alimmassa kuvassa on esitetty kireyttä kuvaava vääntömomenttiestimaattien erotus. Sininen käyrä vastaa mitattua ja punainen simuloitua.

Kuvan 4.9 ensimmäisestä kuvaajasta nähdään venymäsäätimen vääntömomenttiohjeen muodon vastaavan jälkimmäisessä kuvaajassa esitettyä vääntömomenttiestimaateista laskettua erotusta. Kuvaajien perusteella voidaan todeta, että venymäsäädin säätää hinnan kireyttä dynaamisessa ajotilanteessa ja säilyttää halutun kireyden ajosyklin jälkeen. Kuitenkin kuvasta nähdään toisen ajosyklin jälkeen tapahtuva kireyden muutos, jonka voidaan osittain olettaa aiheutuvan telojen kokoerosta. Lisäksi venymäsäätimen lähdössä näkyy ajo-

sykliä jälkeen muutos, joka havaitaan myös vääntömomenttieroista. Tämä voidaan selittää aikaisemmin havaitusta paikkaohjeesta tapahtuvasta ylityksestä. Kuitenkaan ylitys ei vaikuta kireyssäädön stabiiliuteen, joten sen vaikutus on merkityksellinen ainoastaan mallinuksen vastaavuuden kannalta. Kuvasta nähdään myös, ettei ajosyklin aikana nähdä viivetermistä aiheutuvaa muutosta, joka havaittiin toisen ohjaustavan yhteydessä.

Kuvasta havaitaan myös rinnakkaisten säätimien vaikutus toisiinsa, joka huomataan nopeussäätimen tuottaman vääntömomenttiohjeen tason muutoksena. Kuvaajien perusteella voidaan kuitenkin todeta, että molemmilla säätimillä on oma tehtävänsä ja rinnakkainen integroiva rakenne ei käytännössä häiritse toisen säätimen toimintaa. Nopeussäätimen tuottamasta vääntömomenttiohjeesta nähdään kiihdytykseen ja hidastukseen tarvittava vääntömomentti. Vastaavasti venymäsäädin tuottaa kireyden ylläpitämiseen tarvittavan vääntömomenttiohjeen.

Tarkastellaan seuraavaksi mitattujen paikka- ja nopeuseron vastaavuutta simulointeihin kuvan 5.10 avulla. Tilanteessa venymäohjeena on $4,4 \cdot 10^{-4}$ m, joka vastaa laskennallisesti 120 N kireyttä.

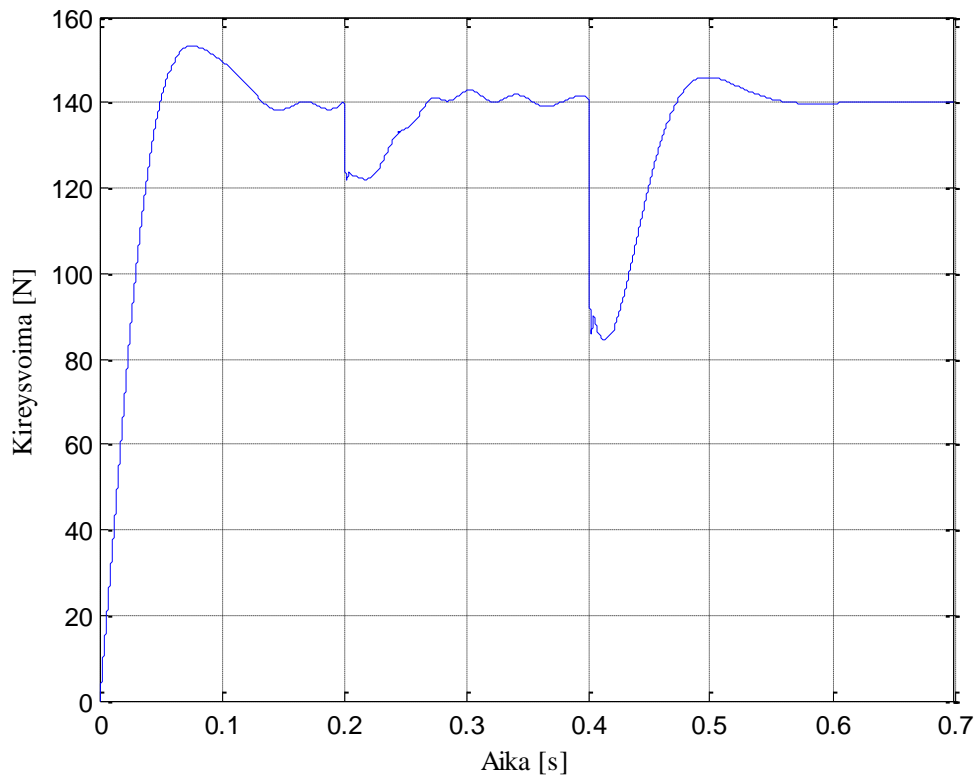


Kuva 4.10 Telojen välinen paikka- ja nopeusero. Sininen käyrä vastaa mitattua ja punainen simuloitua.

Kuvasta 4.10 nähdään, etteivät simuloitut tulokset nopeus- ja paikkaerosta vastaa täysin toisiaan. Kuvasta nähdään kuitenkin se, että mitattu paikkaero pysyy halutussa referenssisssä. Merkittävimmät erot tulosten välillä voidaan osittain selittää sillä, että simulointimallissa takaisinkytkentätiedot ja säädinrakenteet ovat mallinnettu ideaalisina ja toisaalta simulointimallissa ei ole otettu huomioon anturiemuloinnin mahdollisesti aiheuttamia vääristymiä.

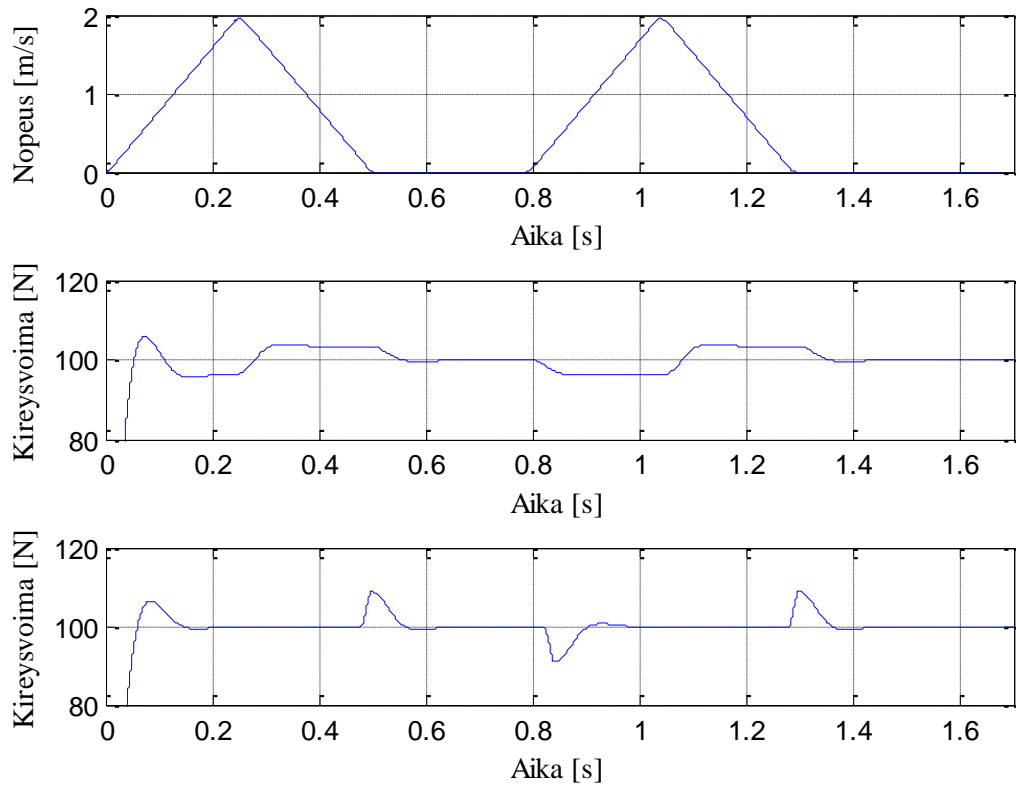
4.2 Järjestelmän häiriöt ja epäideaalisuudet

Edellä esitetty mallinnuksen vastaavuustarkastelu osoitti, että työssä toteutettu simulointimalli vastaa telasysteemiä ja yksinkertaisella tasolla käytettyä säätöjärjestelmää. Tarkastellaan seuraavaksi simulointien avulla järjestelmään liittyviä epäideaalisuuksia ja häiriötilanteita. Kuvassa 4.11 on havainnollistettu kireyden käyttäytymistä, kun systeemiin asetetaan kuormitusiskut ajanhetkillä 0,2 ja 0,4 sekuntia.



Kuva 4.11 Kireyden käyttäytyminen, kun telasysteemin ajetaan kuormitusisku ajanhetkillä 0,2 ja 0,4 sekuntia. Ajanhetken 0,4 s kuormitusisku on kolminkertainen ajanhetken 0,2 s iskuun verrattuna. Simuloinnissa ei ole otettu huomioon järjestelmän viiveitä ja telojen kokoeroa.

Kuvasta 4.11 havaitaan, että säätöjärjestelmä reagoi kuormitusiskuihin ja korjaa muutokset nopeasti. Koska kyseessä on PI-säätörakenne, on selvää, että kuormitusiskut näkyvät säätimen P-osan läpi ja I-osassa tapahtuu korjaus. Kartonkipakkauskoneneen heiluritelasysteemin toiminta voidaan mieltää dynaamisessa ajotilanteessa kireydenhäiriöksi. Kuvan 4.11 yksinkertaisen tarkastelun perusteella voidaan todeta, että säätö kykenee reagoimaan häiriöihin. Tarkastellaan seuraavaksi, kuinka kitka vaikuttaa dynaamisen ajotilanteen kireyteen.



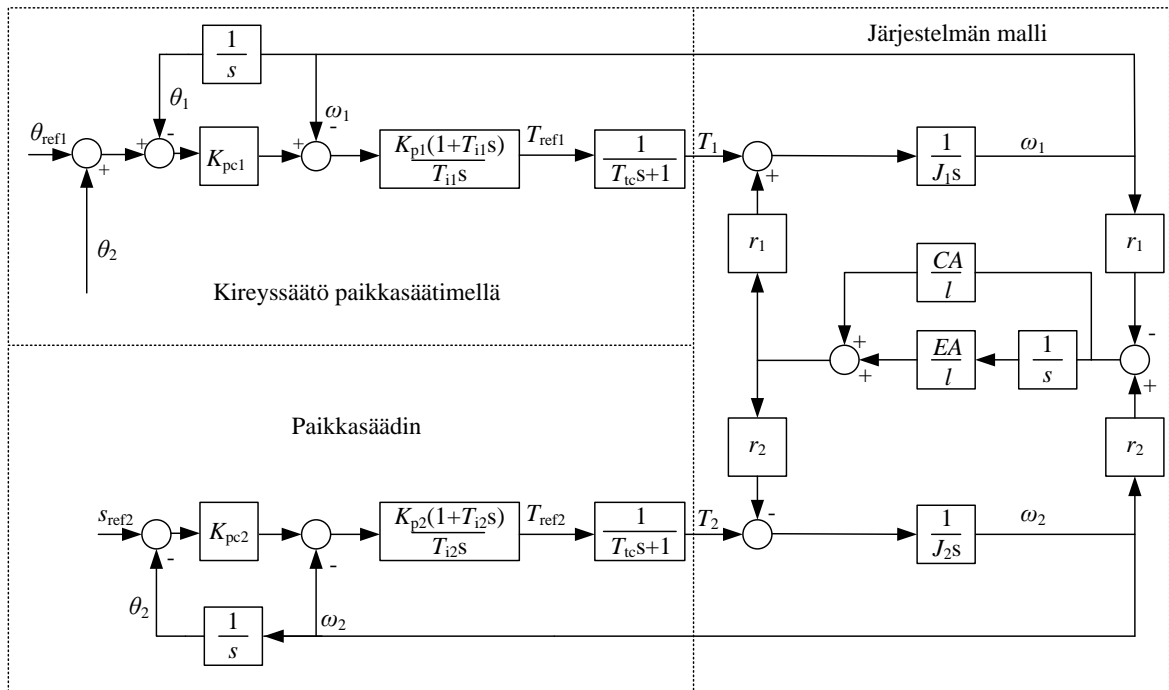
Kuva 4.12 Kitkan vaikutus dynaamisen ajotilanteen kireyteen. Keskimmaisessä kuvassa on havainnollistettu tilannetta, jossa kireyttä säätvän telan liikekitkakerrointa on kasvatettu ja vastaavasti alemmassa Coulombista kitkaa kasvatettu.

Kuvassa 4.12 on havainnollistettu varsin yksinkertaisella tarkastelulla kitkan vaikutusta telojen väliseen paikkaeroon ja siten kireyteen. Käytettäessä esimerkiksi erilaisia telapinnoitteita liikekitkan käyttäytyminen poikkeaa telojen välillä. Vastaavasti nippipuristuksella vaikututetaan liikkeellelhtöön tarvittavan voiman suuruuteen. Kitkan vaikutus laitteiston paikoitustarkkuuteen ja kireyden dynaamiseen säätöön on ilmeinen. Järjestelmän paikoitustarkkuuteen ja kireyden hallintaan vaikuttaa toisaalta myös käytetty säätöjärjestelmä.

Säätöjärjestelmässä pyritään säätämään kireyttä materiaalin venymään perustuen, joten on selvää, että materiaalin jousivakioiden muutokset näkyvät kireyden muutoksina. Merkittävästi muuttuvat jousivakiot aiheuttavat ongelmia käytettäessä lineaariseen säätöteoriaan perustuvia säätörakenteita. Olettamalla muutokset pieneksi, voidaan yksinkertaista säätörakennetta pitää perusteltuna ratkaisuna.

4.3 Kireyssiäätö paikoittavilla käytöillä

Käydään seuraavaksi läpi simulointien avulla vaihtoehtoinen säätörakenne työssä esitetulle rinnakkaisrakenteelle. Samankaltainen paikkaeroon perustuva säätörakenne voidaan toteuttaa kahden paikoittavan käytön avulla. Tällöin toinen käyttö toimisi haluttua venymää säättävänä eli epäsuorasti kireyttä säättävänä. Sen paikkakaskadin referenssi muodostuisi paikkaerosta ja isäntänä toimivan käytön kiertymäkulmasta kuvan 4.13 mukaisesti.

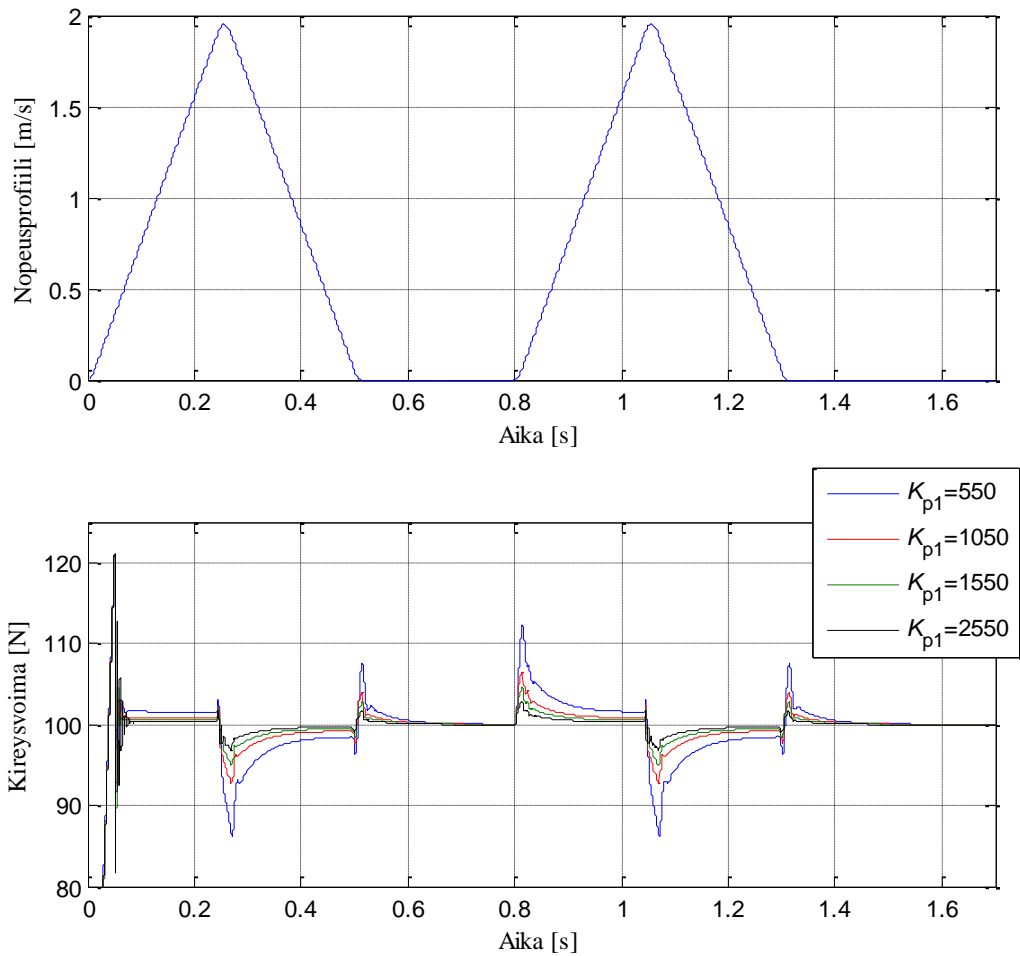


Kuva 4.13 Kireyden säätäminen kahdella paikoittavalla käytöllä. Kuvassa säätimet on eritelty katkoviivoin. Ylempi paikkasäädin toimii kireyssiäätimenä, jonka referenssi muodostuu halutusta kulmaerosta θ_{ref1} ja alemman paikkasäätimen paikkatiedosta θ_2 .

Kuvassa 4.13 esitetyn säätörakenteen merkittävin etu aikaisempaan verrattuna on sen yksinkertaisuus. Kireyssiäätö voidaan käytännössä toteuttaa valmiiseen paikkasäädinrakenteeseen lisäämällä kaskadin eteen referenssin toteuttava lohko. Toisaalta myös viiveiden kannalta tämän tyyppinen toteutus on yksinkertaisempi, sillä rakenne sisältää kaksi samanlaista kaskadirakennetta, jolle voidaan olettaa samanlaiset säädön hitaudet. Tällöin järjestelmän viiveinä täytyy ottaa huomioon vain tiedonsiirtoviiveet väylän käynnistyskäskyn ja takaisinkytkentätiedon osalta. Toteuttaessa järjestelmä käyttäen ACSM1:iä paikkatieto saadaan helposti emuloimalla toiseen käyttöön, josta aiheutuva pieni viive voidaan käytännössä ottaa huomioon takaisinkytkennän suodatuksessa.

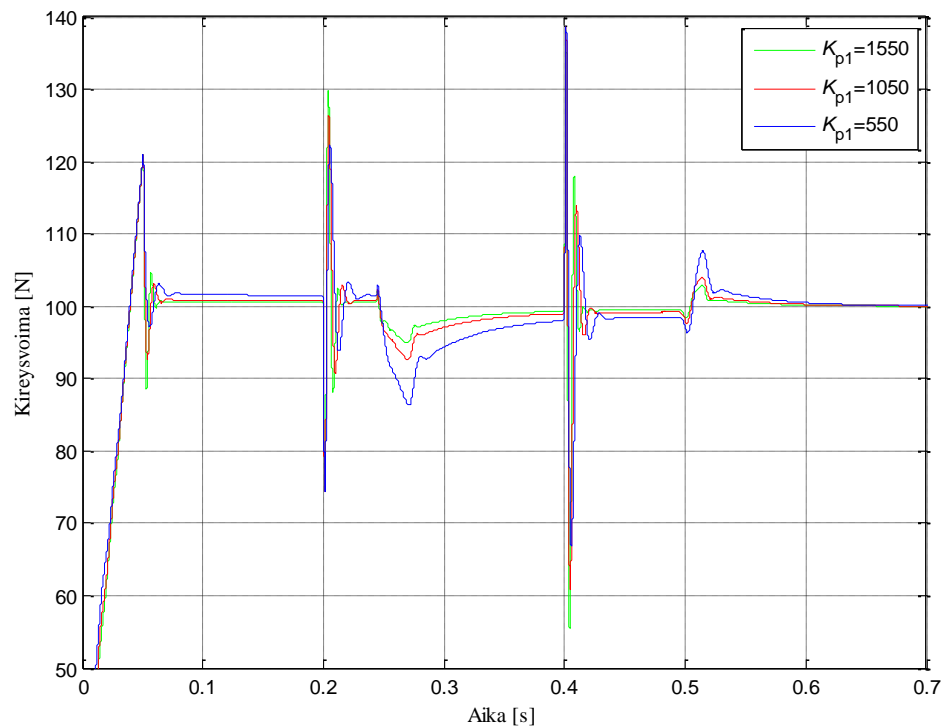
Kuvassa esitetylle kireyssäätörakenteelle voidaan osoittaa kohdan 3.5.3 perusteella, että lajityypiksi saadaan 2, jolloin systeemi voi seurata trapetsimaista ohjetta ilman pysyvän tilan virhettä. Käytännössä tämän tyyppisen kireyssäätimen virittäminen tapahtuu paikkasäätimen vahvistuksen ja nopeusmyötäkytkennän valinnalla. Sääötavassa joudutaan ottamaan huomioon kuitenkin samat teloihin ja kuljetettavaan materiaaliin liittyvät epäideaalisuudet, jotka aikaisemmin mainittiin kohdassa 3.8.

Tarkastellaan kuvan 4.13 mukaisen säätöjärjestelmän kireyden hallintaa dynaamisessa tilanteessa simulointien avulla. Käytetään paikkaeroreferenssinä ramppimaista ohjetta arvoon $3,69 \cdot 10^{-4}$ m, joka vastaa 100 N kireyttä. Nopeussäätimissä ja paikoittavassa paikkasäätimessä on samat arvot kuin aikaisemmin. Kireyttä säätävän paikkasäätimen vahvistuksen K_{p1} vaikutusta kireyteen tarkastellaan eri arvoilla ja nopeusmyötäkytkentä pidetään arvossa $K_{ffv1} = 5$, joka vastaa täyttä myötäkytkentää. Kuvassa 4.14 on esitetty simuloitu kireys eri vahvistusten arvoilla. Simuloinnissa käytetään samoja paikka- ja nopeusohjeita kuin venymäsäätimen tapauksessa.



Kuva 4.14 Simuloitu nopeusprofiili ja kireys eri vahvistuksen arvoilla. Simuloinnissa ei ole otettu huomioon viiveitä, telojen kokoeroa ja telan epäkeskeistä pyörimistä.

Kuvasta 4.14 havaitaan selvästi dynaamisen ajotilanteen vaikutus, jossa nopeuden muutostilanteet näkyvät kireyden muutoksina. Kuvasta nähdään, että pienimmällä vahvistuksen arvolla suurimmat kireyden muutokset pysyvät 12 N sisällä referenssistä kiihdytys- ja hidastuvuustilanteessa. Kireyttä säättävän paikkasäätimen vahvistuksen kasvattamisella saadaan kireyden muutokset pienemmäksi. Kireyssäätimen vahvistuksen valintaan tulee kuitenkin kiinnittää huomiota. Liian suuri vahvistus tekee kaskadisäädöstä epäherkäksi mahdollisille kuormituksen muutoksille, ja toisaalta mittaushäiriöt vahvistuvat. Tarkastellaan seuraavaksi kireyden käyttäytymistä, kun telasysteemiin tulee kuormitusiskuja ajanhetkillä 0,2 ja 0,4 sekuntia.



Kuva 4.15 Simuloitu kireys eri vahvistuksen arvoilla, kun telasysteemin on tehty kuormitusiskut ajanhetkellä 0,2 ja 0,4 sekuntia.

Kuvasta 4.15 nähdään, että kireyssäätö reagoi kuormitusiskuihin ja korjaa esiintyvät muutokset nopeasti. Kuvasta havaitaan suurempien vahvistusten arvojen olevan herkempiä kuormituksen muutoksille. Kartonkipakkaus-koneeseen heiluritelasysteemin voidaan olettaa aiheuttavan joitakin kuormitusiskuja telasysteemiin. Kuvan 4.15 tarkastelu osoittaa, että kyseinen säätöratkaisu soveltuu järjestelmään, jossa esiintyy kireyden stabiiliutta häiritseviä kuormitusmuutoksia.

Yksinkertaisella tarkastelulla voidaan osoittaa, että kahdella paikkasäätimellä toteutettu kireyssäätöratkaisu soveltuu myös dynaamiseen kireyden hallintaan. Lisäksi tämäntyyppinen rakenne soveltuu paremmin jatkuvaan ajoon kuin työssä esitetty rinnakkaisrakenne, sillä rakenne ei käytännössä vaadi erityistä ohjaamista säätörakenteiden osalta. Säätörakenteen voidaan mieltää olevan hitaampi johtuen kaskadirakenteesta. Tämäntyyppisen kireyssäätörakenteen käyttäminen on perusteltua sykleissä toimivalle kuljetuslinjastolle, jos kireyden hallinta ei aseta suuria vaatimuksia.

4.4 Säätorakenteiden jatkokehitys

Testilaitteistolla tarkasteltiin kahta erilaista venymäsäätimen ohjaustapaa. Ensimmäisessä tarkastelussa venymäsäädin toteutettiin siten, että ajetun syklin jälkeen säätimen lähtö pakotetaan haluttua kireyttä vastaavaan vääntömomenttiin. Tällöin hihnan ollessa paikoillaan kireys pysyy halutussa arvossa ja säädintä käytetään ainoastaan dynaamisessa ajotilanteessa. Tämän tapaisella ohjauksella pyritään välttämään rinnakkaisen säädinrakenteen mahdollisesti aiheutuvat ongelmat. Tuloksista havaittiin, että säätimen ohjaustapa aiheuttaa piikkimäisiä muutoksia vääntömomenttiin ajosyklin jälkeen. Muutokset eivät kuitenkaan ole merkittävän suuria ja niiden vaikutus kireyteen on vähäinen. Toisessa tarkastelussa säädin toimi jatkuvana ja tuloksista havaittiin selvästi, etteivät rinnakkaiset säätimet häiritse toisiaan.

Vaikkakin tulokset osoittivat, että yksinkertaisesti toteutettu venymäsäädin pystyy säätämään kireyttä dynaamisessa ajotilanteessa, vaatii säätötapa lisäkehitystä. Säädin toteutettiin valmiilla lohko-ohjelmointi lohkoilla, jolloin säätöön tulee joitakin epävarmuustekijöitä. Rakenne on varsin yksinkertainen eikä siten toteutuksessa esimerkiksi voida täysin ottaa huomioon sitä milloin ajosykli on alkanut tai ajettu loppuun. Toisaalta takaisinkytkentätietojen samanaikaisesta käsittelystä ei ole täyttä varmuutta. Säädin tulisi toteuttaa kokonaan ohjelmoituna, missä otettaisiin huomioon nopeussäätimellä ajettava sykli ja anturien saamaan aikaan tapahtuva lukeminen. Tällöin säätimessä voitaisiin paremmin ottaa huomioon rinnakkainen rakenne ja vääntömomenttiohjeiden tuottaminen säätimien välillä. Tuloksista havaittiin selvästi, että säätimillä on omat tehtävät. Säätorakennetta voidaan kuitenkin kehittää siten, että mahdollisesti aiheutuvia ristikkäisvaikutuksia vääntömomenttiohjeen tuottamisessa huomioitaisiin säätimissä.

Säätojärjestelmä toteutettiin testauksessa hajautettuna, jossa paikoittava käyttö toimi referenssigeneraattorina molemmille nopeussäätimille. Testauksessa käytettiin taajuusmuuttajavalmistajan omaa kenttäväylää, mikä toi ongelmia kahden toiminnallisuudeltaan erilaisen käytön synkronoimiseen viiveiden osalta. Käyttöjen tarkka synkronointi on edellytys toteuttaessa tarkkuutta vaativaa servojärjestelmää. Tehokkaammalla kenttäväyläratkaisulla ja ulkoisella referenssien muodostamisella sekä synkronoinnilla voitaisiin osa säätötavan heikkouksista saada poistettua. Toisaalta säädössä vertaillaan teloilta mitattua nopeutta, jolloin säätöön tulee mittauksesta aiheutuvaa hitautta. Säädössä voitaisiin käyttää myös

ennakoivia termejä, jossa hyödynnettäisiin käytön tai ulkopuolisen lähteen muodostamia referenssejä.

Yksinkertaisin tapa ottaa huomioon telojen kokoero, varsin ideaalisessa tapauksessa, on skaalata nopeusreferenssiä ja toista takaisinkytkentää. Säädoteknisessä mielessä mielekkäämpää olisi ottaa huomioon kokoero tai telan epäideaalisuudet mallipohjaiseen tai laskennalliseen arvoon. Edellä esitettyä säätötapaa voitaisiin parantaa hyödyntämällä lasketua vääntömomenttiero, josta saisi käytännössä suoran estimaatin säteiden erolle. Tämä kuitenkin edellyttäisi vääntömomenttieron laskemisen, jolloin rakenne vaatisi käytännössä korkeamman tason ohjauksen. Käytettävien telojen tai rullaimien epäkeskeinen muoto vaikuttaa merkittävästi järjestelmän ominaisuuksiin, kuten kuljetussuuntaiseen kireyteen tai poikkisuuntaiseen liikkeeseen. Shin (2003) on esittänyt telan epäkeskeisyyden huomioonottavan mallipohjaisen säädön, jossa on adaptiivinen estimaattori epäkeskeisyydelle. Säätötavan heikkoutena on kehänopeuden mittaamiseen tarvittava ylimääräinen anturi, mutta kireyden häiriöitä voidaan merkittävästi pienentää esimerkiksi rullaimien tapauksessa.

4.5 Johtopäätökset

Työssä esitetystä tuloksista havaitaan, että venymän eli paikkaeron säätöön perustuvien yksinkertaisten kireyssäätörakenteiden käyttäminen on mahdollista dynaamiseen kireyden hallintaan. Kuitenkin säätö asettaa omat haasteensa järjestelmän epälineaarisuuksien ja häiriöiden osalta. Jos kireydelle ja materiaalin kuljettamiselle ei aseteta suuria vaatimuksia, on säätötapojen käyttäminen kuitenkin perusteltua. Paikkaeroon perustuvien kireyden säätömenetelmien merkittävin etu on se, ettei järjestelmään tarvita erillistä kireysanturia tai heiluritelasysteemiä. Tällöin kuljetusjärjestelmistä saadaan toteutukseltaan yksinkertaisempia, koska materiaalia ei tarvitse kuljettaa ylimääräistä kierrosta koneessa. Kehittyneen taajuusmuuttajaohjelmiston avulla voidaan anturitietoa välittää taajuusmuuttajien kesken pienellä viiveellä, jos pyritään hajautettuun toteutukseen.

Työssä käytetyn rinnakkaisrakenteen etuna on sen hyvä dynamiikka, jolloin kireyden muutoksiin voidaan reagoida nopeasti. Haittapuoleksi voidaan luokitella säätörakenteen ohjauksen aiheuttamat haasteet integraattoreiden osalta, mutta kahden erilaisen ohjaustavan tuloksien perusteella säätörakennetta voidaan pitää perusteltuna ratkaisuna. Työssä esitetty vaihtoehtoinen paikkasäätimillä toteutettu venymäsäätörakenne soveltuu myös yksinkertaisen simulointitarkastelun perusteella dynaamiseen kireyden säätöön. Rakenteen merkittä-

vin etu työssä esitettyyn on sen yksinkertaisuus, jolloin valmiita kaskadipaikkasäätörakenteita voidaan käytännössä hyödyntää suoraan ilman merkittäviä rakenteellisia muutoksia tai ohjauksen muutoksia.

Kappaleessa 5 esitetyt tulokset osoittavat järjestelmän mallinnuksen olevan onnistunut, mikä havaitaan esitetyistä vääntömomenttikuvaajista. Simulointimallin soveltuvuuteen kyseisen kartongin kuljetuslinjastoon liittyy kuitenkin joitakin rajoituksia. Todellisessa järjestelmässä esiintyvää kartongin ja telojen välistä luistoa on vaikea arvioida etukäteen ja toisaalta myös kartongin käsittelyn vaikutusta sen kimmo-ominaisuuksiin. Toisaalta myös tarkastelu rajoittui kahden telaparin väliseen systeemiin, jolloin kartonkipakkauskonetta heiluritelasysteemin ja rullainten todellista vaikutusta ratakiireyteen sekä paikoitustarkkuuteen on vaikea ennakoita. Tarkasteltaessa tuloksia pelkästään kiireyden stabiiliuden kannalta, niitä ei voida pitää täysin optimaalisina, sillä dynaamisessa ajotilanteessa tapahtuu vääntömomenttieroissa muutos, joka näkyy myös siten kiireydessä. Tulosta voidaan kuitenkin pitää riittävän hyvänä, sillä lopullisessa käyttökohteessa kiireys on systeemin sekundäärinen säätösuure ja primäärinen tavoite on tarkka paikoitus.

Työssä tehdyn mekaniikan mallinnuksen voidaan sanoa onnistuneen, mutta tuloksista havaitaan, että yksinkertaistettu säädinmallinnus ja profiiligeneraattori eivät täysin vastaa kaikilta ominaisuuksiltaan testauksessa käytetyn taajuusmuuttajan toteutusta. Tämä havaittiin varsinkin vertailtaessa muodostettuja paikkaprofiileja sekä tarkastelemalla paikkasäätimen lähtöä. Tuloksista havaittiin myös, että simulointimalliin rakennettu yksinkertainen Coulombista kitkasta ja viskoosikitkasta muodostettu kitkamalli kuvaa riittävän hyvin hammashihnan tapausta.

Kartongille tehdystä kitkamittauksesta voidaan päätellä, että samanlainen yksinkertaistettu malli kuvaisi myös ehyen kartongin kitkakäyttäytymistä. Kartonkipakkauskonetta kartonkia kuitenkin käsitellään, jolloin on oletettava, että telaparien kitkakäyttäytyminen poikkeaa toisistaan. Tuloksien pohjalta ei voida päätellä, kuvaisiko toteutettu kitkamalli riittävällä tarkkuudella kartonkipakkauskonetta kitkaa.

Tuloksia tarkasteltaessa havaitaan eroja simulointimallin ja järjestelmästä saatujen tulosten välillä. Merkittävimmät erot voidaan selittää sillä, että systeemi on epälineaarinen johtuen muun muassa testauksessa käytetyn hihnan dynamiikasta. Toisaalta myös taajuusmuuttaji-

en tiedonsiirtoihin ja ohjauksiin liittyvät viiveet tuovat oman haasteensa säätöjärjestelmän toimintaa. Telakoon kompensointiin käytetty skaalauskerroin vaikuttaa vääntömomentteroon. Lisäksi ei ole täyttä varmuutta siitä, kuinka säätö käyttäytyy kun ajetaan riittävän pitkään peräkkäisiä ajosyklejä. Tulokset kuitenkin osoittavat sen, että ratakireyttä voidaan hallita dynaamisessa ajotilanteessa.

Paremmalla väyläratkaisulla ja hyödyntämällä ulkopuolista synkronointia sekä referenssien generointia voitaisiin työssä esitetystä kireyssäätöjärjestelmästä saada tehokkaampi. Toisaalta, jos säätö toteutettaisiin ulkopuolisella ohjauksella, voitaisiin epäideaalisuuksia ottaa huomioon helpommin säätöratkaisuissa.

5 JATKOTUTKIMUS

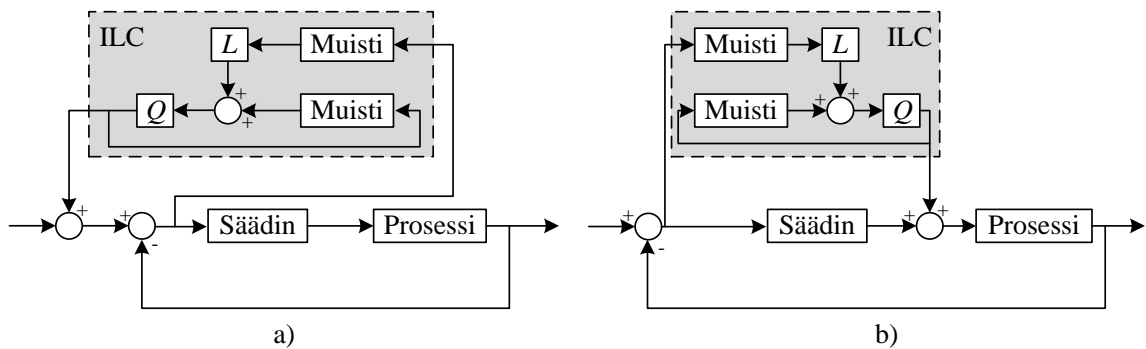
Työn tuloksista havaittiin, että yksinkertaisella PID-säädinratkaisulla voidaan hallita kireyttä dynaamisessa ajotilanteessa riittävällä tarkkuudella. Säädinratkaisua voidaan parantaa kappaleessa 5.4 esitettyjen kehitysideoiden pohjalta. Potentiaalisena jatkotutkimuksen kohteena on myös kahden paikkakaskadin avulla toteutettu kireyden säätö, jonka toiminta esitettiin työssä simulointien avulla.

Kartonkipakkausteollisuuden sovelluksissa on tärkeää, että käsiteltävän materiaalin ominaisuudet tunnetaan. Yhtenä jatkotutkimuksen kohteena voisi olla eräänlainen materiaalin identifiointiajo, joka suoritettaisiin esimerkiksi kartonkilaadun vaihtuessa. Tällöin telojen välissä kuljetettavaa materiaalia ajettaisiin tunnettu sykli, jonka aikana taajuusmuuttajassa laskettaisiin materiaaliparametrit. Tämä voitaisiin käytännössä toteuttaa ohjelmallisesti edellä esitettyjen paikkaeroon perustuvien kireyssäätörakenteiden yhteyteen.

Myös kehittyneempien säätömenetelmien tarkastelu on otettava huomioon jatkotutkimuksissa, sillä on selvää, että parhaaseen mahdolliseen säätötulokseen ei voida olettaa päästävän käyttämällä ainoastaan lineaariseen säätöteoriaan perustuvia menetelmiä. Käydään seuraavaksi lyhyesti läpi oppiva säätö, tilasäätö ja sliding-mode-säätö.

5.1 Oppiva säätö

Laitteen suoritettaessa samaa tehtävää useita kertoja peräjälkeen, voidaan iteratiivista oppivaa säätöä (ILC) hyödyntää laitteen suorituskyvyn tehostamiseksi. Oppivalla säätimellä toteutettu laite kykenee oppimaan edellisen toistojen virheistä, kun taas vastaavasti perinteisessä säätimessä tapahtuu sama seurantavirhe jokaisella toistolla. Seurantavirhe voidaan minimoida muutaman toiston jälkeen ottamalla käyttöön oppiva säädin, joka käyttää hyväkseen edellisiltä toistoilta tapahtuvista virheistä saatavaa tietoa. Kuvassa 6.1 on esitetty kaksi iteratiivisen oppivan säädön perusrakennetta.

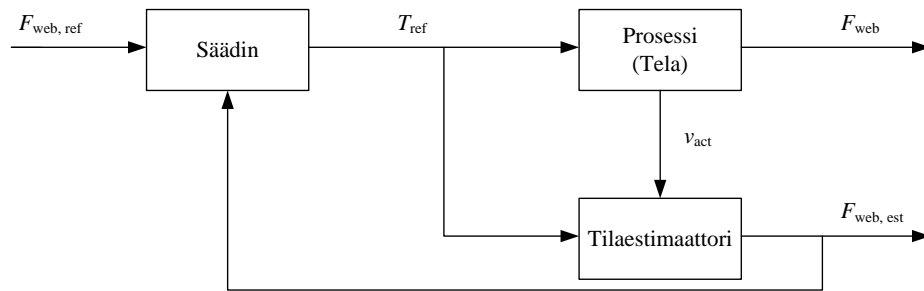


Kuva 6.1 Oppivan säätimen perusrakenteet: a) sarjarakenne ja b) rinnakkaisrakenne. Kuvassa merkintä L kuvaa oppimisfunktiota ja Q suodatinrakennetta.

Kuvasta 6.1 nähdään, että oppiva säädin voidaan yksinkertaisesti lisätä valmiiksi olemassa olevan takaisinkytketyn säädön rinnalle. Kuvan 6.1 sarjarakenteessa referenssisignaaliin summataan ILC:n säätösignaali ja vastaavasti rinnakkaisrakenteessa takaisinkytketyn säätimen lähtöön summataan ILC:n ohjaussignaali. ILC rakenteet muuttavat säädetyin järjestelmän ohjaus- tai referenssisignaalia, joten rakenteet mielletään ainoastaan avoimen piirin säädöksi.

5.2 Tilasäätö

Tilasäädön avulla voidaan määrittää systeemille halutunlainen suljetun systeemin dynamiikka. Tämä ei kuitenkaan takaa täysin virheetöntä vastetta referenssiarvon seurantasäädössä, sillä tilasäätö on luonteeltaan pelkkä PD-säätö. Tarkasteltaessa häiriötöntä systeemiä, jonka prosessimalli on tarkka, voidaan seurantasäätö toteuttaa yksinkertaisesti skaalaamalla kokonaissiirtofunktion vahvistus ykköseksi. Kuitenkin yleensä hyvä häiriökäyttäytyminen on vaatimuksena seurantasäädöllä, jolloin tilasäätöön lisätään integroiva ominaisuus. Integroivalla tilasäädöllä voidaan kompensoida häiriöiden vaikutus prosessin lähtöihin. (Larjo, 2006) Kuvassa 6.2 on esitetty kireyssäädön periaatteellinen rakenne tilasäätimenä, jossa prosessin tilat estimoidaan.



Kuva 5.1 Kireysäädön tilaestimaattorin periaatteellinen rakenne.

Tilaestimaattorilla on kaksi tulosuuretta: moottorin vääntömomenttiohje T_{ref} ja telan kehänopeus v_{act} . Tilaestimaattori laskee estimoidun telan nopeuden prosessin parametrien, kuten telan hitausmassan, säteen ja rainan ominaisuuksien perusteella. Estimoitua nopeutta verrataan mitattuun nopeuteen ja niiden erotuksesta lasketaan rainan kireys.

Paperi- ja kartonkiteollisuuden tilasäätimien käyttäminen on haastavaa, sillä usein tilatakaisinkytkennässä tarvitaan parametritietoja, jotka eivät aina ole tarkasti määritettävissä tai joiden vaihteluväli on laaja prosessiolosuhteiden muuttuessa (Marttinen, 1993). Tällaisia parametreja ovat paperin materiaaliominaisuuksista kimmokerroin E ja vaimennuskerroin C sekä joissain tapauksissa pitävä rataväli l . Kuten aikaisemmin mainittiin, rullaimien ja telojen hitausmassat sekä säteet saadaan kuitenkin laskettua hyvällä tarkkuudella. Tilasäätimen tapauksessa myös systeemin viiveet rajoittavat säätösuunnittelua. Saarakkala (2008) on käsitellyt kenttäväylän kulkuakaviiveen vaikutusta tilatakaisinkytkennän ja tilaestimaattorin kertoimien valintaan. Tiedonsiirron suuret kulkuakaviiveet pakottavat kertoimien pienentämiseen.

Yksinkertaisen tilasäädinrakenteen tilaestimaattorissa ja tilatakaisinkytkennässä käytetään vakiokertoimia. Vakiokertoiminen tilaestimaattori on ongelmallinen varsinkin paljon epälinearisuuksia sisältävässä järjestelmässä. Tämäntyyppiselle järjestelmälle tilaestimaattorin toteuttaminen vaatisi muuttuvakertoimisen Kalman-suodattimen.

5.3 Sliding-mode-säätö

Työssä esitetystä mallinnuksesta havaittiin, että mallivirheiltä ja erilaisilta epälinearisuuksilta ei voitu välttyä, vaikkakin mallinnus pyrittiin tekemään mahdollisimman tarkasti. Tästä johtuen on perusteltua valita yhdeksi mahdolliseksi jatkotutkimuksen kohteeksi Sliding-

mode-säätö eli liukuvan moodin säätö, jossa mallinnusvirheet tai epälineaarisuudet eivät varsinaisesti haittaa säätöjärjestelmää.

Liukuvan moodin säädön käyttämiselle voidaan luokitella muutama etu. Säätörakenteen avulla häiriöitä sisältävää monimutkaista useamman kertaluvun järjestelmää voidaan säätää matalamman kertaluvun liukupinnan avulla. Valitsemalla säädön liukupinta sopivasti voidaan käytännössä systeemin dynamiikka valita vapaasti, koska valittu liukupinta vastaa järjestelmälle haluttua vastetta. Kuitenkin liukuvan moodin säädön käyttäminen edellyttää sen, että systeemi käyttäytyy epäjatkovasti. Toisaalta systeemissä käytetyn ohjauksen on oltava riittävän tehokas systeemin ajamiseksi liukupinnalle.

Säätöjärjestelmiin aiheutuu epäjatkovuutta esimerkiksi erilaisista relekytkennöistä, välyksestä ja epäjatkovasta Coulombisesta kitkasta. Epäjatkoille systeemeille voidaan osoittaa, että niissä voi esiintyä liukuva moodi. Liukuvan moodin käyttäminen mekaanisissa järjestelmissä saattaa aiheuttaa ongelmia, sillä systeemin ollessa liukupinnalla ohjauksen tilanvaihto tapahtuu käytännössä suurilla amplitudeilla äärettömän nopeasti. Tämä saattaa helposti herättää systeemin mekaniikalle ominaiset resonanssit.

6 YHTEENVETO

Työssä tutkittiin dynaamisen ajotilanteen kireyden säätämistä taajuusmuuttajan nopeussäätimen rinnalle toteutetulla yksinkertaisella PI-säädinrakenteella ja paikoituksen toteuttamista valmiilla kaskadirakenteella. Lisäksi työn tavoitteena oli muodostaa kahden telaparin ja niitä yhdistävän kartongin dynamiikkaa kuvaava malli, jonka toimivuus ja vastaavuus testattiin käytännön mittauksin.

Kartonkirainan ja kahden telaparin välistä vuorovaikutusta käsiteltiin simulointimallin ja käytännön mittausten avulla kireyden dynamiikan ymmärtämiseksi. Simulointien ja laitteistolle suoritettujen mittausten perusteella havaittiin, että työssä esitetty yksinkertainen jousi-vaimennin-malli kuvaa kahden telaparin ja niitä mekaanisesti yhdistävän materiaalin käyttäytymistä. Tehtyä mallia voidaan jatkaa ja hyödyntää lopun laitteiston mallintamisessa rullaimien sekä heiluritelasysteemin osalta. Työssä havaittiin, että yksinkertainen kitkamalli on riittävän tarkka kuvaamaan telan ja hammashihnan vuorovaikusta ja voidaan olettaa sen kuvaavan myös oikeassa systeemissä kartongin ja telojen välistä kitkaa.

Työssä esitetyn säätörakenteen toteuttaminen jo valmiiseen tuotteeseen vaatii lisätutkimusta. Varsinkin rinnakkain toimivien integroivien säätimien toiminta vaatii parempaa ohjelmallista toteutusta. Tuloksista kuitenkin havaitaan, että dynaamisessa tilanteessa voidaan ratakireyttä hallita toteutetulla säädinrakenteella. Rinnakkainen rakenne mahdollistaa myös hyvän dynamiikan, jolloin kireyden muutoksiin voidaan vaikuttaa nopeasti. Samantyyppinen kireydenhallintajärjestelmä voitaisiin toteuttaa ohjelmallisesti yksinkertaisemmin kahden paikoittavan käytön avulla, jolloin kireyden säätäminen otettaisiin huomioon toisen paikkasäädinrakenteen referenssissä. Tällaisella rakenteella saataisiin myös riittävän hyvä dynamiikka, jos kireys on järjestelmän sekundäärinen säätösuure.

Simulointeja ja mittauksia tehdessä havaittiin, että ratakireyden käyttäytyminen dynaamisessa tilanteessa asettaa suuremmat vaatimukset käytettävälle kireys- ja paikkasäätimille. Tiheään tapahtuvat kiihdytykset ja jarrutukset aiheuttavat suuria häiriöitä kireydessä, jotka haittaavat kireyden stabiiliutta ja paikoituksen tarkkuutta. Vaikkakaan laitteiston paikoitus-tarkkuudesta ei ole mittaustuloksia on selvää, ettei pelkästään sähkökäytön takaisinkytkentätiedon avulla voida kartonkia paikoittaa. Ongelmaksi tulevat tilanteet, joissa kartongin oikea paikkatieto mahdollisesti menetetään esimerkiksi järjestelmässä esiintyvien epäline-

aarisuuksien takia. Käytännössä kartongin paikoittamiseen tarvitaan ulkopuolinen paikkaanturi, jonka avulla voidaan korjata mahdollisesti syntyneet paikkavirheet seuraavassa ajosyklissä tai saman ajosyklin aikana. Ulkopuolinen tarkkailu vaatii kuljetettavaan kartonkiin merkinnät tai konenäköön perustuvan toteutuksen.

Järjestelmässä esiintyvät epälineaarisuudet kuten välitys, kitka sekä prosessiolosuhteista riippuvat kartongin materiaaliominaisuudet vaikeuttavat lopullisen säädinratkaisun valintaan paikka- ja kireyssäädön osalta. Parhaaseen mahdolliseen säätötulokseen ei voida olettaa päästävän käyttämällä ainoastaan lineaariseen säätöteoriaan perustuvia menetelmiä, joten on ilmeistä että jatkotutkimuksissa otetaan huomioon kehittyneempien säädinratkaisujen hyödyntäminen. Koska kartonkipakkauskone suorittaa toistuvasti samaa tehtävää, voidaan esimerkiksi iteratiivista oppivaa säätöä hyödyntää laitteen suorituskyvyn tehostamiseksi. Varsinkin kun lopulliset säädinratkaisut on valittu laitteistolle, voidaan oppiva säätö rakentaa olemassa olevan takaisinkytketyn säätimen rinnalle.

LÄHTEET

- (Ahtiainen, 2009) Ahtiainen Timo. Servokäytön nopeussäädön automaattinen viritys. Diplomityö. 2009. Espoo. Teknillinen korkeakoulu. Elektroniikan, tietoliikenteen ja automaation tiedekunta
- (Chen, 2009) Chen J., Yin Z., Xiong Y., Quan J. A Hybrid Control Method of Tension and Position for Discontinuous Web Transport System. Proceedings of the 2009 IEEE. International Conference on Information and Automation.
- (Ellis, 2000) Ellis G., Control System Design Guide, Second Edition, Radford, Virginia, 2000, Academic Press, s. 351–362, ISBN 0-12-237465-7
- (Henttinen, 2006) Henttinen Krista. Aerodynamical instability of web. Diplomityö. 2006. Lappeenranta. Lappeenrannan teknillinen yliopisto, kemiantekniikan osasto.
- (Haapala, 2008) Haapala M., Sähköisen liikkeenohjauksen mitoitus, käyttöönoton dokumentointi ja pakkauslinjasovellukset, Diplomityö, 2008, Lappeenranta, Lappeenrannan teknillinen yliopisto, Sähkötekniikan osasto.
- (Hou, 2001) Hou Y., Novel control approaches for web tension regulation, Dissertation, 2001, Cleveland, Cleveland state University, s. 4-39
- (Jokinen, 2004) Jokinen M., Induktiomootorikäytön paikkasäädön suorituskyky, Diplomityö, 2004, Lappeenranta, Lappeenrannan teknillinen yliopisto, Sähkötekniikan osasto.
- (Jokinen, 2010) Jokinen M., Centralized motion control of a linear tooth belt drive: Analysis of the performance and limitation, Väitöskirja, 2010, Lap-

- peenranta, Lappeenrannan teknillinen yliopisto, Sähkötekniikan osasto.
- (Larjo, 2006) Larjo M., Aktiivisten magneettilaakereiden tilasäädön mallinnus ja simulointi, Diplomityö, 2006, Lappeenranta, Lappeenrannan teknillinen yliopisto, Sähkötekniikan osasto.
- (Larsen, 2007) Larsen J., Jensen P. Adaptive control with self-tuning for center-driven web winders, report, 2007. Aalborg University
- (Marttinen, 1993) Marttinen T., Paperiradan kireydenhallinnan simulointimalli, Diplomityö, 1993. Espoo, Teknillinen korkeakoulu, Sähkötekniikan osasto
- (Puranen, 2006) Puranen J., Induction Motor Versus Permanent Magnet Synchronous Motor in Motion Control Applications: A Comparative Study, Väitöskirja, Lappeenrannan Teknillinen Yliopisto, Sähkötekniikan osasto, Lappeenranta
- (Saarakkala, 2008) Saarakkala S., Lineaarisen hammashihnaservokäytön tilasäätö, Diplomityö, 2008, Lappeenranta, Lappeenrannan teknillinen yliopisto, Sähkötekniikan osasto.
- (Shin, 2003) Shin K. et.al. Compensation Method for Tension Disturbance Due to an Unknown Roll Shape in a Web Transport System. IEEE Transactions on industry applications 2003.
- (Suihkonen, 2006) Suihkonen, R., Vesanto, H., Järvelä, P. Kartongin käyttö pakkaussovelluksissa, raportti. 2006. Tampere, Tampereen teknillinen yliopisto. Muovi- ja elastomeeritekniikka.
- (Tanninen, 2010) Tanninen, P., The development of a testing method for formability of paperboard, Lisensiaatintyö. 2010. Lappeenranta, Lappeenrannan teknillinen yliopisto, Konetekniikan osasto.

LIITE A TESTILAITTEISTON TEKNISET TIEDOT

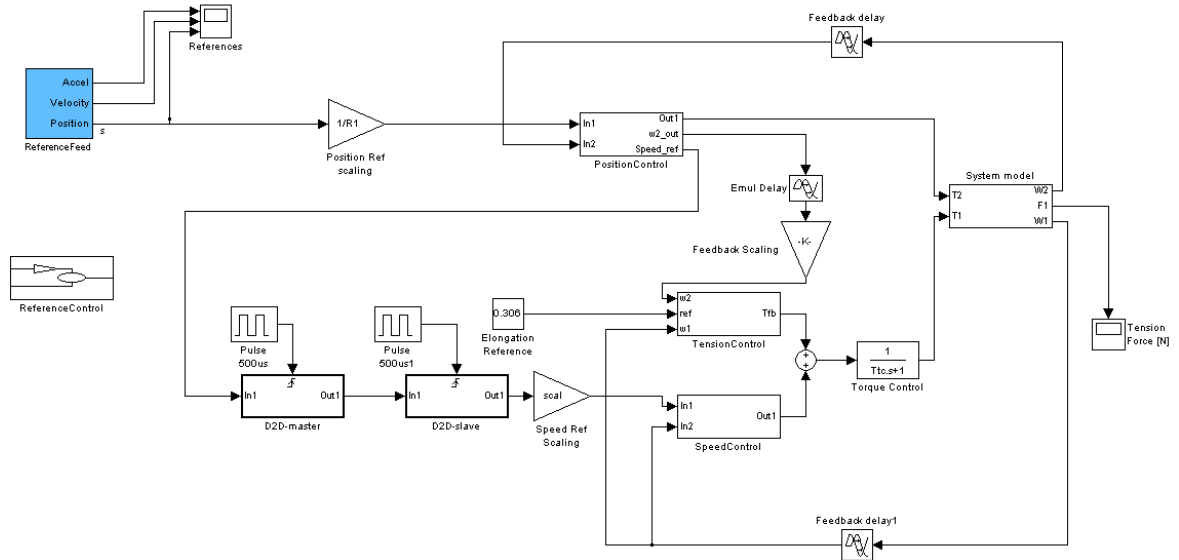
Tässä liitteessä on esitetty testilaitteistossa käytettyjen moottorien ja taajuusmuuttajien tekniset tiedot.

Moottorin SEW CMPZ tekniset tiedot	
Nimellinen pyörimisnopeus	3000 min ⁻¹
Nimellinen teho	2,01 kW
Nimellinen virta	4,9 A
Vääntömomentti nimellisasteessa	6,4 Nm
Suurin sallittu vääntömomentti	33,8 Nm
Roottorin hitausmassa	0,000942 kgm ²

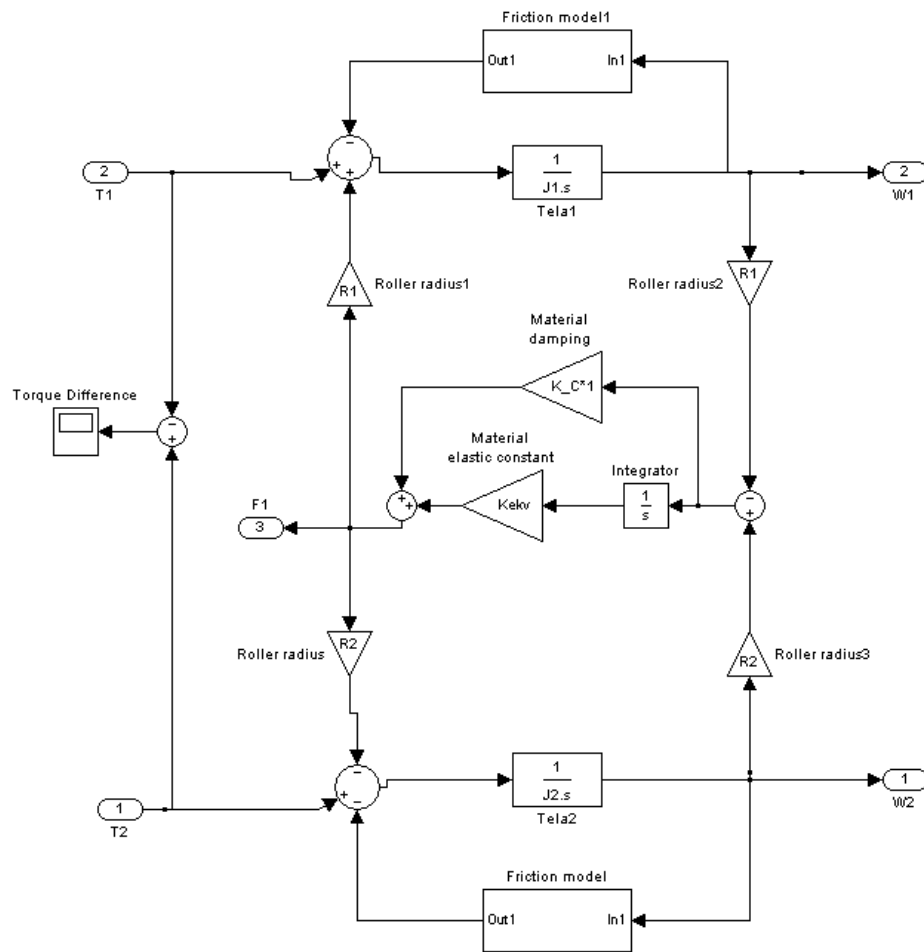
Taajuusmuuttajan ABB ACSM1 tekniset tiedot	
Nimellinen teho	4 kW
Syöttöjännite	380-480 V (3~)
Syöttövirta	12,2...10,5 A
Syöttötaajuus	48-63 Hz
Lähtövirta	10,5...9
Lähtötaajuus	0-500 Hz

LIITE B SIMULOINNEISSA KÄYTETYT MALLIT

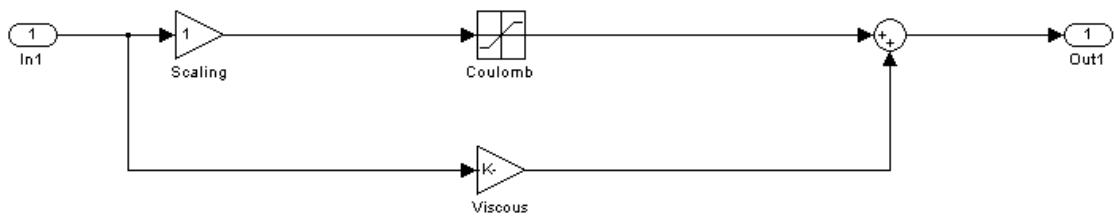
Tässä liitteessä on esitetty simuloinneissa käytetyt mallit.



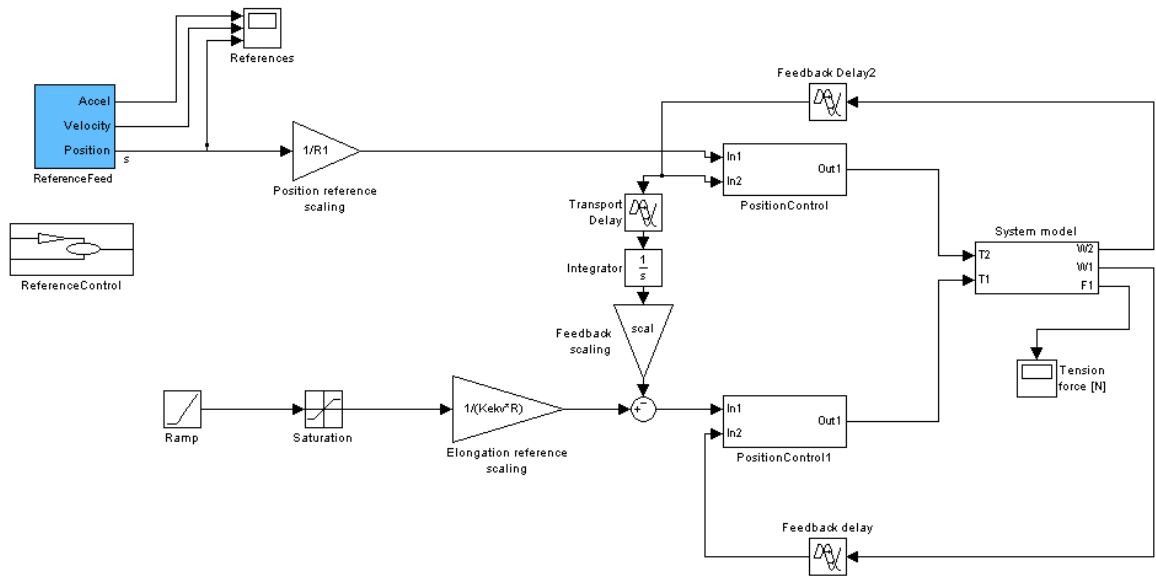
Kuva 1 Järjestelmän simulointimalli. Ylempänä säätimenä on paikkasäädin ja alempana on kireys- ja nopeussäätimen rinnankytkentä.



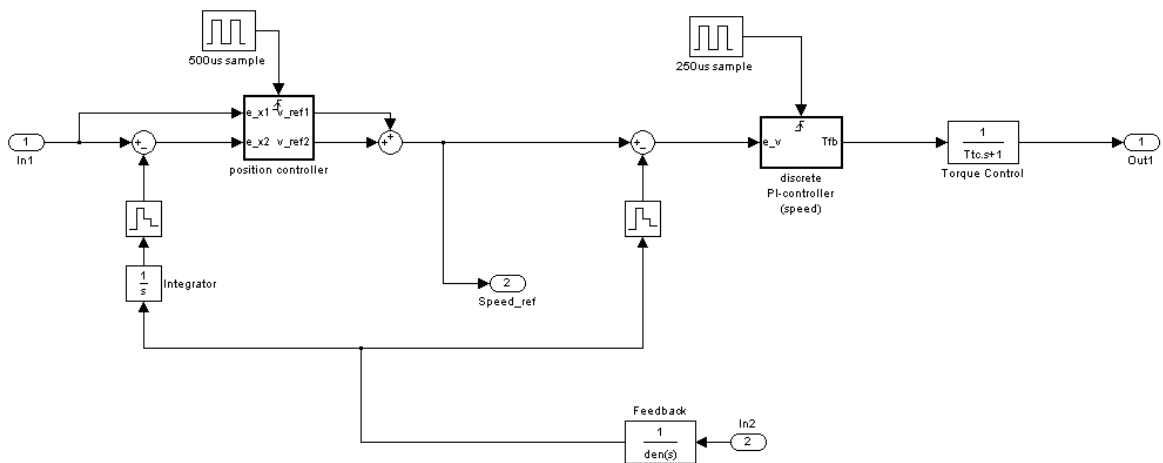
Kuva 2 Telasysteemin simulointimalli.



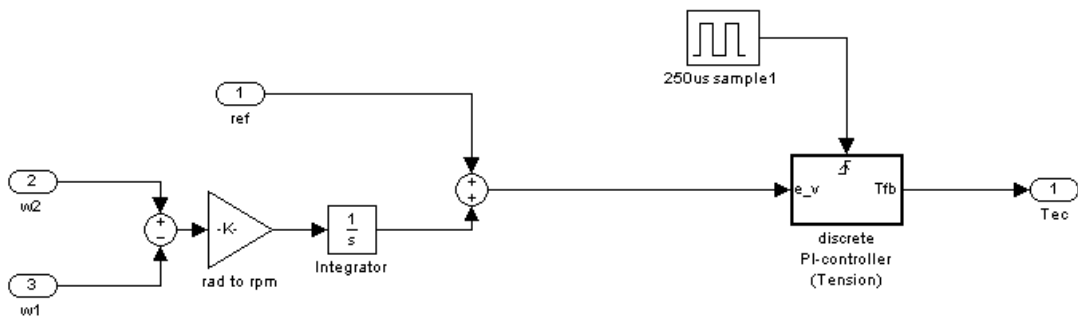
Kuva 3 Telasysteemin simulointimallin kitkamalli. Kitkamallin Coulombinen kitka on toteutettu saturaatiofunktion avulla, jotta nollanopeuksien kohdat olisivat analysoitavissa.



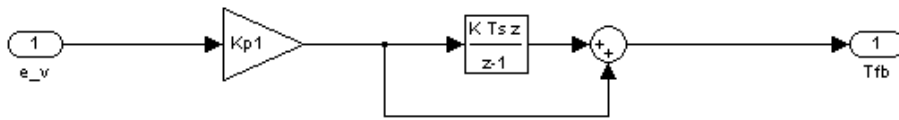
Kuva 4 Kireyden säätäminen kahdella paikkasäädinrakenteella. Kuvassa ylempi säädin toimii paikoittavana ja alempi säädin kireyttä säätävänä.



Kuva 5 Paikkasäädön rakennekuva. Paikkasäätimeen on lisätty nopeuden myötäkkyntä.



Kuva 6 Kireyssäätimen rakennekuva.




Trigger

Kuva 7 PI-säätimen rakennekuva. Samaa säätinrakennetta käytetään kireyssäätimessä sekä nopeus-säätimissä.