

Kaapo Kajuutti

DC-MOOTTORIN KÄÄNTYMISKULMAN PID-SÄÄDÖN AUTOMAATTIVIRITYS MUUTTUVALLE KUORMALLE

Kandidaatintyö
Tekniikan ja luonnontieteiden tiedekunta
Tarkastaja: Veli-Pekka Pyrhönen
Kesäkuu 2025

TIIVISTELMÄ

Kaapo Kajutti: DC-moottorin kääntymiskulman PID-säädön automaattiviritys muuttuvalle kuormalle

Kandidaatintyö

Tampereen yliopisto

Teknisten tieteiden kandidaatin tutkinto-ohjelma

Kesäkuu 2025

DC (*Direct Current*) -servomootoreita käytetään monissa teollisuuden automaatio-sovelluksissa, joissa tarvitaan tarkkaa kääntymiskulman tai pyörimisnopeuden säätöä. Moottorin kuorman massan muuttuessa myös moottorin dynamiikka muuttuu, joten kulmanopeutta tai kääntymiskulmaa säädettäessä pitää säätimelle laskea uudet viritysparametrit kuorman muuttuessa, jotta vaste saadaan säilytettyä haluttuna.

Tässä työssä toteutettiin DC-servomootorijärjestelmälle kääntymiskulman PID (*Proportional-Integral-Derivative*) -säätöjärjestelmä ja sille automaattiviritys, joka laskee säätimelle uudet viritysparametrit moottorin kuorman massan muuttuessa. Säätimenä järjestelmässä käytettiin 2DOF-PID (*Two-Degrees-Of-Freedom-Proportional-Integral-Derivative*) -säädintä, joka mahdollistaa enemmän suunnitteluvapausasteita kuin tavallinen PID-säädin. Automaattiviritys perustuu moottorin aikavakion arvoon, joka voidaan määrittää suorittamalla moottorille askelkoe, jolloin askelvasteen perusteella voidaan määrittää tuntematonta kuorman massaa vastaava aikavakio. Uuden aikavakion perusteella voidaan laskea säätimelle uudet viritysparametrit. Työn automaattiviritystä toteutettiin Simulinkissä tilakoneella, joka laskee säätimelle uudet viritysparametrit, kun kuorman massaa muutetaan.

Toteutettavan järjestelmän tulee saavuttaa asetusarvo siten, että vasteen ylitys on mahdollisimman pieni. Järjestelmän on myös poistettava askelmainen kuormitushäiriö kokonaan kääntymiskulman vasteesta. Lisäksi järjestelmän suhteellisen stabiiliuden tunnuslukujen tulee olla riittävän suuria. Järjestelmän tulee toteuttaa asetetut vaatimukset, kun kuorman massa on 0,5–3-kertainen kuorman alkuperäiseen massaansa verrattuna.

Työn tuloksena saadaan asetetut vaatimukset täyttävä säätöjärjestelmä ja automaattiviritys. Toteutetun järjestelmän toimintaa testattiin Simulinkissä käyttäen kuorman massalle eri arvoja ja tarkastelemalla näillä massoilla järjestelmän asetusarvo- ja häiriövasteita. Lisäksi säätöpiirin ominaisuuksia arvioitiin järjestelmälle muodostettujen Gang-of-Six-siirtofunktioiden avulla.

Avainsanat: PID-säätö, automaattiviritys, DC-moottori

Tämän julkaisun alkuperäisyys on tarkastettu Turnitin Originality Check -ohjelmalla.

TEKOÄLYN KÄYTTÖ OPINNÄYTTEESSÄ

Opinnäytteessäni on käytetty tekoälysovelluksia:

- Ei
 Kyllä

Ilmoitukseni mukaan olen käyttänyt opinnäytteessäni tutkielmaprosessin aikana seuraavia tekoälysovelluksia:

Tekoälysovellusten nimet ja versiot: [Listaa tähän kaikki tekoälysovellukset ja niiden versiot, joita olet käyttänyt tutkielmaprosessin aikana.]

Käyttötarkoitus: [Kuvaa tähän yksityiskohtaisesti, mihin tarkoitukseen ja miten tekoälyä on sovellettu opinnäytteeseen tutkielmaprosessin aikana.]

Osiot, joissa tekoälyä on käytetty: [Luettele tähän kaikki opinnäytteen vaiheet ja osiot, joissa tekoälyä on tutkielmaprosessin aikana käytetty.]

Olen tietoinen siitä, että olen täysin vastuussa koko opinnäytteeni sisällöstä, mukaan lukien osat, joissa on hyödynnetty tekoälyä, ja hyväksyn vastuun mahdollisista eettisten ohjeiden rikkomuksista.

SISÄLLYSLUETTELO

1. JOHDANTO	1
2. JÄRJESTELMÄN ESITTELY JA MALLINNUS	2
2.1 Quanser Qube-Servo 2 -järjestelmä	2
2.2 Järjestelmän siirtofunktiot	4
3. PID-SÄÄTÖ	7
3.1 PID-säädin.....	7
3.2 Derivointihaaran suodatus	10
3.3 2DOF-PID-säädin	11
3.4 Järjestelmän suhteellisen stabiiliuden tutkiminen taajuusvasteella.....	13
4. SÄÄTÖJÄRJESTELMÄN SUUNNITTELU	15
4.1 Vaatimukset järjestelmälle	15
4.2 Säätimen virittäminen	16
4.3 Säätimen automaattiviritys.....	21
4.3.1 Aikavakion määrittäminen askelvasteesta.....	21
4.3.2 Automaattivirittimen toteutus	22
5. SIMULOINTITULOKSET	24
5.1 Automaattivirityksen testaus	24
5.2 Gang-of-Six-siirtofunktio tarkastelu	28
6. YHTEENVETO.....	31
LÄHTEET	32

LYHENTEET JA MERKINNÄT

Lyhenteet

2DOF	Two-degrees-of-freedom, kaksi vapausastetta
DC	Direct current, tasavirta
PD	Proportional-Derivative, PD-säädin
PID	Proportional-Integral-Derivative, PID-säädin

Merkinnät

α	Säätimen viritysparameetri
A	Askelfunktion amplitudi
b	Proportionaalihaaran painokerroin
c	Derivointihaaran painokerroin
$d(t)$	Kuormitushäiriö
$D(s)$	Derivointihaaran alipäästösuotimen siirtofunktio
$C(s)$	Säätimen siirtofunktio
$e(t)$	Erosuure
$e_d(t)$	Derivointihaaran erosuure
$e_p(t)$	Proportionaalihaaran erosuure
e_b	Vastasähkömotorinen jännite
$F(s)$	Asetusarvosuotimen siirtofunktio
$G_t(s)$	Takaisinkytketyn järjestelmän siirtofunktio
G_{du}	Siirtofunktio kuormitushäiriöstä säätimen ohjaukseen
G_{dy}	Siirtofunktio kuormitushäiriöstä ulostuloon
G_{nu}	Siirtofunktio mittaushäiriöstä säätimen ohjaukseen
G_{ny}	Siirtofunktio mittaushäiriöstä ulostuloon
G_{ru}	Siirtofunktio asetuservosta säätimen ohjaukseen
G_{ry}	Siirtofunktio asetuservosta ulostuloon
$G_\omega(s)$	Kulmanopeuden siirtofunktio
$G_\theta(s)$	Kääntymiskulman siirtofunktio
i_m	Moottorissa kulkeva virta
J_d	Kiekon hitausmomentti
J_{eq}	Moottorin akseliin vaikuttava kokonaishitautsmomentti
J_h	Moottorin akselin hitautsmomentti
J_m	Moottorin roottorin hitautsmomentti
k_m	Moottorin vastasähkömotorisen voiman vakio
k_t	Moottorin vääntömomenttivakio
K	Moottorin DC-vahvistus
K_d	Derivointivahvistus
K_i	Integrointivahvistus
K_p	Proportionaalivahvistus
L_m	Moottorin roottorin induktanssi
m	Kiekon massa
$n(t)$	Mittaushäiriö
N	Alipäästösuotimen parametri
$P(s)$	Prosessin siirtofunktio
r	Kiekon säde
$r(t)$	Asetusarvo
R_m	Moottorin resistanssi
s	Laplace-muuttuja

τ	Moottorin aikavakio
$\tau_m(t)$	Moottorin vääntömomentti
T_d	Derivointiaika
T_i	Integrointiaika
$u(t)$	Säätimen ohjausfunktio
u_b	P-säätimen vakio-ohjaustermi
v_m	Moottorin ohjausjännite
ω_m	Moottorin kulmanopeus
ω_n	Luonnollinen kulmataajuus
$y(t)$	Järjestelmän ulostulo
ζ	Vaimennussuhde

1. JOHDANTO

DC (*Direct Current*) -moottoreita käytetään laajasti monissa teollisuuden sovelluksissa. Niiden etuina on yksinkertainen rakenne, hyvä hyötysuhde ja tarkka pyörimisnopeuden säätö. DC-moottoreita hyödynnetäänkin tyypillisesti sovelluksissa, joissa vaaditaan tarkkaa pyörimisnopeuden tai kääntymiskulman hallintaa. Servomoottorit ovat DC-moottoreita, jotka pystyvät mittaamaan moottorin akselin pyörimisnopeutta tai kääntymiskulmaa. Servomoottorit soveltuvat käytettäviksi suljetun säätöpiirin säätöjärjestelmissä, koska niissä tarvitaan säädettävän suureen mittausta takaisinkytkennän luomiseksi. Tyypillisiä servomoottoreiden käyttökohteita ovat esimerkiksi teollisuuden automaatiojärjestelmät ja robotiikan sovellukset.

Tässä työssä toteutetaan DC-moottorin akselin kääntymiskulman PID (*Proportional-Integral-Derivative*) -säädön automaattiviritys, kun akselilla olevan kuorman massa muuttuu. Työssä käytettävä moottorijärjestelmä on Quanserin QUBE-Servo 2 -servomoottorijärjestelmä, joka on tarkoitettu opetuskäyttöön. Moottorin kääntymiskulman säätämiseen suunnitellaan ja viritetään 2DOF-PID (*Two-Degrees-Of-Freedom-Proportional-Integral-Derivative*) -säädin napojen asettelumenetelmällä. Automaattiviritys toteutetaan suorittamalla moottorille avoimen järjestelmän askelkoe, jonka perusteella voidaan laskea järjestelmän DC-vahvistus ja aikavakio. Askelkokeesta saatujen parametrien avulla lasketaan uudet viritysparametrit säätimelle, joka tällöin virittää itsensä niiden perusteella. Lopuksi säätimen toimintaa simuloidaan ja testataan askelmaisella asetusarvo-
muutoksella ja askelmaisella kuormitushäiriöllä moottorin akselilla olevilla vaihtelevilla kuorman massoilla. Lisäksi viritetyn säätimen suorituskykyä verrataan Quanserin omaan PD (*Proportional-Derivative*) -säätimeen.

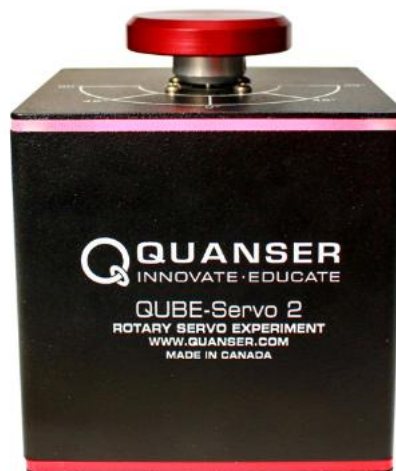
Kirjallinen työ koostuu kuudesta luvusta. Seuraavassa luvussa esitellään tarkemmin työssä käytettävä servomoottorijärjestelmä ja johdetaan sille siirtofunktiot ohjausjännitteestä akselin kulmanopeuteen ja kääntymiskulmaan. Kolmannessa luvussa käsitellään PID-säätimen toimintaa yleisellä tasolla. Lisäksi luvussa perehdytään PID-säätimen derivointihaaran suodatukseen sekä 2DOF-PID-säätimen toimintaan ja rakenteeseen. Neljännessä luvussa esitellään vaatimukset järjestelmän toiminnalle ja johdetaan säätimen viritysparametrien lausekkeet. Lisäksi luvussa esitellään toteutetun automaattivirittimen toimintaperiaate. Luvussa viisi simuloidaan viritetyn säätöpiirin suorituskykyä, ja testataan automaattivirityksen toimintaa. Lisäksi järjestelmän muita ominaisuuksia arvioidaan Gang-of-Six-siirtofunktioiden avulla. Lopuksi on työn yhteenveto, jossa esitellään myös joitakin mahdollisia jatkokehitysehdotuksia suunnitellun järjestelmän kehittämiseen.

2. JÄRJESTELMÄN ESITTELY JA MALLINNUKSE

Tässä luvussa esitellään työssä käytettävän servomootorijärjestelmän rakenne. Alaluvussa 2.2 johdetaan järjestelmälle kulmanopeuden differentiaaliyhtälö, ja sen perusteella järjestelmälle siirtofunktiot ohjausjännitteestä kulmanopeuteen ja akselin kääntymiskulmaan. Muodostettuja siirtofunktioita hyödynnetään myöhemmin säätöpiirin mallinnuksessa ja säätimen viritämisessä.

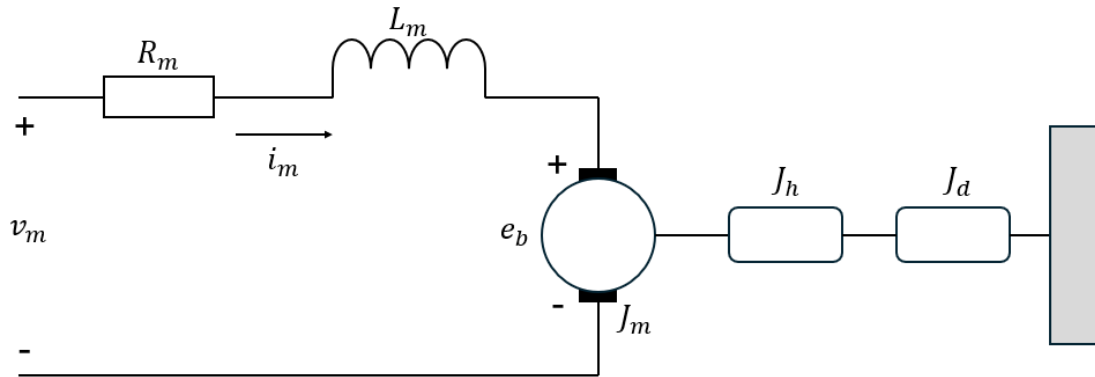
2.1 Quanser Qube-Servo 2 -järjestelmä

Työssä käytettävä järjestelmä on Quanserin QUBE-Servo 2 -servomootorijärjestelmä, joka on tarkoitettu opetuskäyttöön. Järjestelmällä voidaan esimerkiksi toteuttaa monenlaisia säätö- ja kääntöheilurikokeita. Järjestelmässä on 18 V:n harjallinen DC-servomoottori, joka pyörittää moottorin akseliin kiinnitettyä kiekkoa. Moottorin akselin kääntymiskulmaa mitataan sisäänrakennetulla optisella kulma-anturilla, joka tuottaa 2 048 mittausarvoa kierroksen aikana. Kääntymiskulman mittausta voidaan hyödyntää takaisinkytytyssä säätöjärjestelmässä, jossa moottorin akselin kääntymiskulmaa ohjataan säätimellä, joka muuttaa moottorille syötettävän ohjausjännitteen arvoa kääntymiskulman mittauksen perusteella. Moottorin ohjausjännitteen suositeltava vaihteluväli on ± 10 V ja maksimivaihteluväli on ± 18 V. [1, s. 6–7] Säädintä viritettäessä pitää siis ottaa huomioon, että säätimen tuottama ohjaus ei saa ylittää annettuja ohjausjänniterajoja, jotta viritetty systeemi toimii halutulla tavalla, eikä moottori hajoa. Kuvassa 2.1 on esitetty työssä käytettävä QUBE-servo 2 -järjestelmä.



Kuva 2.1 Quanser QUBE-servo 2 [1, s. 4]

Kuvassa 2.2 on esitetty QUBE-servo 2 -järjestelmän piirikaavio, jonka perusteella voidaan johtaa järjestelmälle differentiaaliyhtälö. Differentiaaliyhtälön perusteella puolestaan saadaan muodostettua järjestelmälle siirtofunktiot ohjauksenjännitteestä kulmanopeuteen ja kääntymiskulmaan.



Kuva 2.2 QUBE-Servo 2 -järjestelmän piirikaavio

Taulukkoon 2.1 on koottu moottorijärjestelmän parametrien numeeriset arvot. Moottorin kuormana olevan alkuperäisen kiekon massa on 0,053 kg ja säde on 0,0248 m.

Taulukko 2.1 QUBE-Servo 2 -järjestelmän parametrien arvot

Parametri	Parametrin tunnus	Arvo
Moottorin resistanssi	R_m	8,4 Ω
Moottorin vääntömomenttivakio	k_t	0,042 $\frac{\text{Nm}}{\text{A}}$
Moottorin vastasähkömotorisen voiman vakio	k_m	0,042 $\frac{\text{V}}{\text{rad/s}}$
Moottorin roottorin hitausmomentti	J_m	$4,0 \cdot 10^{-6} \text{ kgm}^2$
Roottorin induktanssi	L_m	1,16 mH
Moottorin akselin hitausmomentti	J_h	$0,6 \cdot 10^{-6} \text{ kgm}^2$

Taulukkoon 2.1 koottujen parametrien arvot ovat peräisin lähteestä [1, s. 8]. Seuraavaksi perehdytään tarkemmin järjestelmän siirtofunktioiden muodostamiseen differentiaaliyhtälön perusteella.

2.2 Järjestelmän siirtofunktiot

Siirtofunktio on matemaattinen malli, jolla kuvataan lineaarisen ja aikainvariantin järjestelmän dynamiikkaa. Se määritellään järjestelmän ulostulon ja sisäänmenon Laplace-muunnoksien suhteena, kun kaikki alkuarvot oletetaan nolliksi. [2, s. 95] Siirtofunktio kuvaa siis ainoastaan järjestelmän sisäänmenon ja ulostulon välistä yhteyttä, joten se ei kerro järjestelmän sisäisestä rakenteesta ja sen käyttäytymisestä. Järjestelmälle voitaisiin määrittää siirtofunktio myös järjestelmän alkeislohkokaavion perusteella tai järjestelmälle suoritettavien vastekokeiden perusteella.

Johdetaan seuraavaksi moottorille kulmanopeuden differentiaaliyhtälö, josta saadaan muodostettua siirtofunktiot ohjauksjännitteestä kulmanopeuteen ja kääntymiskulmaan. Moottorissa virran kulkua vastustava vastasähkömotorinen jännite e_b voidaan laskea kaavalla

$$e_b(t) = k_m \omega_m(t), \quad (2.1)$$

jossa k_m on moottorin vastasähkömotorisen voiman vakio ja ω_m on moottorin kulmanopeus. Kun kierretään kuvassa 2.2 esitetty järjestelmän virtapiiri virran i_m kulkuun, voidaan Kirchhoffin jännitelain mukaan muodostaa yhtälö

$$v_m(t) - R_m i_m(t) - L_m \frac{di_m(t)}{dt} - k_m \omega_m(t) = 0, \quad (2.2)$$

jossa v_m on moottorin ohjauksjännite, R_m on moottorin resistanssi ja L_m on moottorin induktanssi. Moottorin induktanssi on huomattavasti pienempi kuin moottorin resistanssi, joten se voidaan olettaa merkityksettömäksi. Tällöin yhtälö saadaan muotoon

$$v_m(t) - R_m i_m(t) - k_m \omega_m(t) = 0. \quad (2.3)$$

Kun yhtälöstä ratkaistaan piirissä kulkeva virta $i_m(t)$, saadaan yhtälö muotoon

$$i_m(t) = \frac{v_m(t) - k_m \omega_m(t)}{R_m}. \quad (2.4)$$

Moottorin vääntömomentille on olemassa yhtälö

$$J_{eq} \dot{\omega}_m(t) = \tau_m(t), \quad (2.5)$$

jossa J_{eq} on moottorin akseliin vaikuttava kokonaishitausmomentti, $\dot{\omega}_m(t)$ on akselin kulmanopeuden derivaatta ja $\tau_m(t)$ on moottorin vääntömomentti. Moottorin vääntömomentti voidaan ilmaista myös muodossa

$$\tau_m(t) = k_t i_m(t), \quad (2.6)$$

jossa k_t on moottorin vääntövakio. Moottorin akseliin vaikuttava kokonaishitausmomentti saadaan laskemalla yhteen roottorin, akselin ja akselilla olevan kiekon hitausmomentit. Kokonaishitausmomentin kaava on siis

$$J_{eq} = J_m + J_h + J_d. \quad (2.7)$$

Moottorin akselilla oleva kiekko on umpinainen sylinteri, joten sen hitausmomentti voidaan laskea kaavalla

$$J_d = \frac{1}{2}mr^2, \quad (2.8)$$

jossa m on kiekon massa ja r on kiekon säde. Yhtälöt (2.1)–(2.8) on johdettu lähteen [3, s. 2–3] perusteella. Kun yhtälössä (2.4) ratkaistu piirissä kulkeva virta sijoitetaan yhtälöön (2.6) ja näin saatu moottorin vääntömomentti sijoitetaan yhtälöön (2.5), saadaan yhtälöksi

$$J_{eq}\dot{\omega}_m(t) = k_t \frac{v_m(t) - k_m\omega_m(t)}{R_m}. \quad (2.9)$$

Kun tästä ratkaistaan kulmanopeuden derivaatta, yhtälö saadaan muotoon

$$\dot{\omega}_m(t) = \frac{k_t v_m(t)}{R_m J_{eq}} - \frac{k_t k_m \omega_m(t)}{R_m J_{eq}}. \quad (2.10)$$

Laplace-muunnetaan yhtälö (2.10), jolloin saadaan

$$s\Omega_m(s) = \frac{k_t}{R_m J_{eq}} V_m(s) - \frac{k_t k_m}{R_m J_{eq}} \Omega_m(s). \quad (2.11)$$

Siirtofunktio ohjauksen jännitteestä kulmanopeuteen on ulostulon eli kulmanopeuden Laplace-muunnos jaettuna sisäänmenon eli ohjauksen jännitteen Laplace-muunnoksella. Siirtofunktio voidaan ratkaista yhtälöstä (2.11), jolloin siirtofunktioksi saadaan

$$G_\omega(s) = \frac{\Omega_m(s)}{V_m(s)} = \frac{k_t}{sR_m J_{eq} + k_t k_m}. \quad (2.12)$$

Kulmanopeudesta saadaan kääntymiskulma integroimalla, joten siirtofunktio ohjauksen jännitteestä kääntymiskulmaan saadaan, kun kytketään integraattori sarjaan kulmanopeuden siirtofunktion kanssa. Integraattorin siirtofunktio on $\frac{1}{s}$, jolloin siirtofunktio ohjauksen jännitteestä kääntymiskulmaan on

$$G_\theta(s) = \frac{\Theta_m(s)}{V_m(s)} = \frac{k_t}{s^2 R_m J_{eq} + s k_t k_m}. \quad (2.13)$$

Yhtälö (2.9) on ensimmäisen kertaluokan differentiaaliyhtälö, joten siirtofunktio ohjauksen jännitteestä kulmanopeuteen on muotoa

$$G(s) = \frac{K}{\tau s + 1}, \quad (2.14)$$

jossa K on järjestelmän DC-vahvistus ja τ on järjestelmän aikavakio. Muokataan kulmanopeuden siirtofunktio tähän muotoon, jolloin saadaan

$$G_\omega(s) = \frac{\frac{1}{k_m}}{\frac{R_m J_{eq}}{k_t k_m} s + 1}. \quad (2.15)$$

Moottorin DC-vahvistus on siis $\frac{1}{k_m}$, ja moottorin aikavakio on

$$\tau = \frac{R_m J_{eq}}{k_t k_m}. \quad (2.16)$$

3. PID-SÄÄTÖ

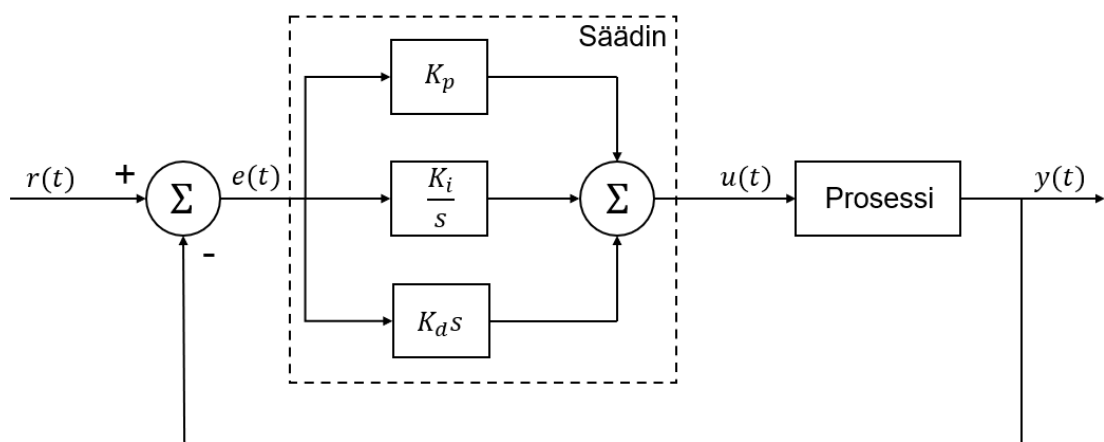
PID-säädin on teollisuuden prosesseissa yleisimmin käytetty säädintyyppi. Yli 95 % teollisuuden säätimistä on PID-tyyppisiä [4, s. 24]. Suosio johtuu PID-säätimien melko yksinkertaisesta rakenteesta ja hyvistä säätötuloksista monissa eri prosesseissa [5, s. 1]. PID-säätimiä voidaan käyttää esimerkiksi autojen vakionopeudensäätimissä tai teollisuuden prosesseissa esimerkiksi lämpötilan ja paineen säätöön. Seuraavassa alaluvussa käsitellään tarkemmin PID-säätimen rakennetta ja toimintaa, ja alaluvussa 3.2 käsitellään PID-säätimen derivointihaaran vaatimaa suodatusta. Alaluvussa 3.3 esitellään 2DOF-PID-säädin, joka on edistyneempi versio tavallisesta PID-säätimestä. Viimeisessä alaluvussa kerrotaan säätöpiirin suhteellisen stabiiliuden tunnuslukujen määrittämisestä taajuusvasteen avulla.

3.1 PID-säädin

PID-säätimen toiminta perustuu eroisuureen arvoon, jonka PID-säädin pyrkii saamaan nolaksi ajan kuluessa muuttamalla prosessin ohjausta. Erosuure on järjestelmän asetusarvon ja prosessin ulostulon mittauksen välinen erotus:

$$e(t) = r(t) - y_m(t). \quad (3.1)$$

PID-säädin koostuu kolmesta haarasta, jotka ovat proportionaali-, integrointi- ja derivointihaara. Haarojen ulostulot summataan yhteen säätimessä, jolloin summasta muodostuu säätimen ulostulo, jolla ohjataan prosessia. Jokaisen haaran sisäänmeno on järjestelmän erosuure. PID-säätimen rakenne on havainnollistettu lohkokaaviolla kuvassa 3.1.



Kuva 3.1. PID-säätimen lohkokaavio

Tarkastellaan seuraavaksi PID-säätimen proportionaalihaaraa eli P-osaa. P-osan muodostama ohjaussignaali voidaan esittää yhtälöllä

$$u(t) = K_p e(t) + u_b, \quad (3.2)$$

jossa K_p on proportionaalivahvistus ja u_b on vakio-ohjausermi [6, s. 65]. Ohjaus on siis suoraan verrannollinen erosuureen arvoon. Vakio u_b voidaan valita vapaasti. Jos u_b on nolla, pelkällä P-säätimellä ei tyypillisesti saavuta asetuservoa, vaan tasapainotilaan jää nollasta poikkeava säätövirhe [4, s. 294]. Poikkeuksena ovat integroivat prosessit, joissa integroinnin seurauksena säätövirhe voidaan saada nolaksi P-säätimellä, kun prosessiin ei kohdistu ulkoista vakiohäiriötä. Muilla prosesseilla vakio u_b voidaan kuitenkin valita arvoon, jolla säätövirhe saadaan nolaksi ja järjestelmä saavuttaa asetuservon. Tämä vaatii tarkan tietämyksen säädettävän järjestelmän dynamiikasta, mitä ei kuitenkaan ole yleensä saatavilla [4, s. 295]. Säätövirhettä voidaan myös pienentää kasvattamalla proportionaalivahvistuksen arvoa. Proportionaalivahvistuksen arvoa ei voida kuitenkaan kasvattaa liian suureksi, koska tällöin järjestelmän värähtely voimistuu, mikä saattaa johtaa epästabiiliuteen [6, s. 67]. P-säätimen etuna on sen nopea reagointi asetuservon muutoksiin, kun erosuureen arvo on riittävän suuri.

Seuraavaksi tarkastellaan PID-säätimen integrointihaaraa eli I-osaa. Tässä osassa erosuuretta integroidaan, jolloin erosuure pienenee koko ajan päätyen lopulta nolkaan. I-osan ohjaussignaali voidaan esittää yhtälöllä

$$u(t) = K_i \int e(\tau) d\tau, \quad (3.3)$$

jossa K_i on integrointivahvistus. Integrointi mahdollistaa tarkan asetuservon seurannan, jolloin säätövirhettä ei synny. I-säädintä käytetäänkin yleensä yhdessä P-säätimen kanssa, jolloin saavutetaan nopea vaste asetuservon muutokseen ja tarkka asetuservon seuranta. [5, s. 5] Tällöin P-osassa ei enää tarvita vakio-ohjausta u_b , vaan se korvataan I-säätimellä, joka määrittää automaattisesti sopivan vakio-ohjauksen tasapainotilassa. PI-säätimen ohjaussignaali voidaan esittää yhtälöllä

$$u(t) = K_p \left(e(t) + \frac{1}{T_i} \int e(\tau) d\tau \right), \quad (3.4)$$

jossa T_i on integrointiaika [6, s. 68]. Integrointivahvistus voidaan siis lausua proportionaalivahvistuksen ja integrointiajan avulla

$$K_i = \frac{K_p}{T_i}. \quad (3.5)$$

Integrointivahvistuksen arvoa kasvattamalla voidaan nopeuttaa vastetta ja vaimentaa häiriöitä tehokkaammin, mutta liian suuri integrointivahvistuksen arvo aiheuttaa värähtelyä ja voi johtaa epästabiiliuteen [4, s. 296].

Lopuksi tarkastellaan PID-säätimen derivointihaaraa eli D-osaa. Ideaalisen D-osan ohjaussignaali voidaan esittää yhtälöllä

$$u(t) = K_d \frac{de(t)}{dt}, \quad (3.6)$$

jossa K_d on derivointivahvistus [5, s. 6]. Derivointihaaran ohjaus perustuu erosuureen derivaattaan, jonka avulla voidaan muodostaa erosuurelle lineaarinen approksimaatio, jolla voidaan ennustaa erosuureen tulevia arvoja. Erosuureen ennuste voidaan määrittää Taylorin sarjan avulla

$$e(t + T_d) \approx e(t) + T_d \frac{de(t)}{dt}, \quad (3.7)$$

jossa T_d on derivointiaika, joka kuvaa kuinka pitkälle erosuureen arvoa ennustetaan. [6, s. 69] Kun D-haara ja P-haara yhdistetään, saadaan PD-säädin, jonka muodostama ohjaussignaali voidaan esittää yhtälöllä

$$u(t) = K_p e(t) + K_d \frac{de(t)}{dt}. \quad (3.8)$$

Derivointivahvistus K_d voidaan lausua derivointiajan ja proportionaalivahvistuksen avulla

$$K_d = K_p T_d. \quad (3.9)$$

Derivointihaaran tarkoituksena on parantaa takaisinkytketyn järjestelmän stabiiliutta. D-osa parantaa säädön tuloksia etenkin silloin, kun prosessi on nopea ja viiveetön. Tällöin ilman D-osaa, säädin ei pysty reagoimaan tarpeeksi nopeasti erosuureen muutokseen, jolloin prosessin ulostuloon syntyy värähtelyä. Hitailta ja pitkäviiveisillä prosesseilla D-osa ei puolestaan juuri vaikuta säädön onnistumiseen. [6, s. 68] Jotta D-osa vaikuttaisi järjestelmään stabiloivasti, niin derivointiaika T_d täytyy valita oikein. Liian pienellä tai suurella derivointiajalla järjestelmän vasteeseen aiheutuu värähtelyä [6, s. 69].

Derivointihaaraa ei käytännössä pysty toteuttamaan ideaalisella tavalla, koska derivointihaaran siirtofunktio on epäaito [5, s. 8]. Tämä voidaan välttää käyttämällä derivaatan sijasta derivaatan approksimaatiota, jolloin haaran siirtofunktio ei ole enää epäaito. Lisäksi korkeataajuinen mittaussignaali vahvistuu derivointiosassa, mikä aiheuttaa säätimen ohjaukseen suurta vaihtelua. Derivointiosan sisäänmenosignaali pitää siis suodattaa alipäästösuotimella, jotta korkeataajuiset signaalit eivät pääse derivointihaaraan. Suodatukseen perehdytään tarkemmin seuraavassa alaluvussa.

Kun kaikkien haarojen ohjaussignaalit yhdistetään, saadaan PID-säätimen ohjaussignaali

$$u(t) = K_p \left(e(t) + \frac{1}{T_i} \int e(\tau) d\tau + T_d \frac{de(t)}{dt} \right), \quad (3.10)$$

jolla kuvataan ideaalisen PID-säätimen ohjausta [6, s. 64]. Käytännön järjestelmissä tähän malliin tarvitsee kuitenkin tehdä muutoksia, jotta säädin toimii oikein ja ottaa huomioon esimerkiksi häiriöt. Ideaalisen PID-säätimen siirtofunktio on

$$C(s) = K_p + \frac{K_p}{T_i s} + K_p T_d s \quad [6, s. 70]. \quad (3.11)$$

3.2 Derivointihaaran suodatus

Kuten aiemmin mainittiin, derivointihaara vahvistaa korkeataajuisia signaaleita. Tarkastellaan esimerkiksi mitattua ulostulosignaalia, joka on muotoa

$$y(t) = \sin(t) + A \sin(\omega t). \quad (3.12)$$

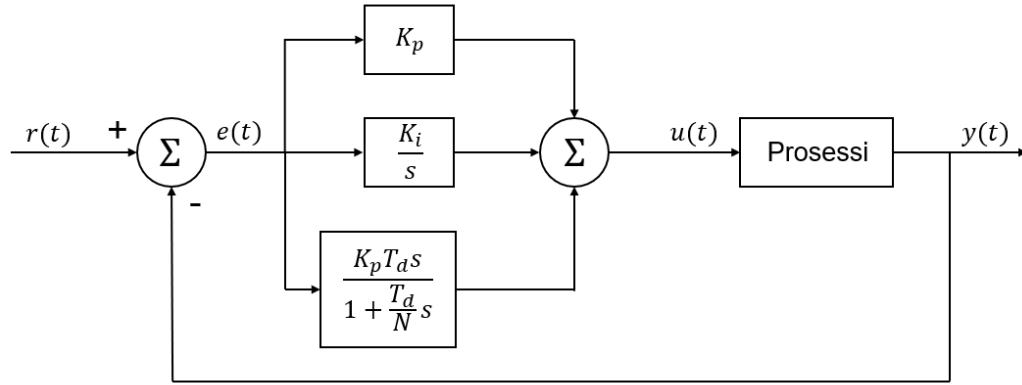
Signaalin ensimmäinen termi kuvaa todellista järjestelmän mitattua ulostuloa, ja toinen termi kuvaa mittauskohinaa. Mittauskohinan amplitudi on siis A . Kun tämä signaali syötetään derivointihaaraan, saadaan haaran ulostuloksi

$$u_D(t) = K_d(\cos(t) + A\omega \cos(\omega t)). \quad (3.13)$$

Ulostulon yhtälöstä voidaan päätellä, että mitatun ulostulon amplitudi on K_d ja mittauskohinan amplitudi on $K_d A \omega$. Suurella mittauskohinan taajuudella kohinan amplitudi voi siis olla huomattavasti suurempi kuin mitatun ulostulon amplitudi, vaikka A olisi alun perin pieni. [6, s. 73] Korkeataajuinen ja kohinainen mittausignaali voi aiheuttaa säätimen ulostuloon nopeita ja suuria muutoksia, jotka voivat vaurioittaa toimilaitetta [5, s. 9]. Ongelma voidaan ratkaista toteuttamalla derivointihaara alipäästösuotimella, joka suodattaa korkeita taajuuksia. Esimerkiksi derivointihaara ensimmäisen kertaluokan alipäästösuotimella voidaan esittää siirtofunktiolla

$$D(s) = \frac{K_p T_d s}{\frac{T_d}{N} s + 1}, \quad (3.14)$$

jossa $\frac{T_d}{N}$ on aikavakio [6, s. 73]. Aikavakion arvoa voidaan muuttaa valitsemalla parametrille N sopiva arvo siten, että suodin suodattaa hyvin kohinaa, mutta ei muuta merkittävästi säätimen dynamiikkaa [5, s. 9]. Mikäli parametrin N arvo valitaan liian pieneksi, suotimen päästökaista on liian kapea, jolloin suodin häiritsee hyötysignaalia ja säätimen ulostulo vääristyy. Liian suurella N :n arvolla suotimen päästökaista on liian leveä, jolloin korkeita taajuuksia ei vaimenneta tarpeeksi, jolloin korkeataajuinen kohina vahvistuu säätimen ulostuloon. Tyypillisesti parametrin N arvo valitaan väliltä 2–20 [6, s. 73]. Kuvassa 3.2 on havainnollistettu lohkokaaviolla PID-säädin, jossa derivointihaara on toteutettu ensimmäisen kertaluokan alipäästösuotimella.



Kuva 3.2 PID-säätimen derivointihaaran toteutus ensimmäisen kertaluokan alipäästösuotimella

Suotimena voidaan myös käyttää korkeamman kertaluokan alipäästösuodinta, jolloin korkeataajuisen kohina suodattuu paremmin kuin ensimmäisen kertaluokan suotimella. Toisen kertaluokan alipäästösuotimen siirtofunktiota voidaan esittää yhtälöllä

$$D(s) = \frac{1}{1 + T_f s + \frac{1}{2}(T_f s)^2}, \quad (3.15)$$

missä parametri T_f on PID-säätimen tapauksessa tyypillisesti $\frac{T_d}{N}$ [6, s. 73]. Suodatus voitaisiin toteuttaa myös takaisinkytkentähaaraan sijoitettavalla alipäästösuotimella, joka suodattaa mittaussignaalin ennen erosuureen muodostamista.

3.3 2DOF-PID-säädin

Tässä työssä säätimenä käytetään säätimenä asetusarvopainotettua 2DOF-PID-säädintä, joka on edistyneempi versio tavallisesta PID-säätimestä. Yleensä säätöpiirin tavoitteena on saavuttaa tarkka asetusarvon seuranta ja tehokas häiriön poisto. Tavallista PID-säädintä käytettäessä säädin voidaan optimoida joko saavuttamaan tarkka asetusarvon seuranta tai tehokas häiriön poisto, mutta näitä ei voida saavuttaa samaan aikaan [5, s. 11]. Ratkaisuna on käyttää kahden vapausasteen 2DOF-PID-säädintä, jolloin molemmat vaatimukset pyritään saavuttamaan samalla säätimellä ilman merkittävää trade-offia. Asetusarvopainotetun 2DOF-PID-säätimen muodostama ohjaussignaali voidaan esittää yhtälöllä

$$u(t) = K_p \left(e_p(t) + \frac{1}{T_i} \int_0^t e(\tau) d\tau + T_d \frac{de_d(t)}{dt} \right), \quad (3.16)$$

jossa jokaiselle säätimen haaralle on muodostettu omat erosuuresignaalit. Proportionaalilihaaran erosuure on

$$e_p(t) = br(t) - y(t), \quad (3.17)$$

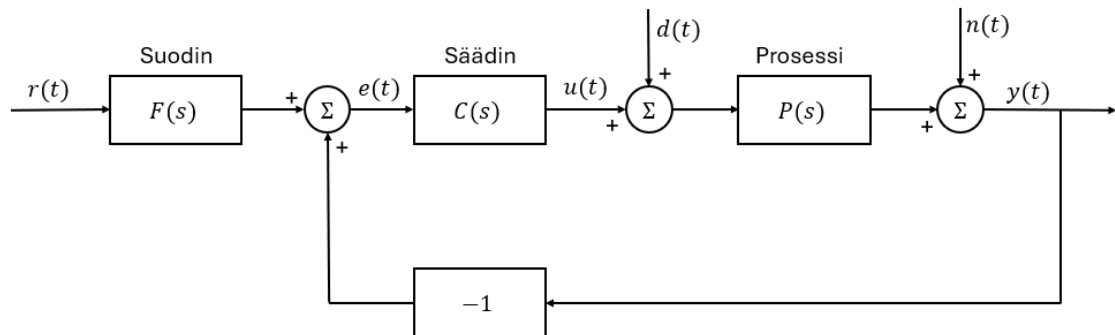
missä $r(t)$ on asetusarvo, $y(t)$ on prosessin ulostulon mittausta, ja b on asetusarvon painokerroin. Derivointihaaran erosuure on

$$e_d(t) = cr(t) - y(t), \quad (3.18)$$

missä c on asetusarvon painokerroin. Integraattorihaaran erosuureen täytyy olla normaali erosuure $e(t)$, jotta järjestelmän tasapainotilaan ei jää pysyvää säätövirhettä. [6, s. 74] Asetusarvopainotettu 2DOF-PID-säädin voidaan toteuttaa asetusarvosuotimella ja tavallisella PID-säätimellä siten, että asetusarvosuodin sijoitetaan säätöpiirin eteen suljetun silmukan ulkopuolelle. Asetusarvosuotimena $F(s)$ käytetään tällöin suodinta, jonka siirtofunktio on

$$F(s) = \frac{cT_i T_d s^2 + bT_i s + 1}{T_i T_d s^2 + T_i s + 1}, \quad (3.19)$$

jossa b ja c ovat asetusarvon painokertoimet [6, s. 75]. Tällöin suodin vastaa erosuureen painokertoimen käyttöä. Kuvassa 3.3 on esitetty lohkokaaviolla tämän tyyppisen asetusarvopainotetun 2DOF-PID-säätöpiirin rakenne. Kuvassa näkyvä signaali $d(t)$ on kuormitushäiriö, ja $n(t)$ kuvaa ulostulon mittauksessa esiintyvää häiriötä.



Kuva 3.3 Asetusarvopainotetun 2DOF-PID-säätöpiirin lohkokaavio

Asetusarvosuodin on suljetun silmukan ulkopuolella, jolloin se ei vaikuta järjestelmän häiriövasteisiin. Häiriövaste voidaan siis suunnitella erikseen, minkä jälkeen asetusarvovaste voidaan suunnitella asetusarvosuotimen avulla siten, että säätöpiirin asetusarvon seuranta paranee. Suotimella voidaan esimerkiksi rauhoittaa asetusarvovastetta, mikäli häiriövasteen suunnittelu aiheuttaa säätöpiirin asetusarvovasteen liian aggressiivisen käyttäytymisen. Joissakin tapauksissa asetusarvosuotimella voidaan myös nopeuttaa asetusarvovastetta, jos takaisinkytkentäsilinukalla ei saavuteta riittävän nopeaa vastetta.

3.4 Järjestelmän suhteellisen stabiiliuden tutkiminen taajuusvasteella

Järjestelmää suunniteltaessa on tärkeää, että järjestelmästä tulee stabiili. Stabiiliuden lisäksi on hyvä tutkia, kuinka stabiili systeemi on. Säättöpiirin suhteellista stabiiliutta kuvaavat tunnusluvut ovat vahvistusvara ja vaihevara, joiden suuruuksia voidaan arvioida avoimen järjestelmän taajuusvasteen avulla. Mitä suuremmat näiden stabiiliusvarojen arvot ovat, sitä stabiilimpi järjestelmä on. Vahvistusvara kuvaa kuinka paljon avoimen järjestelmän vahvistus voi muuttua ennen kuin järjestelmä saavuttaa stabiiliusrajan, jolloin se on kriittisesti stabiili. Jos stabiiliusraja ylitetään, järjestelmästä tulee epästabiili. Vahvistusvara voidaan laskea kaavalla

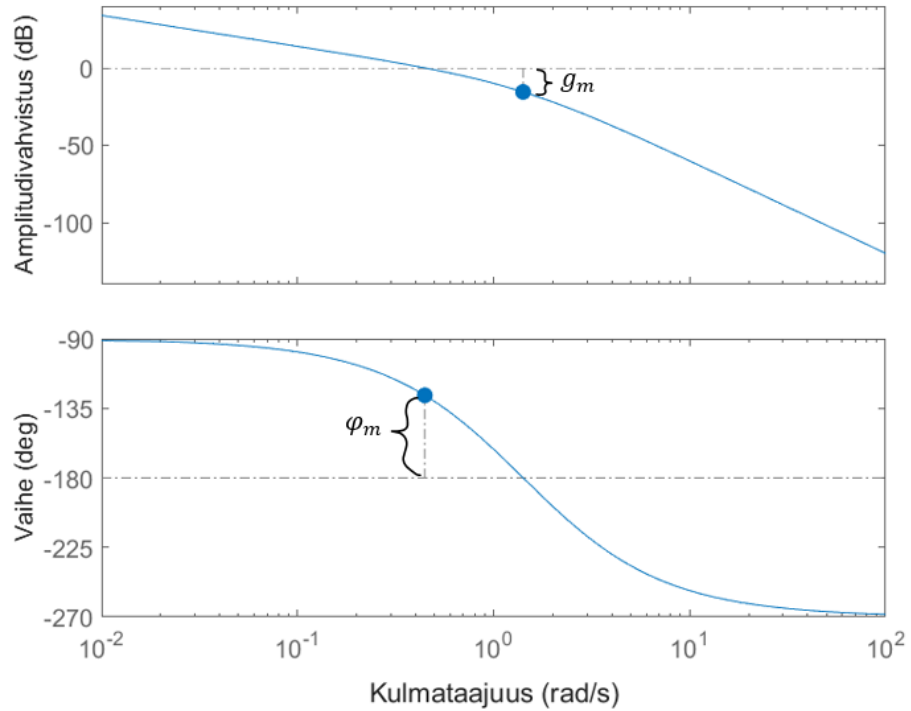
$$g_m = \frac{1}{|L(j\omega_{-180})|}, \quad (3.20)$$

jossa L on avoimen järjestelmän siirtofunktio ja ω_{-180} on vaiheen ylimenokulmataajuus [4, s. 279]. Vaiheen ylimenokulmataajuus on se kulmataajuus, jolla järjestelmän vaihe on -180 astetta. $|L(j\omega_{-180})|$ on siis avoimen järjestelmän amplitudivahvistus vaiheen ylimenokulmataajuudella.

Vaihevara kuvaa kuinka paljon avoimen järjestelmän vaihe voi muuttua ennen kuin stabiiliusraja saavutetaan. Vaihevara voidaan laskea kaavalla

$$\varphi_m = \pi + \arg L(j\omega_{0dB}), \quad (3.21)$$

jossa ω_{0dB} on vahvistuksen ylimenokulmataajuus [4, s. 279]. Vahvistuksen ylimenokulmataajuus on kulmataajuus, jolla järjestelmän vahvistus on 0 dB. Vahvistus- ja vaihevaran suuruudet voidaan lukea suoraan avoimen järjestelmän Bode-diagrammista. Kuvassa 3.4 on havainnollistettu stabiiliusvarojen selvittäminen Bode-diagrammista.



Kuva 3.4 Järjestelmän stabiiliusvarat Bode-diagrammista

Vahvistusvara g_m voidaan lukea Bode-diagrammista vaiheen ylimenokulmataajuuden kohdalla. Vahvistusvaran suuruus kertoo, kuinka paljon järjestelmän vahvistusta voidaan nostaa ennen kuin vahvistus on 0 dB vaiheen ylimenokulmataajuuden kohdalla. Vaihevara saadaan luettua Bode-diagrammista vahvistuksen ylimenokulmataajuuden kohdalla. Vaihevaran suuruus kertoo, kuinka paljon järjestelmän vaihetta voidaan laskea ennen kuin vaihe on -180 astetta vahvistuksen ylimenokulmataajuuden kohdalla.

4. SÄÄTÖJÄRJESTELMÄN SUUNNITTELU

Tässä luvussa viritetään moottorijärjestelmälle 2DOF-PID-säädin, ja toteutetaan säätöjärjestelmälle automaattiviritin. Seuraavassa alaluvussa esitellään asetetut vaatimukset säätöjärjestelmän toiminnalle. Tämän jälkeen 2DOF-PID-säätimelle määritetään vitysparametrien lausekkeet napojen asettelumenetelmällä annettujen vaatimusten perusteella. Lisäksi asetusarvosuotimelle F määritetään painokertoimien b ja c arvot. Kolmannessa alaluvussa toteutetaan järjestelmälle automaattiviritin, joka laskee säätimelle uudet vitysparametrit kuorman massaa muutettaessa.

4.1 Vaatimukset järjestelmälle

Qube-Servo 2 -järjestelmä asettaa moottorin sallituksi ohjausjänniteväliksi ± 18 V, jota ei saa ylittää. Järjestelmän moottorin läpi kulkevan hetkellisen virran sallittu maksimiarvo on 2 A, ja jatkuvan virran maksimiarvo on 0,5 A [1, s. 8]. Säätimen muodostaman ohjausfunktion on siis pysyttävä annetun jänniterajan sisällä. Järjestelmälle asetetaan myös joitakin toiminnallisia vaatimuksia, jotta järjestelmä toimii halutulla tavalla. Tavoitteena on saada järjestelmän asettumisaika mahdollisimman nopeaksi ilman, että vasteeseen aiheutuu suurta ylitystä. Lisäksi säätöjärjestelmän suhteellisen stabiiliuden tunnuslukujen on oltava riittävän suuria, jotta järjestelmä pysyy stabiilina myös mahdollisten häiriöiden vaikuttaessa järjestelmän toimintaan. Tyypillisesti suositeltava arvo vahvistusvaralle on 6–14 dB, vaihevaralle 30° – 60° ja stabiiliusvaralle 0,5–0,8 [6, s. 105]. Valitaan tässä työssä toteutettavalle järjestelmälle tavoitteeksi vähintään 8 dB vahvistusvaraa ja vähintään 40 astetta vaihevaraa. Stabiiliusvaran tavoitearvoksi halutaan vähintään 0,5. Lisäksi järjestelmän on pystyttävä kompensoimaan ulkoinen kuormitushäiriö kokonaan pois, jotta tasapainotilaan ei jää pysyvää säätövirhettä. Taulukkoon 4.1 on koottu järjestelmälle asetetut vaatimukset.

Taulukko 4.1 Moottorisysteemille asetetut vaatimukset

Vaatus	Tavoitearvo
Maksimijännite	±18 V
Hetkellinen maksimivirta	2 A
Jatkuva maksimivirta	0,5 A
Prosentuaalinen ylitys	0 %
Vahvistusvara	8 dB
Vaihevara	40°
Stabiiliusvara	0,5

Järjestelmän on toimittava asetettujen vaatimusten mukaan myös kuorman massaa muutettaessa. Valitaan kuorman massan sallituksi vaihteluväliksi 0,5–3-kertaa kuorman alkuperäinen massa. Lisäksi asetusarvomuutoksen suuruus vaikuttaa järjestelmän vasteeseen. Suurella asetusarvomuutoksella säätimen muodostama ohjauksen jännite on suurempi. Valitaan asetusarvomuutoksen maksimiarvoksi 2 rad.

4.2 Säätimen virittäminen

Seuraavaksi viritetään 2DOF-PID-säädin napojenasettelumenetelmällä. DC-moottorin siirtofunktio ohjauksen jännitteestä kääntymiskulmaan on ensimmäisen kertaluokan järjestelmän ja integraattorin sarjaan kytkentä, joten se on muotoa

$$P(s) = \frac{K}{s(\tau s + 1)}. \quad (4.1)$$

PID-säätimen siirtofunktio on

$$C(s) = \frac{K_p(1 + sT_i + s^2T_iT_d)}{sT_i}. \quad (4.2)$$

Säätimen ja moottorin muodostaman takaisinkytketyn järjestelmän siirtofunktio on

$$G_t(s) = \frac{P(s) \cdot C(s)}{1 + P(s) \cdot C(s)}. \quad (4.3)$$

kun mittaus oletetaan ideaaliksi. Takaisinkytketyn järjestelmän karakteristinen yhtälö saadaan, kun asetetaan siirtofunktion nimittäjä nolllaksi. Järjestelmän karakteristinen yhtälö on siis

$$\frac{KK_p(1+sT_i+s^2T_iT_d)+s^2T_i(\tau s+1)}{s^2T_i(\tau s+1)} = 0. \quad (4.4)$$

Kun yhtälö sievennetään ja ryhmitellään termit, saadaan se muotoon

$$s^3 + \left(\frac{KK_pT_d+1}{\tau}\right)s^2 + \frac{KK_p}{\tau}s + \frac{KK_p}{T_i\tau} = 0. \quad (4.5)$$

Saatu karakteristinen yhtälö on kolmannen asteen polynomiyhtälö. Yleisessä muodossa kolmannen asteen polynomiyhtälö on muotoa

$$s^3 + (2\zeta\omega_n + \alpha\omega_n)s^2 + (2\zeta\alpha\omega_n^2 + \omega_n)s + \alpha\omega_n^3 = 0, \quad (4.6)$$

missä ζ on vaimennussuhde ja ω_n on luonnollinen kulmataajuus. Nyt yhtälöiden (4.5) ja (4.6) termien vastaavat kertoimet voidaan asettaa yhtä suuriksi, jolloin saadaan yhtälöt

$$\begin{cases} \frac{KK_pT_d+1}{\tau} = 2\zeta\omega_n + \alpha\omega_n \\ \frac{KK_p}{\tau} = 2\zeta\alpha\omega_n^2 + \omega_n \\ \frac{KK_p}{T_i\tau} = \alpha\omega_n^3 \end{cases}, \quad (4.7)$$

joista voidaan ratkaista PID-säätimelle tarvittavat viritysparametrit K_p , T_i ja T_d :

$$\begin{cases} K_p = \frac{2\alpha\zeta\tau\omega_n^2 + \tau\omega_n^2}{K} \\ T_i = \frac{2\alpha\zeta+1}{\alpha\omega_n} \\ T_d = \frac{2\zeta\tau\omega_n + \alpha\tau\omega_n - 1}{2\alpha\zeta\tau\omega_n^2 + \tau\omega_n^2} \end{cases}. \quad (4.8)$$

Kun järjestelmään kytketään kuvan 3.3 mukaisesti vielä asetusarvosuodin, saadaan koko järjestelmän siirtofunktioksi asetusarvosta ulostuloon

$$G_{ry}(s) = \frac{P(s) \cdot C(s) \cdot F(s)}{1 + P(s) \cdot C(s)}, \quad (4.9)$$

missä $F(s)$ on kaavan (3.19) mukainen asetusarvosuodin. Sievennettynä järjestelmän siirtofunktio on

$$G_{ry}(s) = \frac{KK_p \frac{cT_dT_i s^2 + bT_i s + 1}{T_i\tau}}{(s + \alpha\omega_n) \cdot (s^2 + 2\zeta\omega_n s + \omega_n^2)}. \quad (4.10)$$

Derivointihaaran painokerroin c asetetaan usein nolllaksi, jotta säätimen ulostuloon ei aiheudu liian suuria muutoksia [6, s. 74]. Tällöin takaisinkytketyllä järjestelmällä on reaalinen stabiili nolla kohdassa

$$bT_i s + 1 = 0 \Leftrightarrow s = -\frac{1}{bT_i}. \quad (4.11)$$

Sopivalla painokertoimen b valinnalla voidaan kumota järjestelmän reaalinen stabiili napa $s = -\alpha\omega_n$. Kun painokertoimeksi b valitaan

$$-\frac{1}{bT_i} = -\alpha\omega_n \Rightarrow b = \frac{1}{\alpha\omega_n T_i}, \quad (4.12)$$

reaalinen napa kumoutuu ja järjestelmän siirtofunktio asetusarvosta ulostuloon supistuu muotoon

$$G_{ry} = \frac{\omega_n^2}{s^2 + 2\zeta\omega_n s + \omega_n^2}. \quad (4.13)$$

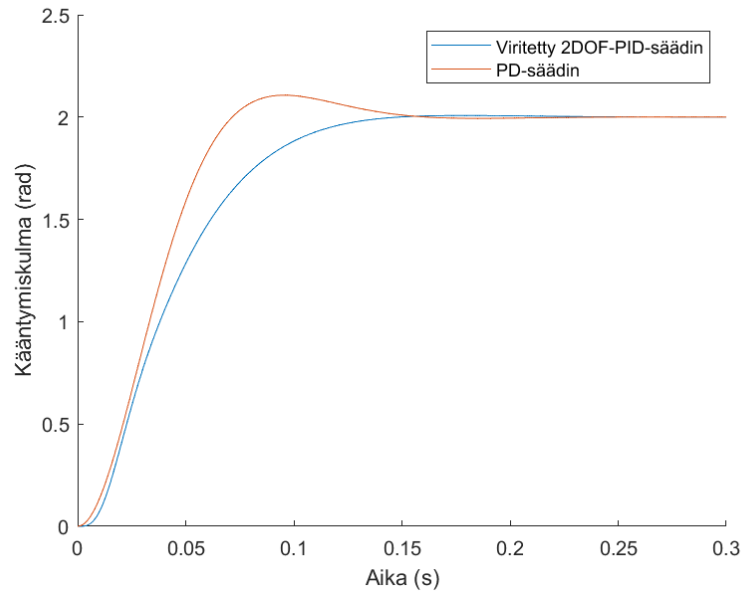
Järjestelmän siirtofunktio asetusarvosta ulostuloon supistuu siis toisen kertaluokan viiveettömän ja nollattoman vaimennussuhdemallin muotoon. Säätiöpiirin asetusarvovaste voidaan suunnitella tämän mallin perusteella valitsemalla sopivat arvot vaimennussuhteelle ja luonnolliselle kulmataajuudelle.

Vaimennussuhteen arvo kuvaa kuinka suuri on systeemin vaimennus. Kasvattamalla vaimennussuhteen arvoa, saadaan vasteen ylitystä pienennettyä. Luonnollinen kulmataajuus puolestaan vaikuttaa järjestelmän vasteen nopeuteen. Kulmataajuutta kasvattamalla saadaan järjestelmän vaste nopeammaksi. Näitä parametrejä ei kuitenkaan voida valita liian suuriksi, koska niiden kasvattaminen suurentaa myös säätimen muodostaman ohjaussignaalin arvoa, jolle on asetettu raja-arvot, joita ei saa ylittää. Myös moottorin akselilla olevan kuorman muuttuvan massan vaikutus on otettava huomioon, koska massan kasvaessa myös moottorin aikavakio kasvaa, jolloin myös säätimen vitysparametrien arvot kasvavat.

Valitaan aluksi luonnolliseksi kulmataajuudeksi $\omega_n = 40 \frac{\text{rad}}{\text{s}}$, vaimennussuhteeksi $\zeta = 0,9$, kertoimeksi $\alpha = 1$, ja derivointihaaran 2. kertaluokan alipäästösuotimen parametriksi $N = 5$. Kun moottorin akselilla on alkuperäinen massa, näillä parametrivalinnoilla saadaan laskettua säätimen vitysparametreille arvot yhtälön (4.8) mukaan, jolloin parametreiksi saadaan

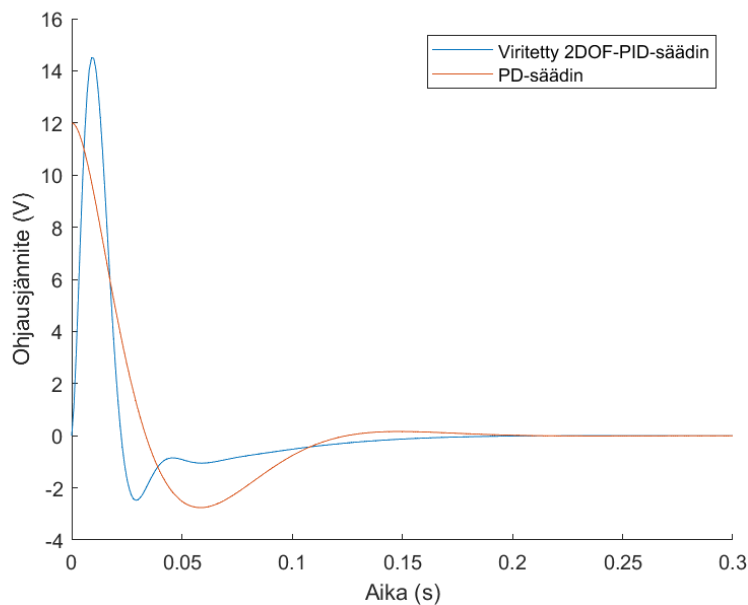
$$\begin{cases} K_p = 18,7251 \\ T_i = 0,07 \\ T_d = 0,0228 \end{cases}. \quad (4.14)$$

Parametri c valitaan nolaksi, jolloin parametri b :n arvo määräytyy kaavan (4.12) mukaan, eli $b = 0,3571$. Kuvassa 4.1 on esitetty valituilla parametreilla viritetyn säätöjärjestelmän askelvaste, kun sisäänmenoaskeleen koko on 2 rad. Lisäksi kuvassa on esitetty säätöjärjestelmän askelvaste, kun säätimenä käytetään Quanserin PD-säädintä.



Kuva 4.1 Säätojärjestelmän askelvasteet viritetyllä 2DOF-PID-säätimellä ja vertailtavalla PD-säätimellä

Kuvasta 4.1 nähdään, että PD-säädintä käytettäessä askelvasteessa on hieman ylitystä. Valituilla parametreilla viritetyllä 2DOF-PID-säätimellä askelvasteen asettumisaika on lähes sama kuin PD-säädintä käytettäessä, mutta vasteessa ole suurta ylitystä. Valituilla parametreilla järjestelmä siis täyttää askelvasteelle asetetut vaatimukset. Kuvassa 4.2 on esitetty viritetyn 2DOF-PID-säätimen sekä PD-säätimen muodostamat ohjausjännitefunktiot.



Kuva 4.2 2DOF-PID-säätimen ja PD-säätimen muodostamat ohjausjännitteet

Kuvasta 4.2 nähdään, että 2DOF-PID-säätimen muodostaman ohjausfunktion huippu-arvo on hieman alle 15 V, joten luonnollisen kulmataajuuden arvoa on mahdollista vielä hieman kasvattaa, jolloin saadaan hyödynnettyä koko sallittu ohjausjänniteväli.

Automaattivirityksessä viritin laskee askelkokeen perusteella moottorin aikavakion, jolloin uudet viritysparametrit saadaan laskettua käyttämällä aikavakiona laskettua aikavakiota. Moottorin aikavakion arvo kasvaa moottorin akselilla olevan kuorman massan kasvaessa. Jos luonnollinen kulmataajuus ja vaimennussuhde pidetään samana kuin alkuperäisellä massalla, niin proportionaalivahvistuksen arvo kasvaa tällöin merkittävästi suuremmaksi, jolloin myös säätimen ohjausfunktio kasvaa yli sallitun rajan. Luonnollinen kulmataajuus voitaisiin valita pienemmäksi siten, että 3-kertaisella massalla saataisiin ohjausfunktio pysymään sallituissa rajoissa. Tässä tapauksessa kuitenkin pienemmillä massoilla ohjausfunktio jäisi merkittävästi pienemmäksi, jolloin koko sallittua ohjausjännitealuetta ei hyödynnetä ja kääntymiskulman vasteesta ei tulisi optimaalinen. Vaste saadaan optimaaliseksi muuttamalla luonnollisen kulmataajuuden arvoa, kun kuorman massa muuttuu. Yhtälön (4.8) proportionaalivahvistuksen lausekkeesta voidaan ratkaista luonnollinen kulmataajuus, jolloin yhtälöksi saadaan

$$\omega_n = \sqrt{\frac{KK_p}{(2\zeta\alpha+1)\cdot\tau}} \quad (4.15)$$

Kun kuorman massana käytetään kolme kertaa alkuperäistä massaa, saadaan kokeilemalla sopivaksi luonnollisen kulmataajuuden arvoksi $\omega_n = 27 \frac{\text{rad}}{\text{s}}$, kun muut parametrit pysyvät samoina. Tällöin säätimen muodostaman ohjausfunktion maksimi-arvo on noin 17 V, ja askelvaste on melko nopea ilman suurta ylitystä. Valitulla kulmataajuudella saadaan proportionaalivahvistukseksi noin 21,8. Valitaan proportionaalivahvistuksen arvoksi $K_p = 22$, jolloin yhtälöllä (4.15) saadaan laskettua jokaiselle massalle eri luonnollisen kulmataajuuden arvo määritetyn aikavakion avulla. Automaattiviritin siis laskee ensimmäiseksi moottorin aikavakion, kun kuorman massa on tuntematon, jonka jälkeen lasketaan luonnollisen kulmataajuuden arvo. Vaimennussuhde, α ja N pidetään aina vakioina, jolloin automaattiviritin laskee uudet viritysparametrit yhtälön (4.8) mukaisesti käyttäen määritettyä aikavakiota ja luonnollista kulmataajuutta. Painokertoimen c arvona pidetään nolla, jolloin viritin laskee painokertoimen b yhtälön (4.12) mukaisesti. Lasketut parametrit luetaan säätimelle, jolloin säädin alkaa seuraamaan syötettyä asetusarvosignaalia. Seuraavassa alaluvussa esitellään toteutetun automaattivirittimen toimintaa tarkemmin.

4.3 Säätimen automaattiviritys

Työssä toteutettava automaattiviritys perustuu moottorijärjestelmän parametrien hankkimiseen askelkokeen avulla, jolloin saatujen parametrien avulla voidaan laskea uudet viritysparametrit säätimelle. Tällöin säädin virittää itsensä näiden parametrien perusteella. Työssä käytettävä moottorisysteemi on ensimmäisen kertaluokan viiveetön järjestelmä, joten askelvasteesta saadaan määritettyä järjestelmän aikavakio ja DC-vahvistus. Yhtälöstä (2.15) nähdään, että järjestelmän DC-vahvistus on $\frac{1}{k_m}$, joten sen suuruus on vakio, eikä riipu moottorin akselilla olevan kuorman massasta. Automaattivirityksen toteuttamiseksi riittää siis selvittää järjestelmän aikavakio tuntemattomalla kuorman massalla. Seuraavaksi esitellään yksi tapa, jolla järjestelmän aikavakio voidaan määrittää askelvasteen perusteella.

4.3.1 Aikavakion määrittäminen askelvasteesta

Ensimmäisen kertaluokan viiveettömän järjestelmän ulostulon Laplace-muunnos on muotoa

$$Y(s) = \frac{K}{\tau s + 1} U(s), \quad (4.16)$$

missä $U(s)$ on järjestelmän sisäänmenon Laplace-muunnos, K on DC-vahvistus ja τ on aikavakio. Askelfunktion, jonka suuruus on A , Laplace-muunnos on $\frac{A}{s}$. Kun järjestelmään syötetään A :n suuruinen askelfunktio, saadaan ulostulon Laplace-muunnos muotoon

$$Y(s) = \frac{K A}{\tau s + 1} \frac{1}{s}. \quad (4.17)$$

Tehdään saadulle lausekkeelle osamurtokehitys ja lavennetaan saatu lauseke aikavakion käänteisluvulla, jolloin ulostulon Laplace-muunnos saadaan muotoon

$$Y(s) = \frac{KA}{s} - \frac{KA}{s + \frac{1}{\tau}}. \quad (4.18)$$

Nyt termi KA on vakio, jolloin Laplace-käänteismuunnoksella ulostulon lausekkeeksi saadaan

$$y(t) = KA - KAe^{-\frac{t}{\tau}}, \quad (4.19)$$

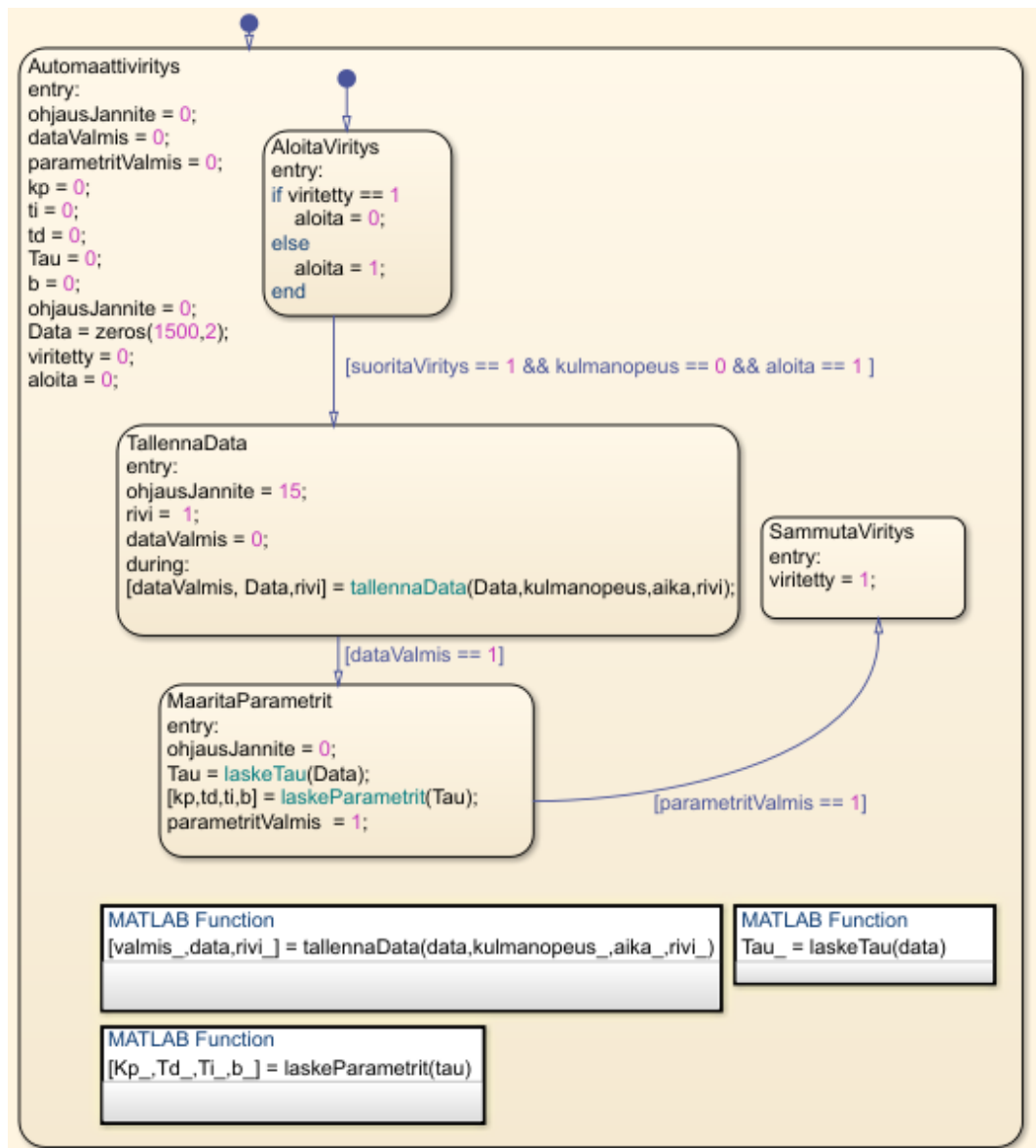
Kun yhtälöön (4.19) sijoitetaan ajanhetkeksi aikavakio τ , saadaan selville järjestelmän ulostulon arvo aikavakion ajanhetkellä

$$y(\tau) = (1 - e^{-1})KA = 0,632 \cdot KA. \quad (4.20)$$

Järjestelmän ulostulon lauseke on johdettu lähteen [7, s. 161] perusteella. Järjestelmän aikavakio voidaan siis määrittää järjestelmän askelvastedatan perusteella selvittämällä datasta ajanhetki, jolloin vaste on saavuttanut 63,2 % lopullisesta muutoksestaan.

4.3.2 Automaattivirittimen toteutus

Työssä käytettävä automaattivirittin suunnitellaan ja toteutetaan Simulinkissä tilakoneena, joka syöttää DC-moottorille askelmaisen ohjausjännitteen ja tallentaa moottorin askelvastedatan, jonka perusteella tilakone laskee moottorin aikavakion yhtälön (4.20) mukaisesti. Aikavakion perusteella tilakone puolestaan laskee säätimelle uudet viritysparametrit. Kuvassa 4.3 on esitetty Simulinkissä toteutettu automaattivirityksen suorittava tilakone.



Kuva 4.3 Automaattivirityksen suorittava tilakone

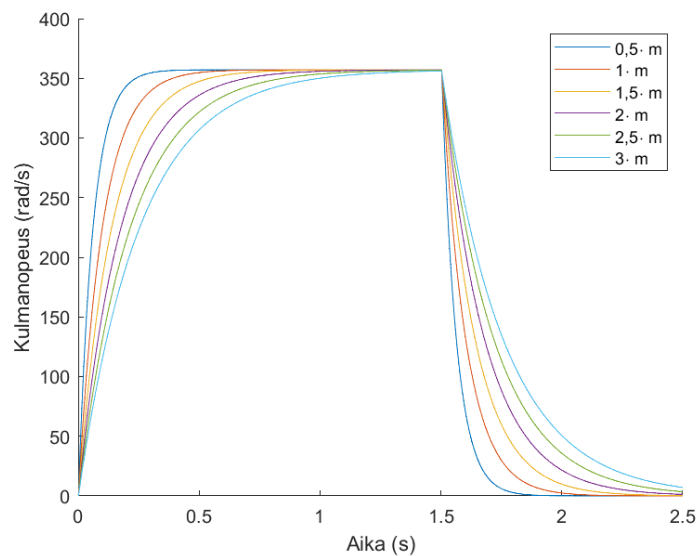
Tilakone suorittaa automaattivirityksen järjestelmän käynnistyessä, kun moottorin kulmanopeus on 0 rad/s ja Simulinkin puolella oleva kytkin suoritaViritys on asennossa 1. Tällöin tilakone siirtyy tilaan TallennaData, jossa moottorin ohjausjännitteeksi asetetaan 15 V. Matlab-funktio tallennaData tallentaa askelvastedatan matriisiin Data, minkä jälkeen tilakone siirtyy tilaan MääritäParametrit. Tässä tilassa moottorin ohjausjännitteeksi asetetaan 0 V, jonka jälkeen laskeTau-funktio laskee tallennetun datan perusteella järjestelmän aikavakion. Funktio laskeParametrit laskee säätimen viritysparametrit määritetyn aikavakion perusteella. Tämän jälkeen automaattiviritys on valmis ja säätöjärjestelmä alkaa seuraamaan moottorin akselin kääntymiskulmalle asetettua asetusarvoa.

5. SIMULOINTITULOKSET

Tässä luvussa simuloidaan säätöjärjestelmän ja toteutetun automaattivirityksen toimintaa muuttuvalla kuorman massalla. Kuorman massan vaihteluvälinä käytetään vaatimuksissa asetettua väliä. Lisäksi luvussa tarkastellaan järjestelmälle muodostettuja Gang-of-Six-siirtofunktioita, joiden perusteella arvioidaan säätöjärjestelmän ominaisuuksia ja stabiiliutta.

5.1 Automaattivirityksen testaus

Työssä toteutetun automaattivirittimen toimintaa testataan muuttamalla moottorin akselilla olevan kuorman massaa 0,5-kertaisesta 3-kertaiseksi alkuperäiseen massaan verrattuna. Virityksen aluksi automaattivirittin syöttää moottorin ohjausjännitteeksi 15 V, ja tallentaa tästä aiheutuneen kulmanopeuden askelvasteen. Kuvassa 5.1 on esitetty moottorin kulmanopeus ajan funktiona automaattivirityksen alussa eri akselilla olevilla massoilla.



Kuva 5.1 Moottorin kulmanopeus automaattivirityksen alussa eri massoilla

Kuvasta 5.1 nähdään, että kulmanopeus nousee ensimmäisen kertaluokan systeemin mukaisesti, kunnes vaste on saavuttanut huippuarvonsa, ja noin 1,5 sekunnin kohdalla automaattivirittin muuttaa ohjausjännitteeksi 0 V, jolloin moottorin kulmanopeus putoaa nolnaan. Samalla ajanhetkellä automaattivirittin myös määrittää tallennetun askelvastedatan perusteella moottorin aikavakion ja laskee sen perusteella säätimen viritysparametrit.

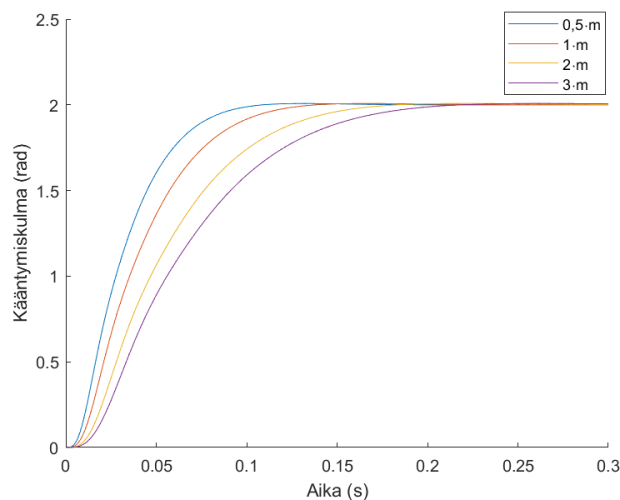
Kun kulmanopeus on laskenut nollaan, järjestelmä alkaa seuraamaan asetettua asetusarvoa.

Moottorin laskennallinen aikavakio voidaan laskea kaavalla (2.16), jolloin virittimen määrittämää aikavakiota ja laskettua aikavakiota vertailemalla saadaan selville aikavakion määrittämisessä tapahtuvan virheen suuruus. Taulukkoon 5.1 on koottu muutamille massoille määritetyt ja lasketut moottorin aikavakiot.

Taulukko 5.1 Moottorille lasketut ja automaattivirittimellä määritetyt aikavakiot eri kuorman massoilla

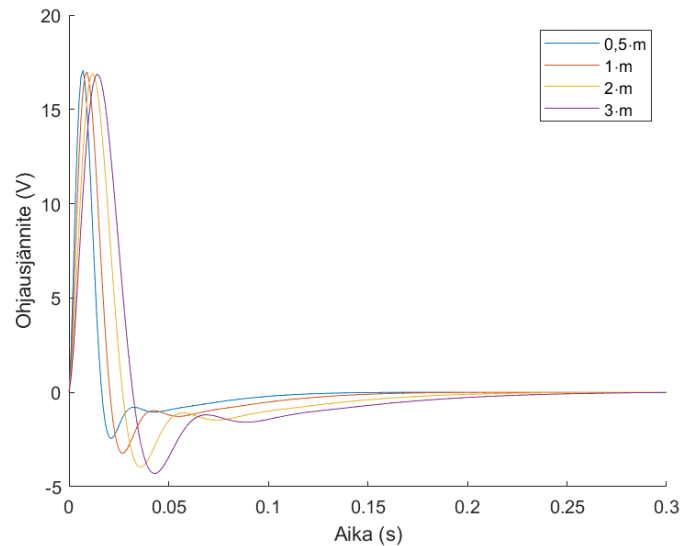
Kuorman massa	Laskennallinen aikavakio (s)	Automaattivirittimellä määritetty aikavakio (s)
$0,5 \cdot m$	0,0607	0,0620
$1 \cdot m$	0,0995	0,1010
$1,5 \cdot m$	0,1383	0,1400
$2 \cdot m$	0,1771	0,1790
$2,5 \cdot m$	0,2159	0,2170
$3 \cdot m$	0,2547	0,2550

Taulukon 5.1 aikavakion arvojen perusteella suurin virhe aikavakion arvossa on 1,9 ms. Pienin virhe puolestaan on 0,3 ms. Virhe aikavakion määrittämisessä on siis melko pieni, joten sillä ei ole merkittävää vaikutusta säätimen viritysparametrien laskennassa. Säätöjärjestelmän toimintaa eri kuorman massoilla ja automaattivirittimen laskemilla viritysparametreilla testataan syöttämällä järjestelmän asetusarvoksi 2 rad. Kuvassa 5.2 on esitetty järjestelmän vaste asetusarvon muutokseen eri kuorman massoilla.



Kuva 5.2 Järjestelmän asetusarvovaste eri kuorman massoilla

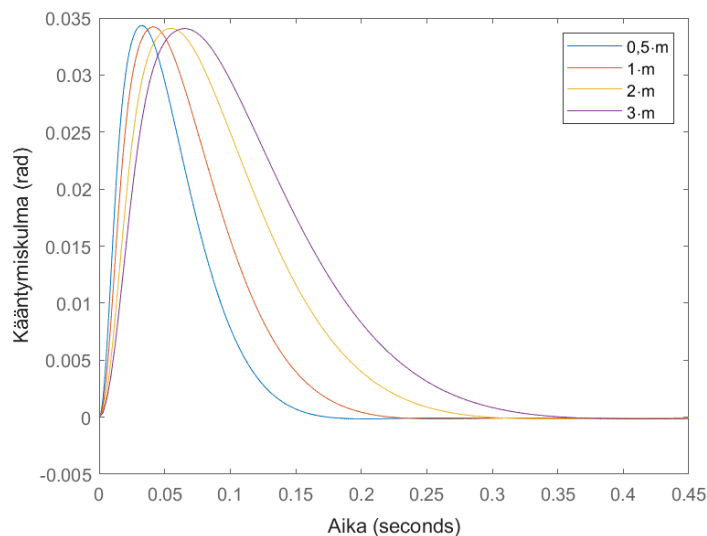
Kuvasta nähdään, että kaikilla testatuilla massoilla järjestelmä saavuttaa asetusarvon nopeasti ilman suurta ylitystä. Suuremmilla massoilla askelvaste hieman hidastuu, koska moottorin ohjauksjännitteen täytyy pysyä asetetun rajan alapuolella. Askelkokeessa säätimen tuottamat ohjausfunktiot eri kuorman massoilla on esitetty kuvassa 5.3.



Kuva 5.3 Säätimen tuottamat ohjausfunktiot eri kuorman massoilla

Kuvasta nähdään, että kaikilla testatuilla massoilla säätimen muodostaman ohjausfunktion huippuarvo on noin 17 V. Ohjausfunktion huippuarvo pysyy siis vaaditulla ohjauksjännitealueella, kun kuorman massa on valitulla välillä.

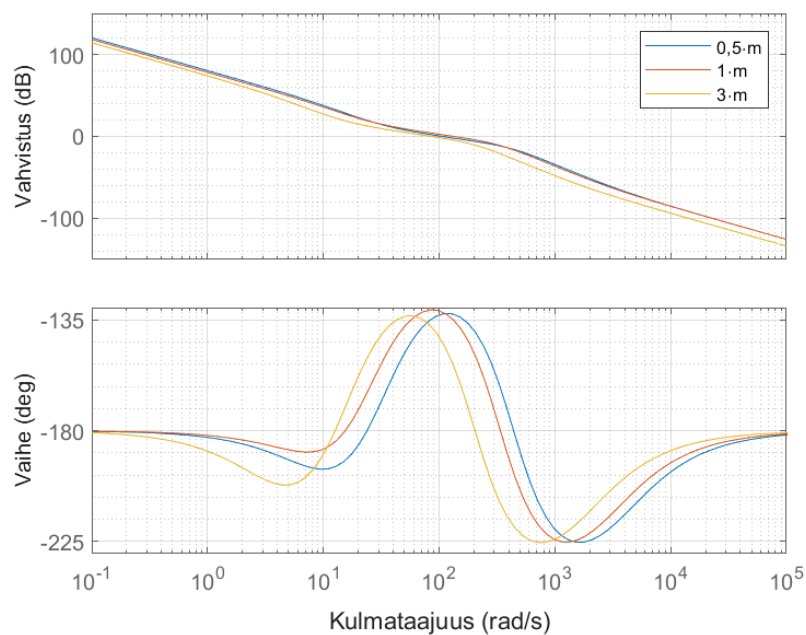
Järjestelmän kuormitushäiriön kompensointikykyä testataan summaamalla säätimen ulostuloon 0,5 amplitudinen askelmainen kuormitushäiriö. Järjestelmän kuormitushäiriövasteet eri kuorman massoilla on esitetty kuvassa 5.4.



Kuva 5.4 Järjestelmän kuormitushäiriövasteet eri kuorman massoilla

Kuvasta nähdään, että kaikilla testatuilla massoilla kuormitushäiriö suppenee melko nopeasti pois, ja järjestelmä palaa asetusarvoon. Lisäksi häiriön aiheuttama maksimipoikkeama on melko pieni verrattuna syötetyn häiriöaskeleen kokoon. Jälleen suuremmilla massoilla vaste hieman hidastuu. PD-säätimellä kuormitushäiriötä ei saada kompensoitua pois, vaan tasapainotilaan jää pysyvä säätövirhe. Tämä johtuu siitä, että PD-säätimessä ei ole integraattoria, joka mahdollistaa tarkan asetusarvon seurannan.

Järjestelmän stabiiliutta voidaan arvioida avoimelle järjestelmälle piirretyn Bode-diagrammin avulla. Kuvaan 5.5 on piirretty avoimen järjestelmän Bode-diagrammit, kun kuorman massana on $0,5 \cdot m$, m ja $3 \cdot m$, joissa m on alkuperäisen kuorman massa.



Kuva 5.5 Avoimen järjestelmän Bode-diagrammit eri kuorman massoilla.

Bode-diagrammeista luetut stabiiliusvarojen arvot on koottu taulukkoon 5.2. Taulukosta nähdään, että järjestelmän vahvistusvara ja vaihevara pienenevät, kun kuorman massa kasvaa. Vaatimuksissa asetetulla massan vaihteluvälillä kuitenkin täytetään vaatimuksissa asetetut tavoitearvot vahvistusvaralle ja stabiiliusvaralle.

Taulukko 5.2 Järjestelmän stabiiliusvarojen arvot eri kuorman massoilla

Kuorman massa	Vahvistusvara (dB)	Vaihevara (deg)
$0,5 \cdot m$	15,7	47,4
m	11,2	44,9
$3 \cdot m$	10,6	42,3

Kuten luvussa 4.2 kerrottiin, automaattiviritin laskee jokaiselle kuorman massalle uuden luonnollisen kulmataajuuden arvon yhtälön (4.15) mukaisesti. Massan kasvaessa luonnollisen kulmataajuuden arvo pienenee, jolloin järjestelmän navat siirtyvät lähemmäksi imaginääriakselia. Tämä johtuu siitä, että toisen kertaluokan viiveettömän ja nollattoman mallin mukaisen järjestelmän luonnollinen kulmataajuus on kompleksisen napaparin etäisyys origosta. Napojen siirtyessä lähemmäksi stabiiliusrajaa, stabiiliusvarojen arvot myös pienenevät. Simulointien perusteella työssä toteutettu järjestelmä toimii halutulla tavalla, koska se täyttää luvussa 4.1 asetetut vaatimukset.

5.2 Gang-of-Six-siirtofunktio tarkastelu

Säätöpiirin toimintaa ja ominaisuuksia arvioitaessa on tärkeää tarkastella asetusarvovasteen lisäksi myös esimerkiksi häiriövasteita, jotta saadaan hyvä kokonaiskuva säätöpiirin toiminnasta, eikä oleellisia ominaisuuksia jää huomioimatta. Gang-of-Six-siirtofunktiot ovat kokoelma järjestelmälle johdettuja siirtofunktioita, joiden avulla voidaan arvioida järjestelmän sisäänmenojen vaikutuksia järjestelmän ulostuloihin. Nämä siirtofunktiot voidaan johtaa kuvan 3.3 mukaisen säätöpiirin sisäänmenojen ja ulostulojen välille, jolloin siirtofunktioiden avulla voidaan tutkia järjestelmän asetusarvovastetta sekä kuormitus- ja mittaushäiriövasteita. Säätöpiirille johdetut Gang-of-Six-siirtofunktiot ovat:

$$G_{ry} = \frac{PCF}{1+PC}, \quad (5.1)$$

$$G_{ru} = \frac{CF}{1+PC}, \quad (5.2)$$

$$G_{du} = \frac{PC}{1+PC}, \quad (5.3)$$

$$G_{nu} = \frac{C}{1+PC}, \quad (5.4)$$

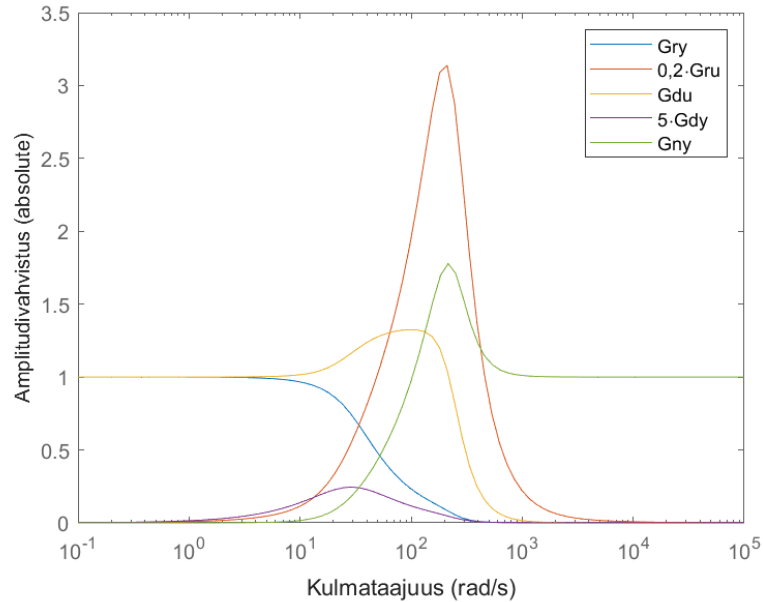
$$G_{dy} = \frac{P}{1+PC}, \quad (5.5)$$

$$G_{ny} = \frac{1}{1+PC}. \quad (5.6)$$

G_{ry} on järjestelmän asetusarvon ja ulostulon mittauksen välinen siirtofunktio, G_{ru} on asetusarvon ja säätimen ohjauksen välinen siirtofunktio, G_{du} on kuormitushäiriön ja säätimen ohjauksen välinen siirtofunktio, G_{nu} on mittaushäiriön ja säätimen ohjauksen välinen siirtofunktio, G_{dy} on kuormitushäiriön ja ulostulon mittauksen välinen siirtofunktio ja G_{ny} on mittaushäiriön ja ulostulon mittauksen välinen siirtofunktio. [6, s. 98]

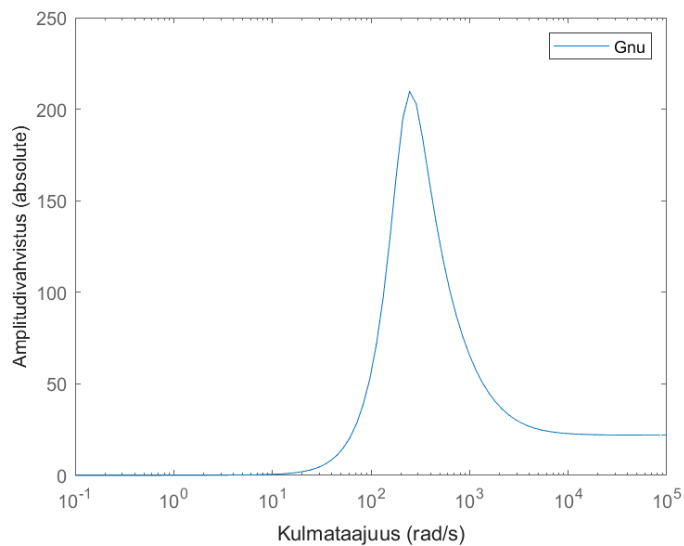
Kuvassa 5.6 on esitetty työssä suunnitellun säätöjärjestelmän Gang-of-Six-siirtofunktioiden amplitudivahvistukset, lukuun ottamatta siirtofunktiota G_{nu} . Kyseiset amplitudivah-

vistukset ovat laskettu käyttäen moottorin akselilla alkuperäistä massaa. Lisäksi siirtokfunktion G_{ru} amplitudivahvistus on skaalattu kertoimella 0,2 ja G_{dy} kertoimella 5, jotta kaikki amplitudivahvistukset saadaan esitettyä selkeästi samassa kuvassa.



Kuva 5.6 Järjestelmän Gang-of-Six-siirtokfunktioiden amplitudivahvistukset

Siirtokfunktion G_{nu} avulla voidaan arvioida, miten järjestelmän ulostulon mittauksessa mahdollisesti esiintyvä mittauskohina voimistuu säätimen muodostamaan ohjausfunktioon. Kuvassa 5.7 on esitetty siirtokfunktion G_{nu} amplitudivaste.



Kuva 5.7 Järjestelmän siirtokfunktion G_{nu} amplitudivahvistus

Kuvista 5.6 ja 5.7 nähdään, että järjestelmän kaikkien Gang-of-Six-siirtokfunktioiden amplitudivahvistukset ovat rajoitettuja, joten siirtokfunktiot ovat stabiileita. Tällöin suunniteltu

säätöjärjestelmä on sisäisesti stabiili. Kuvan 5.7 perusteella suuritaajuuksinen mittauskohina vahvistuu noin 20-kertaiseksi säätimen ohjausfunktioon. Melko suuri vahvistus suurilla taajuuksilla johtuu säätimen proportionaalivahvistukselle valitusta arvosta. Mikäli valittua arvoa pienennettäisiin, myös mittauskohinan vahvistus pienentyisi. Samalla kuitenkin myös järjestelmän asetusarvovaste hidastuisi. Herkkyyttä voitaisiin pienentää myös käyttämällä derivointihaarassa tehokkaampaa alipäästösuodinta. Suuri mittauskohinaherkkyys ei välttämättä ole ongelma, koska moottorin kääntymiskulman mittaus on erittäin tarkka, jolloin mittauksessa ei pitäisi esiintyä suurta kohinaa. Tämän takia säätöjärjestelmän suunnittelussa keskityttiin asetusarvo- ja kuormitushäiriövasteen optimointiin.

Siirtofunktion G_{ny} avulla voidaan arvioida järjestelmän ulostulon mittauskohinaherkkyttä. Tämän siirtofunktion maksimivahvistuksen arvoa kutsutaan myös maksimiherkkyydeksi, joka kertoo kuinka paljon järjestelmän takaisinkytkentä pahimmillaan vahvistaa häiriötaajuuksia. Järjestelmän stabiiliusvara on maksimiherkkyyden käänneisluku. Työn järjestelmän maksimiherkkyyden arvoksi saadaan kuvan 5.6 mukaisesti 1,76, jolloin järjestelmän stabiiliusvaraksi saadaan 0,57. Kun kuorman massaksi asetetaan kolme kertaa alkuperäinen massa, saadaan maksimiherkkyyden arvoksi 1,86, eli stabiiliusvara on 0,54. Järjestelmä täyttää siis stabiiliusvaralle asetetun vaatimuksen valitulla kuorman massan vaihteluvälillä.

2DOF-PID-säätimellä olevat vapausasteet eivät riitä siihen, että kaikkien Gang-of-Six siirtofunktioiden amplitudivahvistukset saataisiin samanaikaisesti halutun kaltaisiksi. Jos säädintä muokattaisiin siten, että järjestelmän mittauskohinaherkkyys pienenee, niin järjestelmän asetusarvovaste heikkenee. Tämän kaltaisia tilanteita voidaan vähentää käyttämällä monimutkaisempia säädinrakenteita, jolloin saadaan enemmän vapausasteita säätöpiiriin suunnitteluun.

6. YHTEENVETO

Tässä työssä suunniteltiin ja toteutettiin Quanserin Qube-servo 2 -järjestelmälle automaattiviritetty säätöjärjestelmä moottorin akselin kääntymiskulman säätöön. Työssä käytettiin säätimenä 2DOF-PID-säädintä, jonka avulla saatiin yksi suunnitteluvapausaste lisää verrattuna tavalliseen PID-säätimeen. Automaattiviritin toteutettiin Simulinkissä tilakoneena, joka suorittaa moottorille askelkokeen ja tallentaa askelvastedatan, minkä perusteella viritin määrittää tuntematonta kuorman massaa vastaavan aikavakion arvon. Aikavakion avulla automaattiviritin laskee säätimelle uudet vitysparametrit, joilla kääntymiskulman vaste saadaan halutuksi tuntemattomalla kuorman massalla.

Toteutetun järjestelmän toimintaa simuloitiin Simulinkissä käyttäen valitulla välillä olevia kuorman massoja. Järjestelmän vaste suppeni simuloinneissa nopeasti asetusarvoon ilman suurta ylitystä. Lisäksi simulointien perusteella säätimen muodostama ohjausfunktio pysyi sallituissa rajoissa. Järjestelmän häiriövastetta testattiin summaamalla säätimen muodostamaan ohjausfunktioon 0,5 amplitudinen askelmainen kuormitushäiriö, joka saatiin nopeasti poistettua kaikilla testatuilla kuorman massoilla. Simulointien perusteella järjestelmä siis toimii asetettujen vaatimusten mukaisesti, kun moottorin kuorman massa on valitulla välillä.

Järjestelmän toimintaa arvioitiin myös järjestelmälle muodostettujen Gang-of-Six-siirtokäntöfunktioiden avulla. Siirtokäntöfunktion G_{nu} perusteella havaittiin, että järjestelmän mittauskohinakerkyys on melko voimakas suurilla taajuuksilla. Mittauskohinakerkyyttä voitaisiin pienentää valitsemalla säätimen proportionaalivahvistukselle pienempi arvo. Tällöin kuitenkin järjestelmän asetusarvo- ja häiriövasteet huonontuisivat. Servomoottorijärjestelmän kääntymiskulman mittaus on todella tarkka, joten suunnittelussa keskityttiin asetusarvo- ja kuormitushäiriövasteiden optimointiin.

Toteutettua järjestelmää voisi jatkossa kehittää käyttämällä monimutkaisempaa säädinrakennetta, jolloin saadaan enemmän suunnitteluvapausasteita ja siten voitaisiin optimoida paremmin sekä asetusarvovaste että mittauskohinakerkyys. Lisäksi toteutetun järjestelmän toimintaa voisi testata oikealla fyysisellä järjestelmällä, jolloin voidaan tutkia, käyttäytyykö toteutettu säätöjärjestelmä ja automaattiviritin todellisella laitteella simulointien mukaisesti.

LÄHTEET

- [1] Quanser, Qube-Servo 2 – User Manual, Quanser Inc., 2016. Saatavissa (viitattu 26.5.2025): https://www.quanser.com/resource-type/academic-resources/?_products=5671
- [2] R.C. Dorf, R. H. Bishop, Modern control systems, Pearson, Harlow, 2017, 1025 p.
- [3] Quanser, Qube-Servo 2 – Block Diagram Modeling (student), Quanser Inc., 2021. Saatavissa (viitattu 26.5.2025): https://www.quanser.com/resource-type/academic-resources/?_products=5671
- [4] K.J. Åström, R.M. Murray, Feedback Systems: An Introduction for Scientists and Engineers, Princeton University Press, Princeton, 2009, 396 p.
- [5] A. Visioli, Practical PID Control, Springer, London, 2006, 310 p.
- [6] K.J. Åström, T. Häggglund, Advanced PID control, ISA, Research Triangle Park, 2006, 460 p.
- [7] K. Ogata, Modern control engineering, 5th ed., Prentice Hall, Upper Saddle River, 2010, 894 p.