

LAPPEENRANNAN TEKNILLINEN YLIOPISTO

Teknillinen tiedekunta

Sähkötekniikan koulutusohjelma

LINEAARISEN HAMMASHIHNASERVOKÄYTÖN TILASÄÄTÖ

Työn tarkastajat: Professori Riku Pöllänen

TkT Markku Niemelä

Työn ohjaaja: Professori Riku Pöllänen

Lappeenrannassa 09.05.2008

Seppo Saarakkala

Korpimetsänkatu 6-8 B 5

53850 Lappeenranta

TIIVISTELMÄ

Tekijä: Seppo Saarakkala
Nimi: Lineaarisen hammashihnaservokäytön tilasäätö
Osasto: Sähkötekniikan osasto Vuosi: 2008
Paikka: Lappeenranta

Diplomityö. Lappeenrannan teknillinen yliopisto. 100 sivua, 47 kuvaa, 18 taulukkoa ja 1 liite.

Tarkastajat: Professori Riku Pöllänen
TkT Markku Niemelä

Hakusanat: Paikoitussäätö, Hammashihnakäyttö, Servokäyttö

Tuotantotehokkuus näyttölee yhä suurempaa roolia teollisuudessa, minkä vuoksi myös pakkauslinjastoille joudutaan asettamaan suuria vaatimuksia. Usein leikkaus- ja kappaleensiirto-sovelluksissa käytetään lineaarisia ruuvikäyttöjä, jotka voitaisiin tietyin edellytyksin korvata halvemmilla ja osittain suorituskykyisimmillä hammashihnavetoisilla johteilla.

Yleensä paikkasäädetty työsolu muodostuu kahden tai kolmen eri koordinaatio-akselin suuntaan asennetuista johteista. Tällaisen työsolun paikoitustarkkuuteen vaikuttavat muun muassa käytetty säätörakenne, moottorisäätöketjun viiveet, sekä laitteiston eri epälineaarisuudet, kuten kitka.

Tässä työssä esitetään lineaarisen hammashihnaservokäytön dynaamista käytöstä kuvaava matemaattinen malli ja laaditaan mallin pohjalta laitteen simulointimalli. Mallin toimivuus varmistetaan käytännön identifiointitesteillä. Lisäksi työssä tutkitaan, kuinka hyvään suorituskykyyn lineaarinen hammashihnaservokäyttö kykenee, jos teollisuudessa paikoitussäätörakenteena tyypillisesti käytetty kaskadirakenne tai PID-rakenne korvataan kehittyneemmällä mallipohjaisella tilasäädinrakenteella. Säädön toimintaa arvioidaan simulointien ja koelaitteistolla suoritettavien mittausten perusteella.

ABSTRACT

Author: Seppo Saarakkala

Subject: State-feedback control of linear tooth-belt-drive

Department: Electrical Engineering Year: 2008

Place: Lappeenranta

Master's Thesis. Lappeenranta University of Technology. 100 pages, 47 figures, 12 tables and 1 appendix.

Supervisors: Professor Riku Pöllänen

D.Sc (Tech) Markku Niemelä

Keywords: Position Control, Tooth-Belt Drive, Servo Drive

Nowadays, when production rate plays an important role in industrial applications, requirements for example for packaging machines have become more and more stringent. When considering packaging machinery, or cutting machines a ball screw feed drives are often used in order to get accurate results. However, in some qualifications, the ball screw feed drives can be replaced by cheaper and higher performance tooth-belt drives.

Usually, a position controlled working station consists of guides installed in two or three different coordinate axis. Accuracy of this kind of working station is limited by the structure of the position controller, delays in the controller loop, and several non-linearities in the system; as an example the non-linear friction.

In this thesis a mathematical model for linear tooth-belt servo drive is introduced and a simulation model for two dimensional tooth-belt drive is formed. The effectiveness of the simulation model is tested with identification measurements. Model based state-feedback control structure is studied and the performance of the control is tested with simulations and also by experimental tests, which are carried out with the laboratory test system.

ALKUSANAT

Tämä työ on tehty Lappeenrannan Teknillisen Yliopiston sähkötekniikan osastolla osana laajempaa liikkeenohjaus tutkimushanketta. Haluan kiittää ohjaajaani professori Riku Pöllästä, sekä Carelian Motors and Drive Centerin (CDMC) tutkimusjohtajaa Markku Niemelää mahdollisuudesta osallistua erittäin haastavaan ja mielenkiintoiseen tutkimushankkeeseen.

Haluan myös kiittää tutkimusryhmämme jäseniä Markku Jokista, Mari Haapalaa ja Tomi Knuutilaa arvokkaista kommentteista ja ehdotuksista, joita olen saanut työn edetessä. Teidän kanssa on ollut hauska tehdä töitä.

Lopuksi haluan kiittää vaimoani Minna Perttulaa siitä tuesta, jota olen saanut koko työni tekemisen ajan.

SISÄLLYSLUETTELO

KÄYTETYT MERKINNÄT JA LYHENTEET.....	3
1 JOHDANTO.....	8
2 SERVOTEKNIikka.....	10
2.1 Linearihihnaikäytöt osana pakkausketjua.....	15
3 HAMMASHIHNAKÄYTÖN MALLINNUS.....	17
3.1 Koelaitteen jousi-massa-malli.....	18
3.2 Jousivakioiden määrittäminen.....	20
3.3 Kitkailmiöt hihnaikäytöissä.....	23
3.3.1 Kitkamallit.....	24
3.3.2 Kitkamallien määrittäminen koelaitteelle.....	26
3.4 Tilamallin muodostus.....	28
3.4.1 Linearisoitu malli.....	28
3.4.2 Yksinkertaistettu systeemimalli.....	32
3.4.3 Resonanssitaajuuden analyttinen ratkaisu.....	36
3.5 Järjestelmän identifiointi.....	39
4 PAIKOITUSSÄÄTÖRAKENTEET LIIKKEENOJJAUKSESSA.....	44
4.1 Trapetsimainen nopeusprofiili.....	44
4.2 Kaskadirakenne.....	47
4.3 PID-säädin.....	48
4.4 Tilasäätö.....	49
4.4.1 Tilatakaisinkytkentä.....	50
4.4.2 Tilaestimaattori.....	51
4.4.3 Integroiva tilasäätö.....	52
4.4.4 Kahden vapausasteen säätö rakenne.....	53
4.5 Säädinrakenteiden vertailu.....	55
4.6 Myötäkytketyt säätö rakenteet.....	56
4.7 Kehittyneemmät säädinrakenteet.....	58
4.7.1 Sliding-mode säätö	59
4.7.2 Adaptiivinen säätö.....	61
4.7.3 Oppiva säätö.....	63
5 TILASÄÄDÖN SUUNNITTELU.....	66
5.1 Suorituskykyvaatimukset.....	67
5.2 Tilasäädön viritys.....	68
5.2.1 Optimaalinen tilatakaisinkytkentä.....	68
5.2.2 Tilahavaitsija	72
5.2.3 Kahden vapausasteen säätö rakenne.....	74

6 SIMULOINTI- JA MITTAUSTULOKSET.....	76
6.1 Koelaitteiston esittely.....	76
6.2 X-akselin paikkasäätö.....	78
6.3 Y-akselin paikkasäätö.....	85
6.4 Rata-ajo XY-tasossa.....	91
6.5 Johtopäätökset.....	95
7 YHTEENVETO.....	96
LÄHTEET.....	98
LIITE A KOELAITTEEN TEKNISIÄ TIETOJA	

KÄYTETYT MERKINNÄT JA LYHENTEET

Muuttujat

a_i, b_i	Tilayhtälön kerroin
a_{ref}	Kiihtyvyysohje
b_s	Väliakselin vaimennusvakio
c_i	Vakio
$\text{dev}_{1,\dots,4}$	Tilan suurin sallittu muutos
e	Neperin luku
F	Voima
F_c	Coulombinen kitka
F_{max}	Maksimi lepovoima, maksimi voima
F_s	Lepokitka
F_{STR}	Stribeckin efekti
F_v	Liikekitka
f	Häiriösignaali
f_f	Lineaarinen liikekitka
f_n	Resonanssitaajuus
f_{res1}	Matalampi resonanssitaajuus
f_{res2}	Korkeampi resonanssitaajuus
G	Liukukerroin
$G(s)$	Säädettävän järjestelmän siirtofunktio
$G_c(s)$	Säätimen siirtofunktio
$G_{\text{PID}}(s)$	PID-säätimen siirtofunktio
$G_p(s)$	Paikkasäätimen siirtofunktio
$G_v(s)$	Nopeussäätimen siirtofunktio
I_p	Onton sylinterimäisen kappaleen vääntöjäyhyys
I_x	X-akselin ISE-kriteerin arvo
I_{xy}	XY-tason ISE-kriteerin arvo
I_y	Y-akselin ISE-kriteerin arvo

i	Indeksi
J	LQR-säädön kustannusfunktio
J_H	Hihnan hitausmassa pituusyksikköä kohti
J_L	Kuorman hitausmassa
J_M	Moottorin hitausmassa
J_0	Yhden johteen ylimääräinen hitausmassa
J_P	Hihnapyörän hitausmassa
J_{TOT}	Vetävän puolen hitausmassojen summa
ΣJ	Yhden akselin reducedoitu kokonaishitausmassa
K_{11}, K_{12}, K_{13}	Hihnaosan jousivakio
K_{21}, K_{22}, K_{23}	Hihnaosan jousivakio
k, K_1, K_2, K_3	Hihnaosan jousivakio
K_{ekv}	Ekvivalenttinen jousivakio
K_{FFA}	Kiihtyvyyssmyötäkennän skaalauskerroin
K_{FFV}	Nopeusmyötäkennän skaalauskerroin
K_I	Integroivan tilan vahvistus
K_p	Vahvistus
K_s	Väliakselin jousivakio
K_v	Nopeusvirhekerroin
k	Aika-askel
k_v	Liikekitkakerroin
l_0	Venyttävän kappaleen alkupituus
l_1, l_2, l_3	Hihnaosan pituus
l_s	Väliakselin pituus
M	Kelkan massa
N	Normaalivoima
n	Määrittelemätön luku
Q_2	Systemin ohjausta painottava kerroin
Q_I	Integroivan tilan painokerroin
R	Hihnapyörän säde

r	Referenssi
r_i	Väliakselin sisäsäde
r_o	Väliakselin ulkosäde
s	Laplace-muuttuja, liukupinta
s_{act}	Mitattu paikka
s_{ref}	Paikkaohje
T_D	Derivointiaika
T_E	Moottorin tuottama vääntömomentti
T_I	Integrointiaika
T_{ref}	Vääntömomenttiohje
T_S	Näytteistysaika
T_s	Väliakselin kiertymisestä aiheutuva vääntömomentti
t	Aika
t_j	Jarrutusaika
t_k	Kiihdytysaika
t_v	Vakionopeusaika
u	Ohjaus
u_{ff}	Myötäkkytkentäohjaus
u_m	Referenssimallin tulosuure
u_{max}	Suurin sallittu takaisinkytkentäohjaus
V_1	Mittauskohinan kovarianssi
v	Nopeus
v_{act}	Mitattu nopeus
v_{ref}	Nopeusohje
v_s	Striebeckin nopeus
W_1	Prosessikohinan kovarianssi
X, Y, Z	Liikeakseli
x, x_1, x_2, y, z	Kelkan paikka
x_i	Järjestelmän tila
x_i	Integroivan osan tila

z z-tason muuttuja

Kreikkalaiset

δ Kappaleen venytetty osuus, Stribeckin efektin vakio
 ε Suhteellinen venymä
 λ Ominaisarvo
 μ Coulombinen kitkaverroin
 $\theta, \theta_1, \theta_2$ Kiertymäkulma
 $\theta_{11}, \theta_{12}, \theta_{21}, \theta_{22}$ Kiertymäkulma
 θ_{ref} Kiertymäkulman ohjearvo
 τ_f Pyörimiskitka
 ω_{ref} Kulmanopeuden ohjearvo

Matriisimuuttujat

$\underline{A}, \underline{B}, \underline{C}, \underline{D}$ Tilamallin kerroinmatriisit
 \underline{A}_{cl} Takaisinkytketyn systeemin kerroinmatriisi
 \underline{I} Yksikkömatriisi
 \underline{K} Tilatakaisinkytkennän kerroinvektori
 \underline{K}_{∞} Takaisinkytkennän kerroinvektori jatkuvuustilassa
 $\underline{L}, \underline{L}_e$ Estimaattorin takaisinkytkennän kerroinvektori
 \underline{Q}_1 Systeemin tiloja painottava matriisi
 $\underline{S}(k), \underline{S}(N)$ Diskreetin Riccatin yhtälön ratkaisu
 \underline{S}_{∞} Algebrallisen Riccatin yhtälön ratkaisu
 \underline{x} Tilavektori
 \underline{x}_m Referenssimallin tilavektori
 $\underline{\Phi}, \underline{\Gamma}$ Diskreettiaikaisen tilamallin kerroinmatriisit

Yläindeksit

\wedge Estimaatti
 \cdot Ensimmäinen aikaderivaatta

''	Toinen aikaderivaatta
T	Matriisin transpoosi
-1	Käänteismatriisi
+	Yläraja
-	Alaraja

1 JOHDANTO

Tuotantotehokkuuden, -nopeuden ja tarkkuusvaatimusten kasvaessa joudutaan myös pakkaustekniikan alueella kiinnittämään entistä enemmän huomiota pakkauskoneiden kehittämiseen. Nykyaikaisen pakkauskoneen tulee suorittaa sille asetetut vaatimukset yhä suuremmilla kiihtyvyyksillä ja nopeuksilla. Myös toistotarkkuuden tulee olla hyvä. Edellä mainituista vaatimuksista johtuen myös koneen säädinrakenteeseen joudutaan kiinnittämään erityistä huomiota.

Nykyaikaisiin liikkeenohjaussovelluksiin, kuten työstökoneisiin, pakkauskoneisiin tai leikkauslaitteisiin valitaan voiman lähteiksi usein sähkömoottori. Yhdessä laadukkaan liikkeenohjaukseen soveltuvan taajuusmuuttajan kanssa, voidaan vaihtovirtakäytöllä jo toteuttaa vaativiakin liikkeenohjaussovelluksia. Pyörimisliikkeen muuntaminen lineaariseksi liikkeeksi voidaan toteuttaa esimerkiksi hammashihnakäyttöisellä lineaarijohteella tai ruuvivetoisella johteella. Hammashihnakäyttöisiä laitteita käytetään nykyään myös vaativampiin sovelluksiin kuin kuljetinsovelluksiin. Hammashihnavetoista XY-tasoa voidaan käyttää esimerkiksi mallileikkurina pakkauslinjastolla. Hammashihnavetoisten lineaaristen servokäyttöjen etuja ovat mahdollisuus korkeaan käyttönopeuteen, korkea hyötysuhde, laaja työskentelyalue ja halpa hinta. (Haus R. 1996) Toisaalta hammashihnavetoisissa laitteissa esiintyy myös useita ongelmia juuri hihnan venymisestä johtuen. Tyypillisesti systeemin ensimmäinen resonanssitaajuus on alhainen, minkä lisäksi sen suuruus riippuu kelkan paikasta. Näin ollen säädössä resonanssia ei voida suoraan suodattaa yksinkertaisella Notch-suotimella. Tämän lisäksi hammashihnavetoisissa laitteissa esiintyy suhteellisen suuria ja erittäin epälineaarisia kitkavoimia, joiden vuoksi tarkan ja nopean paikkasäädön suunnittelu monimutkaistuu.

Tyypillisesti liikkeenohjauskäyttöjä säädetään perinteisillä säätörakenteilla kuten kaskadisäädöllä, jossa nopeutta ja paikkaa säädetään erikseen kaskadimuotoisesti. Tämän lisäksi teollisuudessa käytetään paljon PID-säädintä paikkasäädössä, jol-

loin nopeussäädintä ei tarvitse erikseen käyttää. Hammashihnakäyttöjen tapauksessa edellä mainittujen yksinkertaisten säätörakenteiden ongelmaksi muodostuu resonanssitaajuuden muuttuminen paikan funktiona sekä merkityksellinen kitkavoima laitteistossa.

Tässä työssä tutkitaan, voidaanko perinteinen PID-paikkasäädin korvata mallipohjaisella tilasäädöllä, jossa tilaestimaattorin mallina käytetään hammashihnakäytön jousi-massa-mallia. Tilasäädön rakenteena käytetään servojärjestelmille ominaista kahden vapausasteen säätörakennetta, jossa myötäkytkentäsignaaleina käytetään kiihtyvyyssmyötäkytkentää ja kitkan kompensointia. Työssä perehdytään tarkemmin laitteiston kitkamallien laatimiseen ja niiden soveltamiseen kitkakompensoinnissa. Tämän lisäksi työssä pyritään muodostamaan mahdollisimman tarkasti hammashihnaservokäyttöä kuvaava matemaattinen malli ja tarkastaa mallin toimivuus käytännön mittauksin.

Työn rakenne jakautuu siten, että kappaleessa kaksi käydään läpi yleisellä tasolla servojärjestelmiä sekä pakkaustekniikkaa ja hammashihnavetoisten servojärjestelmien käyttösovelluksia pakkaustekniikassa. Kappaleessa kolme esitetään hammashihnaservokäytön matemaattinen malli ja muodostetaan testilaitteistolle kitkamallit. Kappaleessa neljä esitellään tyypillisimpiä liikkeenohjauskäyttöjen säädinrakenteita, minkä jälkeen kappaleessa viisi viritetään testilaitteelle tilasäätö käyttäen pakkaustekniselle sovellukselle ominaisia staattisia ja dynaamisia tarkkuusvaatimuksia. Kappaleessa kuusi esitetään simulointi- ja mittaustuloksia tilasäädetylle järjestelmälle.

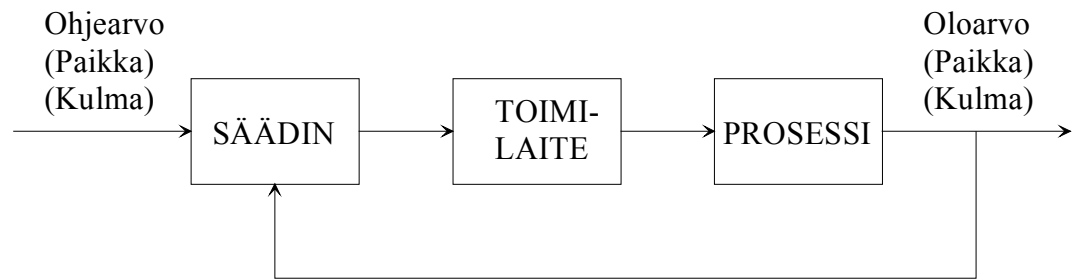
2 SERVOTEKNIikka

Sanan 'servo' alkuperä juontaa juurensa latinankieliseen sanaan 'servus', joka tarkoittaa orjaa. Näin ollen servon voidaan ajatella olevan laite, jonka tulee toteuttaa tarkasti sille asetetut vaatimukset. Teollisuus alkoi käyttää servotekniikkaa toisen maailmansodan aikoihin, jolloin aseisiin ja muihin sotilaallisiin tarvikkeisiin saatettiin liittää säätöä. Taulukossa 2.1 on esitetty karkeasti paikka- ja nopeussäädetyjen teollisuusservojärjestelmien kehittymistä toisen maailmansodan jälkeen (Younkin 2003).

Taulukko 2.1. Servojärjestelmien kehittyminen toisen maailmansodan jälkeen (Younkin 2003).

Nopeussäädetyt servojärjestelmät	AC-moottori + vaihde Shift Drives		Tyristori ohjatut DC Servo-käytöt Muuttuvanopeuksiset AC-käytöt AC Spindle Drives (0-6000rpm)	AC-moottori käytöt (0-15000rpm)	
Paikkasäädetyt servojärjestelmät	Moottori- ja generaattori-käytöt <u>DC-moottorit</u>	Servoventtiilit Moottori- ja mäntäkäytöt <u>Hydrauliset</u>	SRC käytöt PWM käytöt <u>DC-moottorit</u>	Harjattomat DC-koneet <u>AC-moottorit</u>	Kestomagneettiservomoottorit <u>AC-moottorit</u>
Aikajakso	1940 - 1950	1960 - 1970	1970 - 1980	1980	1980 -

Liikkeenohjaussovelluksissa servojärjestelmällä pyritään säätämään taakan kiertymää tai lineaarista paikkaa mahdollisimman tarkasti. Jotta edellä esitetty tarve saadaan toteutettua, on taakkaa pystyttävä liikuttamaan, mitä varten servojärjestelmissä käytetään toimilaitteita. Nämä toimilaitteet voivat olla joko hydraulisia, pneumaattisia tai sähköisiä. Lisäksi, jotta paikoitussäätö saataisiin toteutettua mahdollisimman tarkasti, on servojärjestelmästä mitattava taakan paikkaa ja usein myös nopeutta ja käytettävä mitattuja tietoja säätöjärjestelmässä takaisinkytkentänä. Kuvassa 2.1 on esitetty lohkokaa viotasolla periaatteellinen liikkeenohjauskäyttöön soveltuva servojärjestelmä.



Kuva 2.1. Liikkeenohjaukseen soveltuvan servojärjestelmän periaatekuva lohkokaaavana esitettyinä.

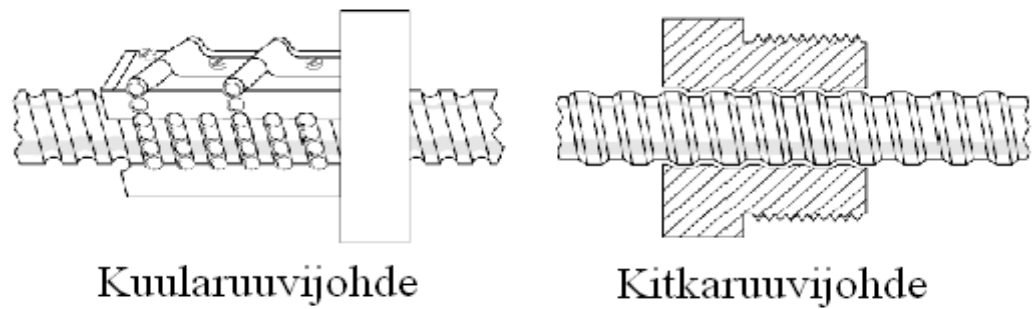
Kuten jo edellä on mainittu, servojärjestelmät jaetaan usein toimilaitteen mukaisesti kolmeen pääalueeseen, hydraulisiin, pneumaattisiin ja sähköisiin servoihin. Hydrauliset servot käyttävät paineistettua öljyä liikkeen tuottamiseen ja liikkeen nopeutta, sekä haluttua vääntömomenttia voidaan muuttaa säätämällä öljyn virtausnopeutta ja painetta. Hydraulisen servojärjestelmän voimatiheys on erittäin suuri, mutta paikoitustarkkuus ja liikkeen nopeudet ovat alhaisia. Pneumaattiset järjestelmät ovat toimintaperiaatteeltaan yhteneväisiä hydraulisten järjestelmien kanssa, mutta niiden voimatiheydet ovat selvästi pienempiä. Nykyaikainen sähköinen toimilaitte koostuu usein taajuusmuuttajasta ja sähkömoottorista. Moottori voi olla joko tasasähkö- tai vaihtosähkömoottori, joista jälkimmäinen on yhä useammin käytetty teollisuuden sovelluksissa. Laadukkaan paikoitussäätöjärjestelmän kanssa sähköisillä servoilla voidaan toteuttaa erittäin tarkkoja liikkeenohjauksrutineja hyvällä hyötysuhteella. Taulukossa 2.2 on vielä listattu eri servotyyp-
pien etuja, haittoja, sekä tyypillisimpiä käyttösovelluksia (Puranen 2006).

Taulukko 2.2. Servojärjestelmissä käytettävien eri tyyppisten toimilaitteiden etuja, haittoja ja tyypillisimpiä käyttökohteita (Puranen 2006).

Tomilaitte	Edut	Haitat	Käyttösovellukset
Sähköinen	<ul style="list-style-type: none"> - Hyvä dynamiikka - Paljon toimittajia - Yksinkertaisuus - Laaja valikoima laitteita - Soveltuu suurille nopeuksille - Hyvä hyötysuhde 	<ul style="list-style-type: none"> - Kallis - Tehotiheys huonompi, kuin hydraulisilla laitteilla - Vaatii monta mittalaitetta 	<ul style="list-style-type: none"> - Työstökoneet - Kuljettimet - Hissit ja nostimet - Robotit - Automatisoitu varastointi
Hydraulinen	<ul style="list-style-type: none"> - Helppo ottaa käyttöön - Suuri tehotiheys ja suuret vääntömomentit - Helppo käyttää - Keskitetty tehonsyöttö 	<ul style="list-style-type: none"> - Paineistusverkon tarve - Meluhaitat - Paikoitustarkkuus huono - Hidas paikoitusnopeus - Mahdolliset öljyvuodot - Huono hyötysuhde - Tulipalon riski - Jatkuva huollontarve 	<ul style="list-style-type: none"> - Hissit - Pumput - Lineaarisen liikkeen tuottaminen - Venttiilit - Metallin työstö - Raskaat koneet
Pneumaattinen	<ul style="list-style-type: none"> - Halpa hinta - Helppo käyttää - Vaatii vähän huoltoa - Keskitetty tehonsyöttö 	<ul style="list-style-type: none"> - Paineistusverkon tarve - Meluhaitat - Huono paikoitustarkkuus - Huono hyötysuhde - Alhainen tehotiheys - Epälineaarinen 	<ul style="list-style-type: none"> - Venttiilit - Elintarvike- ja pakkaussovellukset - Paloalttiit liikkeenohjaussovellukset - Työkalupäät

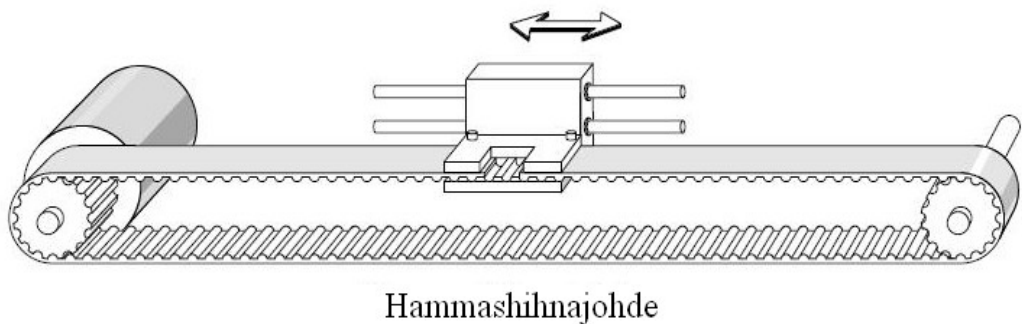
Kun ajatellaan sähköisiä servojärjestelmiä, on usein jouduttava päättämään myös kuinka muuntaa sähkömoottorin pyörimisliike lineaariseksi liikkeeksi. Tyypillisimpiä järjestelmiä pyörimisliikkeen muuntamiseksi lineaariseksi liikkeeksi ovat ruuvivetoiset johteet (kuularuuvi tai kitkaruuvi), sekä hihnavetoiset johteet.

Kuularuuvijohteissa, pyörivän ruuvin kierteiden ja lineaarisesti liikkuvan luistin välissä kierrätetään teräksisiä kuulia kontaktin helpottamiseksi kuulalaakerin taivoin, kuten kuvan 2.2 vasemmanpuoleisesta kuvasta voidaan havaita. Sen sijaan kitkaruuvivetoisissa johteissa pyörivä ruuvi ja lineaarisesti liikkuva luisti on suoraan kytketty toisiinsa kuvan 2.2 oikeanpuoleisen kuvan mukaisesti.



Kuva 2.2. Ruuvivetoisten lineaarijohteiden periaatteellinen rakenne. Vasemmalla kuularuuvijohde ja oikealla kitkaruuvijohde. (IDC)

Hammashihnavetoisissa johteissa tyypillisesti kaksi hihnapyörää on kytketty toisiinsa hammashihnan välityksellä ja toiseen hihnapyörään liitetään vetävä sähkömoottori. Hammashihnan päät on kytketty lisäksi kelkkaan, joka pääsee liukumaan lineaarisesti, kun vetävää hihnapyörää pyöritetään moottorilla. Kuvassa 2.3 on esitetty hammashihnavetoisen johteen periaatteellinen rakenne.



Kuva 2.3. Hammashihnavetoisen lineaarijohteen periaatteellinen rakenne. (IDC)

Hammashihnavetoisissa johteissa hihna on yleensä neopreenirakenteinen, ja siinä käytetään lisäksi vahvistavia lankoja, jotka voivat olla esimerkiksi terästä, lasikuitua tai kevlaria. Linearisesta liikkeestä aiheutuvien kitkavoimien minimoimiseksi liikkuva kelkka voidaan laakeroida.

Esitellään taulukossa 2.3 ruuvivetoisten ja hammashihnavetoisten johteiden etuja, haittoja ja tyypillisimpiä sovelluskohteita.

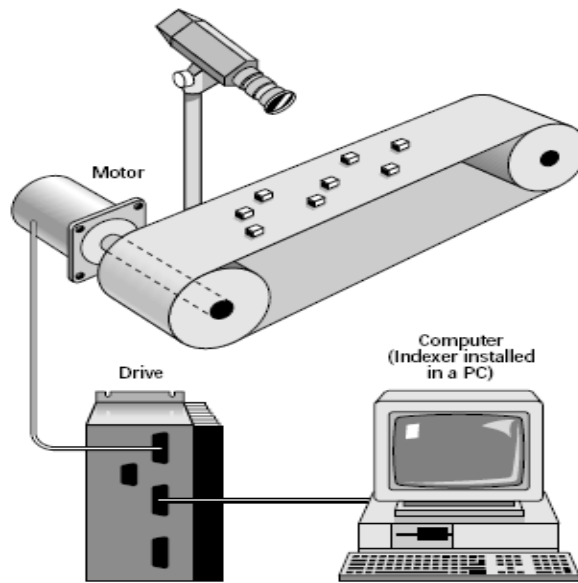
Taulukko 2.3. Servojärjestelmissä käytettävien eri tyyppisten johteiden etuja, haittoja ja tyypillisimpiä käyttökohteita.

Johdetyyppi	Edut	Haitat	Käyttösovellukset
Kuularuuvi	<ul style="list-style-type: none"> - Vähäinen kitka - Hyvä hyötysuhde - Erinomainen paikoitus-tarkkuus - Korkea toimintajakso - Pitkä käyttöikä 	<ul style="list-style-type: none"> - Hidas - Kallis 	<ul style="list-style-type: none"> - Tarkkuutta vaativat sovellukset - Hitsaus - Täyttösovellukset - Leikkaussovellukset - Konepaja-automaatio
Kitkaruuvi	<ul style="list-style-type: none"> - Yksinkertaisuus - Tarkkuus - Pystyy pitämään paikan, vaikka moottorista katkeaisi sähkönsyöttö 	<ul style="list-style-type: none"> - Hidas - Alhaiset toimintajaksot - Suuri kitka - Huono hyötysuhde 	<ul style="list-style-type: none"> - Tarkkuutta vaativat sovellukset - Täyttösovellukset - Leikkaussovellukset - Hitsaus
Hammashihna	<ul style="list-style-type: none"> - Halpa hinta - Vaatii vähän huoltoa - Mahdollisuus käyttää suuria paikoitusnopeuksia - Laaja toiminta-alue 	<ul style="list-style-type: none"> - Hammashihnan venymän vuoksi epätarkempi kuin ruuvikäytöt. - Välys 	<ul style="list-style-type: none"> - Kuljetinsovellukset - Paikoitussovellukset

Edellä esiteltyjen johteiden lisäksi lineaarista liikettä voidaan aikaansaada suoraan lineaarimoottoreilla, jolloin erillistä johdetta pyörivän liikkeen muuntamiseen lineaariseksi ei tarvita lainkaan. Lineaarimoottori vastaa periaatteessa rakenteeltaan normaalia sähkömoottoria sillä erolla, että nyt moottorin staattori on periaatteessa levitetty tasoon ja roottorina toimii auki levitetyn staattorin päällä liukuva kelkka.

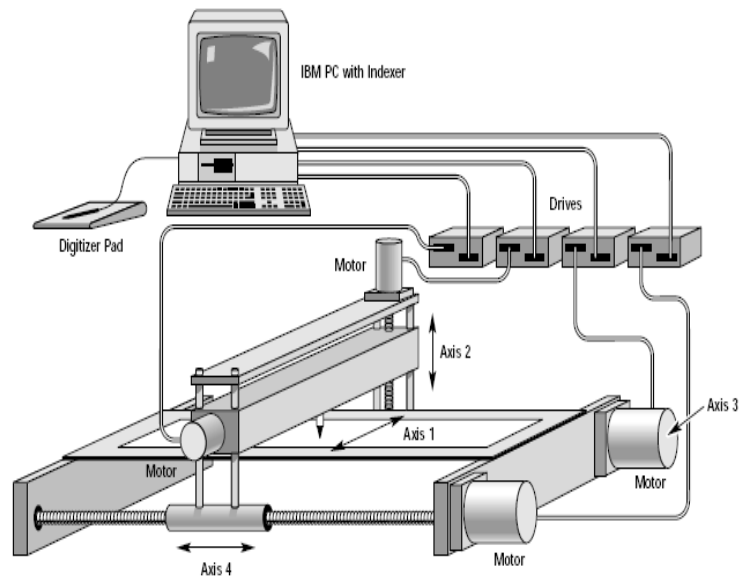
2.1 Linearihinnakäytöt osana pakkausetjua

Tyypillisesti lineaarisia hammashinnakäyttöjä käytetään pakkausetjuissa kuljetinsovelluksissa. Esimerkiksi elintarviketeollisuudessa hammashinnakäyttöä voidaan käyttää kuljettamaan laatikoita tai pulloja, ja niiden täyttämiseen käytetään jotain muuta laitetta kuten ruuvivetoista paikoitinta tai jopa nivelvarsirobotteja. Kuvassa 2.4 on tyypillinen esimerkki kuljettimena toimivasta lineaarisesta hinnakäytöstä.



Kuva 2.4. Kuljetinsovelluksessa käytettävä lineaarinen hinnakäyttö. (Parker 2003)

Monesti ruuvivetoisia lineaarijohteita käytetään pakkauslinjastolla tarkkuutta vaativiin tehtäviin, kuten hitsaamiseen tai leikkaukseen, kuten kuvan 2.5 esimerkistä voidaan havaita.



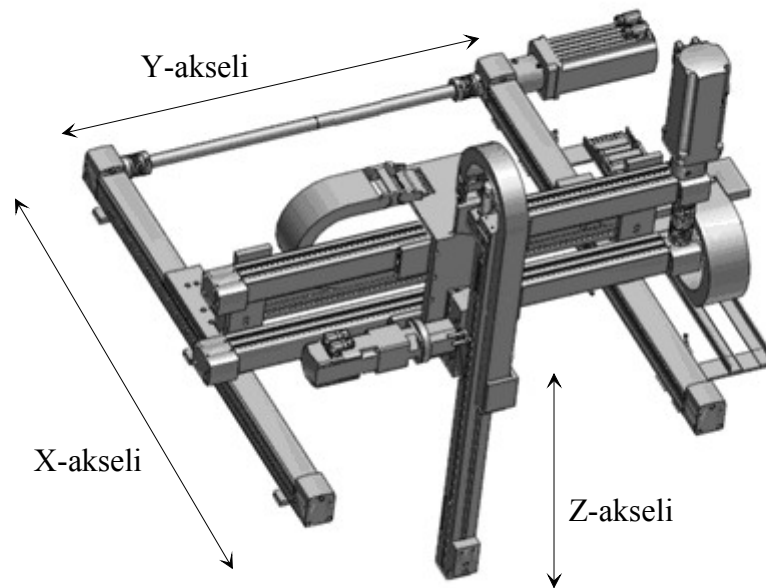
Kuva 2.5. Leikkaussovelluksessa käytettävä lineaarinen ruuvikäyttö. (Parker 2003)

Kuitenkin, jos leikkauksen tai hitsauksen paikoituksen tarkkuusvaatimukset ovat luokkaa 0,1 mm, voitaisiin ruuvikäyttöä harkita korvattavaksi lineaarisella hammashihnakäytöllä, jota ohjataan nykyaikaisella taajuusmuuttajalla ja laadukkaalla säätöalgoritmilla. Tällöin hankintakustannukset pienensivät ja tuotantotehokkuus kasvaisi, koska hammashihnakäytöllä voitaisiin toteuttaa nopeampaa paikoittamista.

Eräs sovellus lineaariselle kolmen dimension hammashihnakäytölle voisi olla toiminta mallileikkurina, sekä nuuttaus- ja leikkauslaitteen korvaajana pakkauslinjastolla, jossa valmistetaan elintarviketeollisuuden tarkoitettuja ruokapakkauksia.

3 HAMMASHIHNÄKÄYTÖN MALLINNUS

Tässä työssä tutkitaan Festo Oy:n toimittamaa hammashihnavetoista kolmen akselin (X, Y, Z) paikoituskäyttöä, jossa X-akselia pitkin liikkuvat Y-akseli ja Z-akseli ja Y-akselia pitkin Z-akseli. Kuvassa 3.1 on esitetty laitteiston rakenne.



Kuva 3.1. Laboratoriotestilaitteen periaatekuva. Kuvaan on merkitty koordinaatisto laitteen hahmottamisen helpottamiseksi (Festo 2007).

Kuten kuvasta nähdään, jokaista akselia vetää oma moottorinsa ja sekä X-, että Y-akselilla on kaksi johdetta rinnakkain vetämässä kuormaa. Nämä johteet on kiinnitetty toisiinsa metallisen akselin välityksellä. Sekä X-, että Y-akselilla johteet koostuvat kahdesta hihnapyörästä, niitä yhdistävästä hammashihnasta sekä hihnalla olevasta kelkasta.

Laitteiston voiman lähteinä toimivat ESR Pollmeier GmbH:n kestopagneettiservo-moottorit, joita ohjataan ABB:n liikkeenohjauskäyttöön suunnitelluilla ACSM1

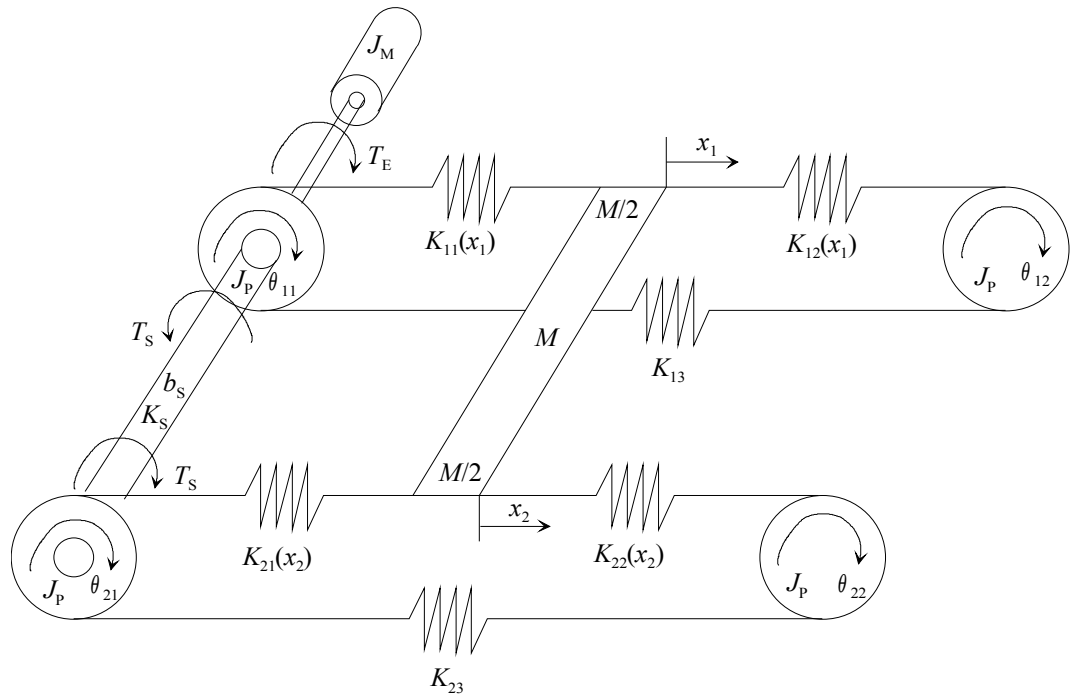
taajuudenmuuttajilla. Koelaitteen tärkeimmät tekniset tiedot on esitelty tarkemmin liitteessä A.

Kappaleessa 3.1 esitetään lineaarista hammashihnaservokäyttöä kuvaava matemaattinen jousi-massa-malli, kappaleessa 3.2 mallinnetaan hihnojen venymisestä aiheutuvat jousivakiot. Kappale 3.3 käsittelee systeemissä esiintyviä kitkavoimia (liikevastusvoimat). Kappaleessa 3.4 muodostetaan säätösuunnittelussa käytettävä tilamalli systeemistä, sekä tutkitaan tilamallin avulla systeemin ominaisvärähtelytaajuuksia. Lopuksi kappaleessa 3.5 käydään lyhyesti läpi muodostetun matemaattisen mallin validoiminen käytännön mittauksin.

3.1 Koelaitteen jousi-massa-malli

Hihnakäytön X- ja Y-akselit ovat mallinnettavissa samalla tavalla, koska ne molemmat koostuvat kahdesta rinnan kytketystä johteesta, niitä yhdistävästä akselistä sekä johteilla liikkuvasta kelkasta.

Johteissa käytettävän hammashihnan takia prosessin dynamiikkaa ei voida mieltää jäykän kappaleen dynamiikaksi. Tästä johtuen yhtä johdetta on käsiteltävä kuvan 3.2 mukaisesti joustavana rakenteena, joka koostuu kolmesta massasta (kelkan, hihnapyörän ja moottorin) sekä niitä yhdistävistä jousista (hammashihna).



Kuva 3.2. X-akselin muodostama jousi-massa-systeemi. Molemmat johteet muodostavat oman kahdesta hihnapyörästä, kolmesta jousivakiosta ja yhdestä massasta koostuvan systeeminsä. Näitä johteita yhdistävä väliakseli voidaan mallintaa jousivakion K_s ja vaimennuksen b_s avulla. Akselin kiertymisestä aiheutuvat vääntömomentit T_s ovat merkitty kuvaan. Jousivakiot $K_{11}(x_1)$, $K_{12}(x_1)$, $K_{21}(x_2)$ ja $K_{22}(x_2)$ ovat riippuvaisia paikoista x_1 ja x_2 .

J_P on yhden hihnapyörän hitausmassa, M on liikeakselin kuljettava kokonaismassa ja J_M akselissa käytettävän moottorin pyörivien osien hitausmassa. T_E on moottorin tuottama vääntömomentti.

Muodostetaan molempia johteita ja väliakselia kuvaavat differentiaaliyhtälöt kuvan 3.2 perusteella.

Kun oletetaan moottorin ja vetävän hihnapyörän olevan kytketty jäykästi toisiinsa, johteelle 1 voidaan kirjoittaa, (Hace 2004)

$$(J_P + J_M) \cdot \ddot{\theta}_{11} + \tau_f = T_E - T_S - R \cdot [K_{11}(x_1) \cdot (R \cdot \theta_{11} - x_1) - K_{13} \cdot (R \cdot \theta_{12} - R \cdot \theta_{11})] \quad (3.1)$$

$$J_P \cdot \ddot{\theta}_{12} + \tau_f = R \cdot [K_{12}(x_1) \cdot (x_1 - R \cdot \theta_{12}) - K_{13} \cdot (R \cdot \theta_{12} - R \cdot \theta_{11})] \quad , \quad (3.2)$$

$$(M/2) \cdot \ddot{x}_1 + f_f = K_{11}(x_1) \cdot (R \cdot \theta_{11} - x_1) - K_{12} \cdot (x_1 - R \cdot \theta_{12}) \quad . \quad (3.3)$$

Vastaavasti johteelle 2 voidaan kirjoittaa

$$J_P \cdot \ddot{\theta}_{21} + \tau_f = T_s - R \cdot [K_{21}(x_2) \cdot (R \cdot \theta_{21} - x_2) - K_{23} \cdot (R \cdot \theta_{22} - R \cdot \theta_{21})] \quad , \quad (3.4)$$

$$J_P \cdot \ddot{\theta}_{22} + \tau_f = R \cdot [K_{22}(x_2) \cdot (x_2 - R \cdot \theta_{22}) - K_{23} \cdot (R \cdot \theta_{22} - R \cdot \theta_{21})] \quad , \quad (3.5)$$

$$(M/2) \cdot \ddot{x}_2 + f_f = K_{21}(x_2) \cdot (R \cdot \theta_{21} - x_2) - K_{22} \cdot (x_2 - R \cdot \theta_{22}) \quad . \quad (3.6)$$

Johteita yhdistävän akselin kiertymisestä johtuva vääntömomentti T_s voidaan mallintaa jousivakion K_s ja vaimennusvakion b_s avulla.

$$T_s = b_s \cdot (\dot{\theta}_{11} - \dot{\theta}_{21}) + K_s \cdot (\theta_{11} - \theta_{21}) \quad . \quad (3.7)$$

Yhtälöissä (3.3) ja (3.6) esiintyvä f_f termi vastaa hihnaan kohdistuvaa liikevastusvoimaa, ja sitä on käsitelty tarkemmin kappaleessa 3.3. Yhtälöissä (3.1), (3.2), (3.4) ja (3.5) esiintyvä termi τ_f tarkoittaa hihnapyörissä ja moottorissa esiintyvää pyörimiskitkaa.

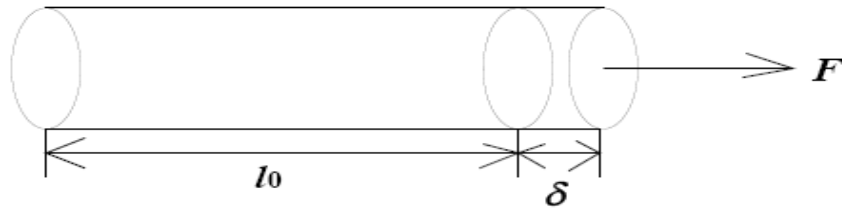
Koska Y-akseli on rakenteeltaan identtinen X-akselin kanssa, voidaan se mallintaa samoja yhtälöitä käyttäen.

3.2 Jousivakioiden määrittäminen

Vakiona pysyvien jousivakioiden K_{13} ja K_{23} , sekä paikan suhteen muuttuvien jousivakioiden $K_{11}(x_1)$, $K_{12}(x_1)$, $K_{21}(x_2)$ ja $K_{22}(x_2)$ yhtälöt paikan funktiona voidaan määrittää käyttämällä hihnan valmistajalta löytyviä venymä- ja voimatietoja. Suhteelliselle venymälle ε on olemassa yleisesti tunnettu yhtälö

$$\epsilon = \frac{\delta}{l_0} , \quad (3.8)$$

jossa δ on kappaleen pituuden muutos ja l_0 on kappaleen alkupituus, kuten kuvasta 3.3 voidaan havaita.



Kuva 3.3. Kappaleen pituuden muutos δ ja alkupituus l_0 , kun kappaletta venytetään vaakasuoralla voimalla F .

Kun yhtälöstä (3.8) ensin ratkaistaan δ , voidaan sen jälkeen ratkaista hihnan jousivakio Hooken laista

$$F = k \cdot x = k \cdot \delta = k \cdot \epsilon \cdot l_0 , \quad (3.9)$$

$$k = \frac{F}{\epsilon} \cdot \frac{1}{l_0} . \quad (3.10)$$

Yhtälössä esiintyvät voiman F ja suhteellisen venymän ϵ arvot saadaan selvitettyä hihnan valmistajalta. Testilaitteiston X- ja Y-akselin suurin sallittu voima ja sitä vastaava suhteellinen venymä on esitetty liitteessä A. Yhtälöstä (3.10) voidaan hyvin havaita, että hihnäkäytön jousivakioiden K_{11} , K_{12} , K_{21} ja K_{22} arvot muuttuvat kelkan paikan muuttuessa, koska tällöin yhtälössä (3.10) esiintyvä hihnan alkupituus l_0 muuttuu. Selvitetään seuraavaksi jousivakioiden lausekkeet, kun hihnan eri osien alkupituudet ovat l_1 , l_2 ja l_3 .

$$K_{11}(x_1) = \frac{F}{\epsilon} \cdot \frac{1}{l_1 + x_1} , \quad (3.11)$$

$$K_{12}(x_1) = \frac{F}{\epsilon} \cdot \frac{1}{l_2 - x_1} , \quad (3.12)$$

$$K_{21}(x_2) = \frac{F}{\epsilon} \cdot \frac{1}{l_1 + x_2} , \quad (3.13)$$

$$K_{22}(x_2) = \frac{F}{\epsilon} \cdot \frac{1}{l_2 - x_2} , \quad (3.14)$$

$$K_{13} = K_{23} = \frac{F}{\epsilon} \cdot \frac{1}{l_3} . \quad (3.15)$$

Johteita yhdistävän väliakselin jousivakio K_S voidaan laskea sylinterimäisen kappaleen jousivakion laskuyhtälön mukaisesti

$$K_S = \frac{G \cdot I_P}{L_S} , \quad (3.16)$$

jossa G on käytettävän materiaalin liukukerroin, L_S on väliakselin pituus ja I_P on onton sylinterimäisen kappaleen vääntöjäyhyys, joka voidaan laskea

$$I_P = \frac{\pi}{2} (r_o^4 - r_i^4) , \quad (3.17)$$

jossa r_o on onton sylinterin ulompi säde ja r_i sisempi säde.

Käyttämällä yhtälöitä (3.16) ja (3.17), saadaan X-akselin johteita yhdistävän akselin jousivakioksi 2600 Nm ja Y-akselin johteita yhdistävän akselin jousivakioksi 4351 Nm.

3.3 Kitkailmiöt hihnakäytöissä

Hihnakäytöissä esiintyy eri pintojen liikkeessa toisiaan vastaan liikettä vastustavia kitkavoimia. Kitkavoima johtuu liikkuvien pintojen epäideaalisuuksista, kuten karheudesta ja epätasaisuudesta. Kitkavoiman suuruuteen voi vaikuttaa myös ympäristötekijät, kuten paine, lämpötila tai staattiset sähkövaraukset. Hihnakäyttöjä tutkittaessa joudutaan lisäksi tekemisiin kahden eri tyyppisen kitkan kanssa, pyörimiskitkan ja lineaariliikkeen liukumiskitkan.

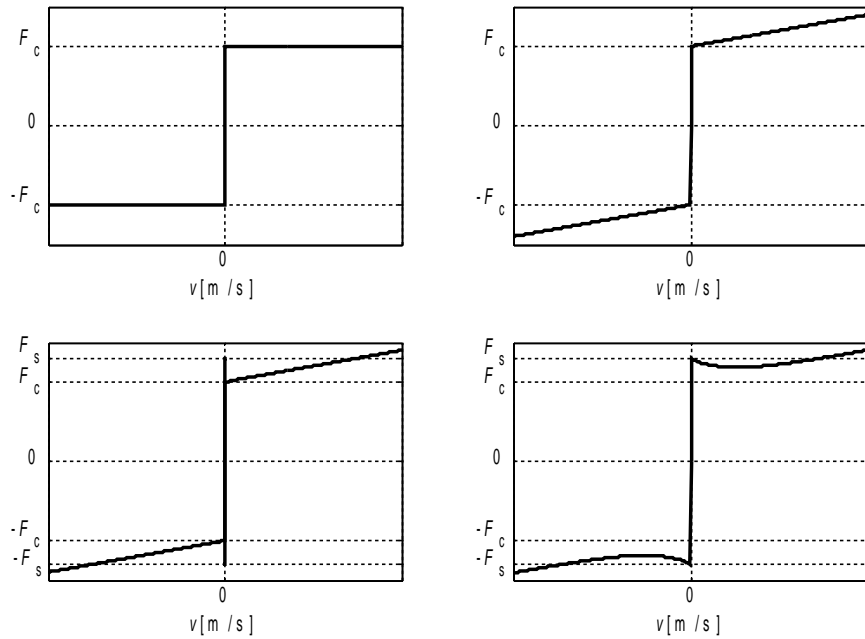
Pyörimiskitkaa ilmenee pyörimisliikkeen seurauksena hihnakäytön hihnapyörissä, sekä vetävän moottorin akselilla. Pyörimiskitka mallinnetaan lähes poikkeuksetta nopeuteen verrannollisena vaimennuksena.

Lineaariliikkeen liukukitkaa sen sijaan esiintyy hammashihakäytöissä kelkan liikkeestä johtuen ja kitkavoima on karkeasti jaettavissa lepo- ja liikekitkaan. Lepokitkan arvo on useimmissa sovelluksissa suurempi kuin liikekitka liikkeen alkuhetkellä. Yksinkertaisuuden vuoksi liikekitka esitetään usein olevan suoraan verrannollinen kappaleen liikenopeuteen.

Kohteissa joissa kitkavoimasta on haittaa, sitä pyritään minimoimaan erilaisin keinoin. Yleisin kitkan pienentämismenetelmä lienee kontaktipintojen voiteleminen, jotta kontakti pääsee syntyään mahdollisimman vähällä vastuksella. Kitkavoimista on usein myös hyötyä. Esimerkiksi hihnakäytön tapauksessa jarrutettaessa kitka auttaa moottoria, jolloin moottorilta ei vaadita niin paljoa jarruttavaa vääntömomenttia, mikä edelleen rajoittaa taajuusmuuttajassa välipiirin tasajännitteen nousua. Toisaalta välipiirin jännitteen nousu voidaan hallita joko jarrukatkojalla ja jarruvastuksella tai käyttämällä taajuusmuuttajan syötössä verkkovaihtosuuntaajaa. Joka tapauksessa jarruttava kitka pienentää moottorin termistä rasitusta.

3.3.1 Kitkamallit

Kitkavoimien kuvaamiseksi ja mallintamiseksi on olemassa useita eri kitkamalleja, joista eräitä on esitetty tässä kappaleessa. Kuvassa 2.3 on esitetty neljä eri kitkamallia. (Li 1999)



Kuva 3.4. Eri kitkamalleja. Vasemmalla ylhäällä Coulombinen kitka, oikealla ylhäällä Coulombin- ja liikekitka, vasemmalla alhaalla lepo-, Coulombin- ja liikekitka, sekä viimeisenä oikealla alhaalla Stribeckin efekti, jossa lepo- ja liikekitkan välillä on eksponentiaalinen yhteys.

Lepokitka F_s määritellään kappaleeseen kohdistuvan voiman F ja maksimi lepo-voiman F_{\max} mukaan seuraavasti

$$F_s = \begin{cases} F, & \text{jos } v = 0 \text{ ja } |F| < F_{\max} \\ F_{\max}, & \text{jos } v = 0 \text{ ja } |F| \geq F_{\max} . \end{cases} \quad (3.18)$$

Lepokitka siis estää kappaleen liikkeen aina, kun kappaleeseen kohdistuva voima on lepokitkan maksimiarvoa pienempi, ja saa nolasta poikkeavan arvon vain nol-
lanopeudella.

Coulombinen kitka F_c määritellään kosketuspintojen välisen normaalivoiman N ja
kitkakertoimen μ avulla.

$$F_c = \mu \cdot N \cdot \text{sgn}(v) \quad , \quad (3.19)$$

jossa v on kappaleen liikenoisuus. Coulombinen kitka saa siis kappaleen liikesuun-
nasta riippuvan vakioarvon.

Viskoosikitka eli liikekitka F_v on suoraan verrannollinen kappaleen nopeuteen lii-
kekitkakertoimen k_v välityksellä

$$F_v = k_v \cdot v \quad . \quad (3.20)$$

Kuvassa 3.4 viimeisenä esitetty Stribeckin efekti voidaan mallintaa yhtälön (3.21)
mukaisesti. Kitkamalli sisältää eksponenttitermin, jonka mukaisesti kitkavoima
muuttuu lepokitkasta, nopeudelle verrannolliseksi liikekitkaksi

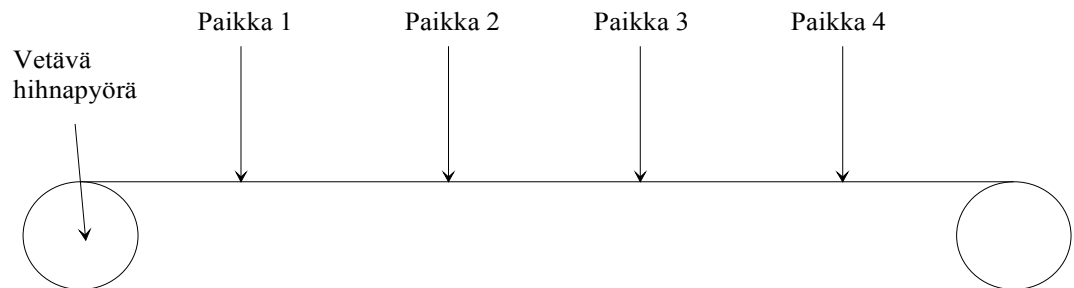
$$F_{\text{STR}} = F_c + (F_s - \mu \cdot N) \cdot e^{-\left(\frac{v}{v_s}\right)^\delta} + F_v \quad , \quad (3.21)$$

jossa v_s on Stribeckin nopeus ja δ on vakio, joka voi saada laajalti eri arvoja. Eräs
yleinen arvo muuttujalle δ on 1, jolloin mallista käytetään Tustinin mallin nimeä.

3.3.2 Kitkamallien määrittäminen koelaitteelle

Määritellään koelaitteen X- ja Y-akseleille kokonaisliikevastusvoimat. Lepotilan liikevastusvoiman arvo määritellään vetämällä kappaletta jousivaa'alla kunnes kappale nytkähtää liikkeelle. Tämä voiman raja-arvo on lepokitka F_s .

Lepotilan kitkavoiman arvoja mitattiin kuvan 3.5 mukaisesti neljästä eri kohtaa johdetta. Kitkavoimaa mitattaessa kelkkaa vedettiin jousivaa'alla molempiin suuntiin kymmenen mittauksen verran, jolloin saatiin kustakin kohdasta 20 mittauksen arvoa.

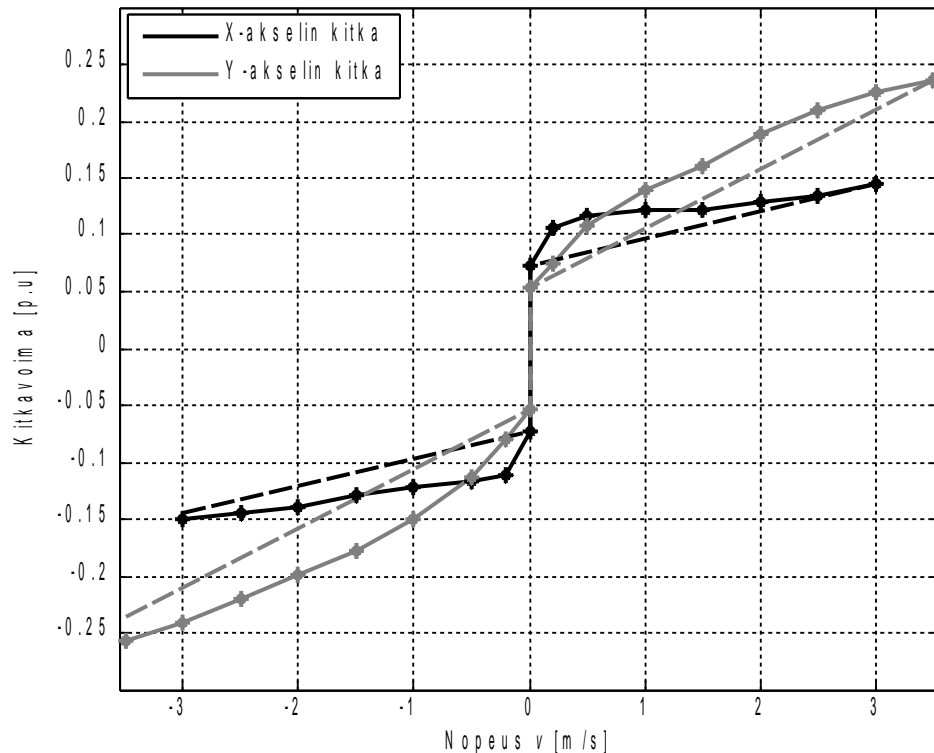


Kuva 3.5. Lepokitkan mittausjärjestely.

Tämän jälkeen määritettiin liikekitka ajamalla kumpaakin liikeakselia muutamalla eri vakionopeuden arvolla ja tarkkailemalla niitä vastaavia moottorin vääntömomentin arvoja. Vääntömomentista T_E voidaan edelleen laskea hihnaa vetävä voima F , kun tiedetään käytettävän hihnapyörän säde R ,

$$T_E = F \cdot R \Rightarrow F = \frac{T_E}{R} \quad (3.22)$$

Kuvassa 3.6 on esitetty sekä X- että Y-akselille muodostettu kitkamalli, jossa lepotilan kitkan arvona on käytetty jousivaa'an avulla tehtyjen mittausten keskiarvoa.



Kuva 3.6. Kitkamittausten perusteella muodostetut mallit hihnäkäytön X- ja Y-akseleille.

Kuvaan on merkitty mustilla tähdillä X-akselin kitkavoiman mittauspisteet ja harmailla tähdillä Y-akselin kitkavoiman mittauspisteet. Lisäksi kuvaan on merkitty katkoviivoin molemmille liikeakseleille sovitetut Coulombisen ja viskoosikitkan mallit. Kuvassa molempien liikeakseleiden kitkavoimat on esitetty suurimpaan sallittuun kuormitusvoimaan suhteutettuina arvoina.

Kuten kuvasta havaitaan, hihnäkäytöissä kitka käyttäytyy tyypillisesti siten, että lepokitkan arvo ei olekaan suurempi kuin liikekitka alussa, jolloin Stribeckin efekti ei kuvaa hihnäkäytön kitkan käyttäytymistä kovin hyvin. Näin ollen varsinkin säädössä päädytään käyttämään yksinkertaisempaa lepo- ja liikekitkan mallia, koska se kuvaa kitkan käyttäytymistä paremmin. On kuitenkin muistettava pitää kitkamallin arvot todellista mitattua kitkaa pienempinä koko käyttöalueella, jottei tehdä säädössä ylikompensointia. Näin ollen kuvaan katkoviivoin merkittyjä mal-

leja käytetään jatkossa säädössä. Sen sijaan hihnakäytön simulointimallissa voidaan käyttää ehyillä viivoilla merkittyjä kitkamalleja.

Kitkamallin määrittämiseen voitaisiin myös soveltaa taajuusmuuttajan ominaisuuksiin liitettävää identifiointiajoa, jossa aluksi mitattaisiin systeemin lepokitka lähtien kasvattamaan pienin askelin käytettävää vääntömomenttia, kunnes mitattava akseli nytkähtää liikkeelle. Tämän jälkeen liikekitka voitaisiin määrittää muutamalla eri nopeuden arvolla, minkä jälkeen säädössä käytettävä kuvan 3.6 kaltainen kitkamalli olisi valmis muodostettavaksi.

3.4 Tilamallin muodostus

Kuten yhtälöistä (3.1) – (3.6) havaitaan, kokonaissysteemin kertaluku on kaksitoista, minkä lisäksi systeemi on vahvasti epälineaarinen johtuen hammashihnan dynamiikasta. Työn tavoitteena on kuitenkin pystyä säätämään järjestelmää lineaarisen säätöteorian menetelmin, jolloin on perusteltua yksinkertaistaa ja linearisoida epälineaarinen systeemimalli. Tätä yksinkertaistettua mallia käytetään säädön suunnittelussa ja tilaestimaattorin mallina.

3.4.1 *Linearisoitu malli*

Oletetaan aluksi, että systeemin johteita yhdistävä akseli on jäykkä, jolloin X- ja Y-akseleita voidaan kuvata yhden johteen jousi-massa-järjestelmänä. Tällöin systeemiyhtälöt voidaan kirjoittaa muotoon

$$J_{\text{TOT}} \cdot \ddot{\theta}_1 = T_E - R \cdot [K_1(x) \cdot (R \cdot \theta_1 - x) - K_3 \cdot (R \cdot \theta_2 - R \cdot \theta_1)] \quad , \quad (3.23)$$

$$2 \cdot J_p \cdot \ddot{\theta}_2 = R \cdot [K_2(x) \cdot (x - R \cdot \theta_2) - K_3 \cdot (R \cdot \theta_2 - R \cdot \theta_1)] \quad , \quad (3.24)$$

$$M \cdot \ddot{x} + f_f = K_1(x) \cdot (R \cdot \theta_1 - x) - K_2 \cdot (x - R \cdot \theta_2) \quad . \quad (3.25)$$

Asetetaan X-akselin paikan nollapiste johteen puoliväliin ja linearisoidaan systeemi nollapisteeseen, mikä tarkoittaa sitä, että paikasta x riippuvat jousivakiot $K_1(x)$ ja $K_2(x)$ saavat nyt nollapisteeseen sidotut vakioarvot. Jousivakioita laskettaessa tulee myös muistaa ajatella kaikki yksinkertaistetun systeemin jousivakiot kaksi kertaa jäykemmiksi, koska nyt yhden johteen voidaan ajatella kuljettavan kahden rinnakkaisen johteen kuorman.

Tällöin systeemiä kuvaavat yhtälöt voidaan saattaa muotoon

$$J_{\text{TOT}} \cdot \ddot{\theta}_1 = T_E - R^2 \cdot (K_1 + K_3) \cdot \theta_1 + R^2 \cdot K_3 \cdot \theta_2 + R \cdot K_1 \cdot x \quad , \quad (3.26)$$

$$2 \cdot J_P \cdot \ddot{\theta}_2 = -R^2 \cdot (K_2 + K_3) \cdot \theta_2 + R^2 \cdot K_3 \cdot \theta_1 + R \cdot K_2 \cdot x \quad , \quad (3.27)$$

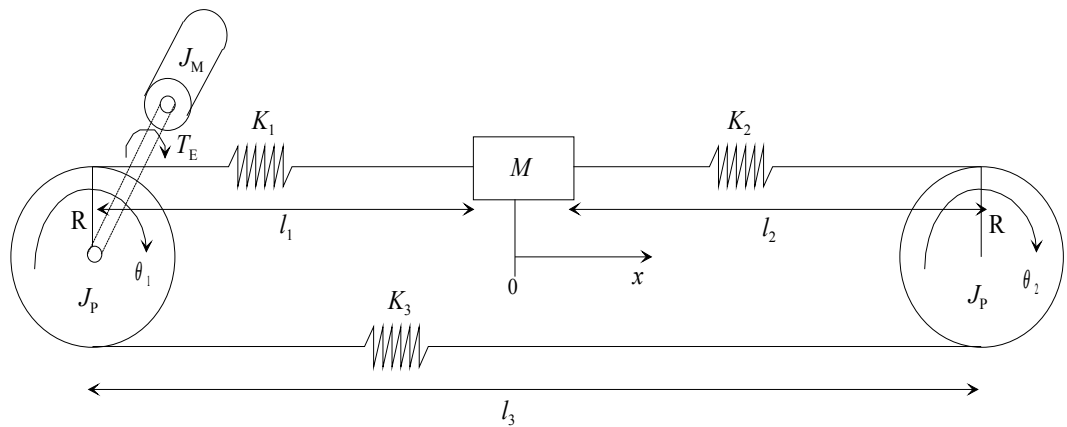
$$M \cdot \ddot{x} + f_f = K_1 \cdot R \cdot \theta_1 + K_2 \cdot R \cdot \theta_2 - (K_1 + K_2) \cdot x \quad . \quad (3.28)$$

Termi J_{TOT} kuvaa systeemin vetävässä päässä vaikuttavien hitausmassojen summaa ja voidaan esittää

$$J_{\text{TOT}} = 2 \cdot J_P + J_M + 2 \cdot (J_0 + J_H \cdot l) \quad , \quad (3.29)$$

jossa J_0 on johteen valmistajan ilmoittama johteelle ominainen ylimääräinen pyörittävien osien hitausmassa ja termi $J_H \cdot l$ on työskentelyalueen pituudesta l riippuva hitausmassa, jolloin sen voidaan ajatella kuvaavan käytettävän hammashihnan ominaista hitausmassaa. Vakioiden J_0 ja J_H lukuarvot löytyvät kullekin liikeakselille liitteestä A.

Linearisoidun systeemin periaatekuva on esitetty kuvassa 3.7.



Kuva 3.7. Linearisoidun systeemin periaatekuva. Akselin paikan nollapiste on asetettu johteen keskipisteeseen, minkä seurauksena paikan suhteen muuttuvat jousivakiot K_1 ja K_2 saavat nollapisteesen sidotun vakioarvon.

Muodostetaan linearisoidusta yhtälöryhmästä (3.26) - (3.28) systeemiä kuvaavan tilamallin matriisit, kun tilavektori on muotoa

$$\underline{x} = \begin{bmatrix} \theta_1 \\ \dot{\theta}_1 \\ \theta_2 \\ \dot{\theta}_2 \\ x \\ \dot{x} \end{bmatrix}. \quad (3.30)$$

Kun systeemi oletetaan kitkattomaksi ja differentiaaliyhtälöryhmästä (3.26) - (3.28) muodostetaan perinteinen tilayhtälöesitys (Friedland 1986), saadaan tilaesityksen systeemimatriiseiksi \underline{A} ja \underline{B}

$$\underline{A} = \begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ \frac{-R^2 \cdot (K_1 + K_3)}{J_{\text{TOT}}} & 0 & \frac{R^2 \cdot K_3}{J_{\text{TOT}}} & 0 & \frac{R \cdot K_1}{J_{\text{TOT}}} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 \\ \frac{R^2 \cdot K_3}{2 \cdot J_p} & 0 & \frac{-R^2 \cdot (K_2 + K_3)}{2 \cdot J_p} & 0 & \frac{R \cdot K_2}{2 \cdot J_p} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 \\ \frac{R \cdot K_1}{M} & 0 & \frac{R \cdot K_2}{M} & 0 & \frac{-(K_1 + K_2)}{M} & 0 \end{bmatrix},$$

$$\underline{B} = \begin{bmatrix} 0 \\ 1 \\ \frac{1}{J_{\text{TOT}}} \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix}. \quad (3.31)$$

Olkoon systeemin lähtösuure kelkan paikka x , jolloin tilaesityksen lähdön määräävä matriisi \underline{C} saa arvon

$$\underline{C} = [000010]. \quad (3.32)$$

Matriiseissa \underline{A} ja \underline{B} käytettävät malliparametrit X-akselille löytyvät liitteestä A. Tutkitaan linearisoidun systeemin ominaisarvoja Matlabin `damp`-funktion avulla, jolloin tulokseksi saadaan taulukon 3.1 mukaiset parametrit.

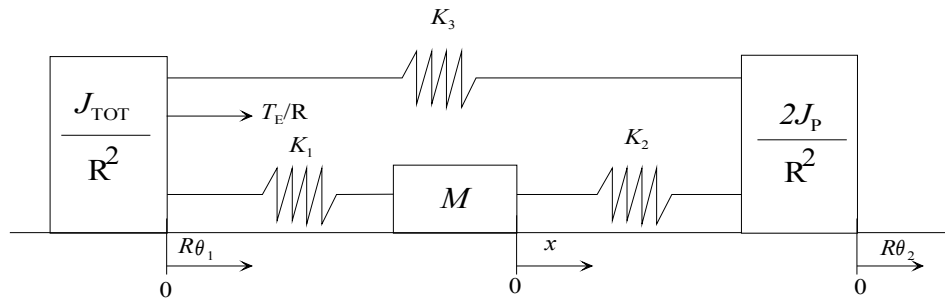
Taulukko 3.1. Linearisoidun systeemin ominaisarvot, sekä niitä vastaavat vaimennusvakion ja ominaiskulmataajuuden arvot.

Ominaisarvo	Vaimennusvakio	Ominaiskulmataajuus [rad/s]
0	-	-
-0,49	1	0,49
$-4,96 \cdot 10^{-2} \pm 4,37 \cdot 10^2 \cdot j$	$1,14 \cdot 10^{-4}$	437
$-2,87 \cdot 10^{-4} \pm 4,20 \cdot 10^3 \cdot j$	$6,85 \cdot 10^{-8}$	4200

Ominaiskulmataajuuksista voidaan havaita, että toisella systeemin napapareista on erittäin korkea ominaiskulmataajuus. Koska vapaan pään hitausmassa on selvästi pienempi kuin vetävän pään, voidaan korkeataajuisen napaparin olettaa kuvaavan vapaan pään dynamiikkaa. Kun muistetaan, että matalataajuiset navat ratkaisevat systeemin käyttäytymisen, voidaan vapaan puolen dynamiikka unohtaa ja näin ollen alentaa systeemin kertalukua vielä kahdella.

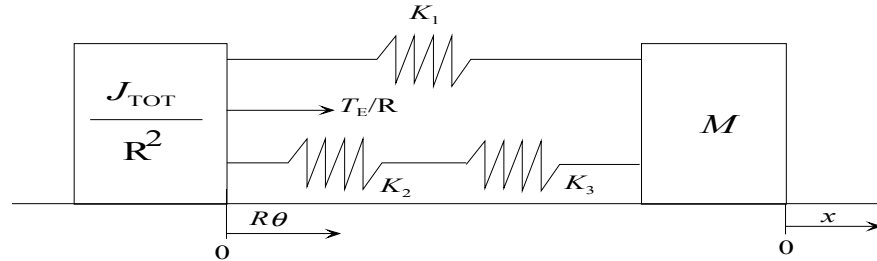
3.4.2 Yksinkertaistettu systeemimalli

Lähdetään yksinkertaistamaan systeemiä ajattelemalla, että myös hihnapyörien pyörimisliike olisi lineaarista, jolloin systeemi voidaan redusoida kuvan 3.8 mukaiseksi kolmen massan ja kolmen jousen lineaariseksi järjestelmäksi.



Kuva 3.8. Kolmesta massasta ja kolmesta jousesta syntyvä lineaariseen koordinaatistoon redusoitu systeemimalli

Kun vapaan pään hihnapyörän dynamiikka jätetään huomiotta, saadaan systeemin kertalukua pienennettyä ja systeemi muuttuu kuvan 3.9 mukaiseksi kahdesta massasta ja kolmesta jousesta koostuvaksi järjestelmäksi. (Hace 2004)



Kuva 3.9. Kahdesta massasta ja kolmesta jousesta syntyvä lineaariseen koordinaatistoon redusoitu systeemimalli. J_{TOT} vastaa vetävässä päässä esiintyvien hitausmomenttien summaa.

Systeemissä vaikuttavat kolme jousia voidaan kuvata yhdellä ekvivalenttisella jousella, jonka jousivakioksi saadaan (Kelly 1996)

$$K_{\text{ekv}} = K_1 + \frac{1}{\frac{1}{K_2} + \frac{1}{K_3}} = K_1 + \frac{K_2 \cdot K_3}{K_2 + K_3} \quad (3.33)$$

Nyt voidaan esittää systeemiä kuvaavat lineaariset differentiaaliyhtälöt (3.26) - (3.28) yksinkertaistetussa muodossa (Hace 2004)

$$J_{TOT} \cdot \ddot{\theta} = T_E - R^2 \cdot K_{\text{ekv}} \cdot \theta + R \cdot K_{\text{ekv}} \cdot x \quad (3.34)$$

$$M \cdot \ddot{x} + f_f = K_{\text{ekv}} \cdot R \cdot \theta - K_{\text{ekv}} \cdot x \quad (3.35)$$

Muodostetaan yksinkertaistetusta yhtälöistä (3.34) ja (3.35) systeemiä kuvaavan tilamallin matriisit, kun tilavektori on muotoa

$$\underline{x} = \begin{bmatrix} \theta \\ \dot{\theta} \\ x \\ \dot{x} \end{bmatrix} . \quad (3.36)$$

Käsitellään kitkatonta systeemiä perinteisen tilayhtälöesityksen mukaisesti (Friedland 1986), jolloin tilayhtälön systeemimatriiseiksi \underline{A} ja \underline{B} saadaan

$$\underline{A} = \begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 & 0 \\ \frac{-R^2 \cdot K_{ekv}}{J_{TOT}} & 0 & \frac{R \cdot K_{ekv}}{J_{TOT}} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \\ \frac{R \cdot K_{ekv}}{M} & 0 & \frac{-K_{ekv}}{M} & 0 \end{bmatrix} , \quad \underline{B} = \begin{bmatrix} 0 \\ 1 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} . \quad (3.37)$$

Systeemistä mitattavana lähtösuurena pidetään jälleen kelkan paikkaa x , jolloin lähdön määräävä matriisi \underline{C} saa muodon.

$$\underline{C} = [0010] . \quad (3.38)$$

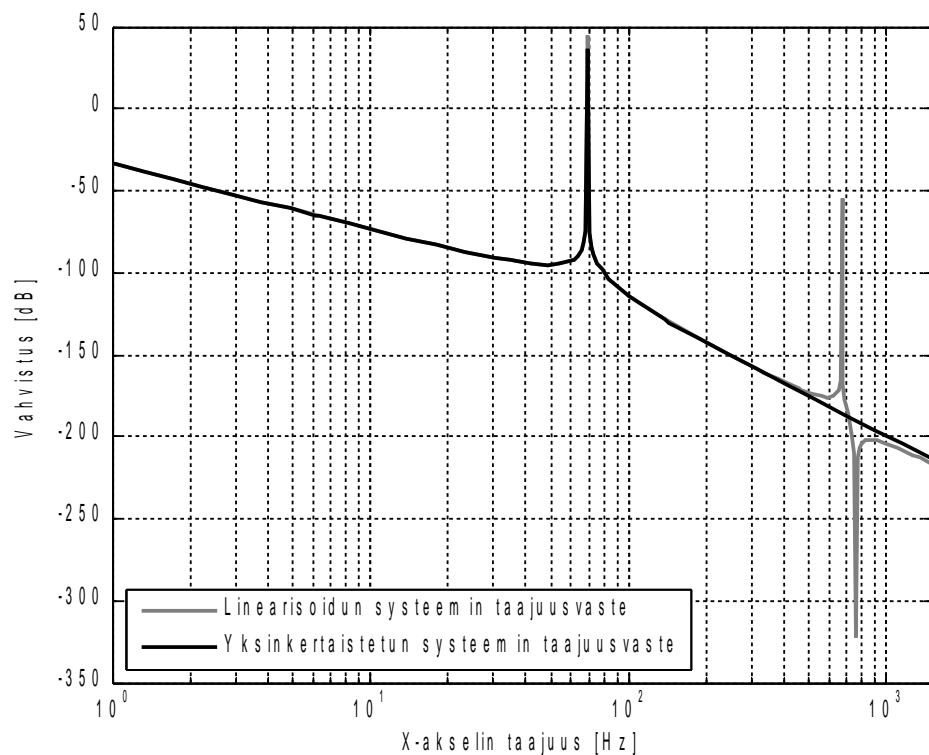
Ratkaistaan vertailun vuoksi, myös yksinkertaistetun systeemin ominaisarvot, ominaiskulmataajuudet ja vaimennusvakion arvot Matlabin `damp`-funktion avulla. Tulokset ovat esitetty taulukossa 3.2.

Taulukko 3.2. Linearisoidun ja yksinkertaistetun systeemin ominaisarvot, sekä niitä vastaavat vaimennusvakion ja ominaiskulmataajuuden arvot.

Ominaisarvo	Vaimennusvakio	Ominaiskulmataajuus [rad/s]
0	-	-
-0,491	1	0,491
$-4,95 \cdot 10^{-2} \pm 4,37 \cdot 10^2 \cdot j$	$1,13 \cdot 10^{-4}$	437

Kun verrataan taulukoissa 3.1 ja 3.2 esitettyjä systeemien ominaisarvoja ja ominaiskulmataajuuksia, havaitaan että käyttämällä ekvivalenttia jousivakion arvoa ja yksinkertaistettua neljännen kertaluvun lineaarista systeemimallia, saadaan kuvattua systeemiä riittävän tarkasti.

Esitetään vielä sekä linearisoidun että yksinkertaistetun systeemin taajuusvasteen vahvistuskäyrä kuvassa 3.10.



Kuva 3.10. Linearisoidun systeemin ja yksinkertaistetun systeemin taajuusvasteiden vahvistuskäyrät.

Kuvasta havaitaan, että yksinkertaistettu malli vastaa lineaarista mallia tarkasti korkealla taajuudella esiintyvään toiseen resonanssiipiikkiin asti, joten voidaan arvioida, että yksinkertaistettu tilamalli on riittävän tarkka laadukkaan tilasäädön toteutukseen.

3.4.3 Resonanssitaajuuden analyttinen ratkaisu

Määritetään systeemille resonanssitaajuus edellä muodostetun yksinkertaisen systeemimatriisin \underline{A} (3.37) avulla. Määrittämällä matriisin ominaisarvot, saadaan systeemin navat, joista voidaan edelleen määrittää napoja vastaava resonanssitaajuuden yhtälö. Ominaisarvot saadaan ratkaistua yhtälöstä

$$\det(\lambda \underline{I} - \underline{A}) = 0 \quad , \quad (3.39)$$

jossa λ vastaa systeemin ominaisarvoja.

$$\det \begin{bmatrix} \lambda & -1 & 0 & 0 \\ \frac{R^2 \cdot K_{ekv}}{J_{TOT}} & \lambda & \frac{-R \cdot K_{ekv}}{J_{TOT}} & 0 \\ 0 & 0 & \lambda & -1 \\ \frac{-R \cdot K_{ekv}}{M} & 0 & \frac{K_{ekv}}{M} & \lambda \end{bmatrix} = 0 \quad , \quad (3.40)$$

josta ominaisarvoyhtälöksi saadaan neljännen asteen yhtälö

$$\lambda^2 \cdot (M \cdot J_{TOT} \cdot \lambda^2 + K_{ekv} \cdot J_{TOT} + M \cdot R^2 \cdot K_{ekv}) = 0 \quad . \quad (3.41)$$

Tämän yhtälön ratkaisuna saadaan systeemin ominaisarvot, jotka vastaavat avoimen piirin napoja.

$$\begin{aligned} \lambda_{1,2} &= s_{1,2} = 0 \quad , \\ \lambda_{3,4} &= s_{3,4} = \pm \sqrt{-\left(\frac{K_{ekv}}{M} + \frac{R^2 \cdot K_{ekv}}{J_{TOT}}\right)} = \pm \sqrt{\frac{K_{ekv}}{M} + \frac{R^2 \cdot K_{ekv}}{J_{TOT}}} \cdot j \quad . \end{aligned} \quad (3.42)$$

Systeemin navat voidaan ratkaista s -tasossa, kun tiedetään että Laplace-muuttuja s määritellään

$$s = \sigma + j \cdot \omega_n \quad , \quad (3.43)$$

jossa ω_n vastaa värähtelevän napaparin ominaiskulmataajuutta, jonka avulla voidaan selvittää systeemin resonanssitaajuus Hertzeinä.

$$f_n = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{K_{\text{ekv}}}{M} + \frac{R^2 \cdot K_{\text{ekv}}}{J_{\text{TOT}}}} \quad . \quad (3.44)$$

Sijoittamalla yhtälöön liitteessä A esitetyt nollapisteeseen linearisoidun X-akselin parametrit, saadaan resonanssitaajuudeksi 70 Hz, joka on taajuusvaste kuvan 3.10 ensimmäinen resonanssitaajuus.

Yhtälöstä (3.44) voidaan havaita, että resonanssitaajuus on riippuvainen kelkan paikasta, koska siihen vaikuttaa kelkan paikan mukaan muuttuva ekvivalenttinen jousivakio K_{ekv} . Selvitetään ekvivalenttisen jousivakion paikkariippuvuus, kun jousivakioilla $K_1(x)$, $K_2(x)$ ja K_3 käytetään kappaleessa 3.2 esitettyjä yhtälöitä

$$K_1(x) = \frac{F}{\epsilon} \cdot \frac{1}{l_1 + x} \quad , \quad (3.45)$$

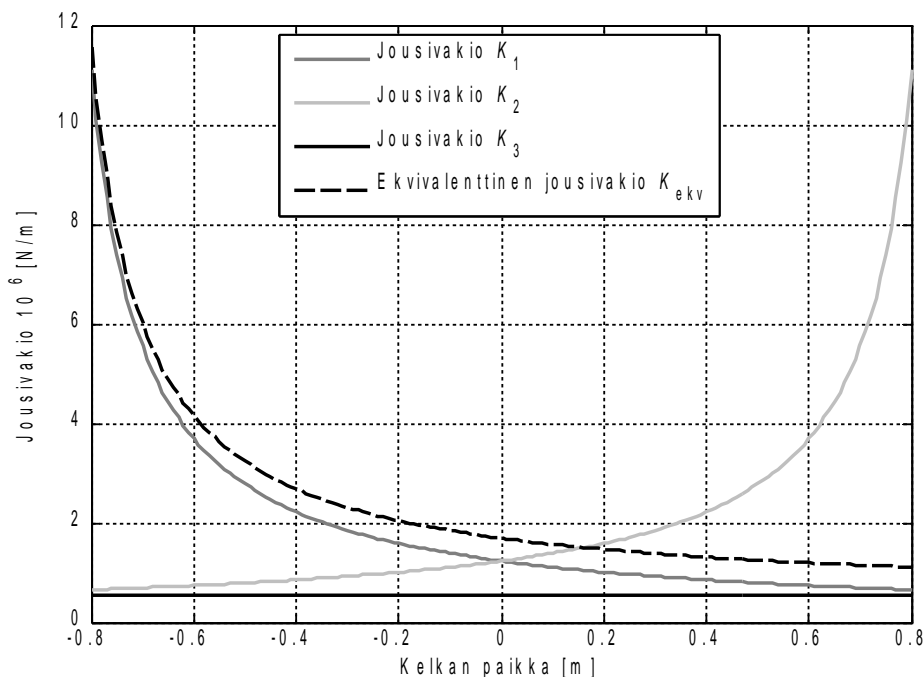
$$K_2(x) = \frac{F}{\epsilon} \cdot \frac{1}{l_2 - x} \quad , \quad (3.46)$$

$$K_3 = \frac{F}{\epsilon} \cdot \frac{1}{l_3} \quad . \quad (3.47)$$

Tällöin paikan suhteen muuttuva ekvivalenttinen jousivakio voidaan ratkaista yhtälöstä (3.33).

$$K_{\text{ekv}}(x) = K_1(x) + \frac{K_2(x) \cdot K_3}{K_2(x) + K_3} = \frac{F}{\epsilon} \cdot \left(\frac{1}{l_1 + x} - \frac{1}{x - l_2 - l_3} \right) \quad . \quad (3.48)$$

Muodostetaan jousivakioiden K_1 , K_2 , K_3 ja K_{ekv} kuvaajat X-akselin kelkan paikan funktiona ja esitetään tulos kuvassa 3.11.

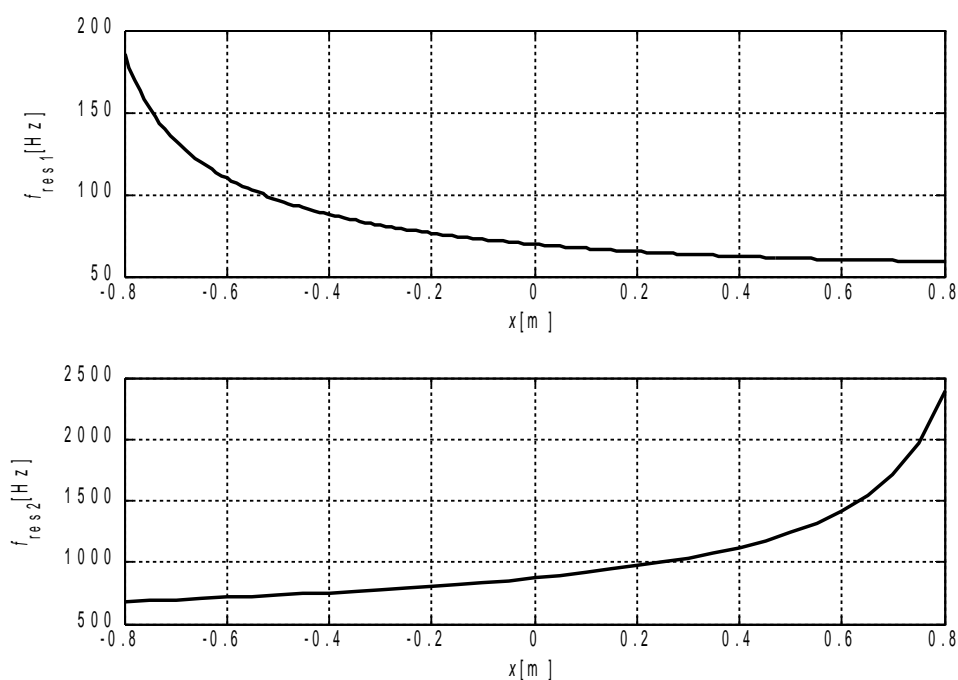


Kuva 3.11. X-akselin jousivakioiden käyttäytyminen kelkan paikan funktiona

Kuten kuvasta voidaan havaita, jousivakio K_1 saa suurimman arvonsa kelkan ollessa lähellä vetävää moottoria. Jousivakio K_2 saa suurimman arvonsa kelkan ollessa lähellä vapaan pään hihnapyörää. Ekvivalenttisen jousivakion käyttäytymiseen selvästi suurimman vaikutuksen tekee jousivakio K_1 , mikä voidaan nähdä myös yhtälöstä (3.48). Kuitenkin mitä enemmän liikutaan moottorista pois päin, sitä enemmän ekvivalenttinen jousivakio poikkeaa jousivakiosta K_1 .

Selvitetään seuraavaksi matalamman resonanssitaajuuden f_{res1} paikkariippuvuus, kun yhtälössä (3.44) ekvivalenttisen jousivakion paikalla käytetään edellisessä kuvassa esitettyä paikan suhteen muuttuvaan jousivakiota. Tulos on esitetty kuvassa 3.12, jossa esitetään lisäksi Matlab ohjelmalla numeerisesti linearisoidusta syste-

mimatriisista (3.31) ratkaistun korkeamman resonanssitaajuuden f_{res2} paikkariippuvuus.



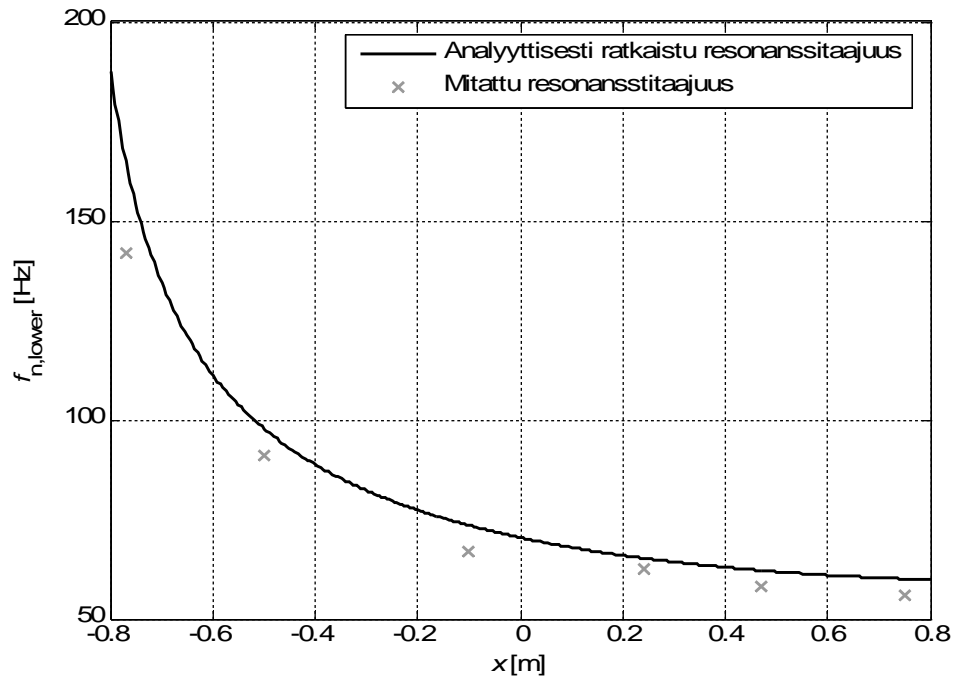
Kuva 3.12. Resonanssitaajuuksien käyttäytyminen paikan funktiona analyttisesti ratkaistun yhtälön avulla laskettuna ja linearisoidusta mallista numeerisesti laskettuna.

Kuten kuvasta havaitaan, saa matalampi resonanssitaajuus selvästi suurempia arvoja kelkan ollessa lähellä vetävää moottoria (-0.8m). Tämä johtuu siitä, että tällöin ekvivalenttinen jousivakio saa suurimman arvonsa, kuten myös kuvasta 3.11 havaittiin. Sen sijaan korkeampi, vapaan pään hihnapyörän dynamiikasta aiheutuva resonanssitaajuus kasvaa kelkan liikuessa kohti vapaata päätä.

3.5 Järjestelmän identifiointi

Tässä kappaleessa käydään läpi lyhyesti edellisessä kappaleessa esitetyn matemaattisen mallin validoimista yksinkertaisten identifiointitestien avulla.

Koelaitteen X-akselin resonanssitaajuutta on tutkittu artikkelissa (Jokinen 2008) ja kuvassa 3.13 on esitetty laitteistosta kuudella eri paikan arvolla mitatut resonanssitaajuudet, sekä yhtälön (3.44) avulla analyttisesti ratkaistu, paikan funktiona muuttuva resonanssitaajuus.

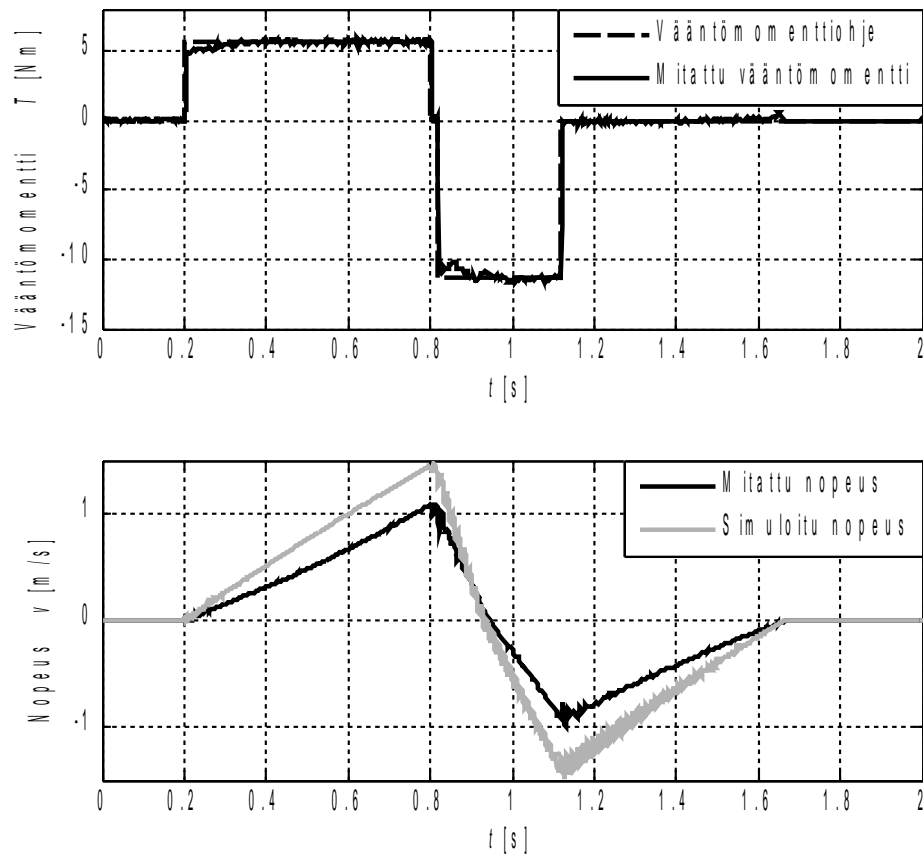


Kuva 3.13. Resonanssitaajuuden käyttäytyminen paikan funktiona analyttisesti ratkaistun yhtälön avulla laskettuna

Kuten kuvasta 3.13 havaitaan, laitteistosta eri paikan arvoilla mitatut resonanssitaajuudet vastaavat todella hyvin analyttistä ratkaisua. Todellisten resonanssien hieman pienemmät arvot verrattuna analyttiseen ratkaisuun johtuvat siitä, että analyttisessä ratkaisussa ei ole otettu huomioon kahta rinnakkaista johdetta yhdistävän akselin dynamiikkaa, joka luonnollisen joustonsa vuoksi laskee analyttisesti ratkaistua resonanssitaajuutta koko liikealueella.

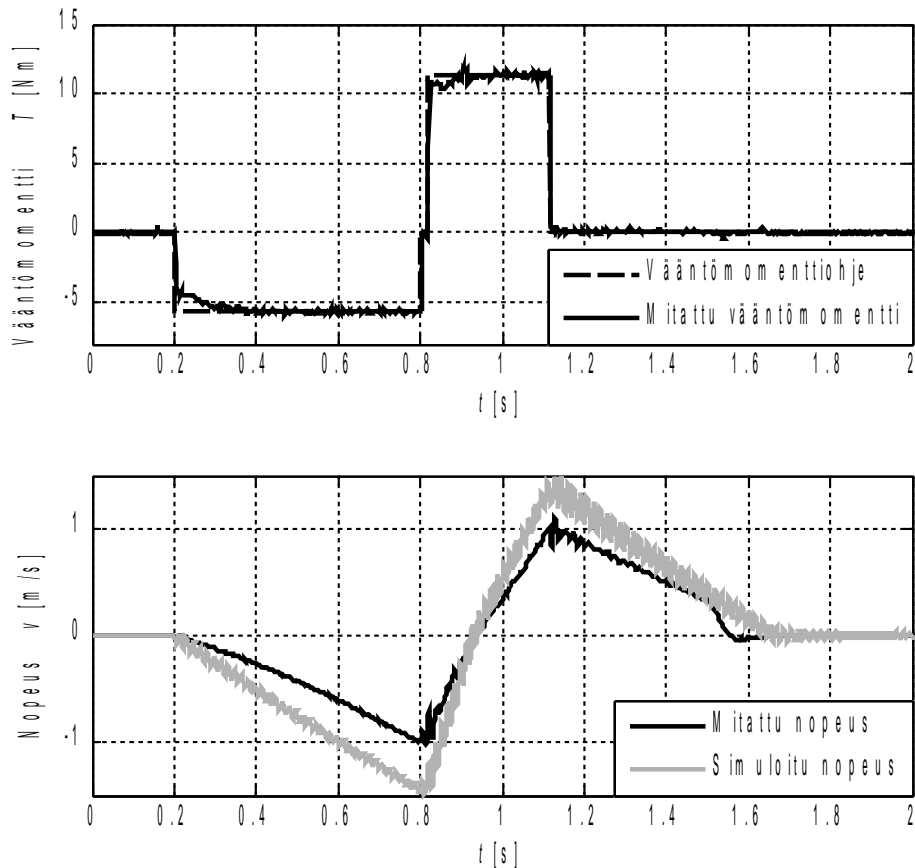
Seuraavaksi selvitetään kuinka hyvin epälinearisista differentiaaliyhtälöistä muodostettu X-akselin simulointimalli vastaa todellista järjestelmää. Testissä koelait-

teen X-akselia ajetaan askelmaisilla vääntömomentin arvoilla kuvien 3.14 ja 3.15 mukaisesti. Kuvassa 3.14 laitteiston X-akselia ajetaan positiiviseen liikesuuntaan kelkan ollessa alkutilassa lähellä vetävää moottoria. Sen sijaan kuvassa 3.15 X-akselia ajetaan negatiiviseen suuntaan kelkan ollessa alkutilassa lähellä vapaata hihnapyörää. Testeissä tarkastellaan kelkan nopeuden käyttäytymistä todellisessa järjestelmässä ja simulointimallissa, koska juuri nopeuden käyrämuodosta ja vaiennuksesta voidaan päätellä, kuinka hyvin simulointimalli vastaa todellista järjestelmää.



Kuva 3.14. Simulointimallin ja todellisen järjestelmän kelkan nopeus, kun vääntömomenttina käytetään ylemmän kuvan mukaista askelmaista signaalia. Kelkka alkutilassa lähellä vetävää moottoria.

Kuten kuvasta 3.14. voidaan havaita, nopeuskäyrien muodot vastaavat hyvin toisiaan ja käyrät kohtaavat toisensa samalla ajanhetkellä liikkeen loputtua, mikä perusteella voidaan arvioida systeemin hitausmassojen mallintamisen onnistuneen kelvollisesti. Tätä väitettä tukee myös mitattujen resonanssitaajuuksien vastaavuus teoreettisen laskennan kanssa, kuten kuvasta 3.13 havaittiin. Sen sijaan kelkan nopeuteen verrannollinen vaimennuksen mallinnus ei ole onnistunut täysin, koska simulointimallissa kelkan nopeus saa suurempia arvoja kuin todellisessa järjestelmässä, mikä lisäksi simuloitussa kelkan nopeudessa esiintyy selvästi enemmän askelmaisesta vääntömomentista aiheutuvaa värähtelyä.



Kuva 3.15. Simulointimallin ja todellisen järjestelmän kelkan nopeus, kun vääntömomenttina käytetään ylemmän kuvan mukaista askelmaista signaalia. Kelkka alkutilassa vapaassa päässä.

Myös X-akselin vapaassa päässä tehdyn askelmaisen vääntömomenttitestin tulokset (kuva 3.15) vastaavat moottorin päässä tehdyn testin tuloksia.

Yksinkertaisten identifiointien perusteella voidaan sanoa, että systeemin mallinnus näyttäisi onnistuneen kelvollisesti, koska systeemin hitausmassat ovat selvästi oikein. Lisäksi matemaattisen laskuyhtälön avulla systeemin resonanssitaajuuden paikkariippuvuus on myös selvitettävissä. Ainoastaan kelkan nopeuteen vaikuttava vaimennustermissä näyttäisi olevan poikkeavuutta simulointimallin ja todellisen järjestelmän välillä. Poikkeavuus ei kuitenkaan näyttäisi kuvien 3.14 ja 3.15 perusteella olevan kovin merkittävä, joten voidaan todeta systeemin mallinnuksen onnistuneen hyvin.

Koska Y-askelin mallinnus on suoritettu täysin identtisesti X-akselin kanssa, tässä työssä ei nähdä tarpeelliseksi toistaa edellä esiteltyjä identifiointitestejä Y-akselille vaan oletetaan, että Y-akselin mallinnus on onnistunut samalla tavalla kuin X-akselin. Tulevissa kappaleissa keskitytään mitoittamaan paikoitussäätö molemmille liikeakseleille.

4 PAIKOITUSSÄÄTÖRAKENTEET LIIKKEENOHAUKSESSA

Liikkeenohjausjärjestelmät jaetaan perinteisesti kahteen suureen osakokonaisuuteen, hajautettuihin järjestelmiin ja keskitettyihin järjestelmiin. Perinteisempi näistä on keskitetty järjestelmä, jossa on erikseen ylemmän tason säätöpiiri, joka laskee kullekin servokäytölle oman vääntömomenttiohjeensa, jonka taajuusmuuttaja tai vääntömomenttivahvistin toteuttaa parhaansa mukaan. Nykyaikaisemmissa taajuusmuuttajissa on mahdollisuus toteuttaa taajuusmuuttajassa itsessään nopeussäätö, jolloin ylemmän säädön tehtäväksi jää nopeusohjeen tuottaminen paikkasäädön lähtönä. Tällaista rakennetta kutsutaan hajautetuksi järjestelmäksi.

Tässä työssä perehdytään keskitetyn järjestelmän ylemmän tason paikoitussäätöihin, mutta tässä kappaleessa on esitelty lyhyesti myös perinteisimpiä säätörakenteita, joita käytetään hajautetuissa järjestelmissä.

4.1 Trapetsimainen nopeusprofiili

Liikkeenohjaussovelluksissa ei yleensä haluta käyttää askelmaisia paikan ohjearvon muutoksia, sillä niistä aiheutuu todella suuri vääntömomentin tarve. Sen sijaan usein käytetään ennalta määrättyä liikeprofiilia, jota servokäytön pitäisi kyetä seuraamaan. Tässä kappaleessa esitellään eniten käytetty liikeprofiili, jossa lähtökohtana on trapetsimainen nopeusprofiili. Tällöin paikkaprofiiliksi muodostuu s-muotoinen käyrä ja kiihtyvyysofiiliksi askelmainen käyrä. Profiilia laskettaessa yleensä annetaan haluttu paikka s_{ref} [m], käytettävä vakionopeus v_{ref} [m/s] ja haluttu kiihtyvyys ja hidastuvuus a_{ref} [m/s²]. Tämän jälkeen profiilit voidaan muodostaa käyttäen tunnettuja liikeyhtälöitä.

Aluksi lasketaan halutusta vakionopeudesta ja kiihtyvyydestä käytettävä kiihdytys ja jarrutusaika $t_{k,j}$, minkä lisäksi varmistetaan, että valituilla arvoilla pelkkä kiihdytys- ja jarrutusvaiheen liike ei ylitä halutun paikkareferenssin edellyttämää paikan muutosta.

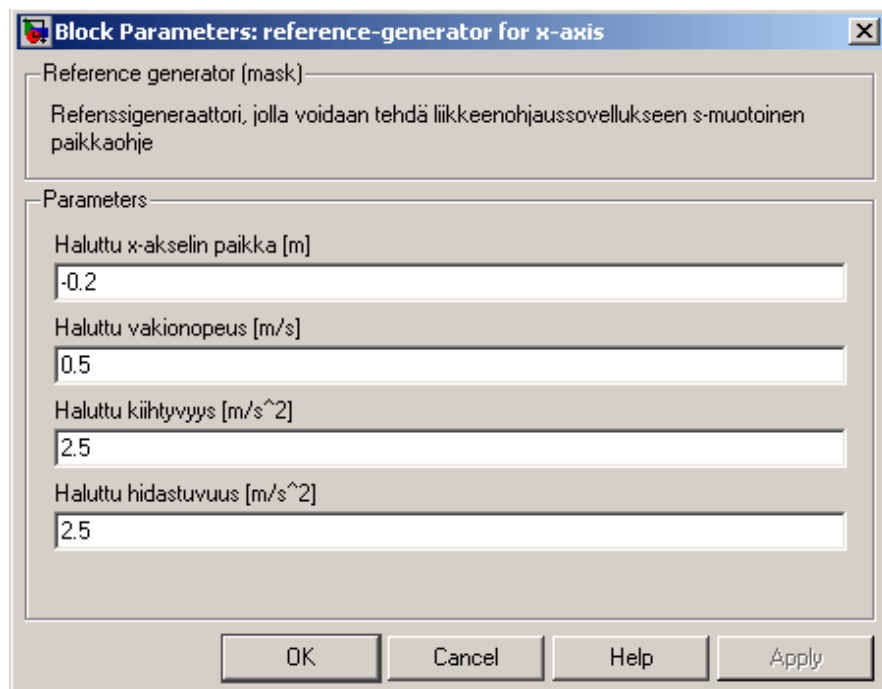
$$t_{k,j} = \frac{v_{\text{ref}}}{a_{\text{ref}}} \quad , \quad (4.1)$$

$$s_{\text{ref}} < a_{\text{ref}} \cdot t_{k,j}^2 \quad . \quad (4.2)$$

Tämän jälkeen lasketaan aika, jolla vakionopeutta on ajettava, jotta haluttu paikan arvo saavutetaan,

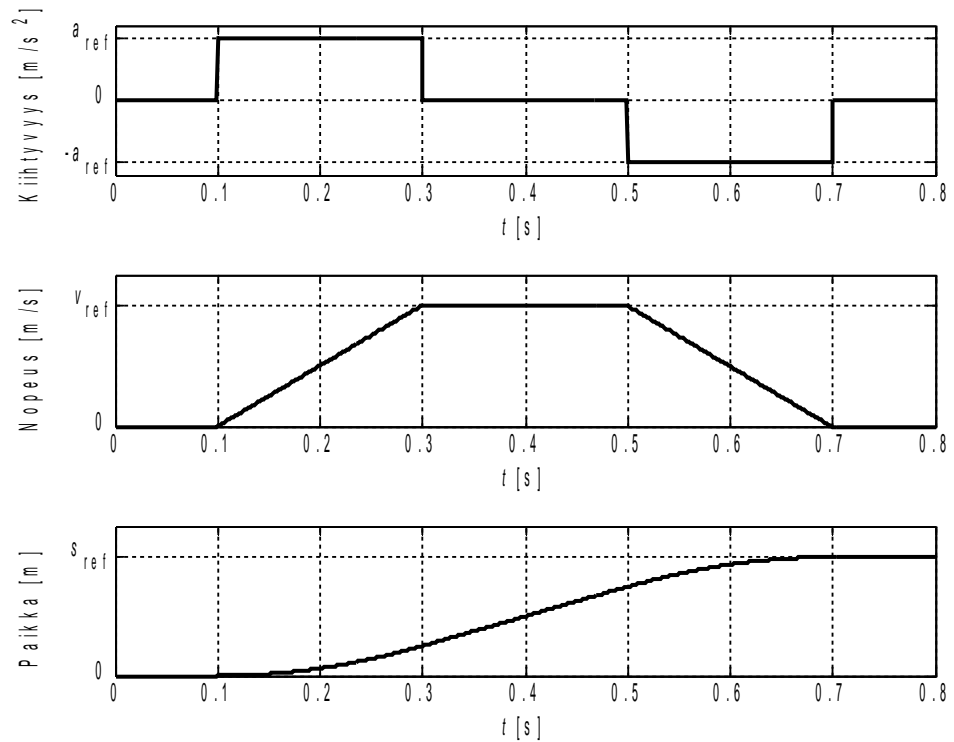
$$t_v = \frac{s_{\text{ref}} - a_{\text{ref}} \cdot t_{k,j}^2}{v_{\text{ref}}} \quad . \quad (4.3)$$

Simulointeja ja mittauksia varten toteutettiin Simulink-ohjelmalla edellisten yhtälöiden mukaisesti toimiva profiiligeneraattori, jonka käyttöliittymä on esitetty kuvassa 4.1.



Kuva 4.1. Referenssigenaattorin käyttöliittymä Simulinkissä

Kuvassa 4.2 on vielä esitetty trapetsimaisen nopeusprofiilin kiihtyvyyden, nopeuden ja paikan käyrämuodot.



Kuva 4.2. Profiiligeneraattorin muodostamat liikeprofiilit. Ylhäällä kiihtyvyys, keskellä nopeus ja alhaalla paikka.

Koska tässä työssä liikeprofiileja käytetään säädön referenssimallina, esitetään vielä profiilit tilaesityksenä. Profiiligeneraattori voidaan mieltää kaksoisintegraattorina, jonka tulossignaali on kiihtyvyys a_{ref} ja lähtösignaalit ovat nopeus v_{ref} ja paikka x_{ref} , sekä niistä kelkan hihnapyörän säteellä skaalatut kulmanopeus ω_{ref} ja kiertymäkulma φ_{ref} . Olkoon referenssimallin tilavektori muotoa

$$[\underline{x}_m] = \begin{bmatrix} \theta_{ref} \\ \omega_{ref} \\ x_{ref} \\ v_{ref} \end{bmatrix},$$

jolloin referenssimallin tiloille voidaan kirjoittaa

$$u_m = a_{\text{ref}} = \dot{x}_{\text{ref}} = \dot{v}_{\text{ref}} \quad , \quad (4.4)$$

$$\dot{x}_{\text{ref}} = v_{\text{ref}} \quad , \quad (4.5)$$

$$\dot{\omega}_{\text{ref}} = \frac{1}{R} \cdot \dot{v}_{\text{ref}} = \frac{1}{R} \cdot u_m \quad , \quad (4.6)$$

$$\dot{\theta}_{\text{ref}} = \frac{1}{R} \cdot v_{\text{ref}} \quad . \quad (4.7)$$

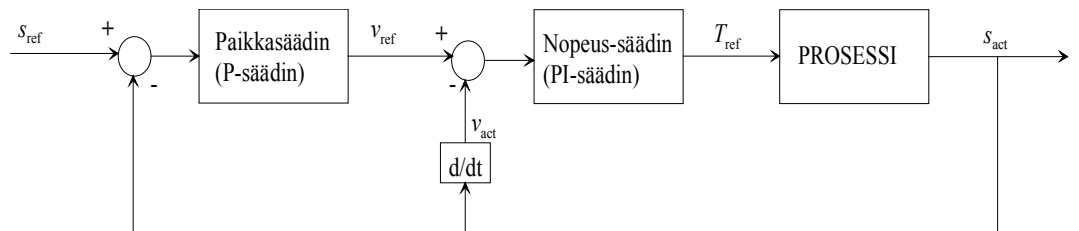
Näin ollen referenssimallin tilaesitykseksi saadaan

$$\dot{\underline{x}}_m = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & \frac{1}{R} \\ 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix} \cdot \underline{x}_m + \begin{bmatrix} 0 \\ \frac{1}{R} \\ 0 \\ 1 \end{bmatrix} \cdot u_m \quad , \quad (4.8)$$

$$\underline{y}_m = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \cdot \underline{x}_m \quad . \quad (4.9)$$

4.2 Kaskadirakenne

Kaskadirakenne on yleisin hajautetuissa järjestelmissä käytetty säätörakenne. Ku-
vassa 4.3 on esitetty tyypillinen kaskadisäädetty järjestelmä.

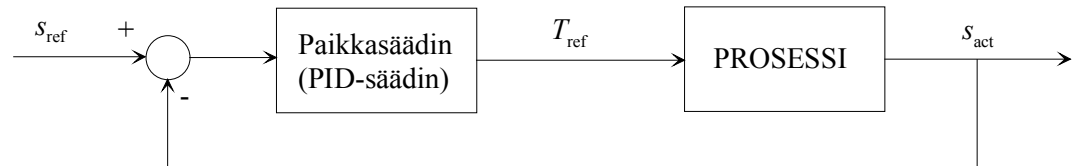


Kuva 4.3. Hajautetuissa järjestelmissä usein käytetyn kaskadisäädön periaatteellinen rakenne.

Kaskadirakenteessa sisimmän säätösilmukan muodostaa taajuusmuuttajan vääntömomenttisäätö, jonka tulee olla nopein säätö. Keskimmäisen silmukan muodostaa nopeussäätö, jonka tulee olla hitaampi kuin vääntömomenttisäädön, mutta nopeampi kuin uloimman paikkasäätösilmukan. Paikkasäätimenä käytetään perinteisesti P-säädintä ja nopeussäätimenä PI-säädintä jatkuvuustilan virheiden poistamiseksi. (Ellis 2000)

4.3 PID-säädin

Keskitettyissä järjestelmissä ei yleensä käytetä kaskadirakennetta, vaan säätimenä toimii yksi säädin, jonka tulosuureena on paikan erosuure ja lähtösuureena vääntömomenttisäädölle menevä vääntömomenttiohje. Tyypillisin säädinrakenne tämän toteuttamiseen on perinteinen PID-säädin. Säätimen D-osan voidaan mieltää korvaavan kaskadisäädön nopeussäädin. Kuvassa 4.4 on esitetty PID-säädetyin liikkeenohjauskäytön periaatteellinen rakenne.



Kuva 4.4. Keskitettyissä järjestelmissä usein käytetyn PID-säädön periaatteellinen rakenne.

PID-säätimen käyttöä servosysteemien säädössä puoltaa myös se, että tyypillisesti servojärjestelmät voidaan mieltää toisen kertaluvun jousi-massa-systeemeiksi. PID-säätäjän siirtofunktio voidaan esittää muodossa (Pyrhönen O. 2005)

$$G_{\text{PID}}(s) = K_P \cdot \frac{s^2 \cdot T_D \cdot T_I + s \cdot T_I + 1}{s \cdot T_I} \quad (4.10)$$

Kuten yhtälöstä (4.10) voidaan havaita, on PID-säätäjällä mahdollista kompensoida kaksi säädettävän prosessin napaa. Näin ollen servosysteemien tapauksessa

avoimen piirin siirtofunktion nimittäjäksi jäisi vain termi $s \cdot T_1$. Tämä tarkoittaa, että takaisinkytketystä järjestelmästä muodostuu ensimmäisen kertaluvun systeemi, jonka dynamiikan säädön suunnittelija voi päättää valitsemalla vahvistuksen K_p sopivasti.

4.4 Tilasäätö

Tässä työssä tutkitaan mahdollisuutta käyttää tilasäätöä keskitetyn järjestelmän paikoitussäätönä. Tilasäädöllä saavutetaan etuja PID-säätöön nähden paremmassa suljetun piirin dynamiikassa, sekä yksinkertaisemmissa ja rationaalisemmissa viritysmenetelmissä. Esitellään tässä kappaleessa lyhyesti tilasäädetyin servojärjestelmän keskeisimpiä säätörakenteita ja ominaisuuksia silmällä pitäen tulevaa säätöratkaisua.

Termillä tilasäätö tarkoitetaan säätöä, jossa jonkin prosessin kaikkia tiloja säädetään omalla takaisinkytkennän vahvistuksella. Tilasäätö on siis perusluonteeltaan PD-säätö. Tilasäädössä systeemi esitetään tilamallina perinteisen siirtofunktiomallin sijasta, mikä edellyttää tilamallin muodostamista. Aikajatkuvan systeemin tilamalli esitetään perinteisesti matriisimuodossa

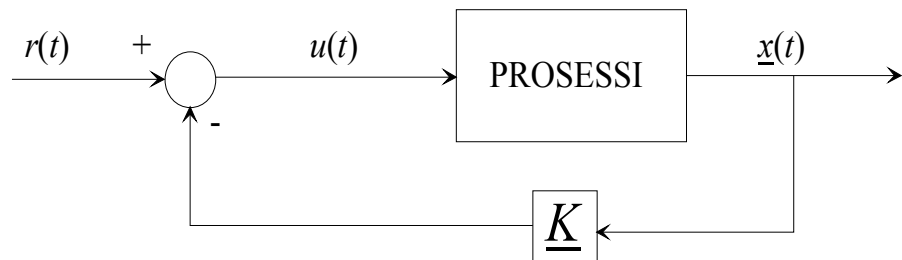
$$\begin{aligned} \dot{\underline{x}}(t) &= \underline{A} \cdot \underline{x}(t) + \underline{B} \cdot u(t) \\ y(t) &= \underline{C} \cdot \underline{x}(t) \end{aligned} \quad (4.11)$$

jossa \underline{A} ja \underline{B} on systeemin dynamiikasta muodostuvat matriisit, \underline{x} on systeemin tilavektori ja y on matriisilla \underline{C} määriteltävä systeemin lähtösignaali.

Malli on syytä saada mahdollisimman tarkaksi, jotta tarkka säätö voitaisiin toteuttaa. Lisäksi tilamallilta edellytetään säädettävyyttä eli ohjauksella on oltava vaikutus jotenkin systeemin kaikkiin tiloihin, sekä tarkkailtavuutta eli kaikki tilat on oltava laskettavissa jos ohjaus ja systeemin lähtö tunnetaan riittävän pitkältä aikaväliltä.

4.4.1 Tilatakaisinkytkentä

Yleisesti ottaen ihanteellisin tilanne tilasäädössä on silloin, kun voidaan käyttää yksinkertaista tilatakaisinkytkentää, jolloin koko säätösystemi on kuvassa 4.5 esitettyä muotoa.



Kuva 4.5. Tilatakaisinkytkennän systeemin periaatteellinen rakenne.

Kun referenssi pidetään nollassa, voidaan systeemin ohjaus tilatakaisinkytkennän ansiosta esittää muodossa

$$u(t) = -\underline{K} \cdot \underline{x}(t) \quad . \quad (4.12)$$

Tällöin tilayhtälöt voidaan esittää muodossa

$$\dot{\underline{x}}(t) = (\underline{A} - \underline{B} \cdot \underline{K}) \cdot \underline{x}(t) \quad , \quad (4.13)$$

ja suljetun systeemin kerroinmatriisiksi \underline{A}_{cl} muodostuu

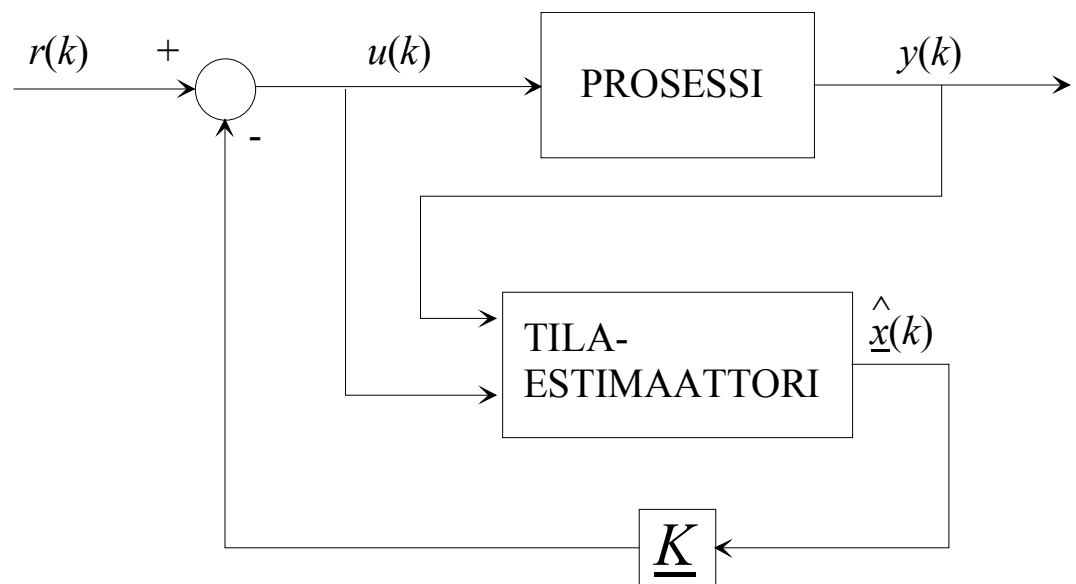
$$\underline{A}_{cl} = \underline{A} - \underline{B} \cdot \underline{K} \quad (4.14)$$

Havaitaan, että suljetun systeemin navat (matriisin \underline{A}_{cl} ominaisarvot) voidaan säätölain (4.12) kerroinvektorin \underline{K} avulla valita periaatteessa mielivaltaisesti, mikä mahdollistaa halutunlaisen säädetyin systeemin dynamiikan. Käytännössä on kuitenkin järkevää valita säädetyin systeemin navoille vain sopivasti avoimen piirin

navoista poikkeavat arvot, jottei systeemin ohjauksen tarve kasva kohtuuttomaksi. (Franklin 1998)

4.4.2 Tilaestimaattori

Kuvasta 4.5 voidaan havaita, että tilatakaisinkytkentä edellyttää kaikkien systeemin tilojen olevan mitattuja. Tämä ei kuitenkaan usein ole edes fysikaalisesti mahdollista tai ei ole teknistaloudellisesti järkevää. Näin ollen, jotta tilatakaisinkytkennän etuja päästäisiin järkevästi käyttämään, on syytä laskennallisesti määrittää eli estimoida prosessin tilat. Tällöin on mahdollista toteuttaa tilatakaisinkytkentä minimissään yhtä tilaa mittaamalla. Tällaista tilaestimaattorin ja tilatakaisinkytkennän yhdistelmää kutsutaan tilasäädöksi ja sen periaatekuva on esitetty kuvassa 4.6.



Kuva 4.6. Tilatakaisinkytkennän systeemin periaatteellinen rakenne.

Yleisin tilaestimaattori eli täyden kertaluvun tilaestimaattori voidaan esittää aikadiskreetissä muodossa (Åström 1997)

$$\hat{\mathbf{x}}(k+1) = \underline{\Phi} \cdot \hat{\mathbf{x}}(k) + \underline{\Gamma} \cdot u(k) + \underline{L}(y(k) - \underline{C} \cdot \hat{\mathbf{x}}(k)) \quad , \quad (4.15)$$

jossa diskreetit matriisit saadaan määriteltyä

$$\begin{aligned} \underline{\Phi} &= e^{A \cdot T_s} \\ \underline{\Gamma} &= \int_0^{T_s} e^{A \cdot s} ds \cdot \underline{B} \quad , \end{aligned} \quad (4.16)$$

jossa T_s on diskreetointiaika.

Yhtälössä (4.15) esiintyvä \underline{L} on tilaestimaattorin takaisinkytkentävahvistus. Sen elementit voidaan laskea valitsemalla estimaattorin navat sopiviksi. Kirjallisuudessa on usein esitetty, että estimaattorin napojen olisi syytä olla vähintään 2 kertaa säädetyn systeemin napoja nopeampia, jotta takaisinkytkentä dominoisi koko tilasäätetyn systeemin käytöstä. Tosin mitä huonompi mittaus säätösystemissä on käytettävissä, sitä hitaammaksi ja täten määräävämmäksi kannattaa estimaattorin navat valita. Tällöin tosin estimaattorin estimointivirheen konvergoituminen nolaksi kestää pitempään. Estimaattorin suunnittelu on siis kompromissi mittausherkkyyden ja estimointivirheen konvergoitumisnopeuden välillä.

4.4.3 *Integroiva tilasäätö*

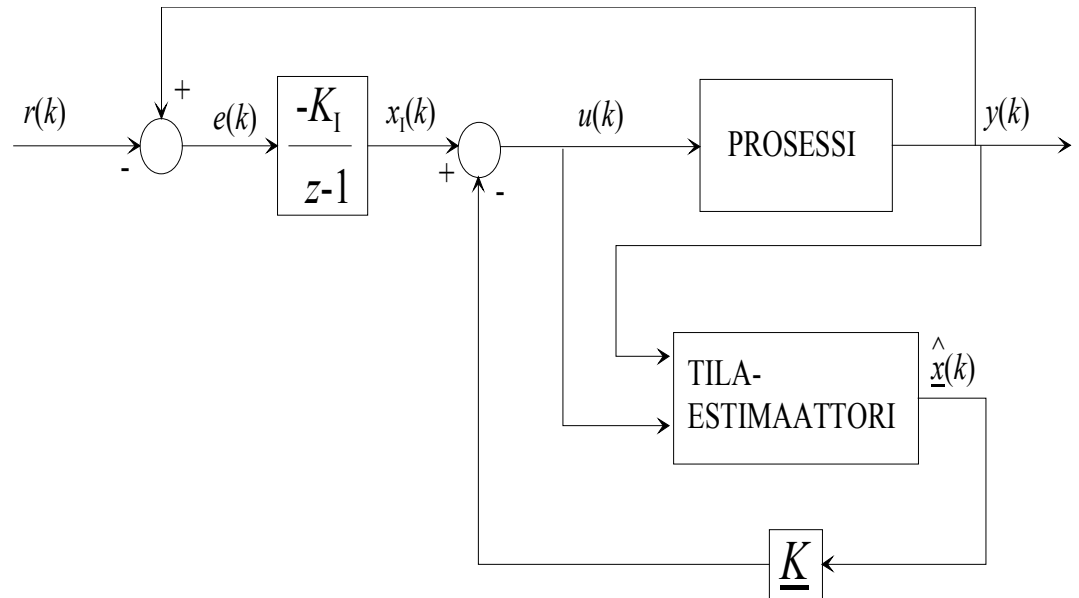
Vaikka tilasäädöllä voidaan määrittää systeemille haluttu suljetun systeemin dynamiikka, ei se takaa virheetöntä vastetta asetusarvon seurantasäädössä, sillä tilasäätö on tyypiltään P-säätö. Jos prosessimalli on tarkka, ja systeemi oletetaan häiriötömäksi, saadaan seurantasäätö toteutettua skaalaamalla kokonaissiirtofunktion vahvistus ykköseksi. Yleensä säädöltä kuitenkin edellytetään myös hyvää häiriökäyttäytymistä, joten parempi tapa toteuttaa seurantasäätö on lisätä tilasäätöön integroiva ominaisuus. Tämä tarkoittaa käytännössä yhtä uutta tilaa x_1 , jonka seurauksena integroivan osan sisältävä tilamalli esitetään muodossa

$$\begin{bmatrix} x_I(k+1) \\ \mathbf{x}(k+1) \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \mathbf{I} & \mathbf{C} \\ 0 & \mathbf{A} \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} x_I(k) \\ \mathbf{x}(k) \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 0 \\ \mathbf{\Gamma} \end{bmatrix} \cdot u(k) - \begin{bmatrix} \mathbf{I} \\ 0 \end{bmatrix} \cdot r(k) \quad , \quad (4.17)$$

jossa $r(k)$ on referenssisignaali. Integroivan tilan sisältävän systeemin säätölaiksi saadaan tällöin

$$u = -[K_I \quad \underline{K}] \cdot \begin{bmatrix} x_I \\ \underline{x} \end{bmatrix} \quad . \quad (4.18)$$

Kuvassa 4.7 on esitetty integroivan tilasäädön periaatekuva.



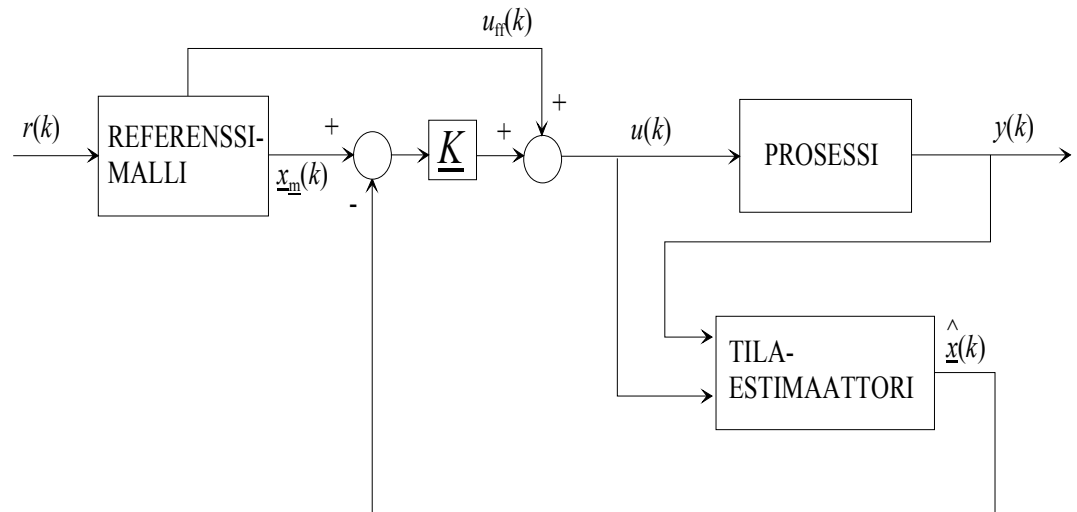
Kuva 4.7. Integroivan tilan sisältävän tilasäädön rakenne. Systeemin tilan estimoidaan tilatarkkailijalla ja kerrotaan tämän jälkeen tilatakaisinkytkennän kerroinvektorilla.

4.4.4 Kahden vapausasteen säätörakenne

Yleensä varsinkin servosysteemeissä edellytetään säädöltä hyvää häiriökäyttäytymistä ja suljetun systeemin dynamiikkaa, sekä nopeaa ja mahdollisimman virheetöntä asetusarvon seurantaa. Tällainen ongelma on perinteisesti ratkaistu käyttäen kahden vapausasteen säätörakennetta. Kahden vapausasteen säätörakenteessa tila-

takaisinkytkennällä määritellään haluttu suljetun systeemin dynamiikka prosessi-
häiriöiden kompensoimiseksi asettelemalla suljetun systeemin navat sopivasti. Tä-
män lisäksi säädössä käytetään referenssimallia, jolla määritellään systeemin eri
tiloille servosäädön edellyttämät referenssit. Näistä referensseistä muodostetaan
takaisinkytketkennän rinnalle myötäkyyntäsignaali, joka summataan suoraan
prosessille menevään ohjaussignaaliin. (Åström 1997) Myötäkyyntärakenteita
on käsitelty tarkemmin kappaleessa 4.5.

Kuvassa 4.8 on esitetty tyypillinen kahden vapausasteen säätörakenne, jota tila-
säädön yhteydessä käytetään.



Kuva 4.8. Tilasäädetyin systeemin kahden vapausasteen säätörakenne. Säädin koostuu referenssi-
mallista, jolla muodostetaan halutut asetusarvot tiloille, tilaestimaattorista ja tilatakaisinkytkennäs-
tä, jolla astellaan suljetun systeemin dynamiikka halutunlaiseksi.

Kuten kuvasta 4.8 havaitaan, kahden vapausasteen säädössä tilatakaisinkytkentää
ei tehdä suoraan tilaestimaateista, vaan referenssitilojen ja tilaestimaattien erotuk-
sesta. Tästä johtuen, systeemi saadaan paremmin seuraamaan ohjearvoa. Säätö-
laiksi saadaan tällöin

$$u(k) = \underline{K}(\underline{x}_m(k) - \hat{\underline{x}}(k)) + u_{ff}(k) \quad , \quad (4.19)$$

jossa $\underline{x}_m(k)$ on referenssimallin antama tilavektori ja $u_{\text{ri}}(k)$ on myötäkytkennän osa ohjaussignaalisissa.

4.5 Säädinrakenteiden vertailu

Eräs hyvä tapa vertailla eri tyyppisiä säätimiä, on käyttää systeemin lajityyppiä vertailukohtana. Lajityypillä tarkoitetaan takaisinkytketyssä järjestelmässä avoimen piirin siirtofunktion eli säätimen ja säädettävän prosessin yhteen laskettujen origossa sijaitsevien napojen lukumäärää. Origossa sijaitsevien napojen lukumäärä ilmaisee suoraan systeemin lajinumeron (Pyrhönen O. 2005). Säädetyin systeemin lajinumero vaikuttaa oleellisesti systeemin pysyvän tilan virheisiin. Voidaan osoittaa, että lajityypin 0 systeemi ei voi saavuttaa virheetöntä pysyvän tilan vastetta askelmaiselle tulosignaaliselle. Sen sijaan lajityypin yksi systeemi saavuttaa virheettömän pysyvän tilan vasteen askelmaiselle tulosignaaliselle, mutta ramppimaisella signaalisella pysyvän tilan virheeksi jää $1/K_v$, jossa K_v on systeemin nopeusvirhekerroin. Sen sijaan systeemit, joiden lajityyppi on kaksi tai suurempi kykenevät seuraamaan dynaamisista ramppimaisista tulosignaalisia ilman pysyvän tilan virhetta. Näin ollen servojärjestelmissä yleisesti vaaditaan vähintään lajityypin 2 säädettyä systeemiä, jotta kelvollinen asetusarvon seurantasäätö voitaisiin toteuttaa.

Kuten taulukosta 3.2 voidaan havaita, on säätämättömällä hammashihnaservokäytöllä yksi napa origossa, joten sen lajityyppi on yksi. Näin ollen laadukkaan seurantasäädön toteuttamiseksi käytettävässä säädinratkaisussa on oltava vähintään yksi napa origossa, jotta takaisinkytketyn systeemin myötähaaran siirtofunktion origossa olevien napojen määräksi saadaan vähintään kaksi.

Taulukossa 4.1 on esitetty vertailun vuoksi edellä esiteltyjen säädintyyppien lajinit numerot ja ohjearvon seurantakyvyt. Merkintä $G_p(s)$ tarkoittaa paikkasäätimen siirtofunktiota, $G_v(s)$ nopeussäätimen siirtofunktiota, $G(s)$ säädettävän järjestelmän siirtofunktiota ja $G_c(s)$ yleisesti säätimen siirtofunktiota.

Taulukko 4.1. Eri säädinrakenteiden lajityypit ja ohjearvon seurantakyvyt.

Säädintyyppi	Myötäkytkentähaaran Siirtofunktio	Säädetyin systeemin lajityyppi	Voi seurata nolla- virheellä signaalia
Kaskadirakenne	$G_p(s) \cdot G_v(s) \cdot G(s)$	1 (säätimet P-tyyppiä)	Askelmaista
Kaskadirakenne	$G_p(s) \cdot G_v(s) \cdot G(s)$	2 (toinen säädin integroiva)	Ramppimaista
Kaskadirakenne	$G_p(s) \cdot G_v(s) \cdot G(s)$	3 (molemmat säätimet integroivia)	Parabolista
PID-säädin paikkasäädössä	$G_c(s) \cdot G(s)$	2	Ramppimaista
Tilasäätö (PD-tyyppi)	$G_c(s) \cdot G(s)$	1	Askelmaista
Tilasäätö (PD-tyyppi) integroivalla osalla	$G_c(s) \cdot G(s)$	2	Ramppimaista

Kuten edellisestä taulukosta voidaan havaita toteutettaessa rataohjausta hammas-hihnaservokäytöllä, on säätimen oltava luonteeltaan integroiva, jotta pysyvän tilan virhe ramppimaiselle signaalille saadaan nollattua. Sen sijaan jos halutaan toteuttaa ainoastaan point-to-point säätö, voitaisiin periaatteessa tulla toimeen yksinkertaisilla P-säätimillä. Tämä edellyttäisi kuitenkin häiriötöntä järjestelmää, joten käytännössä integroivan säädön käyttö on erittäin suotavaa.

4.6 Myötäkytketyt säätörakenteet

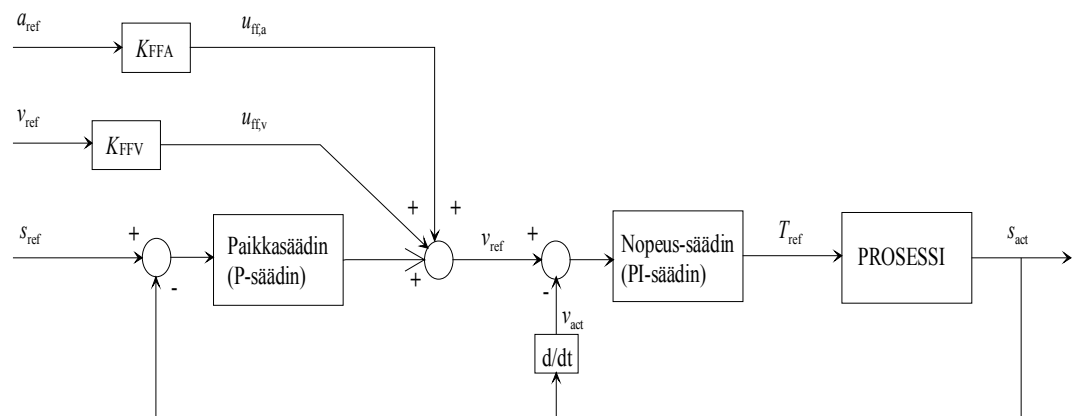
Liikkeenohjaussovelluksissa pyritään tyypillisesti noudattamaan tiettyä liikeprofiilia. Eniten käytetty profiili on kappaleessa 4.1 esitetty trapetsimainen nopeusprofiili.

Kun halutut profiilit (paikka, nopeus ja kiihtyvyys) on muodostettu, käytetään niitä myötäkytkennässä, jolloin systeemi voidaan periaatteessa saada noudattamaan profiilia täydellisesti edellyttäen tarkan systeemimallin tuntemista. Tällöin takaisinkytkennän tehtäväksi jää vain mallivirheiden ja systeemissä esiintyvien häiriöi-

den korjaus. Myötäkytkentää käytettäessä systeemi ei siis ole niin riippuvainen takaisinkytkennästä.

Käyttämällä voimakasta myötäkytkentää, voidaan systeemin ohjearvovaste saada 3-5 kertaa paremmaksi. (Ellis 2000)

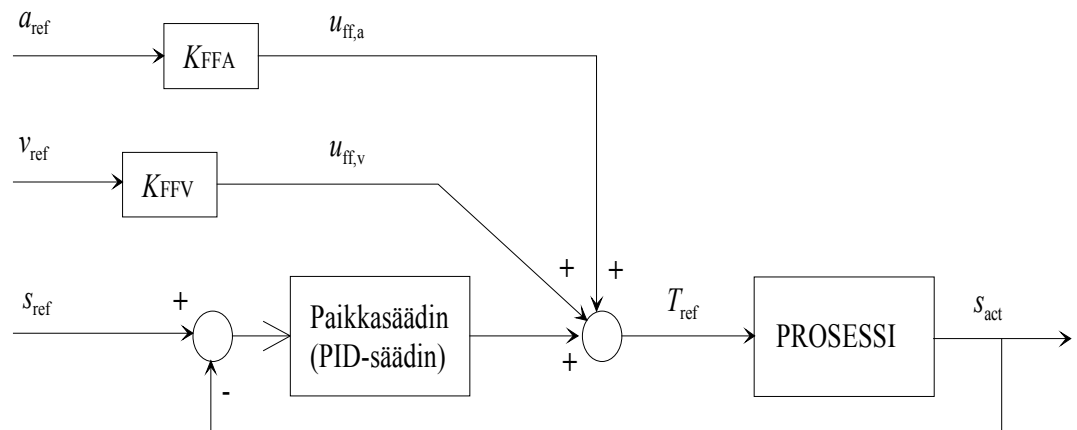
Kuvassa 4.9 on esitetty myötäkytkentärakenne, jota käytetään hajautetuissa järjestelmissä kaskadisäätörakenteen lisänä.



Kuva 4.9. Hajautetuissa järjestelmissä usein käytetyn kaskadisäädön periaatteellinen rakenne.

Teollisuuden taajuusmuuttajissa on myös paljon käytetty rakennetta, jossa kiihtyvyydenmyötäkytkentä on skaalattu systeemin kokonaishitausmassalla ja summattu suoraan vääntömomenttiohjeeseen.

Kuvassa 4.10 on eräs myötäkytkentärakenne, jota käytetään keskitetyissä järjestelmissä kaskadisäätörakenteen rinnalla.



Kuva 4.10. Keskitetyissä järjestelmissä usein käytetyn kaskadisäädön periaatteellinen rakenne.

Koska kuvan tilanteessa myötäkityntäsignaalit summataan suoraan vääntömomenttiohjeeseen, on kiihtyvyyssmyötäkityntää skaalattava servojärjestelmän kokonaishitausmassalla ja nopeusmyötäkityntää nopeuteen verrannollisella kitkakertoimella. Kertoimilla K_{FFA} ja K_{FFV} voidaan lisäksi painottaa myötäkityntää, joten ne molemmat voivat saada arvoja nollan ja yhden väliltä.

Koska tässä työssä käytetty tilasäätö vastaa rakenteeltaan keskitettyä järjestelmää, voidaan myös siinä käyttää edellä esitetyn kaltaista myötäkityntärakennetta.

4.7 Kehittyneemmät säädinrakenteet

Koska servokäyttöjä suunniteltaessa säädön suunnittelija joutuu tekemisiin haasteellisten epälineaaristen ilmiöiden kanssa (kitka, toimilaitteiden saturaatio tai hammashihnan venymästä aiheutuva jousivakio), on selvää että aina ei voida olettaa päästävän parhaaseen mahdolliseen säätötulokseen ainoastaan lineaarisen säätöteorian menetelmin. Tästä johtuen säätösuunnittelija joutuu harkitsemaan myös kehittyneempien epälineaaristen säädinrakenteiden käyttömahdollisuutta servokäyttöjen tarkassa paikoitussäädössä.

Tässä kappaleessa käydään lyhyesti läpi tyypillisimpiä epälineaarisia säädinrakenteita, joita servokäyttöjen yhteydessä on tutkittu. Tällaisia ovat esimerkiksi Sliding-mode säätö (Hace 2004), Adaptiivinen säätö (Åström 1995) ja oppiva säätö (Bristow 2006).

4.7.1 *Sliding-mode säätö*

Mallinnettaessa dynaamisia järjestelmiä mallivirheiltä ja erilaisilta epälineaarisuuksilta ei voida välttyä, vaikka mallinnus yritettäisiin tehdä hyvinkin tarkasti. Tästä johtuen on kehitetty säätöratkaisu, joita systeemissä esiintyvät epälineaarisuudet ja mallivirheet eivät haittaa. Säädöstä käytetään nimeä Sliding-mode säätö.

Voidaan osoittaa, että epäjatkuissa säätöjärjestelmissä voi esiintyä niin sanottu liukuva moodi. Epäjatkuvuutta säätöjärjestelmään voivat aiheuttaa esimerkiksi erilaiset relekytkennät ja hammashihnakäytön tapauksessa epäjatkuva Coulombininen kitka. Systeemin ajautuessa liukuvaan moodiin sen ohjaus vaihtaa tilaansa suurella taajuudella ja systeemin dynaaminen luonne muuttuu liukuvassa moodissa jatkuvaksi. Tämän lisäksi systeemin dynamiikan määrää liukuvan moodin kytkentäsuora, jonka suunnittelija päättää. Sliding-mode säädön avulla monimutkainen ja häiriöinen järjestelmä voidaan periaatteessa yksinkertaistaa ensimmäisen kertaluvun järjestelmäksi, jonka säätäminen on täten yksinkertaista.

Kuitenkin säädön suunnittelijan on huolehdittava, että liukuva moodi saavutetaan käytetyllä säätörakenteella. Olkoon $n:n$ kertaluvun SISO-järjestelmä

$$\begin{aligned} \dot{x}_i &= x_{i+1} \quad , \text{ jossa } i = 1, \dots, n-1 \\ \dot{x}_n &= \sum_{i=1}^n a_i(t) \cdot x_i + b_i(t) \cdot u + f(t) \quad , \end{aligned} \quad (4.20)$$

jossa $f(t)$ on ajan suhteen muuttuva tuntematon häiriö ja $a_i(t)$ ja $b_i(t)$ ovat ajan suhteen muuttuvia tilayhtälöiden kertoimia. Kytkeäpinnalla $s(x) = 0$ systeemin ohjaus on epäjatkuva ja vaihtelee kahden arvon välillä

$$u = \begin{cases} u^+(x, t), & \text{jos } s(x) > 0 \\ u^-(x, t), & \text{jos } s(x) < 0 \end{cases} . \quad (4.21)$$

Liukupinnaksi s valitaan funktio tilamuuttujista

$$s(x) = \sum_{i=1}^n c_i \cdot x_i , \quad (4.22)$$

jossa $c_{1,\dots,n}$ ovat vakioita. Liukupinnan sopivuus voidaan testata esimerkiksi Ljapunovin stabiiliusanalyysien mukaisesti. Kun ohjaus valitaan niin, että liukupinta saavutetaan, järjestelmä alkaa noudattaa liukupinnan määräämää dynamiikkaa

$$\begin{aligned} \dot{x}_i &= x_{i+1} , & \text{jossa } i &= 1, \dots, n-1 \\ \dot{x}_n &= x_n = - \sum_{i=1}^n c_i \cdot x_i , \end{aligned} \quad (4.23)$$

joka voidaan edelleen esittää differentiaaliyhtälönä

$$x^{(n-1)} + c_{n-1} \cdot x^{(n-2)} + \dots + c_1 . \quad (4.24)$$

yhtälöstä (4.24) voidaan havaita, että systeemin kertaluku on alentunut, minkä lisäksi alkuperäisen systeemin aikariippuvat kertoimet $a_i(t)$ ja $b_i(t)$, sekä häiriö $f(t)$ eivät enää vaikuta systeemin dynaamiseen käyttäytymiseen. Sliding-mode säädön etuna voidaan pitää myös sitä, että säätösuunnittelija voi valita systeemin dynamiikan periaatteessa vapaasti valitsemalla liukupinnan $s(x)$ sopivasti.

Sliding-mode säätö kuitenkin edellyttää systeemiltä epäjatkovaa käytöstä, minkä lisäksi systeemin ohjauksen tulee olla riittävä tehokas, jotta systeemi saadaan ajettua liukupinnalle. Mekaanisissa järjestelmissä Sliding-mode säädön käyttöä tulee harkita tarkasti, koska systeemin ollessa liukupinnalla ohjaus vaihtaa tilaansa periaatteessa äärettömän nopeasti suurilla amplitudeilla, mikä voi esimerkiksi hammashihnakäytön tapauksessa helposti herättää systeemin ominaiset resonanssit.

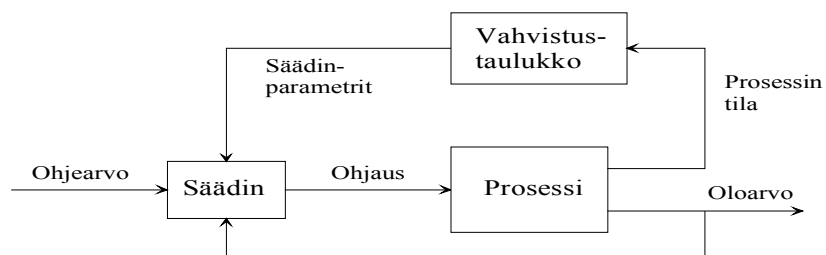
4.7.2 *Adaptiivinen säätö*

Termi ”to adapt” merkitsee toiminnan muuttamista uusiin olosuhteisiin. Näin ollen adaptiivinen säätö tarkoittaa sellaisten säädinten käyttöä, jotka voivat muuttaa parametrejaan ja toimintaansa säädettävän systeemin dynamiikan tai häiriöiden muuttuessa (Åström 1995). Adaptiivinen säätö on ollut mielenkiintoinen tutkimusaihe viimeisten parin vuosikymmenen aikana, ja sitä käytetään paljonkin esimerkiksi lentoteollisuudessa.

Tässä kappaleessa käydään lyhyesti läpi kolme perinteistä adaptiivista säädinrakennetta, joita voitaisiin soveltaa esimerkiksi hihnakäyttöjen säätöön.

Vahvistustaulukointi

Usein on mahdollista löytää mitattavia suureita, jotka kertovat hyvin säädettävän prosessin dynamiikan muuttumisesta. Näitä suureita voidaan sitten käyttää vahvistustaulukoinnissa säädinparametrien muuttamiseen. Kuvassa 4.11 on esitetty säädön periaatteellinen rakenne lohkokaavioin.

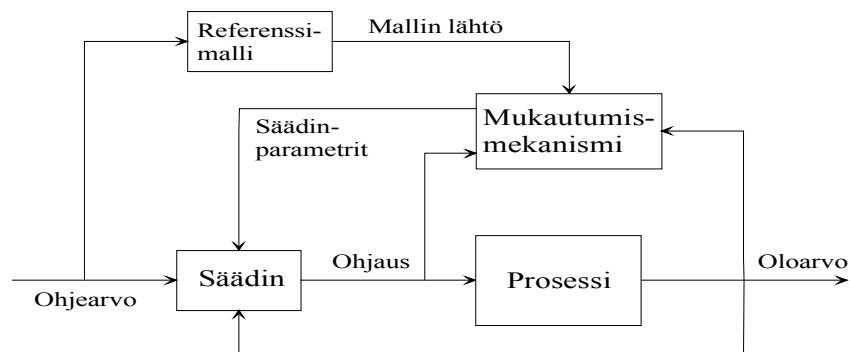


Kuva 4.11. Vahvistustaulukointi (Gain Scheduling).

Kuten kuvasta havaitaan, säädössä on kaksi silmukkaa. Sisempi silmukka takaisinkytkentää varten ja ulompi silmukka muuttamaan säätimen parametreja prosessin tilan mukaan.

Referenssimalli adaptiivinen säätö (MRAC)

Referenssimalli adaptiivinen säätö käyttää nimensä mukaisesti referenssimallia, joka kertoo säädettävän systeemin ideaalisen vasteen säätimen parametrien laskeamiseen. Kuvassa 4.12 on esitetty MRAC:n periaate lohkokaavioin.



Kuva 4.12. Referenssimalli adaptiivinen säätö (Model Reference Adaptive Control, MRAC).

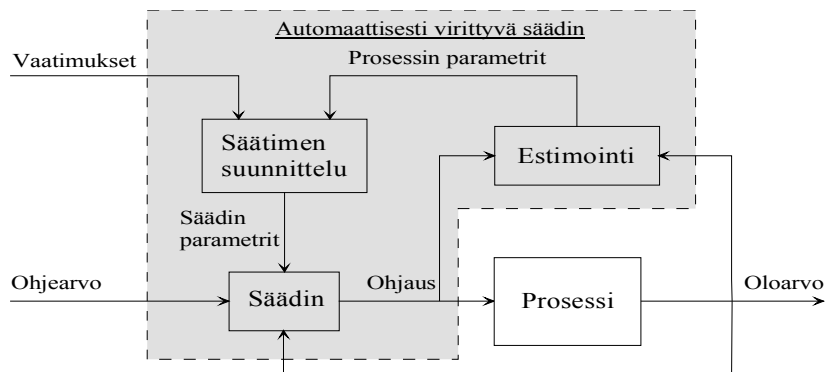
Myös MRAC sisältää kaksi erillistä säätösilmukkaa, sisemmän takaisinkytkentäsilmukan ja ulomman silmukan, joka päivittää säätimen parametreja referenssimallin tuottaman lähdön ja säädettävästä prosessista mitattavan lähdön eron mukaisesti.

MRAC:a suunniteltaessa on syytä nähdä erityistä vaivaa sellaisen mukautumismekanismien löytämiseksi, mikä tuottaa vasteen, joka ajaa tilojen erotuksen nolliin ja näin ollen säätimen parametrit asettuvat ajan kuluessa vakioarvoihin.

MRAC säätö on mielenkiintoinen vaihtoehto liikkeenohjaukseen, koska kuten tässä työssä on jo huomattu esimerkiksi hammashihnakäytöissä esiintyy paljon epälinearisuuksia, mutta silti säädön halutaan noudattavan tiettyä referenssimallia.

Automaattisesti virittyvä säädin (STR)

Kaksi edellä kuvattua säädinrakennetta on niin sanottuja suoria rakenteita, koska niissä mukautumismekanismi määrittelee suoraan kuinka säätimen parametreja muutetaan. STR sen sijaan käyttää ensin estimointia prosessin parametrien määrittämiseen, minkä jälkeen estimoituja parametreja käytetään erikseen vaatimusten mukaisten säädinparametrien suunnitteluun, kuva 4.13.



Kuva 4.13. Automaattisesti virittyvä säädin (Self-tuning Regulator, STR).

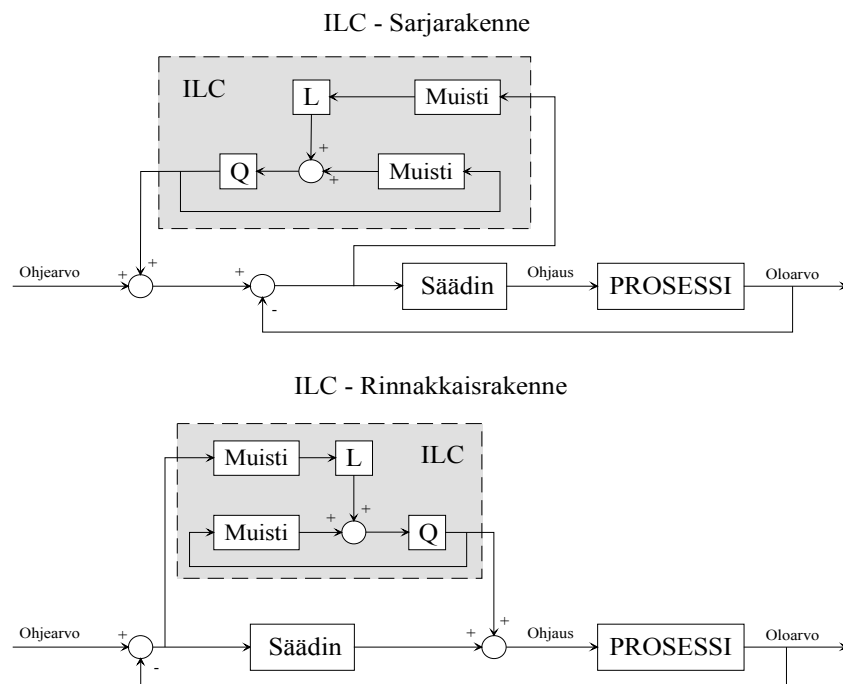
Myös STR:ssä on kaksi erillistä säätösilmukkaa sisältävä säädinrakenne. Sisempi silmukka on takaisinkytkentää varten ja ulommassa silmukassa päivitetään säätimen parametreja prosessin parametrien estimaattien ja säätimeltä haluttujen vaatimusten mukaisesti.

4.7.3 Oppiva säätö

Iteratiivinen oppiva säätö (ILC) lähtee liikkeelle ajatuksesta, että samaa tehtävää useita kertoja peräjälkeen suorittavan laitteen suorituskykyä voidaan parantaa, jos laite voi oppia edellisten toistojen virheistä. Oppivien säätimien voidaan ajatella sopivan järjestelmiin, jotka suorittavat samaa operaatiota toistuvasti muuttumattomissa olosuhteissa. Tällöin tavallinen säädin tekee saman seurantavirheen jokaisella suorituksella. Kuitenkin jokaiselta kierrokselta saatava virhetieto on informatiivista ja oppiva säädin suunnitellaan käyttämään hyväksi tätä tietoa, jotta seurantavirhe saataisiin minimoitua muutaman toiston jälkeen. ILC eroaa edellisessä

kappaleessa esitellyistä adaptiivisista säätimistä siten, että kun adaptiivisissa säätimissä päivitetään laitteen eli säätimen parametreja, ILC päivittää systeemin ohjausta eli signaalia (Bristow 2006).

Koska ILC muuttaa säädetyn järjestelmän ohjaussignaalia tai referenssisignaalia, se voidaan mieltää ainoastaan avoimen piirin säädöksi. Kuvassa 4.14 esitetään kaksi tyypillistä tapausta oppivasta säädöstä, joista ensimmäistä kutsutaan sarjarakenteeksi, koska siinä ILC:n säätösignaali on summattu referenssisignaaliin. Toista rakennetta kutsutaan rinnakkaisrakenteeksi, koska siinä ILC:n ohjaussignaali summataan takaisinkytkentäsäätäjän lähtöön.



Kuva 4.14. Kaksi erilaista ILC rakennetta. Ylhäällä sarjarakenne ja alhaalla rinnakkaisrakenne.

Kuten kuvasta havaitaan, ILC voidaan liittää helposti jo olemassa olevan takaisinkytketyn säädön rinnalle.

Lineaaristen hammashihnakäyttöjen tapauksessa ILC on varteenotettava vaihtoehto varsinkin jos laitetta halutaan käyttää suorittamaan jotain toistuvaa rataa esimerkiksi leikkaussovelluksien tai muiden pakkaustekniikan sovelluksien yhteydessä.

5 TILASÄÄDÖN SUUNNITTELU

Kuten kappaleessa 4.4 mainitaan, tässä työssä tutkitaan mahdollisuutta korvata perinteinen PID-säätö diskreetiaikaisella tilasäädöllä lineaarisen hammashihnaservokäytön keskitettynä paikoitussäätönä. Säätörakenteeksi valitaan kappaleessa 4.4.4 esitetty kahden vapausasteen tilasäätö. Hammashihnakäytön lukuisien epäideaalisuuksien vuoksi säätimeen lisätään integroiva osa kappaleen 4.4.3 mukaisesti. Integroivan osan lisäyksen vuoksi tässä kappaleessa käsitellään aina integroivan osan sisältäviä, yhtälön (4.17) mukaisia yhdistetyn systeemin tilamatriiseja Φ ja Γ .

Koska liikkeenohjaussovelluksissa käytetään perinteisesti kappaleessa 4.1 esitettyä trapetsimaista nopeusprofiilia (s-muotoinen paikkaprofiili), on ilmeistä valita säätörakenteen referenssimalliksi nämä profiilit.

Kappaleessa 3.3 tutkittiin hihnakäytön kitkakäyttäytymistä ja havaittiin, että hihnakäytöissä esiintyy erittäin suuria kitkavoimia. Tästä johtuen säädön nopeusmyötäkylkykentänä käytetään perinteisen nopeusmyötäkylkykentän sijaan kitkakompensointia, jossa systeemissä esiintyviä kitkavoimia kompensoidaan nopeuteen verrannollisen, kappaleessa 3.3.2 laadittujen kitkamallien avulla. Tämän lisäksi toisena myötäkylkykentäsignaalina käytetään perinteistä systeemin kokonaishitausmasalla skaalattua kiihtyvyyssmyötäkylkykentää.

Tässä kappaleessa esitetään lisäksi pakkaustekniikalle ominaisia sekä dynaamisia että staattisia suorituskykyvaatimuksia, joiden pohjalta suljetun systeemin dynamiikka eli tilatakaisinkytkennän kerroinvektori määritetään.

Tilatakaisinkytkennän kerroinvektori K voidaan määrittää joko sijoittamalla navat eksplisiittisesti haluttuihin paikkoihin tai käyttämällä optimisäätöalgoritmia. Tässä työssä päädytään käyttämään optimisäätömenetelmää, koska tällöin säädön viri-

tyksessä päästään käyttämään edellä mainittuja suorituskykyvaateita, eikä napojen asettelu ole yritys erehdys menetelmän varassa.

5.1 Suorituskykyvaatimukset

Koelaitteen X-akselin liikealue on 1,6 m ja koska säädössä käytettävä tilamalli on linearisoitu johteen keskipisteeseen, on liikealueen nollapiste oltava keskellä. Tällöin X-akselin koordinaatistoksi saadaan $x \in [-0,8 \text{ m}; 0,8 \text{ m}]$.

Koelaitteen Y-akselin liikealue on 1,2 m ja koska säädössä käytettävä tilamalli on linearisoitu johteen keskipisteeseen, on liikealueen nollapiste oltava keskellä. Tällöin Y-akselin koordinaatistoksi saadaan $x \in [-0,6 \text{ m}; 0,6 \text{ m}]$.

Suurta tarkkuutta vaativissa kohteissa, kuten CNC työstökonesovelluksissa voidaan vaatia jopa noin kymmenen mikrometrin toistotarkkuutta. Päästäkseen edellisen kaltaisiin tarkkuuksiin on poikkeuksetta siirryttävä käyttämään ruuvijohteita. Hihnajohteiden tyypillisimmät sovellukset eli erilaiset kuljettimet, sekä portaalirobottien tapauksissa usein erilaiset pisteestä pisteeseen ohjaukset voidaan hyvin toteuttaa karkeammallakin toistotarkkuudella kuten yhden millimetrin tarkkuudella. Tätä arvoa pidetään molempien liikeakseleiden toistotarkkuutena säätöä viritettäessä.

Koelaitteen dynaamiselle suorituskyvyille ei määritetä suoraan absoluuttista arvoa, vaan koelaitteen tulee kyetä toteuttamaan tietty XY-tason liikerata ennalta määritellyn virhemarginaalin rajoissa. Tämän jälkeen mittauksissa ja simuloinneissa tutkitaan kuinka nopeasti koelaitte kykenee toistamaan liikeradan ylittämättä suurinta sallittua virhemarginaalia.

5.2 Tilasäädön viritys

Tässä kappaleessa mitoitetaan koelaitteen molemmille liikeakseleille tilasäätimet. Tilasäätönä käytetään servojärjestelmille ominaista kahden vapausasteen säätörakennetta, jossa tilatakaisinkytkentä ja tilahavaitsija viritetään optimisäädön menetelmin.

5.2.1 Optimaalinen tilatakaisinkytkentä

Käytettäessä tilasäätöä säädetyn systeemin napojen asettelu ja sitä kautta tilatakaisinkytkennän kertoimien valinta on usein enemmän tai vähemmän yritys erehdys menetelmän pohjalla ja lopulliseen tulokseen päästäkseen suunnittelija joutuu usein käyttämään simulointiohjelmistoa, jonka avulla eri napojen paikkojen valintaa voidaan testata. Optimaalista tilatakaisinkytkentää käytettäessä takaisinkytkennän kertoimet \underline{K} valitaan diskreettiaikaisessa järjestelmässä siten, että saadaan minimoitua kustannusfunktio

$$J = \frac{1}{2} \sum_{k=0}^N [\underline{x}^T(k) \cdot \underline{Q}_1 \cdot \underline{x}(k) + u^T(k) \cdot \underline{Q}_2 \cdot u(k)] \quad , \quad (5.1)$$

jossa hihnakäytön tapauksessa \underline{Q}_1 on säädetyn systeemin tiloja painottava kerroinmatriisi ja \underline{Q}_2 on systeemin ohjausta painottava vakio. Optimaalisen ratkaisun löytäminen edellyttää, että matriisit \underline{Q}_1 ja \underline{Q}_2 ovat symmetrisiä ja positiivisesti definittejä.

Tilatakaisinkytkennän kerroinvektorin \underline{K} ratkaiseminen painokerroinmatriirien \underline{Q}_1 ja \underline{Q}_2 avulla voidaan suorittaa käyttäen diskreettiä Riccatin yhtälön ratkaisua $\underline{S}(k)$. Olkoon yhtälön ratkaisussa käytettävä alkutila $\underline{S}(N) = \underline{S}(k) = \underline{Q}_1$. Tällöin

$$\underline{S}(k) = \underline{\Phi}^T \cdot \underline{M}(k+1) \cdot \underline{\Phi} + \underline{Q}_1 \quad , \quad (5.2)$$

jossa

$$\underline{M}(k+1) = \underline{S}(k+1) - \underline{S}(k+1) \cdot \underline{L} \cdot [\underline{Q}_2 + \underline{L}^T \cdot \underline{S}(k+1) \cdot \underline{L}]^{-1} \cdot \underline{L}^T \cdot \underline{S}(k+1) \quad . \quad (5.3)$$

Yhtälöiden (5.2) ja (5.3) välituloksien avulla, saadaan lopulta ratkaistua tilatakaisinkytkennän kerroinvektori $\underline{K}(k)$ seuraavasti

$$\underline{K}(k) = [\underline{Q}_2 + \underline{L}^T \cdot \underline{S}(k+1) \cdot \underline{L}]^{-1} \cdot \underline{L}^T \cdot \underline{S}(k+1) \cdot \underline{\Phi} \quad . \quad (5.4)$$

Kuten yhtälöistä (5.2) - (5.4) voidaan havaita, päädytään optimaalista säätöä käyttämällä aika-askeleesta riippuvaiseen tilatakaisinkytkennän kertoimiin.

On kuitenkin osoitettu, että optimisäädön tapauksessa tilatakaisinkytkennän kertoimet pysyvät vakioina suurimman osan säätösekvenssistä, joten usein on riittävää ratkaista takaisinkytkennän kerroinvektori ainoastaan jatkuvuustilassa. Laskenta voidaan suorittaa käyttämällä algebrallisen Riccatin yhtälön ratkaisua \underline{S}_∞ .

$$\underline{S}_\infty = \underline{\Phi}^T \cdot (\underline{S}_\infty - \underline{S}_\infty \cdot \underline{L} \cdot [\underline{Q}_2 + \underline{L}^T \cdot \underline{S}_\infty \cdot \underline{L}]^{-1} \cdot \underline{L}^T \cdot \underline{S}_\infty) \cdot \underline{\Phi} + \underline{Q}_1 \quad , \quad (5.5)$$

jonka avulla voidaan edelleen ratkaista tilatakaisinkytkennän arvot jatkuvuustilassa.

$$\underline{K}_\infty = [\underline{Q}_2 + \underline{L}^T \cdot \underline{S}_\infty \cdot \underline{L}]^{-1} \cdot \underline{L}^T \cdot \underline{S}_\infty \cdot \underline{\Phi} \quad . \quad (5.6)$$

Optimaalisen tilatakaisinkytkennän analyttinen ratkaisu varsinkin monimutkaisemmille systeemeille on työlästä, joten on järkevämpää käyttää ratkaisemiseen laskentaohjelmistoa. Esimerkiksi Matlab tarjoaa ratkaisemiseen useitakin eri funktioita, joista `dlqr`-funktiota käytetään tässä työssä. Funktio vaatii syötteenään systeemin tilamatriisit $\underline{\Phi}$ ja \underline{L} , sekä painokerroinmatriisit \underline{Q}_1 ja \underline{Q}_2 .

Suunnittelijan tehtäväksi jää siis ainoastaan valita painokerroinmatriisit Q_1 ja Q_2 . Niiden valintaan on olemassa useita erilaisia sääntöjä. Eräs kätevä tapa määrittää painokerroinmatriisit Q_1 ja Q_2 on käyttää Brysonin sääntöä. Tällöin Q_1 matriisin painokertoimet valitaan kunkin tilan suurimman sallitun fyysisen muutoksen avulla ja Q_2 matriisin kertoimet valitaan suurimman sallitun ohjauksen avulla. Hammashihnakäytön tapauksessa Q_1 ja Q_2 päätyvät muotoon

$$\underline{Q}_1 = \begin{bmatrix} Q_1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & \frac{1}{\text{dev}_1^2} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & \frac{1}{\text{dev}_2^2} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & \frac{1}{\text{dev}_3^2} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & \frac{1}{\text{dev}_4^2} \end{bmatrix}, \quad Q_2 = \frac{1}{u_{\max}^2}, \quad (5.7)$$

jossa termit $\text{dev}_{1,\dots,4}$ ovat kunkin tilan suurin sallittu muutos, Q_1 on integroivan tilan painokerroin ja u_{\max} on suurin sallittu takaisinkytkentäohjaus.

Taulukossa 5.1 on esitetty X- ja Y-askeleille valitut eri tilojen muutokset, suurimmat sallitut ohjaukset ja integroivan tilan painot. Tilojen muutokset määritetään siten, että aluksi päätetään suurimmat sallitut lineaariliikkeen muutokset (paikka ja nopeus), joista saadaan edelleen suurimmat sallitut muutokset moottorin akselin kiertymäkulmalle ja kulmanopeudelle jakamalla lineaariset muutokset kunkin liikeykselin hihnapyörän säteellä.

Taulukko 5.1. Optimaalisen tilatakaisinkytkennän painokerroinmatriisien valintaan vaikuttavat termit molemmille liikeakseleille.

Kerroin	X-akseli	Y-akseli
Q_I	5	100
dev_1 (kiertymäkulma)	80,4 [rad]	83,8 [rad]
dev_2 (kulmanopeus)	25,1 [rad/s]	34,9 [rad/s]
dev_3 (paikka)	1,6 [m]	1,2 [m]
dev_4 (nopeus)	0,5 [m/s]	0,5 [m/s]
u_{max}	5 [Nm]	1 [Nm]

Suurimmat sallitut lineaariset paikan muutokset dev_1 valittiin liikeakseleiden suurimman sallitun liikealueen perusteella. Tämän jälkeen valittiin suurimmaksi sallituksi nopeuden muutokseksi dev_2 yksi kahdeksasosa molempien liikeakseleiden suurimmasta sallitusta arvosta, koska lopullisessa säätöratkaisussa käytetään vahvaa myötäkytkentää, jolloin takaisinkytkennän vaikutus ei tarvitse olla niin merkittävä. Samasta syystä myös suurin sallittu ohjauksen arvo on noin kahdeksasosa kunkin liikeakselin moottorin maksimivääntömomentista. Integroivan tilan painokertoimen Q_I arvot on valittu iteratiivisesti simulointitulosten perusteella.

Tämän jälkeen on ratkaistu molemmille liikeakseleille tilatakaisinkytkennän kertoimet käyttämällä Matlab:n `dlqr`-funktioita. Takaisinkytkennän kertoimista ensimmäinen menee integroivan tilan vahvistukseksi K_I ja loput neljä muodostavat varsinaiset tilatakaisinkytkennän kertoimet. Taulukossa 5.2 on esitetty molempien liikeakseleiden takaisinkytkennän ja integroivan tilan kertoimet.

Taulukko 5.2. X- ja Y-akseleille ratkaistut tilatakaisinkytkennän kertoimet, sekä integroivan osan kertoimet.

Kerroin	X-akseli	Y-akseli
K_1	10,92	9,70
K_1	5,69	3,01
K_2	0,37	0,08
K_3	1402,9	690,68
K_4	45,23	14,61

Kuten tilatakaisinkytkennän kertoimista voidaan havaita, saa paikan takaisinkytkentäkerroin selvästi suurimman arvon, mikä selittyy sillä, että juuri paikka on valittu integroivaksi tilaksi.

5.2.2 Tilahavaintija

Myös tilahavaintijassa halutaan käyttää optimisäädön etuja, jolloin on perusteltua käyttää Kalman-suodatinta tilahavaintijana. Kalman-suodatin eroaa normaalista tilahavaintijasta siten, että se suunnitellaan minimoimaan systeemin prosessi- ja mittauskohinasta johtuva estimointivirheen varianssi. Myös Kalman-suodattimen takaisinkytkentävahvistus voidaan ratkaista Riccatin yhtälöstä tilatakaisinkytkennän tavoin, mutta jälleen käyttökelpoisempi tapa on käyttää laskentaohjelmistojen valmiita funktioita tilahavaintijan takaisinkytkennän määrittämiseen. Matlab tarjoaa useita funktioita Kalman-suodattimen määrittämiseen, joista `kalman`-funktioita on käytetty tässä työssä. Funktio vaatii syötteenään estimoitavan järjestelmän tilamallin, sekä prosessi- ja mittauskohinan kovarianssimatriisit. Mittauskohinan kovarianssimatriisi on määritettävissä mitta-anturin valmistajan ilmoittamien anturin tarkkuuksien perusteella, mutta prosessikohina on varsin hankalaa määrittää ja yleensä sille etsitään iteratiivisesti simulointien avulla sopiva arvo.

Testaamalla prosessikohinalle muutamaa arvoa, päädytään valitsemaan X-suunnan arvoksi $W_1=1\cdot 10^{-2}$ ja Y-suunnalle $W_1=1\cdot 10^{-3}$.

Tässä työssä käytetään ainoastaan moottorin akselilla olevan kulma-anturin tietoa estimaattorin takaisinkytkentätietona, koska kelkan paikkaa mittaavien analogisten antureiden signaali on molempien liikeakseleiden tapauksessa erittäin kohinaista. Näin ollen kelkan paikkatietoa käytetään vain integroivan tilan takaisinkytkentätietona.

Liitteestä A voidaan havaita, että molempien liikeakseleiden moottorien kulmaanturit käyttävät kvantisoinnissa kolmeatoista bittiä kierrokselle, jolloin mittauskohinan kovarianssimatriisiksi voidaan laskea sekä X-, että Y-akselille

$$V_1 = \left(\frac{2\pi}{2^{13}-1} \right)^2 \approx 1 \cdot 10^{-6} \quad (5.8)$$

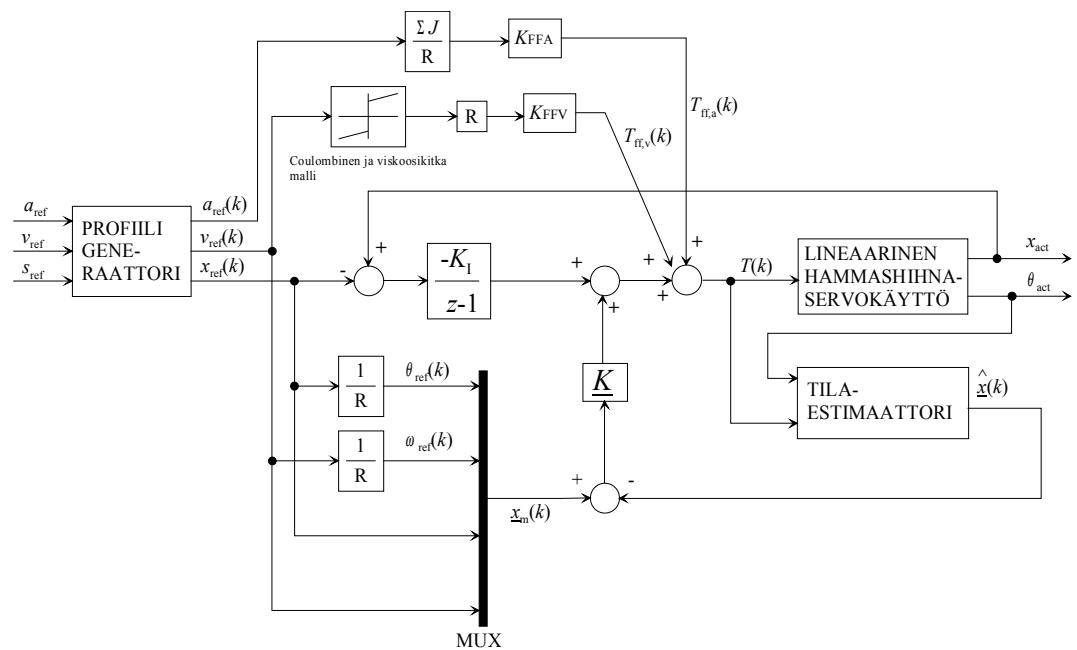
Esitetään vielä taulukossa 5.3 molemmilla liikeakseleilla käytettävät prosessi- ja mittauskohinan arvot, sekä niitä vastaavat Matlab:n `kalman`-funktion tuottamat tilahavaintajan takaisinkytkentäkertoimet L_e .

Taulukko 5.3. Tilahavaintajan takaisinkytkentäkertoimien laskemiseen tarvittavat suureet, sekä Matlab:n `kalman`-funktiolla suunnitellun tilahavaintajan takaisinkytkentäkertoimet.

Kerroin	X-akseli	Y-akseli
W_1 (Prosessikohina)	$1 \cdot 10^{-2}$	$1 \cdot 10^{-3}$
V_1 (Mittauskohina)	$1 \cdot 10^{-6}$	$1 \cdot 10^{-6}$
$L_e(1)$	0,07	0,10
$L_e(2)$	2,10	5.37
$L_e(3)$	$8 \cdot 10^{-4}$	$8 \cdot 10^{-4}$
$L_e(4)$	0,04	0,06

5.2.3 Kahden vapausasteen säätörakenne

Koska kyseessä on servojärjestelmä, on ilmeistä että järjestelmän tilojen halutaan seuraavan ennalta määrättyjä profiileja (Åström 1997). Tyypillisesti liikkeenohjaussovelluksissa nämä profiilit ovat s-muotoinen paikkaohje ja trapetsimainen nopeusohje. Nämä profiilit muodostetaan kappaleen 4.1 mukaisesti ja niitä käytetään tilasäädön referenssimallina. Tällöin päädytään käyttämään kuvan 5.1 mukaista säädinratkaisua.



Kuva 5.1. Työssä käytettävä kahden vapausasteen säätörakenne, jossa myötäkytkentäsignaaleina käytetään kiihtyvyyssmyötäkytkentää ja kitkakompensointia.

Kuten kuvasta havaitaan, käytetään referenssigeneraattorilta saatavia profiileja tilasäädön referenssimallina. Tämän lisäksi myötäkytkentä vääntömomenttina käytetään kitkakompensointia, jossa kitka kompensoidaan kappaleessa 3.3 muodostetun kitkamallin avulla ja kiihtyvyyssmyötäkytkentää, jossa referenssigeneraattorilta saatava kiihtyvyyssiato skaalataan kunkin liikeakselin kokonaishitaussmassan ja hihnapyörän säteen osamäärällä. Kitkamallissa tarvittavana nopeustietona käytetään

tään referenssigenaattorilta saatavaa trapetsimaista nopeusprofiilia. Liikeakselin kokonaishitausmassa voidaan laskea yhtälön 5.9 mukaisesti

$$\Sigma J = 2 \cdot J_{\text{TOT}} + 2 \cdot J_{\text{P}} + J_{\text{L}} \quad , \quad (5.9)$$

jossa J_{L} on kuorman hitausmassa ja voidaan laskea tunnetun yhtälön mukaisesti

$$J_{\text{L}} = M \cdot R^2 \quad . \quad (5.10)$$

Yhtälön (5.9) mukaisesti selvitettyt kunkin liikeakselin redusoidut kokonaishitausmassat on esitetty liitteessä A.

6 SIMULOINTI- JA MITTAUSTULOKSET

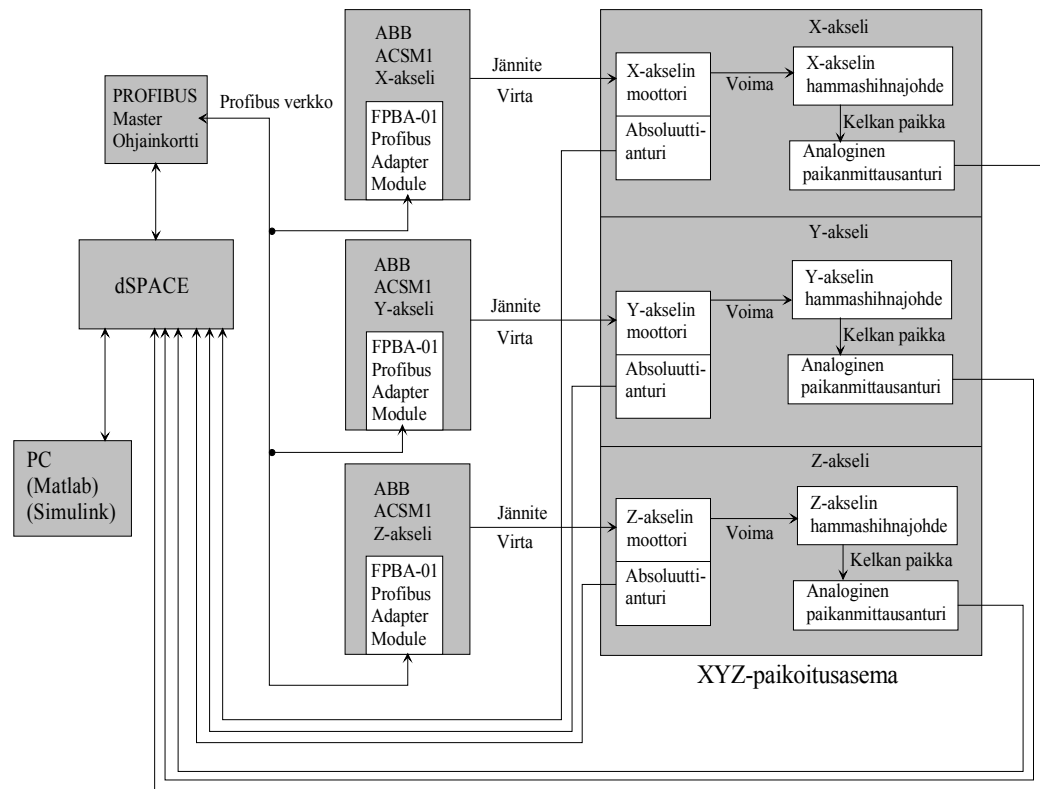
Tässä kappaleessa esitellään tarkemmin mittauksissa käytetty koelaitteisto, minkä lisäksi testataan laitteen toimintaa simuloinneissa ja mittauksissa. Simulointeja varten laitetta kuvaavista epälineaarisista differentiaaliyhtälöistä muodostetaan Matlab:n Simulink ympäristöön malli. Myös edellisessä kappaleessa mitoitettu säätöjärjestelmä mallinnetaan käyttäen Simulink ohjelmaa.

6.1 Koelaitteiston esittely

Kuten jo kappaleessa 3 mainittiin, koelaitteisto koostuu kolmesta liikkuvasta akselista, joista jokaista vetää oma kestoplaneettiservomoottori. Moottoreita syötetään ABB:n ACSM1 taajuudenmuuttajilla. Säädön suunnittelua ja toteutusta varten koelaitteistosta on tietokone Matlab ja Simulink ohjelmistoinen, minkä lisäksi tietokoneeseen on kytketty erillinen dSPACE-yksikkö, johon kuuluu oma prosessori säätöalgoritmin toteutusta varten, sekä erilaisia I/O rajapintoja signaaleiden siirtoa varten.

Nopeamman ja vähemmän kohinaisen signaalin siirron vuoksi koelaitteistoon asennettiin Profibus-master kenttäväyläohjainkortti, joka voidaan liittää tietokoneen päässä suoraan dSPACE-yksikköön. ABB:n taajuusmuuttajiin asennettiin erilliset FBPA adapteriyksiköt, jolloin koelaitteen kolme taajuusmuuttajaa yhdessä dSPACE-yksikköön kytketyn Profibus-master ohjainkortin kanssa muodostavat koelaitteessa käytetyn kenttäväylän.

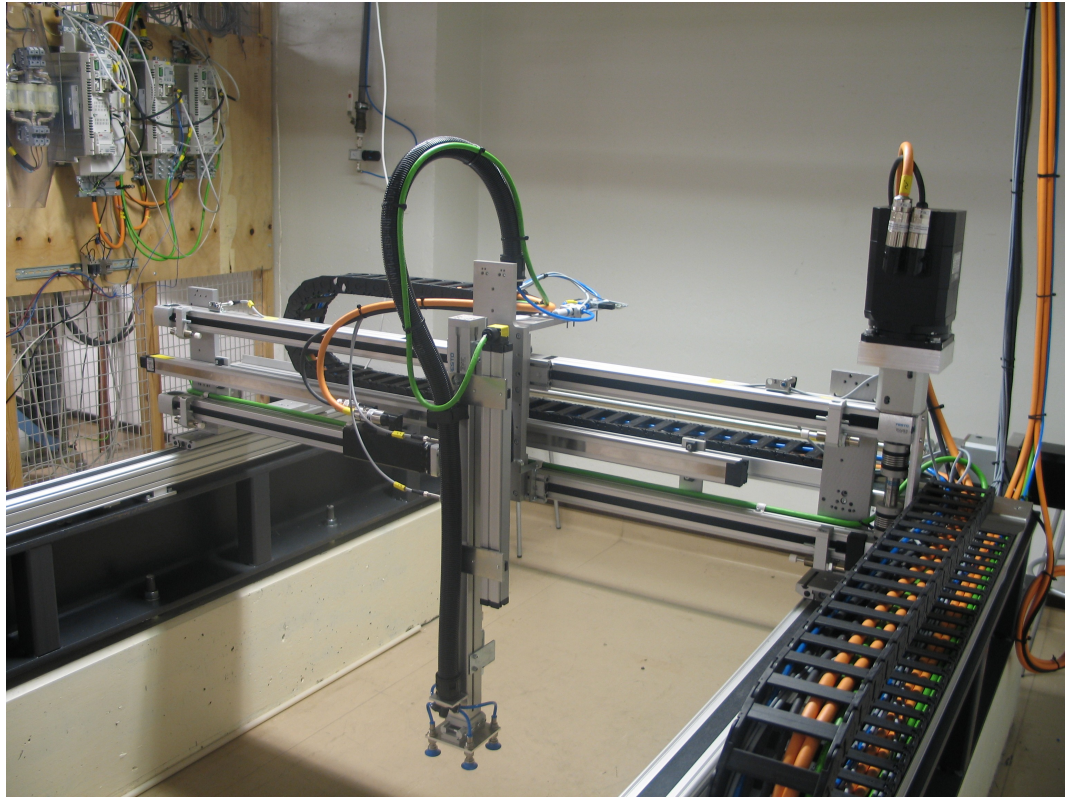
Kuvassa 6.1 on esitetty koelaitteiston periaatekuva lohkokaavioesityksenä.



Kuva 6.1. Koelaitteiston periaatekuva lohkokaaviotasolla.

Kuten kuvasta havaitaan, jokaiselta liikeakselilta voidaan mitata moottorin akselin kiertymäkulmaa absoluuttiantureilla ja kelkan lineaarista paikkaa analogisilla paikanmittausantureilla. Järjestelmässä voidaan lähettää ja vastaanottaa tietoa taajuusmuuttajien ja Hilscher Profibus-master kortin välillä, josta tieto voidaan edelleen lähettää tietokoneelle ja käyttää hyväksi säätöjärjestelmässä. Tässä työssä kenttäväylää käytetään kuitenkin vain X- ja Y-akseleiden vääntömomenttiohjeen lähetykseen ja säädölle tarvittavat kulma- ja analogisten paikka-antureiden takaisinkytkentäsignaalit viedään suoraan dSPACE-laitteistosta löytyviin I/O-rajapintoihin kenttäväylästä aiheutuvien takaisinkytkentäviiveiden minimoimiseksi.

Esitetään vielä kuvassa 6.2 koelaitteisto valokuvana.



Kuva 6.2. Koelaitteiston valokuva.

Taustalla voidaan havaita seinässä kiinni olevat kolme taajuusmuuttajaa, jotka syöttävät koelaitteiston kolmen liikeakselin kestomagneettiservomootoreita. Kuvan ulkopuolella on tietokone dSPACE ja Profibus laitteinen, joiden avulla säätöjärjestelmältä saatavat eri moottoreiden vääntömomenttiohjeet voidaan välittää taajuusmuuttajille.

6.2 X-akselin paikkasäätö

Tässä kappaleessa tutkitaan koelaitteen X-akselin kykyä seurata kappaleessa 4.1 esitettyä s-muotoista paikkaohjetta. Mittauksissa ja simuloinneissa laitteen X-akselia ajetaan eri paikkojen välillä muuttaen käytettäviä kiihtyvyyden ja hidastuvuuden, sekä vakionopeuden arvoja.

Säädön suorituskykyä kuvataan jokaisessa mittauksessa paikkavirheen neliön aikaintegraalilla I_x yhtälön (6.1) mukaisesti

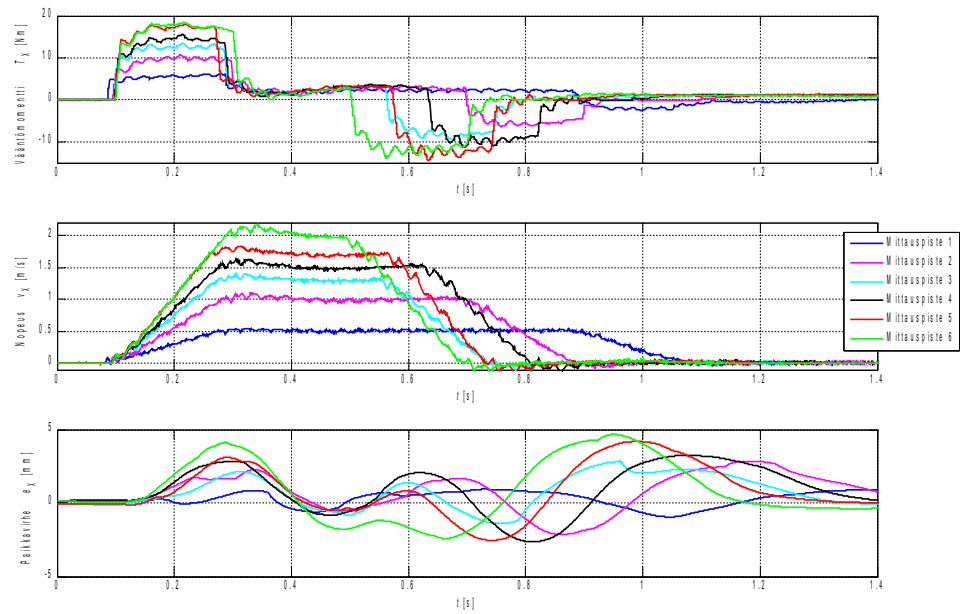
$$I_x = \int_0^t (x_{\text{ref}}(t) - x(t))^2 dt \quad . \quad (6.1)$$

Mittauksissa X-akselia ajetaan kuudella eri kiihtyvyyden- ja nopeuden arvolla. Eri mittauspisteissä käytettävät parametrit ovat esitelty taulukossa 6.1.

Taulukko 6.1. X-akselin simuloinneissa ja mittauksissa käytettävät liikeprofiilien arvot.

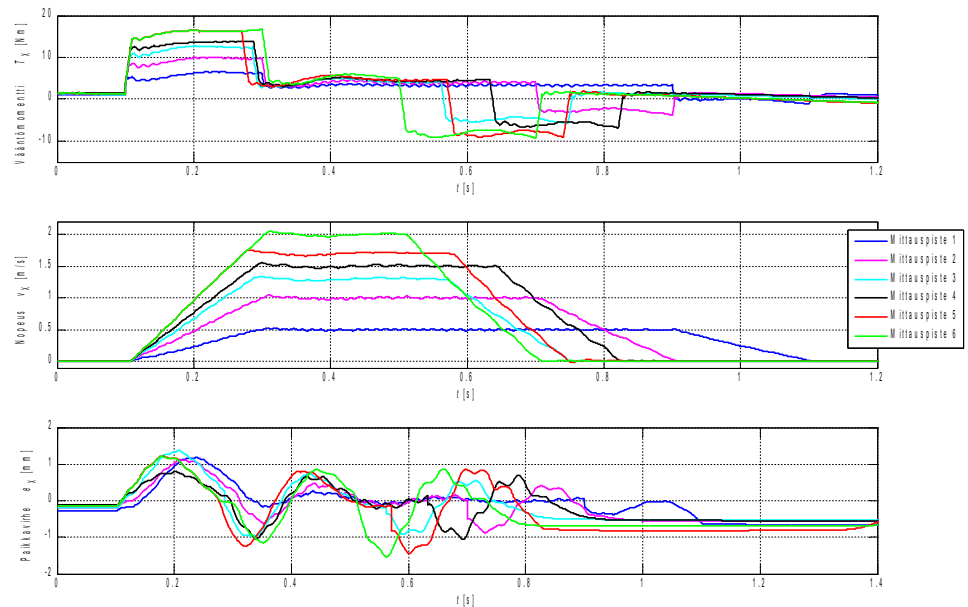
Mittauspiste	Paikka [m]	Nopeus [m/s]	Kiihtyvyys [m/s ²]
1	-0,2 -> 0,2	0,5	2,0
2	-0,3 -> 0,3	1,0	5,0
3	-0,3 -> 0,3	1,3	7,0
4	-0,4 -> 0,4	1,5	8,0
5	-0,4 -> 0,4	1,7	10,0
6	-0,4 -> 0,4	2,0	10,0

Kuvassa 6.3 on esitetty moottorin vääntömomentti, kelkan nopeus ja kelkan paikointivirhe taulukon 6.1 mukaisille mittauksille. Mittaukset suoritettiin positiiviseen liikesuuntaan eli X-akselin tapauksessa moottorista pois päin.



Kuva 6.3. Vääntömomentti, kelkan nopeus ja kelkan paikitusvirhe taulukon 6.1 mukaisista X-akselille suoritetuista mittauksista. Kelkkaa ajettiin moottorista poispäin.

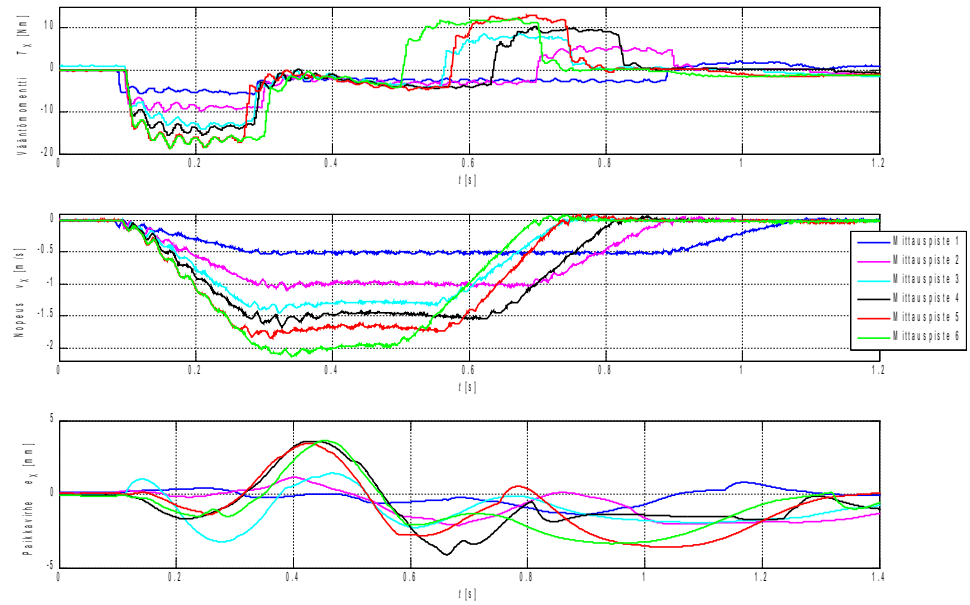
Kuvassa 6.4 on esitetty moottorin vääntömomentti, kelkan nopeus ja kelkan paikitusvirhe taulukon 6.1 mukaisille simuloinneille. Simuloinnit suoritettiin positiiviseen liikesuuntaan eli X-akselin tapauksessa moottorista poispäin.



Kuva 6.4. Vääntömomentti, kelkan nopeus ja kelkan paikoitusvirhe taulukon 6.1 mukaisista X-akselille suoritetuista simuloinneista. Kelkkaa ajettiin moottorista pois päin.

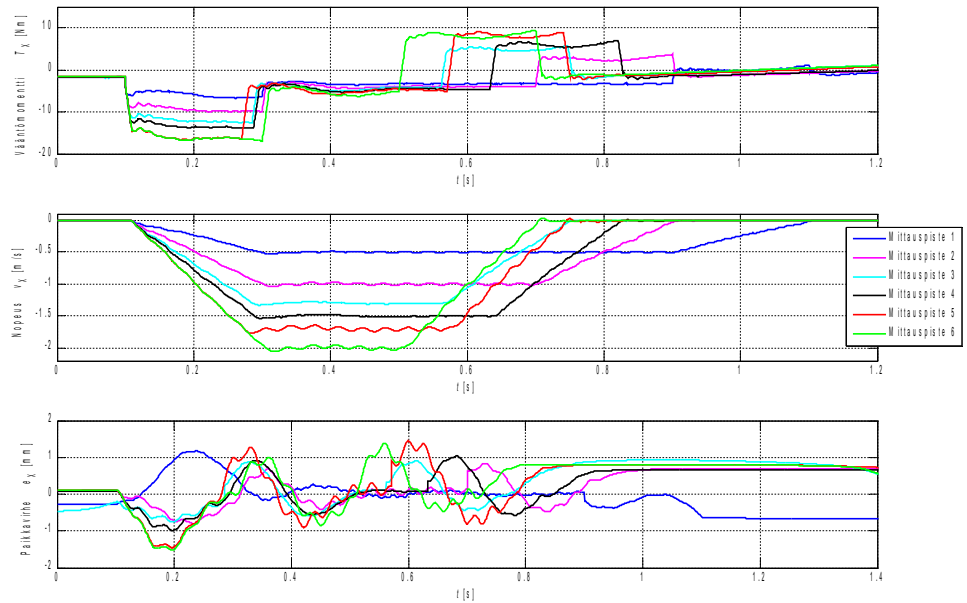
Kuvista 6.3 ja 6.4 voidaan havaita, että X-akseli seuraa kelvollisesti sille annettuja ohjearvokäyriä. Simuloidun järjestelmän ratavirhe on tosin selvästi pienempi, kuin todellisessa systeemissä, mikä voi johtua esimerkiksi siitä, että vääntömomenttiedon lähettämiseen tarkoitettu Profibus-kenttäväylä on asynkroninen väylä. Tämä tarkoittaa sitä, että vääntömomenttiohjeen kulku aikaviive väylässä ei ole vakio, jolloin voidaan epäillä, että todellisessa järjestelmässä on ollut pitkä viive, jonka vuoksi paikoitustarkkuus on kärsinyt. Vääntömomentin ja nopeuden käyrämuodot kuitenkin vastaavat toisiaan simuloinneissa ja mittauksissa melko hyvin, joten voidaan todeta X-akselin mallinnuksen onnistuneen.

Kuvassa 6.5 on esitetty moottorin vääntömomentti, kelkan nopeus ja kelkan paikoitusvirhe taulukon 6.1 mukaisille mittauksille. Mittaukset suoritettiin negatiiviseen liikesuuntaan eli X-akselin tapauksessa kohti moottoria.



Kuva 6.5. Vääntömomentti, kelkan nopeus ja kelkan paikointusvirhe taulukon 6.1 mukaisista X-akselille suoritetuista mittauksista. Kelkkaa ajettiin moottoria kohti.

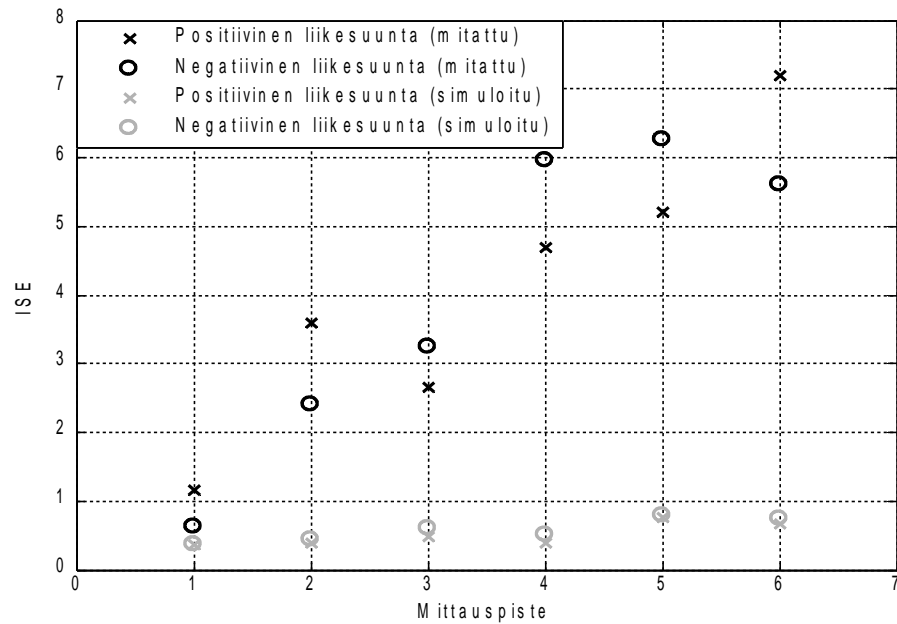
Kuvassa 6.6 on esitetty moottorin vääntömomentti, kelkan nopeus ja kelkan paikointusvirhe taulukon 6.1 mukaisille simuloinneille. Simuloinnit suoritettiin negatiiviseen liikesuuntaan eli X-akselin tapauksessa kohti moottoria.



Kuva 6.6. Vääntömomentti, kelkan nopeus ja kelkan paikoitusvirhe taulukon 6.1 mukaisista X-akselille suoritetuista simuloinneista. Kelkkaa ajettiin moottoria kohti.

Kuvista 6.5 ja 6.6 voidaan havaita, että X-akseli seuraa ohjearvoja kelvollisesti myös ajettaessa negatiiviseen liikesuuntaan eli kohti moottoria. Myös nyt suurin ratavirhe on selvästi pienempi simuloinneissa, kuin mittauksissa, minkä syy on todellisessa järjestelmässä käytetyn kenttäväylän ei deterministinen viive.

Kuvassa 6.7 esitetään yhtälön (6.1) avulla lasketut ISE-kriteerin arvot sekä simuloinneille että mittauksille kaikissa mittauspisteissä.



Kuva 6.7. ISE-kriteerin arvot eri mittauspisteissä simuloidulle ja mitatulle järjestelmälle.

Kuvasta voidaan havaita, että ISE-kriteerin eli virheen neliön aikaintegraalin arvot kasvavat jotakuinkin lineaarisesti nopeuden ja kiihtyvyyden kasvaessa. On myös merkillepantavaa, että simuloinneissa ISE-kriteerin arvo ei juuri kasva, vaikka liike tehdään suuremmalla kiihtyvyydellä ja vakionopeudella. Todellisessa järjestelmässä vääntömomentin lähetukseen liittyy muuttuva, kenttäväylästä aiheutuva kulkuviive, joka näyttää selvästi kasvattavan järjestelmän seurantavirhettä. Todellisen järjestelmän virheen suuruuteen voivat vaikuttaa myös muut epälineaariset ilmiöt (esim. välilyönti moottorikytkimissä), joita simulointimallissa ei otettu huomioon. Simulointituloksen valossa voidaan kuitenkin todeta, että käytetty säätörakenne on onnistunut, koska virheet pysyvät pieninä, jos laitteiston joitakin epälinearisuuksia ei oteta huomioon.

6.3 Y-akselin paikkasäätö

Tässä kappaleessa tutkitaan koelaitteen Y-akselin kykyä seurata kappaleessa 4.1 esitettyä s-muotoista paikkaohjetta. Mittauksissa ja simuloinneissa laitteen Y-akselia ajetaan eri paikkojen välillä muuttaen käytettäviä kiihtyvyyden ja hidastuvuuden, sekä vakionopeuden arvoja.

Säädön suorituskykyä kuvataan jokaisessa mittauksessa paikkavirheen neliön aikaintegraalilla I_Y yhtälön (6.2) mukaisesti.

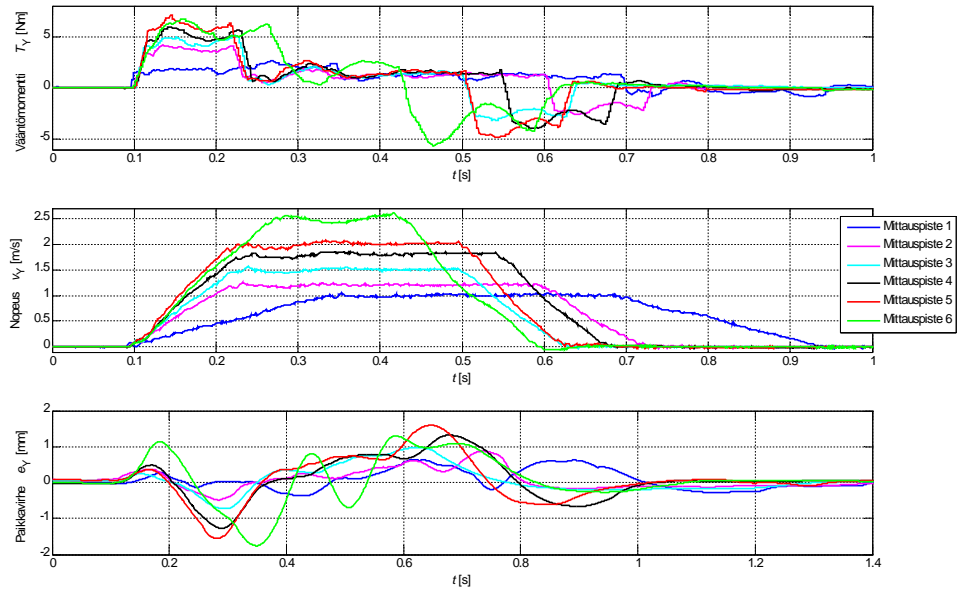
$$I_Y = \int_0^t (y_{\text{ref}}(t) - y(t))^2 dt \quad . \quad (6.2)$$

Mittauksissa Y-akselia ajetaan kuudella eri kiihtyvyyden- ja nopeuden arvolla. Eri mittauspisteissä käytettävät parametrit ovat esitelty taulukossa 6.2.

Taulukko 6.2. Y-akselin simuloinneissa ja mittauksissa käytettävät liikeprofiilien arvot.

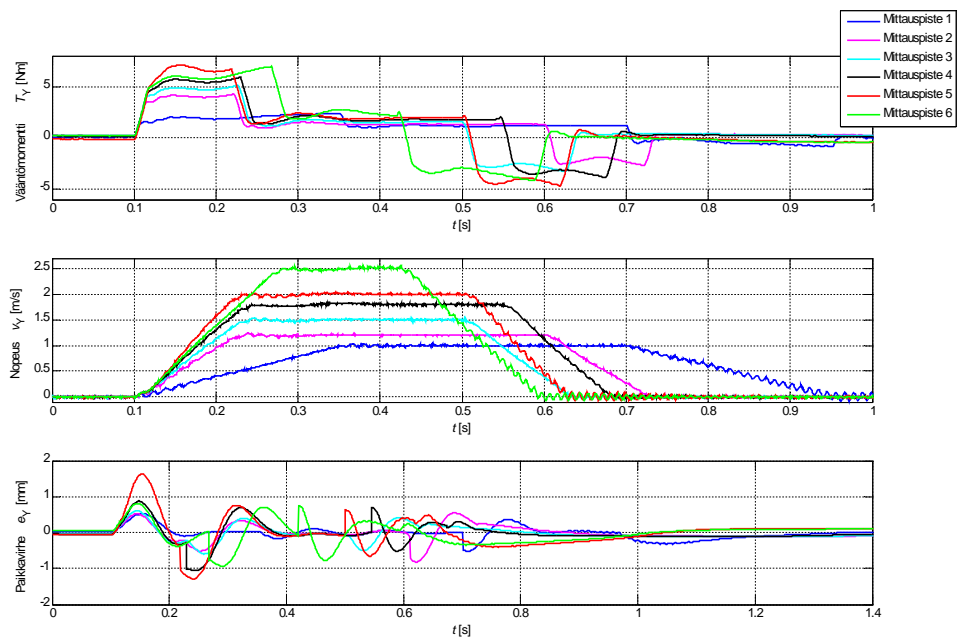
Mittauspiste	Paikka [m]	Nopeus [m/s]	Kiihtyvyys [m/s ²]
1	-0,3 -> 0,3	1,0	4,0
2	-0,3 -> 0,3	1,2	10,0
3	-0,3 -> 0,3	1,5	12,0
4	-0,4 -> 0,4	1,8	14,0
5	-0,4 -> 0,4	2,0	17,0
6	-0,4 -> 0,4	2,5	15,0

Kuvassa 6.8 on esitetty moottorin vääntömomenti, kelkan nopeus ja kelkan paikoitusvirhe taulukon 6.2 mukaisille mittauksille. Mittaukset suoritettiin positiiviseen liikesuuntaan eli Y-akselin tapauksessa kohti moottoria.



Kuva 6.8. Vääntömomentti, kelkan nopeus ja kelkan paikoitusvirhe taulukon 6.2 mukaisista Y-akselille suoritetuista mittauksista. Kelkkaa ajettiin kohti moottoria.

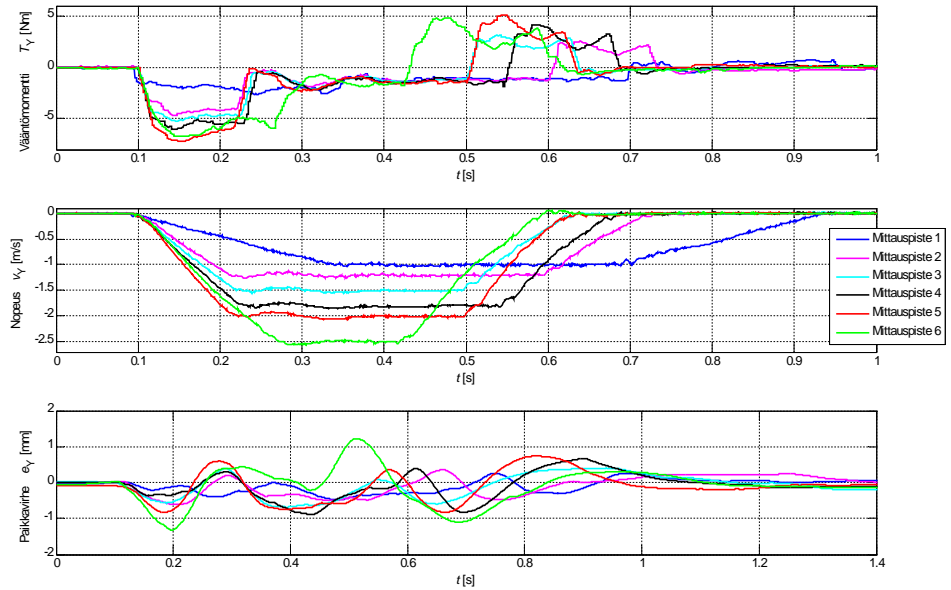
Kuvassa 6.9 on esitetty moottorin vääntömomentti, kelkan nopeus ja kelkan paikoitusvirhe taulukon 6.2 mukaisille simuloinneille. Simuloinnit suoritettiin positiiviseen liikesuuntaan eli Y-akselin tapauksessa kohti moottoria.



Kuva 6.9. Vääntömomentti, kelkan nopeus ja kelkan paikoitusvirhe taulukon 6.2 mukaisista Y-akselille suoritetuista simuloinneista. Kelkkaa ajettiin kohti moottoria.

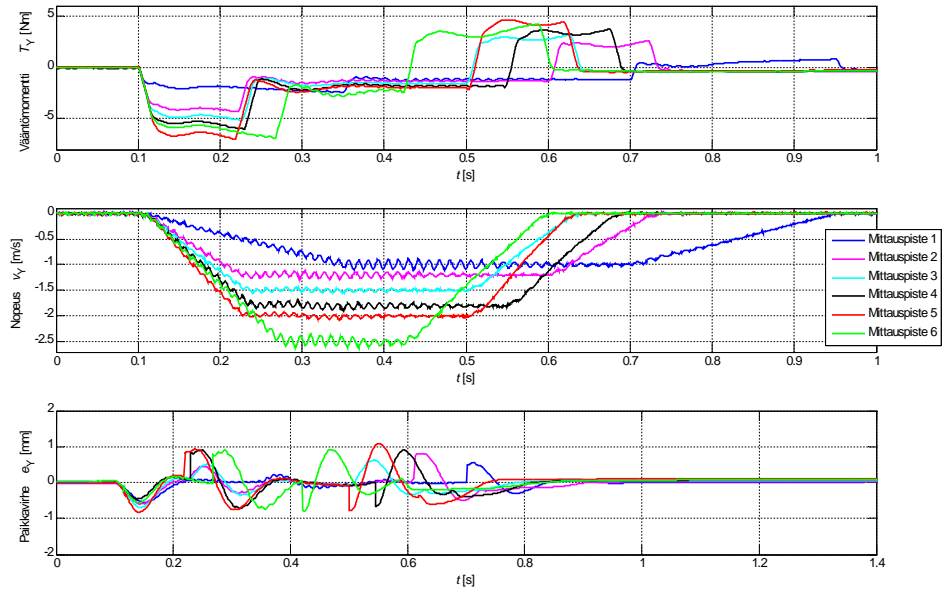
Kuvista 6.8 ja 6.9 voidaan havaita, että Y-akseli seuraa kelvollisesti sille annettuja ohjearvokäyriä. Myös simulointimalli vaikuttaa kuvaavan hyvin todellista järjestelmää. Todellisen järjestelmän nopeudessa esiintyy tosin vähemmän värähtelyä, josta voidaan päätellä, että simulointimallin vaimennustermissä olisi korjaamisen varaa. Vaimennustermien virheellisyys todettiin myös järjestelmän identifointia suorittaessa kappaleessa 3.6. Kuvista voidaan myös havaita, että simuloitujen järjestelmän virheet ovat selvästi pienemmät verrattaessa todelliseen järjestelmään.

Kuvassa 6.10 on esitetty moottorin vääntömomentti, kelkan nopeus ja kelkan paikoitusvirhe taulukon 6.2 mukaisille mittauksille. Mittaukset suoritettiin negatiiviseen liikesuuntaan eli Y-akselin tapauksessa moottorista poispäin.



Kuva 6.10. Vääntömomentti, kelkan nopeus ja kelkan paikoitusvirhe taulukon 6.2 mukaisista Y-akselille suoritetuista mittauksista. Kelkkaa ajettiin moottorista poispäin.

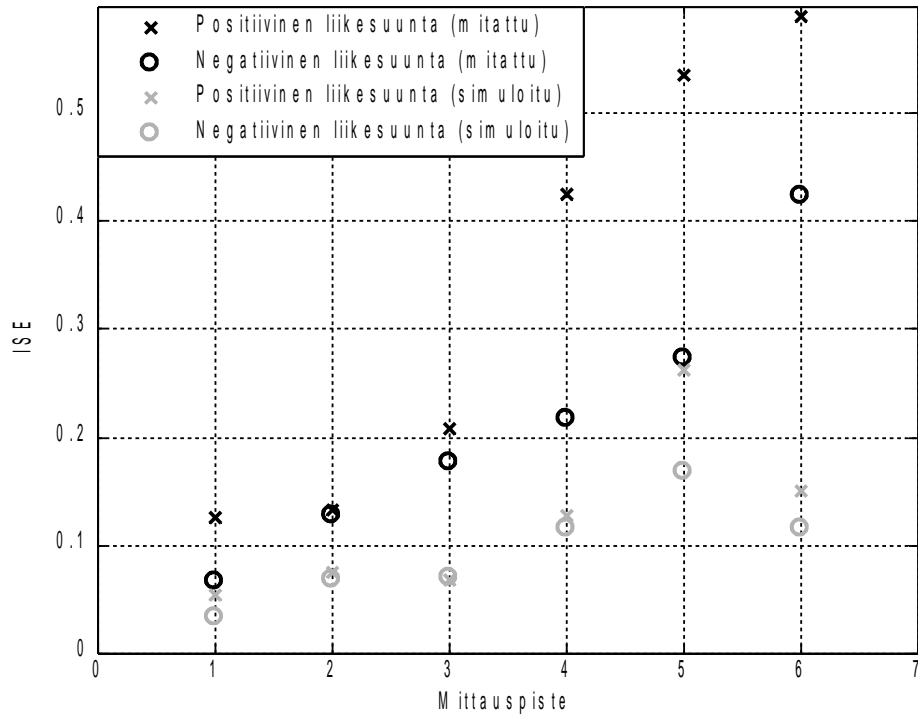
Kuvassa 6.11 on esitetty moottorin vääntömomentti, kelkan nopeus ja kelkan paikoitusvirhe taulukon 6.2 mukaisille simuloinneille. Simuloinnit suoritettiin negatiiviseen liikesuuntaan eli Y-akselin tapauksessa moottorista poispäin.



Kuva 6.11. Vääntömomentti, kelkan nopeus ja kelkan paikoitusvirhe taulukon 6.2 mukaisista Y-akselille suoritetuista simuloinneista. Kelkkaa ajettiin moottorista pois päin.

Kuvista 6.10 ja 6.11 voidaan havaita, että Y-akseli seuraa jälleen kelvollisesti sille annettuja ohjearvokäyriä. Myös simulointimalli vaikuttaa kuvaavan hyvin todellista järjestelmää. Todellisen järjestelmän nopeudessa tosin esiintyy vähemmän värähtelyä, josta voidaan päätellä, että simulointimallin vaimennustermissä olisi korjaamisen varaa, kuten todettiin myös järjestelmän identifointia suorittaessa kappaleessa 3.6. Kuvista voidaan myös havaita, että simuloidun järjestelmän virheet ovat selvästi pienemmät verrattaessa todelliseen järjestelmään.

Kuvassa 6.12 esitetään vielä ISE-kriteerin arvot eri mittauspisteissä suoritetuille simuloinneille ja mittauksille.



Kuva 6.12. ISE-kriteerin arvot eri mittauspisteissä simuloitulle ja mitatulle järjestelmälle.

Kuvasta voidaan havaita, että ISE-kriteerin eli virheen neliön aikaintegraalin arvot kasvavat jotakuinkin lineaarisesti nopeuden ja kiihtyvyyden kasvaessa. Kuvasta voidaan myös havaita, että jokaisessa mittauspisteessä ISE-kriteeri saa suuremman arvon liikuttaessa positiiviseen liikesuuntaan, mikä Y-akselin tapauksessa tarkoittaa liikettä kohti vetävää hihnapyörää. Systemin kehnompia käyttäytyminen positiiviseen liikesuuntaan aiheutuu siitä, että epälineaarinen kitkavoima saa suurempia arvoja positiiviseen liikesuuntaan liikuttaessa, jolloin kitkamallin kompensoinnin vaikutus jää negatiivista liikesuuntaa vähäisemmäksi. Simuloinneissa on myös havaittu, että estimaattori ei toimi niin hyvin vetävän pään hihnapyörää kohti ajettaessa, jolloin myös se selittää osittain positiivisen liikesuunnan suurempaa paikoitusvirhettä. Simuloitun ja mitatun systeemin paikoitustarkkuuden ero selittyy sillä, että todellisessa järjestelmässä vaikuttaa referenssin syötössä käytettävän kenttäväylän vuoksi noin neljän millisekunnin suuruinen kulkuaikaviive.

6.4 Rata-ajo XY-tasossa

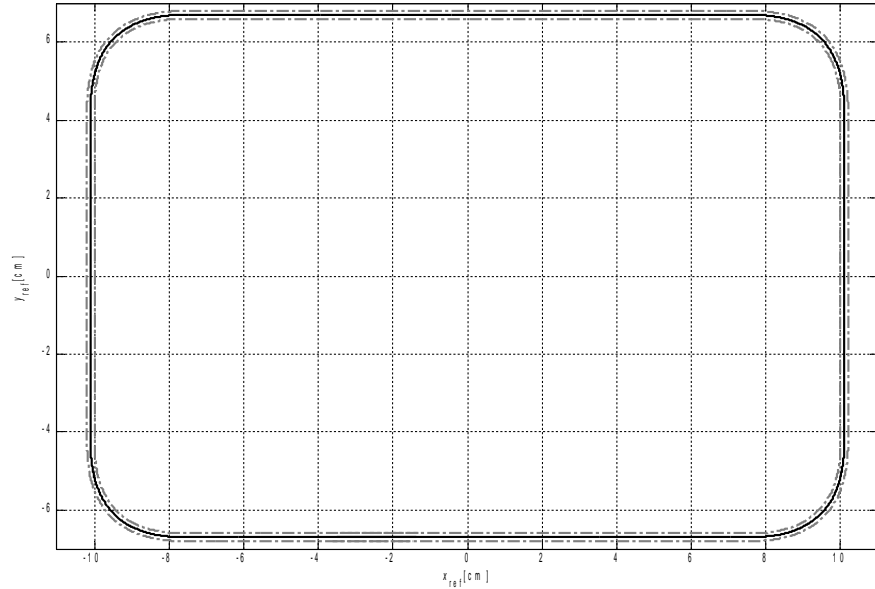
Tässä kappaleessa tutkitaan koelaitteen kykyä seurata dynaamista XY-tason profiilia. Koska koelaitteen mahdollinen käyttösovellus voisi olla mallileikkuri pakkauslinjastolla, valitaan XY-tason profiiliksi elintarviketeollisuudesta tuttu folio-laatikon kansi, joka noudattaa pääosin suorakulmiota sillä erolla, että jokaista kulmaa on pyöristetty tietyn verran. Kappaleissa 6.2 ja 6.3 havaittiin, että laite ei kykene seuraamaan alle 1 mm dynaamisella virheellä s-muotoista paikkaohjetta, jos käytetään suuria kiihtyvyyksiä ja hidastuvuuksia, joten XY-tason rata-ajotesti suoritetaan ainoastaan simuloiden. Simuloinneissa käytetään vääntömomenttiohjeen kuluaikaviiveenä yhtä millisekuntia, joka on ACSM1 taajuudenmuuttajalle ilmoitettu viive, kun vääntömomenttiohjeen lähetykseen käytetään synkronista Sercos2-kenttäväylää. Lyhyempi kuluaikaviive mahdollistaa suurempien vahvistuksien käyttämisen tilaestimaattorissa ja tilatakaisinkytkennässä. Näin ollen tilahavaintajan takaisinkytkentäkertoimia voidaan kasvattaa muuttamalla prosessikohinan kovarianssin W_1 arvoa suuremmaksi. XY-tason simuloinneissa sekä X- että Y-akselin prosessikohinan kovarianssille valitaan arvo 1, jolloin havaintajoiden takaisinkytkennät saavat taulukon 6.3 mukaiset kertoimet.

Taulukko 6.3. Tilahavaintajan takaisinkytkentäkertoimet, kun prosessikohinan arvoa on kasvatettu.

Kerroin	X-akseli	Y-akseli
$L_e(1)$	0,29	0,76
$L_e(2)$	59,91	384,84
$L_e(3)$	$1,4 \cdot 10^{-3}$	$1,1 \cdot 10^{-3}$
$L_e(4)$	0,20	0,38

Tämän lisäksi myös integroivan tilan painokertoimia Q_1 muutetaan siten, että X-akselille painokertoimeksi valitaan 50 ja Y-akselille 1000, minkä seurauksena myös varsinaisen tilatakaisinkytkennän kertoimet muuttuvat.

Kuvassa 6.13 on esitetty simuloinneissa käytettävä profiili virherajoiheen.



Kuva 6.13. XY-tason simuloinneissa käytettävä profiili on merkitty kuvaan ehjällä mustalla viivalla ja suurimmat sallitut poikkeamat harmailla pistekatkoviivoilla.

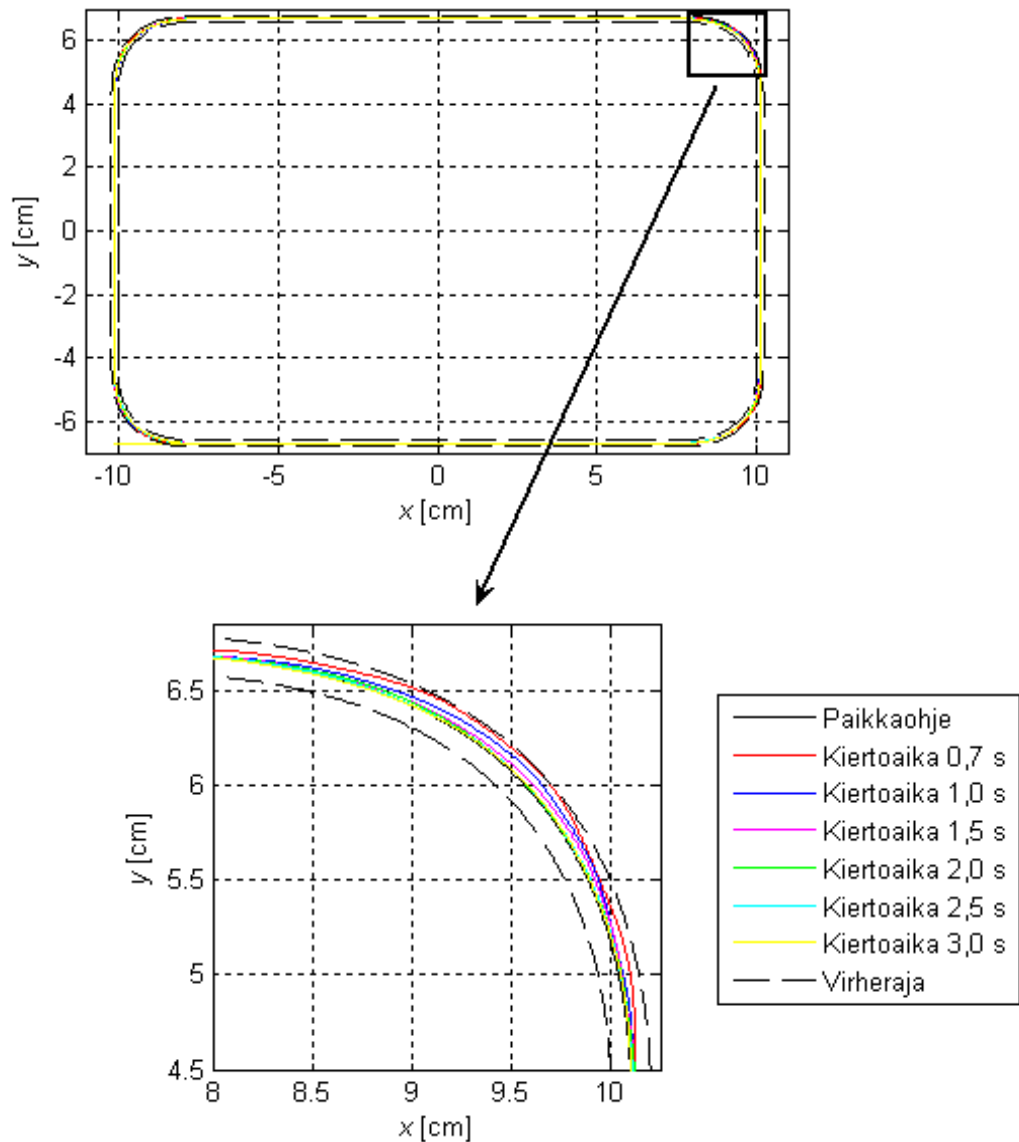
XY-tason profiili toteutetaan käytännössä siten, että liikeakseleiden jarrutus ja kiihdytys tapahtuu profiilin pyöristetyissä osissa, kun taas profiilin suorilla reunoilla kutakin liikeakselia ajetaan vakionopeudella.

Säädön suorituskykyä kuvaamaan käytetään jälleen paikkavirheiden summan neliön aikaintegraalia I_{XY} edellisten kappaleiden tavoin,

$$I_{XY} = \int_0^t [(x_{\text{ref}}(t) - x(t))^2 + (y_{\text{ref}}(t) - y(t))^2] dt \quad (6.3)$$

Simuloinneissa kuvan 6.13 profiili kierretään kuudella eri kiertoaajalla (0,7s, 1s, 1,5s, 2s, 2,5s, 3s) ja tutkitaan kuinka hyvin koelaite kykenee seuraamaan profiilia.

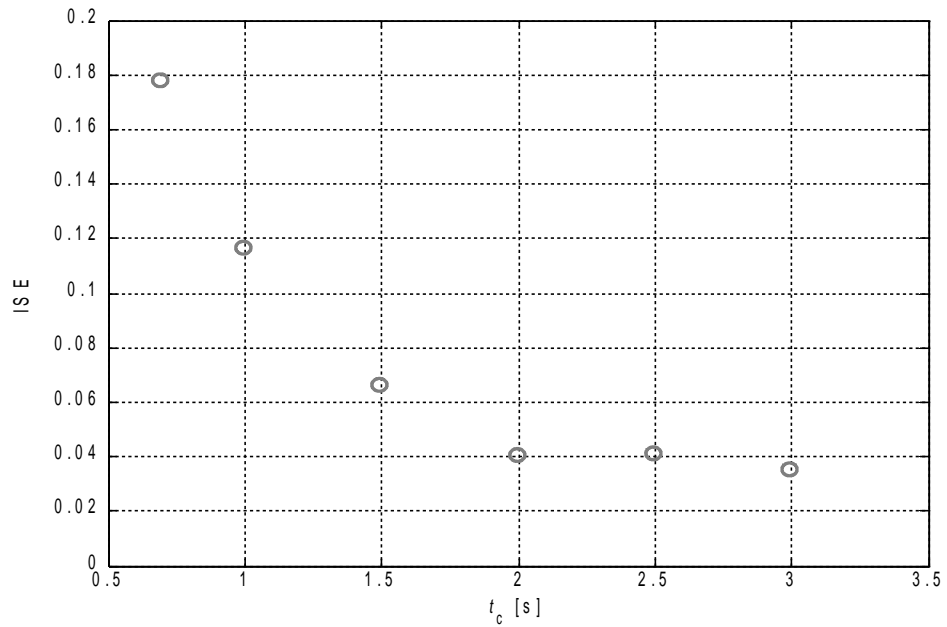
Kuvassa 6.14 on esitetty XY-tason simulointien tuottamat vasteet eri profiilin kiertoajoilla.



Kuva 6.14. XY-tason simulointien vasteet kuudella eri profiilin kiertoaajalla.

Alemmassa kuvassa on suurennettu profiilin oikean yläreunan pyöristystä, koska siinä kohdassa seurantavirhe näyttää olevan suurin. Suurennetusta kuvasta voidaan kuitenkin havaita, että virhe pysyy koko pyöristyksen ajan sallittujen 1 mm virherajojen sisäpuolella.

Kuvassa on vielä esitetty ISE-kriteerin arvojen muuttuminen profiilin kiertoaajan funktiona.



Kuva 6.15. XY-tason simulointien vasteet kuudella eri profiilin kiertoaajalla.

Kuten kuvasta havaitaan ISE-kriteerin arvo pienenee kasvatettaessa profiilin kiertoaikaa, koska tällöin käytetään pienempiä nopeuksia ja kiihtyvyyksiä. Kuvasta voidaan myös havaita, että ISE-kriteerin arvo pysyy jotakuinkin vakiona yli kahden sekunnin kiertoaajoilla, koska tällöin käytetyt kiihtyvyyden ja vakionopeuden arvot ovat jo pienentyneet niin merkittävästi, ettei ISE-kriteerin arvo voi enää juuri pienetä.

6.5 Johtopäätökset

Kappaleiden 6.2 ja 6.3 testit osoittavat järjestelmän mallinnuksen onnistuneen kellovullisesti, sillä testien perusteella simulointimalli näyttäisi antavan saman suuntaisia tuloksia todellisen järjestelmän kanssa sillä erolla, että todellisissa mittauksissa virheet kasvavat hieman suuremmiksi, kuten voidaan havaita kummankin liikeakselin tapauksessa kuvista 6.7 ja 6.12. Ero selittyy käytettävän Profibus kenttäväylän suurehkosta ja muuttuvasta kulkuaikaviiveestä. Järjestelmän mallinnuksen onnistuminen voidaan myös todeta kappaleessa 3.5 suoritetuista X-akselin avoimen piirin identifiointitesteistä.

Työn eräänä tavoitteena oli pyrkiä laatimaan koelaitteelle ylemmän tason paikoitussäätörakenne, jolla järjestelmän ohjearvon seurantakyky saataisiin mahdollisimman tarkaksi. Varsinkaan X-askelin tapauksessa tavoitetta ei kunnolla saavuteta, koska koelaitteen kenttäväyläratkaisun todettiin olevan viiveellinen, mikä edelleen rajoittaa takaisinkytkentäkertoimien valintaa sekä tilatakaisinkytkennälle että tilahavaitsijalle.

Kappaleessa 6.4 esitetyt XY-tason simuloinnit sen sijaan osoittavat käytetyn paikoitussäätörakenteen toimivuuden, jos kulkuaikaviive saadaan rajoitettua noin yhden millisekunnin tasolle. Tähän pyritään tutkimuksen edetessä, kun uusi synkroninen Sercos2-kenttäväylä hankitaan koelaitteen tiedonsiirtoon. Simulointien perusteella tässä työssä esitettyä säädinrakennetta pitäisi voida tutkimuksen edetessä järkevästi käyttää jopa rataseurantaan, kunnes uusi kenttäväylärakenne on saatu otettua käyttöön.

7 YHTEENVETO

Työssä tutkittiin lineaarisen hammashihnaservokäytön ylemmän tason paikoitus-säätörakenteita ja selvitettiin mahdollisuutta korvata teollisuudessa paljon käytetty kaskadimuotoinen paikoitussäätörakenne mallipohjaisella tilasäädinrakenteella. Tilasäädinrakennetta varten työssä muodostettiin hammashihnaservokäyttöä kuvaava jousi-massa-malli, jonka toimivuus testattiin simulointien ja käytännön mittausten avulla. Tämän lisäksi työn tavoitteena oli muodostaa koelaitteiston kahdelle liikeakselille mahdollisimman tarkat kitkamallit, joita käytettiin edelleen servojärjestelmille ominaisen kahden vapausasteen tilasäädinrakenteen myötäkytkentäkompensoinnissa.

Koelaitteiston X-askelille suoritettujen yksinkertaisten identifiointitestien ja tilasäädetylle järjestelmälle suoritettujen mittausten ja simulointien perusteella havaittiin, että työssä esitetty jousi-massa-malli kuvaa hammashihnaservokäyttöä tarkasti. Identifiointitestejä tehdessä todettiin myös mallinnuskappaleessa johdetun, paikan suhteen muuttuvan resonanssitaajuuden yhtälön paikkansa pitävyys.

Simulointeja ja mittauksia tehdessä havaittiin, että varsinkaan X-askelin tapauksessa ei saavuteta haluttua paikoitustarkkuutta. Paikoitustarkkuuteen vaikuttavat useatkin laitteistossa ilmenneet haasteet. Tiedonsiirrossa käytettävän kenttäväylän kulkuaikeviiveen vuoksi tilatakaisinkytkennälle ja tilaestimaattorille ei voida asettaa kovin suuria kertoimia. Tämän lisäksi paikan ja kelkan nopeuden suhteen epälineaarinen kitka, sekä järjestelmässä käytettävän hammashihnan venymästä johtuvat, paikan suhteen muuttuvat jousivakiot aiheuttavat ongelmia, kun käytetään lineaarisen säätöteorian mukaisia säädinrakenteita. Mittauksissa ja simuloinneissa havaittiin, että vakiokertoiminen tilahavaitsija ei ole näin epälineaarille järjestelmälle kaikkein järkevin ratkaisu. Jatkotutkimusta suunnitellessa onkin tavoitteena syventää tässä työssä käytettäviä säädinrakenteita siten, että tilahavaitsijana käytetään muuttuvakertoimista Kalman-suodatinta, minkä lisäksi myös tilatakaisinkytkennän kertoimia voitaisiin muuttaa adaptiivisen säädinrakenteen avulla.

Koska jo tässäkin työssä havaittiin, että koelaitteen kaltaisia paikoitussoluja käytetään usein teollisuudessa suorittamaan toistuvia rutiineja, on ilmeistä että jatkotutkimusta suunnitellessa on eräs hyvinkin varteenotettava vaihtoehto tässäkin työssä esitellyn iteratiivisen oppivan säätörakenteen käyttömahdollisuus.

Jatkotutkimusta suunnitellessa voidaan myös harkita korvattavaksi vertailun vuoksi ainakin X- ja Y-akselin hammashihnajohteet ruuvijohteilla tai suoraan lineaarimoottoreilla, jolloin voitaisiin vertailla kuinka eri tyyppisten lineaarijohteiden suorituskyvyt poikkeavat toisistaan. Paikoitustarkkuuden parantamiseksi koelaitteistoon hankitaan lisäksi nopeampaan tiedonsiirtoon kykenevä synkroninen Sercos2-kenttäväylä.

LÄHTEET

- (Bristow 2006) Bristow, D. A. Tharayil, M. Alleyne, A. G. *A Survey of Iterative Learning Control, A learning-based method for high-performance tracking control. IEEE control systems magazine.* 2006. Vol. 26: pages 96-114.
- (Ellis 2000) Ellis G., *Control System Design Guide, Second Edition*, Radford, Virginia, 2000, Academic Press, s. 159-172, ISBN 0-12-237465-7
- (Festo 2007) Festo Oy, Toimitettavan laitteiston kokoonpanon esittely, 2007
- (Franklin 1998) Franklin G. F., Powell J. D., Workman M. L., *Digital Control of Dynamic Systems*, USA, Addison Wesley Longman Inc., s. , ISBN 0-201-33153-5, 1998
- (Friedland 1986) Friedland B., *Control System Design: An Introduction To State-Space Methods*, New York, 1986, McGraw-Hill, Inc., s. 14-56, ISBN 0-07-022441-2,
- (Hace 2004) Hace A., Jezernik K., Sabanovic A., *A New Robust Position Control Algorithm for a Linear Belt-Drive*, IEEE, pp. 358-363, 2004
- (Haus R. 1996) Haus R., *Converting rotary motion to linear motion*, Journal of Power Conversion & Intelligent Motion, Vol. 22, No. 11, pp. 72-74, 1996
- (IDC) *Rotary to Linear Conversion*, Industrial Devices Corporation, <http://www.idcmotion.com/>, viitattu 09.05.2008

- (Jokinen 2008) Jokinen M., Saarakkala S., Niemelä M., Pöllänen R., Pyrhönen J., *Physical Drawbacks of Linear High Speed Tooth Belt Drives*, International Symposium on Power Electronics, Electrical Drives, Automation and Motion, 2008
- (Kelly 1996) Kelly S. G., *Mechanical Vibrations*, Schaum's Outlines, McGraw-Hill Companies, Inc., s. 1-35, 1996, ISBN 0-07-034041-2
- (Li 1999) Li Y.-F., *Motion Control Subject to Nonlinearities and Flexibility (An Overview Based on Friction and Flexibility Compensation)*, Technical Report, Department of Machine Design, Royal Institute of Technology, Stockholm, Sweden, 1999
- (Parker 2003) *Application Examples*, Parker Hannifin Corporation, 2003, <http://www.parkermotion.com/catalog/catalogA/A72-A96.pdf>, viitattu 5.2.2007.
- (Puranen 2006) Puranen J., *Induction Motor Versus Permanent Magnet Synchronous Motor in Motion Control Applications: A Comparative Study*. Väitöskirja, Lappeenrannan Teknillinen Yliopisto, Sähkötekniikan Osasto, 2006
- (Pyrhönen O. 2005) Pyrhönen O., *Säätötekniikan Perusteet: Luentomateriaali*, Lappeenrannan teknillinen yliopisto, Sähkötekniikan osasto, 2005
- (Younkin 2003) Younkin G. W., *Industrial Servo Control Systems: Fundamentals and Applications*, Wisconsin, Marcel Dekker, Inc., s. 3-61, ISBN 0-8247-0836-9
- (Åström 1997) Åström K. J., Wittenmark B., *Computer Controlled Systems: Theory and design*, Prentice Hall Information and System Sciences Series, Prentice Hall, s. 120-164, ISBN 0-13-314899-8

(Åström 1995) Åström K. J., Wittenmark B., *Adaptive Control, Second Edition*, 1995, Addison-Wesley Publishing Company, s. 1-24, ISBN 0-201-55866-1

LIITE A KOELAITTEEN TEKNISIÄ TIETOJA

Tässä liitteessä on kerätty omiin taulukkoihinsa koelaitteen kunkin liikeakselin tärkeimpiä teknisiä tietoja. Taulukossa A.1 on esitetty koelaitteen X-akselin moottorin, taajuudenmuuttajan ja mitta-antureiden tärkeimmät tekniset tiedot.

Taulukko A.1. X-akselin taajuusmuuttajan ja moottorin tekniset tiedot.

Moottorin ESR MR 7454 tekniset tiedot:	
Nimellinen pyörimisnopeus n_0 [rpm]	3000
Nimellinen teho P_0 [W]	4080
Nimellinen virta I_0 [A]	10,6
Vääntömomentti nimellispisteessä T_0 [Nm]	13,0
Suurin sallittu vääntömomentti T_{\max} [Nm]	52,0
Roottorin hitausmassa [10^{-3} kgm ²]	1,58
Moottorin massa [kg]	11,0
Taajuusmuuttajan ABB ACSM1 tekniset tiedot:	
Nimellinen teho P_N [kW]	11,0
Syöttöjännite U_1 [V]	380 – 480 (3~)
Syöttövirta I_1 [A]	20,2
Syöttötaajuus f_1 [Hz]	48-63
Antojännite U_2 [V]	0 – 480 (3~)
Antovirta I_2 [A]	24
Antotaajuus f_2 [Hz]	0 – 500
Analogisen paikanmittausanturin MLO-POT-1750-TLF tekniset tiedot:	
Mittausalue [m]	1,75
Käyttöjännite [V]	10
Ulostulojännite [V]	0 – 10
Kulmanmittausanturin EQN 1125 tekniset tiedot:	
Tyyppi	Absoluuttianturi
Syöttöjännite [V]	5
Paikkoja/kierros	8192 (13 bit)
Maksimikierrosmäärä	4096 (12 bit)
Tarkkuus	1 LSB (@ 4000 rpm)
Pyörivien osien hitausmassa [10^{-6} kgm ²]	~ 0,4

Taulukossa A.2 on esitetty koelaitteen X-akselin hammashihnaajohteen tekniset tiedot, sekä nollapisteeseen linearisoidun tilamallin parametrit.

Taulukko A.2. X-askelin hammashihnaajohteen ja antureiden tekniset tiedot.

Hammashihnaajohteen Festo DGE_x-40-RF tekniset tiedot:	
Liikuteltava massa [kg]	50,4
Liikealue [m]	1,6
Hihnapyörän säde [mm]	19,9
Toistotarkkuus [mm]	0,1
Hihnapyörän hitausmassa [10^{-6} kgm ²]	9,9
Redusoitu kokonaishitausmassa [kgm ²]	0,0237
Suurin sallittu kiihdytykseen käytettävä vääntömomentti [Nm]	24,2
Suurin sallittu kiihtyvyyshidastuvuus [m/s ²]	24,2
Suurin sallittu vakionopeus [m/s]	5
Suurin sallittu kuormitusvoima F_{\max} [N]	610
Suhteellinen venymä maksimivoimalla ε [%]	0,11
Hihnan hitausmassa pituusyksikköä kohti J_H [kg cm ² /m]	0,933
Akselin ylimääräinen hitausmassa J_0 [kg cm ²]	9,89
Nollapisteeseen linearisoidun tilamallin parametrit	
Jousivakio K_1 [10^6 N/m]	1,23
Jousivakio K_2 [10^6 N/m]	1,23
Jousivakio K_3 [10^5 N/m]	5,28
Ekvivalenttinen jousivakio K_{ekv} [10^6 N/m]	1,6
Vetävän pään hitausmassojen summa J_{TOT} [kgm ²]	0,0039

Taulukossa A.3 on esitetty koelaitteen Y-akselin moottorin, taajuudenmuuttajan ja mitta-antureiden tärkeimmät tekniset tiedot.

Taulukko A.3. Y-askelin taajuusmuuttajan, moottorin ja mitta-antureiden tekniset tiedot.

Moottorin ESR MR 7442 tekniset tiedot:	
Nimellinen pyörimisnopeus n_0 [rpm]	3000
Nimellinen teho P_0 [W]	1250
Nimellinen virta I_0 [A]	3,8
Vääntömomentti nimellisasteessa T_0 [Nm]	4,0
Suurin sallittu vääntömomentti T_{\max} [Nm]	20,0
Roottorin hitausmassa J_M [10^{-3} kgm ²]	0,28
Moottorin massa [kg]	4,8
Taajuusmuuttajan ABB ACSM1 tekniset tiedot:	
Nimellinen teho P_N [kW]	3,0
Syöttöjännite U_1 [V]	380 – 480 (3~)
Syöttövirta I_1 [A]	9,8
Syöttötaajuus f_1 [Hz]	48-63
Antojännite U_2 [V]	0 – 480 (3~)
Antovirta I_2 [A]	7,0
Antotaajuus f_2 [Hz]	0 – 500
Analogisen paikanmittausanturin MLO-POT-1250-TLF tekniset tiedot:	
Mittausalue [m]	1,25
Käyttöjännite [V]	10
Ulostulojännite [V]	0 – 10
Kulmanmittausanturin EQN 1125 tekniset tiedot:	
Tyyppi	Absoluuttianturi
Syöttöjännite [V]	5
Paikkoja/kierros	8192 (13 bit)
Maksimikierrosäärä	4096 (12 bit)
Tarkkuus	1 LSB (@ 4000 rpm)
Pyörivien osien hitausmassa [10^{-6} kgm ²]	~ 0,4

Taulukossa A.4 on esitetty koelaitteen Y-akselin hammashihnaajohteen tekniset tiedot, sekä nollapisteeseen linearisoidun tilamallin parametrit.

Taulukko A.4. Y-askelin hammashihnaajohteen ja antureiden tekniset tiedot.

Hammashihnaajohteen Festo DGE_x-25-RF tekniset tiedot:	
Liikuteltava massa M [kg]	13,03
Liikealue [m]	1,2
Hihnapyörän säde R [mm]	14,32
Toistotarkkuus [mm]	0,1
Hihnapyörän hitausmassa J_p [10^{-6} kgm ²]	1,75
Redusoitu kokonaishitausmassa [kgm ²]	0,0034
Suurin sallittu kiihdytykseen käytettävä vääntömomentti [Nm]	7,4
Suurin sallittu kiihtyvyyshidastuvuus [m/s ²]	39,92
Suurin sallittu vakionopeus [m/s]	5
Suurin sallittu kuormitusvoima F_{\max} [N]	260
Suhteellinen venymä maksimivoimalla ε [%]	0,16
Hihnan hitausmassa pituusyksikköä kohti J_H [kg cm ² /m]	0,188
Akselin ylimääräinen hitausmassa J_0 [kg cm ²]	1,75
Nollapisteeseen linearisoidun tilamallin parametrit	
Jousivakio K_1 [10^5 N/m]	4,74
Jousivakio K_2 [10^5 N/m]	4,74
Jousivakio K_3 [10^5 N/m]	2,08
Ekvivalenttinen jousivakio K_{ekv} [10^5 N/m]	6,19
Vetävän pään hitausmassojen summa J_{TOT} [10^{-4} kgm ²]	6,82

Taulukossa A.5 on esitetty koelaitteen Z-akselin moottorin ja taajuudenmuuttajan tärkeimmät tekniset tiedot.

Taulukko A.5. Z-askelin taajuusmuuttajan ja moottorin tekniset tiedot.

Moottorin ESR MR 7412 tekniset tiedot:	
Nimellinen pyörimisnopeus n_0 [rpm]	6000
Nimellinen teho P_0 [W]	430
Nimellinen virta I_0 [A]	1,2
Vääntömomentti nimellispisteessä T_0 [Nm]	0,7
Suurin sallittu vääntömomentti T_{\max} [Nm]	3,6
Roottorin hitausmassa [10^{-3} kgm ²]	0,0196
Moottorin massa [kg]	1,3
Taajuusmuuttajan ABB ACSM1 tekniset tiedot:	
Nimellinen teho P_N [kW]	0,75
Syöttöjännite U_1 [V]	380 – 480 (3~)
Syöttövirta I_1 [A]	3,2
Syöttötaajuus f_1 [Hz]	48-63
Antojännite U_2 [V]	0 – 480 (3~)
Antovirta I_2 [A]	2,5
Antotaajuus f_2 [Hz]	0 – 500

Taulukossa A.6 on esitetty koelaitteen Z-akselin hammashihnaajohteen, sekä joh-
teella käytettävien kulmanmittausanturin ja lineaarisen paikanmittausanturin tek-
niset tiedot.

Taulukko A.6. Z-askelin hammashihnaajohteen ja antureiden tekniset tiedot.

Hammashihnaajohteen Festo DGEA-18-ZR tekniset tiedot:	
Liikuteltava massa [kg]	6,0
Liikealue [m]	0,3
Hihnapyörän säde [mm]	12,89
Toistotarkkuus [mm]	0,05
Hihnapyörän hitausmassa [10^{-6} kgm ²]	2,35
Redusoitu kokonaishitausmassa [kgm ²]	0,000132
Suurin sallittu kiihdytykseen käytettävä vääntömomentti [Nm]	1,4
Suurin sallittu kiihtyvyyshidastuvuus [m/s ²]	50,55
Suurin sallittu vakionopeus [m/s]	3
Analogisen paikanmittausanturin MLO-POT-300-TLF tekniset tiedot:	
Mittausalue [m]	0,3
Käyttöjännite [V]	10
Ulostulojännite [V]	0 – 10
Kulmanmittausanturin EQN 1125 tekniset tiedot:	
Tyyppi	Absoluuttianturi
Syöttöjännite [V]	5
Paikkoja/kierros	8192 (13 bit)
Maksimikierrosmäärä	4096 (12 bit)
Tarkkuus	1 LSB (@ 4000 rpm)
Pyörivien osien hitausmassa [10^{-6} kgm ²]	~ 0,4