

Jussi Tamminen

# **DIESELLASTAUSKONEIDEN VOIMAN- SIIRRON SIMULOINTI**

Kandidaatintyö  
Tekniikan ja luonnontieteiden tiedekunta  
Tarkastaja: Helena Leppäkoski  
Huhtikuu 2022

# TIIVISTELMÄ

Jussi Tamminen: Diesellastauskoneiden voimansiirron simulointi  
Kandidaatintyö  
Tampereen yliopisto  
Teknisten tieteiden kandidaatin tutkinto-ohjelma  
Huhtikuu 2022

---

Lastauskoneiden halutun suorituskyvyn takaamiseksi sen oikeanlainen toiminta on tärkeää. Tällöin sitä voidaan käyttää mahdollisimman turvallisesti riskialttiissa maanalaisissa kaivosympäristöissä.

Tässä kandidaatintyössä suunnitellaan Sandvikin maanalaisen lastauskoneen LH410:n voimalinjan simulointimalli graafisessa Simulink-ohjelmointiympäristössä, ja suoritetaan sen avulla simuloinnit kolmelle erilaiselle voimansiirron tilanteelle. Voimalinjalla tarkoitetaan tämän työn kontekstissa dieselmoottorin, momentinmuuntimen ja 4-portaisen automaattivaihteiston muodostama kokonaisuutta. Simulointituloksista pyritään ymmärtämään voimalinjan dynamiikkaa ja sen käyttäytymistä erilaisissa voimansiirron tilanteissa. Lisäksi selvitetään, onko rakennettavan simulointimallin avulla mahdollista tehostaa ja optimoida lastauskoneen ohjausjärjestelmää.

Työ sisältää lastauskoneen fysikaalisen rakenteen läpikäymisen ja lyhyen katsauksen säätöpiiriin peruseriaatteisiin, joiden pohjalta rakennetaan lastauskoneen voimalinjaa kuvaava yksinkertainen simulointimalli. Ensimmäisessä voimansiirron simulointitilanteessa tarkastellaan järjestelmän ulostulojen arvoja neljällä eri vaihteella ajettaessa tilanteessa, jossa lastauskone ajaa kaivoksen ramppia alaspäin moottorilla jarruttaen. Sen jälkeen suoritetaan samat simuloinnit tilanteelle, jossa lastauskone ajaa kaivoksen ramppia ylöspäin ja viimeisenä tilanteelle, jossa lastauskone ajaa tasaisessa maastossa automaattitilassa. Simulointien tuloksina saadaan se vääntömomentti, joka lastauskoneen moottorilta vaaditaan sen liikuttamiseen jokaisessa voimansiirron tilanteessa.

Työssä kehitetyllä simulointimallilla suoritettavat simuloinnit onnistuivat voimansiirron tilanteille ylä- ja alamäkiajoihin tavoitteiden mukaisesti, ja niiden tuloksiin voidaan olla tyytyväisiä. Kolmannen tilanteen simuloinnit eivät puolestaan onnistuneet alkuperäisen tavoitteen mukaisesti. Työssä käytetty simulointimalli ei ollut tilanteelle suotuisa, sillä se ei huomioinut lastauskoneen dynamiikkaa riittäväällä tarkkuudella. Lastauskoneen ohjausjärjestelmän tehostaminen ja optimointi ei myöskään onnistunut suunnitellun simulointimallin avulla, koska lastauskoneen fysikaalinen mallirakenne ei ole tarpeeksi tarkka. Suunniteltu simulointimalli sopii kuitenkin hyvin lastauskoneiden älykkäiden ohjausjärjestelmien jatkokehityksiä varten.

Avainsanat: lastauskone, simulointi, ohjausjärjestelmä

Tämän julkaisun alkuperäisyys on tarkastettu Turnitin OriginalityCheck –ohjelmalla.

# ALKUSANAT

Haluan kiittää Sandvik Mining & Construction Oy:n Turun toimipistettä tämän kandidaattityön mahdollistamisesta. Työ osoittautui lopulta haastavammaksi kuin mitä odotin, mutta sen lopputulokseen voin olla tyytyväinen. Pääsin kehittämään omaa osaamistani uudella tavalla, ja työn tarjoamista opetuksista on varmasti suurta hyötyä niin jäljellä olevissa opinnoissani kuin myös tulevaisuuden työurallani.

Kiitokset myös Sandvikin Juha Keihäälle sujuvasta yhteydenpidosta ja työhön tarvittavien dokumenttien toimittamisesta sekä työn ohjaajalle Helena Leppäkoskelle työhön liittyvästä avusta.

Tampereella, 12.4.2022

Jussi Tamminen

# SISÄLLYSLUETTELO

1. JOHDANTO .....	1
2. ALKUASETTELMA JA LÄHTÖKOHDAT .....	2
2.1 Lastauskone .....	2
2.2 Työn haasteet .....	3
3. TEOREETTINEN POHJA SIMULOINNEILLE .....	4
3.1 Voimalinjan fysikaalinen malli .....	4
3.2 Simulointimallin perusteet .....	6
4. SIMULOINTIEN TOTEUTUS .....	8
4.1 Moottorijarrutus kaivoksen ramppia alaspäin mentäessä .....	12
4.2 Voimalinjan simulointi kaivoksen ramppia ylöspäin ajettaessa .....	14
4.3 Ajaminen tasaisessa maastossa automaattitilassa .....	16
5. SIMULOINTIEN TULOKSET .....	18
6. YHTEENVETO .....	21
6.1 Pohdinta .....	22
LÄHTEET .....	24

# LYHENTEET JA MERKINNÄT

TAU Tampere University  
TUNI Tampere Universities  
URL engl. Uniform Resource Locator, verkkosivun osoite

$a$  kiihtyvyys  
 $\eta$  hyötysuhde  
 $F_m$  vetovoima [N]  
 $F_r$  vastusvoima [N]  
 $i_A$  akseliston ja pyörän yhteinen välityssuhde  
 $i_{off}$  pumpun ja dieselin välityssuhde  
 $i_v$  vaihteiston välityssuhde  
 $\mu$  momenttisuhde toimintapisteessä  
 $n_T$  muuntimen turbiinin pyörimisnopeus [rpm]  
 $r$  renkaan säde  
 $T_D$  dieselin vääntömomentti [Nm]  
 $T_T$  turbiinin vääntömomentti [Nm]  
 $v_m$  koneen nopeus [km/h]

# 1. JOHDANTO

Tässä kandidaatintyössä perehdytään Sandvikin maanalaisen lastauskoneen, Toro™ LH410:n voimalinjan mallintamiseen Matlab-pohjaisessa graafisessa Simulink-ohjelmointiympäristössä. Työn tavoitteena on muodostaa voimalinjalle Simulink-malli, jonka avulla lastauskoneen dynamiikassa tapahtuvia muutoksia on mahdollista tarkastella. Työn tavoitteena on myös selvittää, että voidaanko kyseistä mallia käyttämällä tehostaa ja optimoida voimalinjan ohjausta ja näin parantaa LH410:n älykkään ohjausjärjestelmän toimintaa. Työssä käytettävä voimalinjan simulointimalli on mahdollista toteuttaa monella eri tavalla, mutta tässä työssä on tavoiteltu yksinkertaista mallia, joka ei ole liian mutkikas tai raskas. Valmista mallia käytetään kolmeen erilaiseen voimansiirron tilanteen simulointiin, joista kaksi ensimmäistä käsittelevät ylä- ja alamäkiajoja ja kolmas ajoa tasaisella alustalla.

Tämä kandidaatintyö on toteutettu yhteistyössä Sandvik Mining & Construction Turun yksikön kanssa osana heidän omaa tutkimustaan lastauskoneiden älykkään ohjausjärjestelmän kehittämisessä. Työni tuloksista on toivottavasti apua aiheen jatkotutkimuksissa.

Työ sisältää kuusi lukua, joista ensimmäinen on johdanto. Toisessa luvussa esitellään työn lähtökohdat sekä varsinainen tutkimuskohde ja sen haasteet. Tämän jälkeen luvussa 3 alustetaan teoreettinen pohja simuloinneille ja esitellään mallirakennuksen peruseräiteitä. Luvussa 4 esitellään LH410:n voimalinjan Simulink-malli ja dokumentoidaan simulointien tulokset keskittyen kolmeen erilaiseen voimansiirron tilanteeseen. Luvussa 5 tarkastellaan saatuja simulointituloksia ja tehdään niiden perusteella päätelmiä siitä, voiko voimalinjan ohjausta tehostaa ja optimoida käytetyn simulointimallin avulla. Kuudennessa luvussa summataan kaikki tutkielman tulokset johdonmukaisesti ja pohditaan työn tarjoamia opetuksia.

## 2. ALKUASETTELMA JA LÄHTÖKOHDAT

Tässä luvussa esitellään työn lähtökohdat. Ensin kerrotaan Sandvikin Turun tehtaalla valmistettavista kaivoskoneista, minkä jälkeen eritellään työhön liittyviä käytännön haasteita ja epävarmuustekijöitä. Sitten esitellään teoreettinen pohja simuloinneille ja muodostetaan simulaattorin fysikaalinen malli. Lopuksi tutustutaan simulointimallin rakentamisen peruseriaatteisiin.

### 2.1 Lastauskone

Sandvikilla on tarjonnassaan laaja valikoima erilaisia lastauskoneita ja dumppereita, joilla kaivosten kivimurska saadaan tuotua kaivoksesta pois maan pinnalle jalostusta varten. Nimensä mukaisesti lastauskoneiden tarkoituksena on lastata kivimurskaa dumppereihin, joiden tehtävänä on kuljettaa sitä pois kaivoksesta. Sekä lastauskoneita että dumppereita löytyy muun muassa ahtaisiin tiloihin soveltuvina, sähkökäyttöisinä ja palo-suojattuina. [1]

Lastauskoneiden ja dumppereiden voimalinjaa on mahdollista mallintaa Simulinkissa niin, että se sopii luonteeltaan kandidaatintyöhön sopivaksi. Työhön sopivaa työkonetta pohdittaessa havaittiin käytännön haasteita erityisesti dumpperien simuloinnissa. Dumpperin voimalinjaa simuloinnissa olisi täytynyt ottaa huomioon esimerkiksi myös tilanne, jossa dumpperin lava olisi täyteen lastattu kivimurskalla. Tämä olisi muuttanut sen painosuhdetta niin merkittävästi, että simulaatioiden tekeminen olisi ollut kandidaatintyön vaatimusten rajoissa hyvin haasteellista. Lastauskoneiden kohdalla pystyttiin välttämään vastaava tilanne ja lopulta päädyttiin siihen, että tämä kandidaatintyö käsittelee Sandvikin maanalaisen lastauskoneen, Toro™ LH410:n älykkään ohjausjärjestelmän kolmen erilaisen voimansiirron tilanteen simulointia.

Toro™ LH410:lla on kymmenen tonnin lastauskapasiteetti, joka tarjoaa erinomaisen nostokorkeuden dumpperien lastaamiseen ja on tuottavuudeltaan kokoluokkansa parhaimmista. Lastauskone pystyy operoimaan läpileikkaukseltaan 4 x 4 metrin kokoisessa tunnelissa, ja Sandvikin Intelligent Control System -järjestelmän ansiosta digitaalisten ratkaisujen hyödyntäminen on mahdollista. Edistyksellisen voimansiirtotekniikan ansiosta LH410:n automaattivaihteisto ja momentinmuuntimen lukitus varmistavat nopean rampiajon ja lastauksen. Tehokas moottorijarru puolestaan tarjoaa hyvän kulkunopeuden hallinnan alamäessä minimoiden jarrujen sekä voimansiirron ylikulumisen ja jarrujen ku-

lumisen. Kaikki ominaisuudet huomioon ottaen LH410 on edistyksellinen ja älykäs lastauskone. Sen laajaan moottorivalikoimaan kuuluu useita erilaisia dieselmoottoreita, kuten tehokkaita ja polttoainetaloudellisia Tier II -moottoreita ja vähäpäästöisiä Stage V -moottoreita. [2]

## 2.2 Työn haasteet

Työn lähtökohdat asettavat tiettyjä haasteita, jotka tulee ottaa huomioon simulaatioita tehtäessä ja saatujen tuloksien oikeellisuutta arvioitaessa. Valmiiden voimalinjaa simuloivien mallirakenteiden ja lastauskoneen dynamiikkaa kuvaavien differentiaaliyhtälöiden puuttumisen takia voimalinjan dynamiikasta joudutaan tekemään oletuksia.

Keskeinen simuloinneissa huomioon otettava asia on LH410:n (myöhemmin lastauskone) automaattivaihteet. Niiden tarkan toiminnan mallintaminen Simulinkissä on hyvin haastavaa, ja näin sen vaikutuksia voimalinjaan ei välttämättä saada täysin ideaalisella tavalla huomioitua lopullisissa tuloksissa. Työtä varten ei ollut myöskään saatavilla valmiita mallirakenteita tai vertailukelpoisia simulointituloksia, joiden vuoksi täysin varmasti todenmukaisia simulointituloksia ei ole mahdollista saada. Huomioitavaa on myös se, että Sandvikilta saatu voimalinjan simulaatioon tarkoitettu fysikaalinen malli on alun perin tarkoitettu Creanex-simulointiympäristöön eikä Simulinkkiin. Lastauskonetta kuvaava fysikaalinen malli ei sisällä valmista säädinratkaisua lastauskoneen voimalinjan simulointimallille, eikä sitä myöskään kandidaatintyön rajaukseen pysty soveltamaan. Täten simuloinnit suoritetaan parhaaksi valitulla säädinratkaisulla. Myös monet reaali maailmassa tapahtuvat ulkoiset simulointeihin oleellisesti vaikuttavien muuttujien muutokset, kuten äkilliset muutokset kaltevuuskulmassa ja kitkakertoimissa, on jätetty tässä työssä huomioimatta ja ne esitetään vakioparametreina. Täten työssä käytettävä malli on käytökelpoinen vain ideaalisille olosuhteille, eikä siihen pysty soveltamaan reaali maailmassa tapahtuvia ulkoisten muuttujien muutoksia, kuten esimerkiksi häiriöitä.



### 3. TEOREETTINEN POHJA SIMULOINNEILLE

Tämän luvun tarkoituksena on käydä läpi teoreettinen perusta simuloinneille Creanex Oy:ltä saadun LH410:n fysikaalisen mallin pohjalta. Lisäksi luvussa käydään läpi säätöpiirien peruseriaatteita.

#### 3.1 Voimalinjan fysikaalinen malli

Tässä alaluvussa käsitellään voimansiirtopiirin fysikaalista rakennetta, joka toimii pohjana luvussa neljä rakennettavalle simulaatiomallille. Malli on tarkoituksella kevyt, eikä se huomioi kaikkia mahdollisia siihen vaikuttavia muuttujia. Fysikaalista mallirakennetta tehtäessä tulee kuitenkin ottaa huomioon tiettyjä koneen dynamiikkaan vaikuttavia muuttujia, joiden pohjalta simulaatiomalli voidaan rakentaa.

Koneen renkaiden tuottama vetovoima antaa liike-energiansa koneen massamallille, ja dieselin pyörittämä momentinmuunnin pyörittää vaihteistoa tietyllä vääntömomentilla. Tämä vääntömomentti välittyy vaihteiston kautta renkaalle, jonka aiheuttama vääntömomentti tuottaa lastauskonetta liikuttavan vetovoiman. [3]

Kun koneen nopeus tiedetään, voidaan laskea momentinmuuntimen turbiinin pyörimisnopeus, jota kuvataan yhtälöllä

$$n_T = \frac{v_m \cdot i_v \cdot i_a \cdot i_{off} \cdot 1000}{2\pi \cdot 60 \cdot r}, \quad (1)$$

missä  $v_m$  on koneen nopeus,  $i_v$  kuvaa vaihteiston välityssuhdetta,  $i_a$  akseliston ja pyörän yhteistä välityssuhdetta,  $i_{off}$  pumpun ja dieselin välityssuhdetta ja  $r$  renkaan sädettä [3]. Jotta lastauskonetta voidaan liikuttaa, tulee määrittää tarvittava dieselin vääntömomentti. Se saadaan kaavan

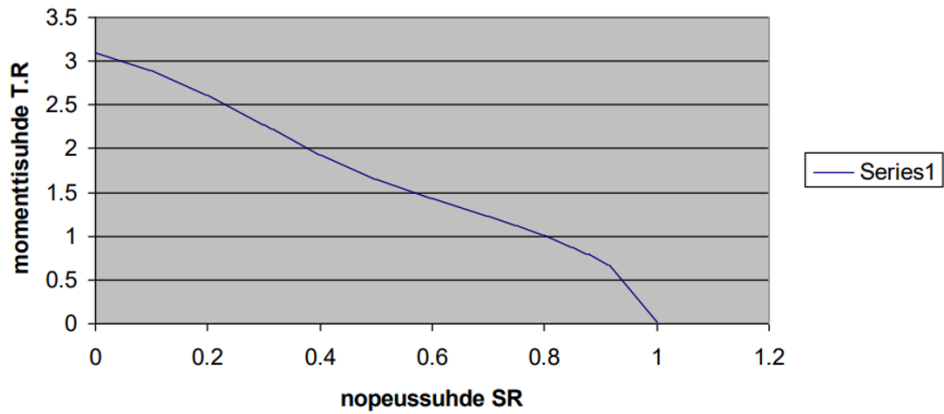
$$T_D = \frac{F_r \cdot r}{\mu \cdot i_v \cdot i_a \cdot i_{off} \cdot \eta} \quad (2)$$

avulla, jossa  $F_r$  kuvaa vastusvoimaa,  $r$  renkaan sädettä,  $\mu$  momenttisuhdetta toimintapisteessä ja  $\eta$  hyötysuhdetta. Momenttisuhde toimintapisteessä voidaan määrittää kuvan 1 ominaiskäyrältä tai kaavasta

$$\mu = \frac{T_T}{T_D}, \quad (3)$$

jossa  $T_T$  on turbiinin pyörimismomentti. [3] On kuitenkin huomioitava, että jos momentinmuuntimen kytkin on kytkettynä, niin asetetaan  $\mu = 1$ .

Momentinmuuntimen ominaiskäyrä

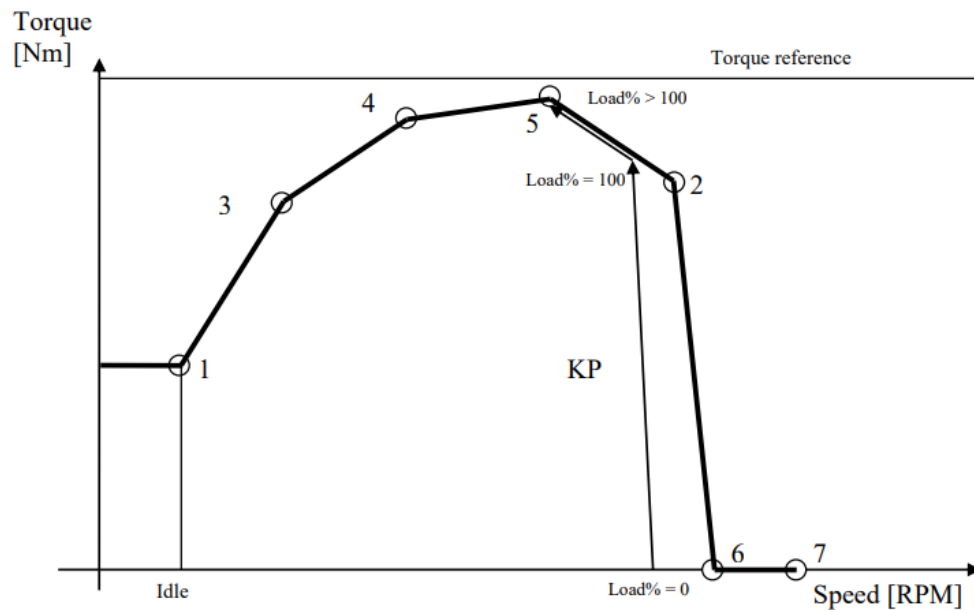


Kuva 1. Esimerkkimuuntimen momenttikäyrä [3]

Koneen vetovoima  $F_m$  voidaan laskea kaavasta

$$F_m = \frac{\mu \cdot T_D \cdot i_v \cdot i_A \cdot i_{off} \cdot \eta}{r} \quad (4)$$

Dieselmoottorin käyttäytymistä mallinnetaan tehokäyrästä avulla. Dieselin toimintapiste määräytyy kierrosnopeuden ja vääntömomenttitason mukaan, joka on esitetty kuvassa 2.



Kuva 2. Moottorin vääntömomenttikäyrästä. Kuormituksen käyttäytyminen tietyllä kierrosluvulla [3]

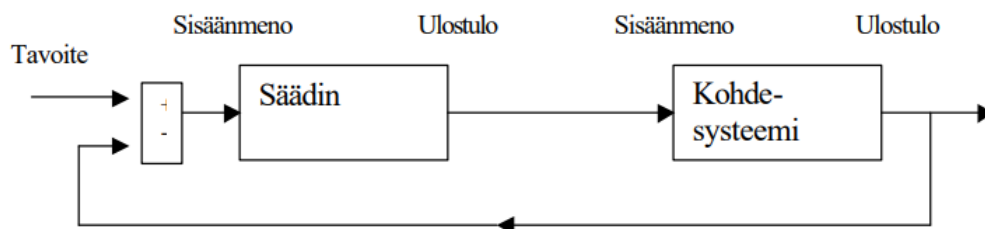
Vääntömomenttikäyrästä nähdään, että moottoria kuormitettaessa tietyllä kierrosalueella moottorin kierrosnopeus muuttuu säätäjäkertoimen  $K_p$  mukaisesti, kunnes tehokäyrän huippu ( $RPM = 100\%$ ) saavutetaan. Huipun saavuttamisen jälkeen kierrosnumero alkaa laskea tehokäyrää pitkin. [3]

### 3.2 Simulointimallin perusteet

Alaluvun tarkoituksena on käydä läpi erilaisia säätötekniikassa sovellettavia mallinrakennuksen perusperiaatteita. Graafisessa ohjelmointiympäristö Simulinkissa simulointimallit koostuvat alkeislohkokaaviosta, joiden tarkoituksena on korostaa systeemin tiedonkulkua piilottaen systeemin tarkat yksityiskohdat. Alkeislohkokaaviossa prosessin eri elementit kuvataan toimilohkoina, joista jokaisella on jokin syöte ja ulostulo, jotka merkitään toimilohkoon tulevalle ja toimilohkosta poispäin lähtevällä nuolella. Toimilohkoon tulevat nuolet kuvaavat systeemiin vaikuttavia muuttujia ja toimilohkosta ulostulevat nuolet kuvaavat niitä signaaleita, joiden arvoista ollaan kiinnostuneita. Yleisiä alkeislohkokaaviossa esiintyviä operaatioita ovat esimerkiksi summaus, integrointi ja vahvistus. [4, s. 44–45]

Tässä työssä mallilla tarkoitetaan tarkkaa kuvausta LH410:n ohjausjärjestelmän (myöhemmin systeemi) dynamiikasta, jonka avulla pyritään kuvaamaan sen käyttäytymistä eri tilanteissa. Voimalinjassa tapahtuvat muutokset eivät tapahdu välittömästi, vaan niissä on mukana viivettä, jolloin on kyseessä dynaaminen systeemi [4, s. 27].

Kuten ylempänä jo mainittiin, tarkasteltava systeemi on dynaaminen. Tällöin järjestelmän ulostuloon on kyettävä vaikuttamaan mallissa jollain tapaa. Eräs ratkaisu tähän on takaisinkytketty säätöjärjestelmä. Yleisellä tasolla tarkasteltaessa takaisinkytketyssä säätöjärjestelmässä systeemiä kuvaavan toimilohkon etupuolelle piirretään toinen toimilohko, joka on nimeltään säädin. Säädintoimilohkon ulostulo kytketään tarkasteltavan systeemin sisäänmenoksi kuvan 3 mukaisesti [5].



**Kuva 3.** Yksinkertainen esimerkki takaisinkytketystä säätöjärjestelmästä [5]

Kuten kuvasta 3 nähdään, systeemin ulostulo ohjataan takaisin järjestelmän tulosignaaliiksi, jolloin systeemin ulostulosta saatavalla tiedolla voidaan vaikuttaa systeemin myöhemmin tuottamaan ulostuloon. Takaisinkytkettyjä säätöpiirejä on kahta tyyppiä. Positiivisessa takaisinkytkennässä pyritään vahvistamaan systeemin tulo- ja lähtösignaalin eroja, kun taas negatiivisessa takaisinkytkennässä tulo- ja lähtösignaalin ero pyritään minimoimaan. Negatiivisessa takaisinkytkennässä säädin antaa systeemille ohjauskäskyjä ulostulon tavoitearvon (asetusarvon) ja ulostulon mittauksen erotuksen eli erosuureen perusteella. Jos erosuure poikkeaa nolasta, säädin muuttaa ohjaustaan, kunnes erosuure saadaan nolaksi. Tässä työssä systeemin mallinnuksen apuna käytetään negatiivista takaisinkytkentää, sillä sen avulla voidaan parantaa systeemin stabiiliutta. [6, 7]

Systeemistä voidaan puhua stabiilina, jos sen ulostuloa pystytään kontrolloimaan ja se tuottaa rajatulla sisäänmenolla rajatun ulostulon. Jos näin ei ole, niin systeemi on epästabiili. On myös mahdollista, että systeemi on marginaalisesti stabiili, jolloin systeemin askelvaste oskilloi vakioamplitudilla. Systeemiin kohdistuu lähes aina myös ulkoisia häiriöitä, joilla tarkoitetaan esimerkiksi toisten säätöpiirien ja olosuhteiden muutosten vaikutuksia säädettävään suureeseen. [7, 8] Työssä tehtävät simuloinnit voidaan kuitenkin suorittaa ilman ulkoisia häiriöitä ja epävarmuustekijöitä, ideaalisia olosuhteita mukaillen [9].

Kun säädetään dynaamista systeemiä, muutokset eivät tapahdu välittömästi ja järjestelmään tulee väistämättä viivettä. Viiveellä tarkoitetaan ”kuollutta” ajanjaksoa, jolloin joutuu odottamaan signaalin, tiedon tai muun samankaltaisen toiminnon perilletuloa. Viive ilmaisee aikaa, sillä välillä, kun systeemin sisäänmenon muutos näkyy ulostulon muutoksessa. Järjestelmän alimitoitus, kuormitus tai fyysiset rajoitukset (kuten valon nopeus) voivat aiheuttaa järjestelmään viiveen. [7]

Systeemin tulisi myös olla sellainen, jossa sen ulostulolle asetettuja tavoitteita voidaan ajoittain muuttaa. Järjestelmän pitäisi seurata näitä muutoksia riittävän nopeasti ja tarkasti. Tällöin puhutaan servotehtävästä. [7] Tässä työssä servotehtävän onnistuminen on tärkeässä roolissa. Lastauskoneen voimalinjaa kuvaavan Simulink-mallin tulee tämä tehtävä toteuttaa.

Järjestelmän yhtenä tavoitteena on täyttää simuloinneille asetettu stabiiliusvaatimus (eng. stability requirement). Stabiiliusvaatimuksella tarkoitetaan sitä, että säätöpiirin vasteen tulee aina olla stabiili. Vasteen ollessa rajoitettu vakioinputilla, säätöpiiriä voidaan pitää stabiilina. Tällöin säätöpiiri saavuttaa ulostulonaan vakioarvon äärellisessä ajassa, eikä oskillointia tapahdu. [7]

## 4. SIMULOINTIEN TOTEUTUS

Tässä luvussa muodostetaan voimalinjan simuloinnissa käytettävä mallirakenne alalukujen 3.1 ja 3.2 teorioiden pohjalta. Lisäksi tarkastellaan malliin vaikuttavien muuttujien välisiä yhteyksiä ja pyritään selvittämään, kuinka automaattitilassa operoivan lastauskoneen vaihteiden vaihtuminen vaikuttaa saataviin simulointituloksiin. Voimalinjalla tarkoitetaan tämän työn kontekstissa dieselmoottorin, momentinmuuntimen ja 4-portaisen vaihteiston muodostamaa kokonaisuutta.

Mallilla on tarkoitus simuloida kolmea erilaista voimansiirron tilannetta, jotka ovat:

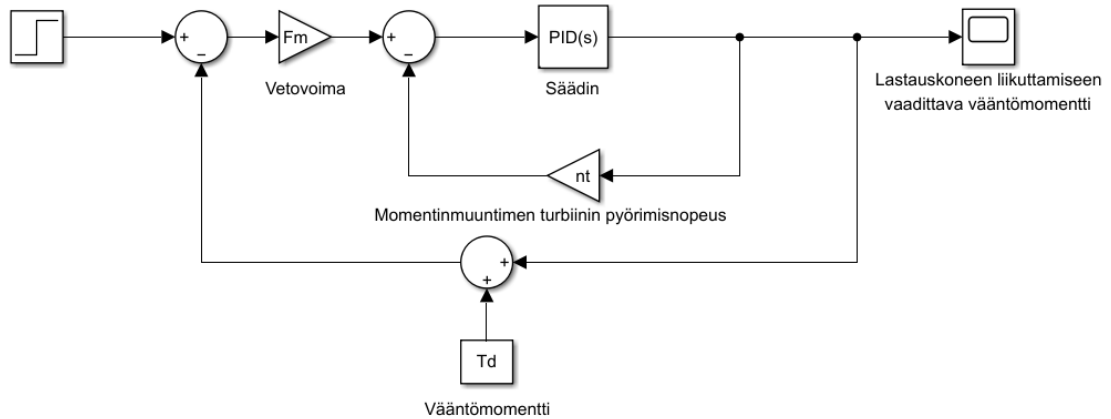
1. Moottorijarrutus kaivoksen ramppia alaspäin mentäessä
2. Voimalinjan simulointi kaivoksen ramppia ylöspäin ajettaessa
3. Ajaminen tasaisessa maastossa automaattitilassa

Merkittävimmät lastauskoneen simulaatiomalliin vaikuttavat muuttujat ovat lastauskoneen vetovoima, momentinmuunnin ja 4-portainen automaattivaihteisto. Lastauskoneen massamalli saa liike-energiansa renkaiden tuottaman vetovoiman avulla. Dieselillä toimiva momentinmuunnin pyörittää vaihteistoa tietyllä vääntömomentilla. Vääntömomentti välitetään vaihteiston välityksellä renkaalle. Renkaan vääntömomentti tuottaa massaa liikkuttavan vetovoiman. [3]

Lastauskoneessa on automaattisesti toimiva vaihteisto, jonka toiminnan tarkka mallintaminen ilman valmista mallipohjaa osoittautui kandidaatintyön raameihin liian haastavaksi. Täten on päädytty lopputulokseen, jossa vaihteiden vaihtumiseen ajon aikana liittyvä dynamiikka jätetään työn rajauksesta pois. Vaihteiden vaihtaminen suoritetaan manuaalisesti Matlabin live-scriptissä. Muita mahdollisia ratkaisuja vaihteiston dynamiikan toteuttamiseksi simulaatiomalliin käsitellään kuudennessa luvussa.

Vaihtoehtoja erilaisille simulointimallin dynamiikkaan vaikuttaville säädinratkaisuille oli useita, mutta lopulta päädyttiin PD-säätimeen (eng. Proportional-Derivative controller). Sen avulla järjestelmän ulostulot saatiin stabiloitua parhaiten ja järjestelmälle vaatimuksenä ollut servotehtävä onnistui nopeimmin. PD-säätimessä systeemin ulostulo vaihtelee suhteessa virhesignaalin ja sen derivaatan kanssa [10]. Toisin kuin PID-säätimessä, niin nimensä mukaisesti PD-säätimen ei ole integrointiosaa ja se asetetaan nolaksi. Systeemille kokeiltiin säätöratkaisuuina myös erilaisia siirtofunktiota ja 1. kertaluvun malleja, joiden avulla ulostuloa yritettiin stabiloida. Valmiiden fysikaalisten mallien puuttuessa

tämä osoittautui hyvin hankalaksi, joten lopulta yksinkertaisin mahdollinen PD-säädin toteutettiin parhaimmaksi ratkaisuksi. Tällöin säätimen proportional- ja derivative-termien arvoiksi annettiin 1 ja integral-termin arvoksi 0. Tässä työssä käytetty säätöjärjestelmä on esitetty kuvassa 4.



**Kuva 4.** Voimalinjan simulointimalli

Voimalinjan simulaatiomalliin sisäänmenona syötetään yksikköaskelfunktio. Tähän päädyttiin siksi, että voimalinjan dynamiikkaa haluttiin kuvata niin yksinkertaisesti kuin mahdollista. Mallin yksinkertaistamiseksi kaikki ulkoiset häiriöt ja virhetilanteet on jätetty huomioimatta ja simuloinnit on toteutettu optimaalisia olosuhteita mukailleen.

Säätöpiirissä lastauskoneen vetovoima annetaan systeemille takaisinkytkentänä. Ensimmäisessä takaisinkytkentähaarassa vahvistuksena saatavan momentinmuuntimen turbiinin pyörimisnopeuden avulla voidaan vaikuttaa lastauskoneen vetovoimaan. Rengas vääntömomentti tuodaan malliin ulkoisena muuttujana, joka tuottaa koneelle vetovoiman ja liikuttaa sen massaa. Systemin ulostulona saadaan vaadittava vääntömomentti, joka pyörittää dieselmoottoria halutulla teholla. Simulointimallin parametreja säädetään manuaalisesti Matlabin live-scriptillä. Jokaisen simulaation välillä on muistettava ”ajaa” Matlabin live-scripti uudestaan muuttuvien parametrien osalta, jotta ne tallentuvat muuttujiin halutulla tavalla. Simuloinneissa käytettävät parametrit, jotka esitetään kuvassa 5, on saatu sisäisenä tiedonantona Sandvikilta [11].

```

% Vaihteiston välityssuhde  $i_v$ , pienenee vaihteen kasvaessa
iv = [4.658 2.504 1.449 0.793]

% Akseliston ja pyörän yhteinen välityssuhde
ia = 26.33;

% Pumpun ja dieselin välityssuhde
ioff = 1;

% Koneen nopeus  $v_m$  [km/h], kasvaa vaihteen kasvaessa
vm = [5.5 10.2 17.6 31.9]

% Renkaan säde  $r = 9''$ 
r = 9;

% Muuntimen turbiinin pyörimisnopeus [rpm]
nt = (vm(4)*iv(4)*ia*ioff*1000)/(2*pi*60*r)

% Kitkakerroin  $u$ 
u = 0.80;

% Kallistuskulma
alfa = 14.3; % astetta

% Vastusvoima  $F_r = \text{kitkakerroin} * \text{koneen paino} * \text{painovoima} * \text{kallistuskulma}$ 
Fr = u * 26200 * 9.81 * cos(alfa);

% Momenttisuhde toimintapisteessä
myy = 1;

% Hyötysuhde  $eeta$ 
n = 0.80;

% Dieselin vääntömomentti
Td = (Fr * r) / (myy*iv(4)*ia*ioff*n);

% Ylempänä olevien arvojen perusteella lasketaan vetovoima  $F_m$ 
Fm = (myy*Td*iv(4)*ia*ioff*n)/r;

```

**Kuva 5.** Simulointiskripti ja parametrien määrittely

Kuten yllä olevasta kuvasta nähdään, vaihdetta muuttuessa vaihtuvat parametrit ovat vaihteiston välityssuhde  $i_v$ , joka pienenee vaihteen kasvaessa ja lastauskoneen nopeus  $v_m$ , joka puolestaan nousee isommalle vaihteelle vaihdettaessa. Näitä parametreja vaih-

tamalla muuntimen turbiinin pyörimisnopeuden  $n_T$ , dieselin vääntömomentin  $T_D$  ja veto-voiman  $F_m$  kaavoissa saadaan simuloitua tulokset eri vaihteilla suoritetuille simuloineille.

Taulukossa 1 on kuvattu parametreja vielä tarkemmin. Taulukosta tulee ilmi ne parametrit, jotka muuttuvat simuloitien välillä ja ne, jotka pysyvät vakioina jokaisessa simuloinnissa.

**Taulukko 1.** Parametrien esittely

Parametri	Nimi live-scriptissä	Vakio
Vaihteiston välityssuhde	iv	Ei
Akseliston ja pyörän yhteinen välityssuhde	ia	Kyllä
Pumpun ja dieselin välityssuhde	ioff	Kyllä
Lastauskoneen nopeus	vm	Ei
Renkaan säde	r	Kyllä
Muuntimen turbiinin pyörimisnopeus	nt	Ei
Kitkakerroin	u	Kyllä
Kallistuskulma	alfa	Kyllä
Vastusvoima	Fr	Ei
Momenttisuhde toimintapisteessä	myy	Kyllä
Hyötysuhde	n	Kyllä
Dieselin vääntömomentti	Td	Ei
Vetovoima	Fm	Ei

Kaikki alaluvuissa 4.1–4.3 suoritettavat simuloinnit suoritetaan vakioparametreilla. Tällöin vaihteiston välityssuhde  $i_v$ , dieselin vääntömomentti  $T_D$  ja lastauskoneen vetovoima  $F_m$  eivät muutu yksittäisen simuloinnin aikana. Yhdessä simuloinnissa simuloidaan tarkasteltavaa tilannetta vain yhdellä vaihteella. Täten vaihteiden vaihtumisesta aiheutuvat muutokset otetaan huomioon niin, että jokaiselle vaihteelle suoritettavaa simulointia varten muuttuvat parametrit vaihdetaan manuaalisesti Matlabin live-scriptissä. Vaihteen vaihtuessa muuttuvat parametrit on esitetty taulukossa 2.



**Taulukko 2.** Parametrit, jotka muuttuvat vaihdetta vaihdettaessa

Vaihde	Vaihteiston välityssuhde $i_v$	Lastauskoneen nopeus $v_m$ [km/h]
1.	4,658	5,5
2.	2,504	10,2
3.	1,449	17,6
4.	0,793	31,9

Vaihteiston dynamiikan tarkan ja varmasti oikean käyttäytymisen implementoiminen työssä käytettävään malliin olisi ollut hyvin haastavaa, joten parhaaksi ratkaisuksi todettiin vaihteiden vaihtaminen manuaalisesti.

#### 4.1 Moottorijarrutus kaivoksen ramppia alaspäin mentäessä

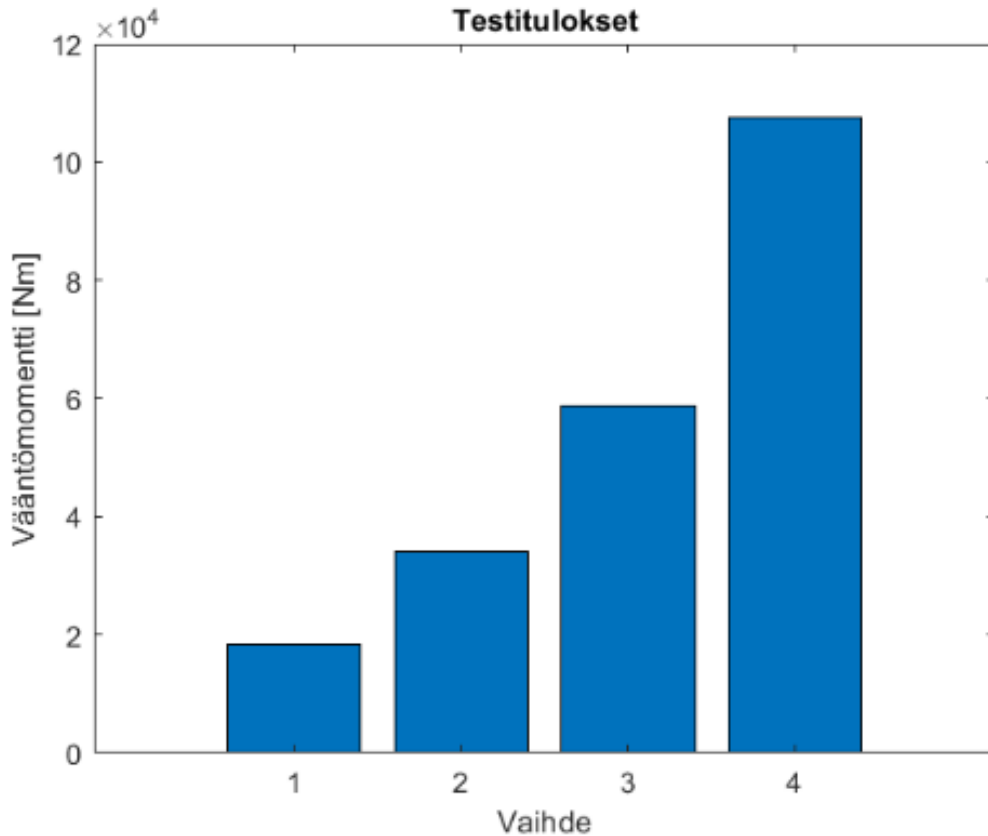
Tässä alaluvussa suoritetaan simuloinnit tilanteelle, jossa lastauskoneella ajetaan kaivoksen ramppia alaspäin ilman kuormaa. Kaivoksen ramppi on 14,3 asteen kulmassa kaivoksen pohjaan nähden [11].

Kun kaivoksen ramppia ajetaan alaspäin ja jalka otetaan pois kaasupolkimelta, moottorin tuottama vastus alkaa jarruttaa lastauskoneen vauhtia. Tällöin moottorin ilmanottoventtiilin sulkeutuessa syntyy tyhjiö, joka estää ilmavirran pääsyn venttiileihin. Tämä vähentää lastauskoneen liike-energiaa, joka aiheuttaa koneen liikettä jarruttavan voiman. Moottorijarrutus säästää lastauskoneen jarruja ja kaivoksen rampin pintamateriaaleja, tekee alamäkijarusta turvallisempaa sekä vähentää polttoaineen kulutusta. [12]

Tämän alaluvun simuloinneissa voimalinjan aikaansaamaa moottorijarrutuksen vääntömomenttia dieselmoottorille tutkitaan neljällä vaihteella. Simuloinnit suoritetaan kuvan 5 parametreilla niin, että vaihteiston välityssuhteen  $i_v$  arvo pienenee ja lastauskoneen nopeuden  $v_m$  arvo kasvaa jokaisella simuloinnilla vaihdetta kasvatettaessa taulukon 2 mukaisesti. Koska alaluvun tilanteessa ajetaan ramppia alaspäin, tulee kuvassa 5 esitettävä lastauskoneen vetovoima  $F_m$  asettaa negatiiviseksi, eli

$$F_m = -\frac{\mu \cdot T_D \cdot i_v \cdot i_A \cdot i_{off} \cdot \eta}{r}. \quad (5)$$

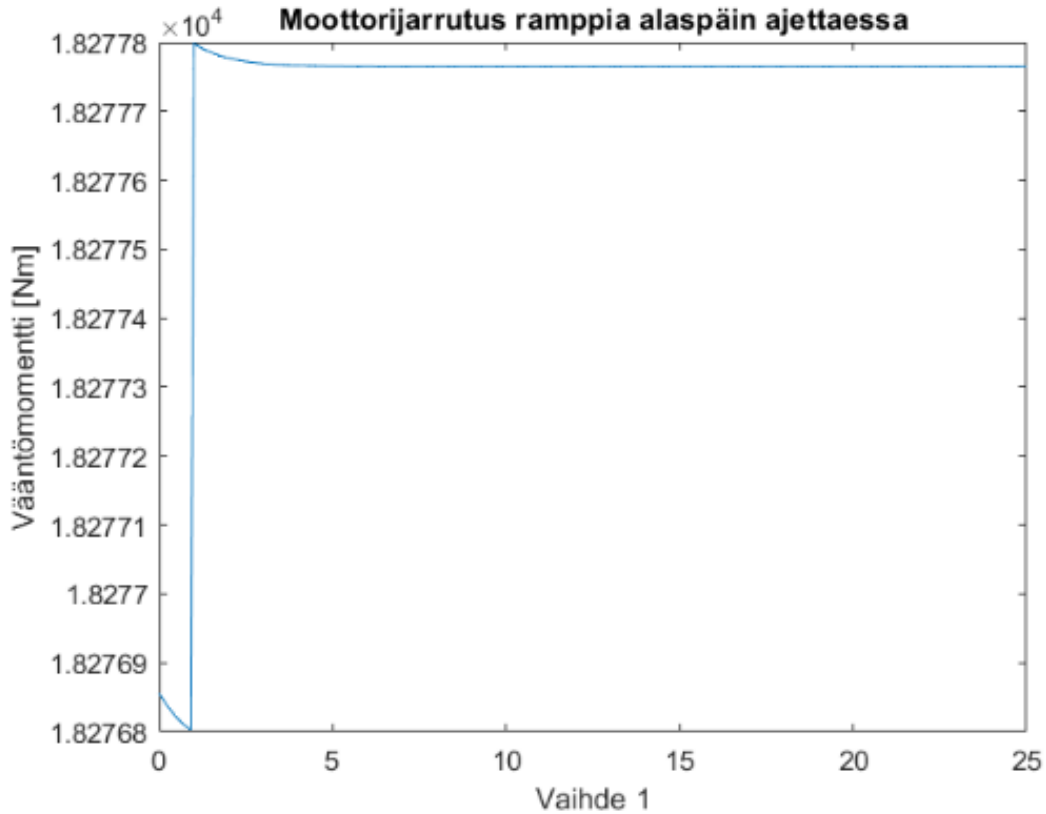
Simulointien tuloksena saadaan lastauskoneen moottorijarrutusta vastustava vääntömomentti, joka on esitetty pylväsdiagrammina kuvassa 6.



**Kuva 6.** Voimalinjan simulointi ramppia alaspäin ajettaessa

Kuten yllä olevasta kuvasta nähdään, vaihteen kasvaessa myös lastauskoneen liikuttamista vastustava vääntömomentti kasvaa. Tämä vääntömomentti voidaan tarvittaessa muuntaa tehoksi, jonka dieselmoottori tuottaa eri vaihteilla. Tarkoiksi vääntömomentin arvoiksi ensimmäisellä vaihteella voimalinjaa simuloidessa saatiin 18 300 Nm, toisella vaihteella vääntömomentti oli 34 000 Nm ja kolmannella vaihteella 58 800 Nm. Neljännellä vaihteella vääntömomentin kasvu oli selvästi suurempaa, sillä neljännellä vaihteella arvoksi saatiin 107 400 Nm.

Systemin käyttäytymisen tarkemman ymmärtämisen vuoksi kuvassa 7 on esitetty voimalinjan simulointi ensimmäisellä vaihteella ajettaessa ramppia alaspäin.



**Kuva 7.** Moottorijarrutus ramppia alaspäin ensimmäisellä vaihteella ajettaessa

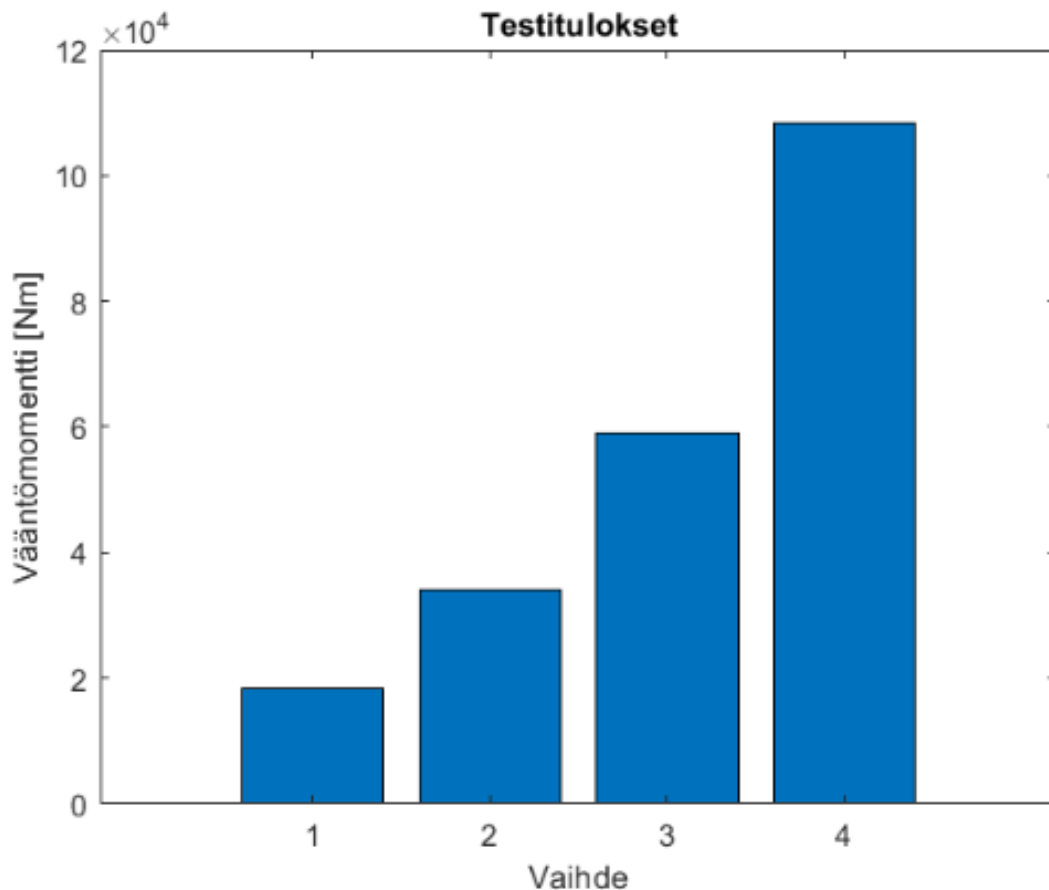
Kuvasta 7 nähdään, että systeemi saavuttaa käytetyn PD-säätimen avulla huippuarvonsa käytännössä välittömästi tarkastelujakson alettua, jolloin systeemin huippuaika on lähellä nollaa. Huippuarvolla tarkoitetaan lähtösuureen suurinta arvoa ja huippuajalla sitä aikaa, joka järjestelmällä kestää saavuttaa huippuarvonsa [13]. Kuvasta voidaan myös nähdä, että muutokset järjestelmän dynamiikassa ovat hyvin pieniä, eikä merkittäviä ylityksiä (eng. overshoot) tapahdu ennen loppuarvon saavuttamista. Järjestelmä stabiloituu loppuarvoonsa 18 300 Nm käytännössä välittömästi ensimmäisellä vaihteella ajettaessa.

## 4.2 Voimalinjan simulointi kaivoksen ramppia ylöspäin ajattaessa

Tässä alaluvussa suoritetaan simuloinnit tilanteelle, jossa lastauskone ajaa kaivoksen ramppia ylöspäin ilman kuormaa. Kaivoksen ramppi on asetettu 14,3 asteen kulmaan [11]. Ramppia ylöspäin ajattaessa painovoima yrittää vastustaa lastauskoneen ylöspäin menemistä, mutta lastauskoneen veto- ja kitkavoiman vaikutuksesta voidaan tätä voimaa vastustaa ja päästä nousemaan ramppia ylöspäin.

Simuloinnit suoritetaan neljällä eri vaihteella, joiden vaihtaminen tapahtuu alaluvun 4.1 tapaan manuaalisesti Matlabin live-scriptissä. Myös tämän alaluvun simuloinneissa vaih-

teiston välityssuhteen  $i_v$  arvo pienenee ja lastauskoneen nopeuden  $v_m$  arvo kasvaa vaihdetta kasvatettaessa kuvan 5 parametrien ja taulukon 2 mukaisesti. Alaluvun simuloinnit on suoritettu kuvassa 5 esiintyvien parametrien mukaisesti. Tuloksena saadaan jokaiselle vaihteelle tarvittava minimivääntömomentti, joka dieselmoottorilta vaaditaan, jotta kaivoksen rampin nouseminen on mahdollista. Simulointien tulokset on esitetty pylväsdiagrammina kuvassa 8.

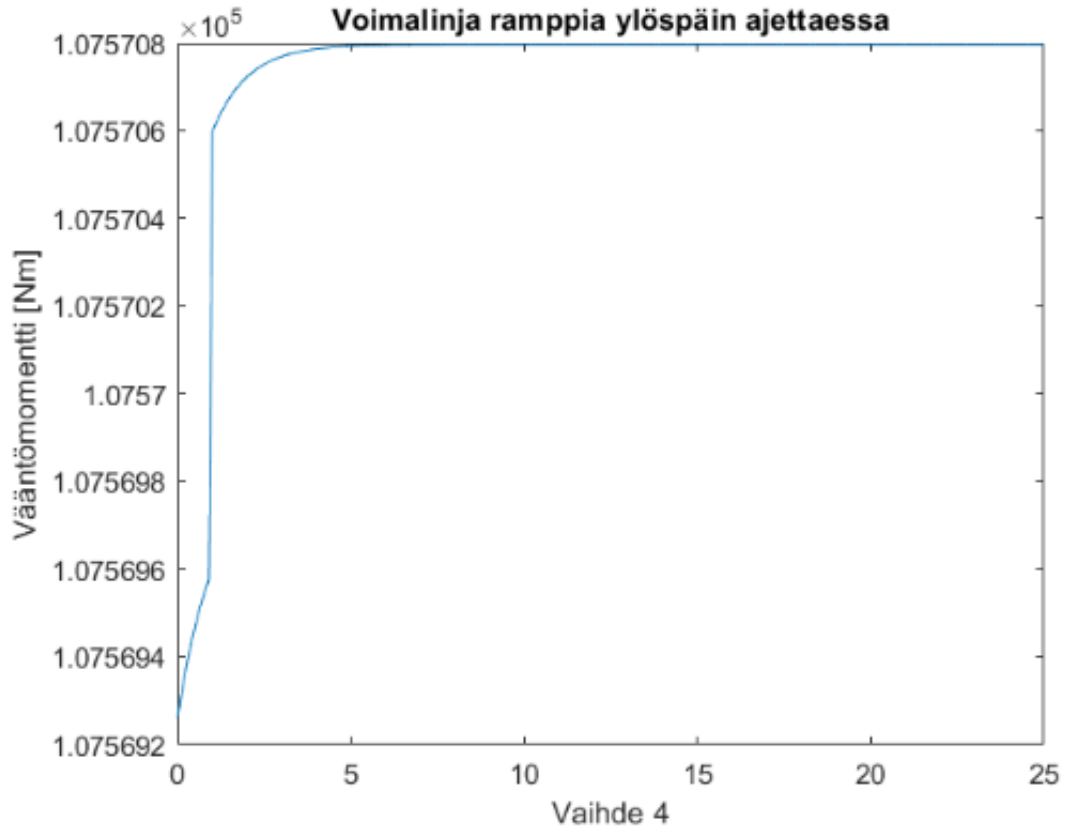


**Kuva 8.** Voimalinjan simulointi ramppia ylöspäin ajettaessa

Yllä olevasta kuvasta 8 nähdään, että lastauskoneen nopeuden kasvaessa ja vaihteiston välityssuhteen pienentyessä, lastauskoneen liikuttamiseen vaadittava vääntömomentti kasvaa. Ensimmäisellä vaihteella vääntömomentin tarkaksi arvoksi saadaan 18 310 Nm ja toisella vaihteella 34 100 Nm. Myös kolmannella vaihteella suoritettujen simulointien tuloksena vääntömomentin kasvu oli jälleen lineaarisesti sen stabiloituessa arvoon 58 900 Nm. Kuten myös alaluvun 4.1 simuloinneissa, neljännellä vaihteella simuloidessa vääntömomentti kasvoi huomattavasti aiempia vaihteita enemmän. Sen arvoksi saatiin 107 600 Nm.

Vaikka kuvasta 9 voidaan jo tulkita tietoja voimalinjan käyttäytymisestä, tarkastellaan vielä tarkemmin neljännellä vaihteella suoritettua simulointia. Vaihteiden 1–3 välillä

vääntömomentin kasvu oli lineaarista, mutta neljännelle vaihteelle vaihdettaessa muutos oli aiempaa huomattavasti suurempi. Kuvassa 9 on esitetty voimalinjan simulointi ramppia ylöspäin ajettaessa neljännellä vaihteella.



**Kuva 9.** Voimalinjan simulointi ramppia ylöspäin ajettaessa neljännellä vaihteella

Kuten kuvasta 9 nähdään, järjestelmän nousuaika on hyvin pieni ja PD-säätimen ansiosta myöskään minkäänlaisia ylityksiä ei simuloinnissa tapahdu. Systeemin ulostulo stabiloituu loppuarvoonsa 107 600 Nm lähes välittömästi. Tilannetta yritettiin simuloida myös käyttämällä PID-säädintä. Tällöin systeemin dynamiikka hidastui huomattavasti ja ylityksiä tapahtui, vaikka vääntömomentin loppuarvo olikin sama.

### 4.3 Ajaminen tasaisessa maastossa automaattitilassa

Työn kolmas simulointitilanne, jossa lastauskone ajaa kaivoksen pohjalla tasaisessa maastossa automaattimoodissa, ei onnistunut. Tätä tilannetta simuloidessa kävi selväksi, että työssä käytettävä Simulink-malli ei anna ulostulonaan järkeviä arvoja. Näin ollen simulointeja ei pystytty tälle tilanteelle suorittamaan alkuperäisen tavoitteen mukaisesti. Käytetty malli on todennäköisesti liian yksinkertainen kyseiselle tilanteelle, eikä mallissa ole täten kyetty ottamaan huomioon lastauskoneen dynamiikkaa riittävällä tarkkuudella. Myöskin sisäisenä tiedonantona saatu lastauskoneen fysikaalinen malli on sen

verran suppea, että simulointimallia rakennettaessa jouduttiin tekemään hyvin paljon oletuksia voimalinjan dynamiikasta. Nämä oletukset eivät osoittautuneet tasaisella maastolla ajamiseen käyttökellvöllisiksi.

## 5. SIMULOINTIEN TULOKSET

Tämän luvun tarkoituksena on tarkastella saatuja simulointituloksia kolmelle eri voimansiirron tilanteelle, jotka suoritettiin edellisessä luvussa.

Alaluvun 4.1 tilanteessa tutkittiin lastauskoneen moottorijarrutusta kaivoksen ramppia alaspäin ajettaessa. Simuloinnit suoritettiin jokaisella neljällä vaihteella ja niiden tulokset on esitetty pylväsdiagrammina kuvassa 6. Kuten kuvasta 6 voidaan nähdä, vaihteen kasvaessa myös systeemin ulostulona saatava vääntömomentti, joka voimalinjalta vaaditaan moottorijarrutukseen, kasvaa. Jokaisella lastauskoneen neljällä vaihteella suoritettujen simulointien ovat rakenteeltaan ja dynamiikaltaan samankaltaisia kuin kuvassa 7 esitetyssä, ensimmäisellä vaihteella suoritettussa simulaatiossa. Kuten kuvan 6 pylväsdiagrammista nähdään, vaihteiden 1–3 välillä vääntömomentin kasvu oli jokseenkin lineaarisista, mutta neljännelle vaihteelle vaihdettaessa dieselmoottorin tarvitseva vääntömomentin kasvu edeltävään vaihteeseen oli huomattavasti aiempaa suurempi.

Säätöpiirin säätimeksi valitun PD-säätimen avulla systeemi saatiin käyttäytymään mielekkäästi. Myös muut säädinvaihtoehdot olisivat olleet mahdollisia, mutta valmiiden lastauskoneen fysikaalisten mallien puuttumisen johdosta PD-säätimen valinta säädinratkaisuksi oli luonnollisinta. Muita mahdollisia säädinratkaisuja pohditaan luvussa 6. Myös servotehtävä voidaan todeta onnistuneeksi, sillä järjestelmä seurasi ulostulolle asetettuja tavoitteita ilman haasteita. Vaihteiden vaihtaminen manuaalisesti ei vaikuttanut systeemin dynamiikkaan merkittävästi, ja systeemi saatiin stabiloitua jokaisella vaihteella, mihin myös pyrittiin.

Kaikki alaluvussa 4.1 suoritettujen simulointien ulostulot saavuttivat tasapainotilan. Tasapainotilassa systeemin ulostuloa kuvaava signaali on vaakasuora kulmakertoimen ollessa nolla [7]. Tällöin lastauskone on menossa ramppia alaspäin vakionopeudella niin, että lastauskonetta jarruttava vääntömomentti stabiloituu vakioarvoon. Minkäänlaisia epästabiiliuksia ei siis tapahtunut, joten simulointeja voidaan näiltä osin pitää onnistuneena.

Alaluvussa 4.2 simuloitiin tilannetta, jossa lastauskone ajaa kaivoksen ramppia ylöspäin ilman kuormaa. Tilannetta simuloitiin jokaisella neljällä vaihteella ja tuloksena saatiin vääntömomentti, joka voimalinjan tulee lastauskoneen moottorille tuottaa. Kun dieselmoottoria pyöritetään tällä vääntömomentilla, on sen vetovoima tarpeeksi suuri mahdollistamaan lastauskoneen nousemisen kaivoksen ramppia ylöspäin.

Simulointien tulokset on esitetty pylväsdiagrammina kuvassa 8, josta nähdään, että vaihdetta kasvatettaessa myös rampin nousemiseen vaadittavan vääntömomentin suuruus kasvaa. Diagrammista nähdään myös, että vaihteiden 1–3 välillä vääntömomentin kasvu on jokseenkin lineaarista. Kuten alaluvun 4.1 simuloinneissa, myös nyt vaihteen vaihtaminen kolmannelta vaihteelta neljännelle aiheutti aiempaa selvästi suuremman vääntömomentin kasvun.

Kuvassa 9 on esitetty voimalinjan simulointi ramppia ylöspäin ajettaessa neljännellä vaihteella. Kyseisessä simuloinnissa systeemi stabiloitui loppuarvoonsa nopeasti ilman, että ylityksiä tavoitearvossa tapahtui. Myös vaihteilla 1–3 suoritetuista simuloinneista lopputuloksina saadut kuvaajat muistuttavat muodoltaan neljännellä vaihteella suoritettua simulointia. Mainitsemisen arvoista on kuitenkin se, että vaihteen pienentyessä systeemin dynamiikka nopeutuu hieman ja loppuarvo saavutetaan nopeammin. Muutokset systeemin dynamiikassa eri vaihteilla simuloidessa ovat kuitenkin niin pieniä ja nopeasti tapahtuvia, että saatuja simulointituloksia voidaan käytännössä pitää identtisinä. Täten päädyin käsittelemään systeemin dynamiikkaa vain yhdessä kuvassa (kuva 9), sillä siitä saa systeemistä kaiken tarvittavan tiedon.

Myös käytetty PD-säädin voidaan katsoa onnistuneeksi säädinratkaisuksi alaluvun simulointitilanteelle. Sen avulla pystyttiin välttämään kaikki ylitykset tavoitearvoissa, nopeuttamaan systeemin dynamiikkaa sekä mitätöimään systeemissä esiintyvät värähtelyt ja ulostulon epästabiiliudet. Myös servotehtävä voidaan katsoa onnistuneeksi, sillä järjestelmä seurasi ulostulon muuttuneita tavoitteita tarkasti jokaisella vaihteella.

Alaluvun 4.2 simulointeja voidaan pitää onnistuneina. Jokaisella vaihteella suoritettut simuloinnit saavuttivat tasapainotilan ja järjestelmän ulostulojen arvot ovat järkeenkäyviä.

Kokonaisuudessaan alaluvuissa 4.1 ja 4.2 suoritettut simuloinnit voidaan katsoa onnistuneiksi. Voimalinjan simulaatiomallista ulos saatavat simulointitulokset ovat loogisia. Molemmissa tilanteissa systeemin ulostulona saatava lastauskoneen vääntömomentti stabiloituu loppuarvoonsa kaikilla vaihteilla ajettaessa. Systeemistä saatiin stabiili tarkastelluille tilanteille.

Alaluvussa 4.3 käytiin lyhyesti läpi työn kolmas tavoiteltu simulointitilanne, jossa lastauskoneen voimalinjaa oli tarkoitus simuloida kaivoksen pohjalla tasaisessa maastossa ajettaessa automaattimoodissa, ei tuottanut toivottuja lopputuloksia. Rakentamani Simulink-malli ei ollut tälle tilanteelle sopiva, eikä sitä tämän työn rajauksesta johtuen ollut järkevää lähteä muokkaamaan oikeanlaiseksi. Syitä mallin toimimattomuudelle löytyy varmasti monia. Koko työn tavoitteena on ollut rakentaa yksinkertainen voimalinjan Si-



mulink-malli. Myös saamani LH410:n fysikaalinen malli oli suppea, eikä kuvannut lastauskoneen dynamiikkaa kovinkaan tarkasti. Myös valmiiden mallirakenteiden puuttuminen hankaloitti mallia rakennettaessa sen toimivuuden arviointia kyseiselle tilanteelle. Edellä mainitut tekijät yhdessä johtivat yksinkertaistuksiin mallissa ja oletuksiin voimalinjan dynamiikan mallintamisessa.

Kaikki alalukujen 4.1–4.3 tilanteet sopivat hyvin jatkokehittelyjä varten. Tämä kuitenkin vaatii voimalinjan dynamiikkaa kuvaavia differentiaaliyhtälöitä, joiden avulla voidaan muodostaa sitä kuvaavia 1. tai 2. kertaluvun malleja. Näiden mallien avulla lastauskoneen dynamiikan kuvaaminen onnistuu paremmin ja myös voimalinjan tehostaminen sekä optimointi on mahdollista. Mallista täytyy kuitenkin tätä ennen saada hyvin paljon tarkempi. Myös vaihteiston dynamiikan syvempi ymmärrys on välttämätöntä voimalinjan optimoimiseksi. Ratkaisuna tähän voisi olla jonkinlainen ohjelmisto tai simulaatiomalli, jossa kuvataan voimalinjan dynamiikassa tapahtuvia muutoksia vaihteen vaihtuessa ylös- tai alaspäin. Tässä työssä rakennetulla mallilla ei voimalinjan tehostaminen ja optimointi kuitenkaan onnistu, vaan mallista tulee saada hyvin paljon kompleksisempi. Jatkokehittelyjä varten rakentamani malli kuitenkin soveltuu varsin hyvin.

## 6. YHTEENVETO

Työn tavoitteena oli muodostaa maanalaisen lastauskoneen LH410:n voimalinjan simuloimalliksi kolmelle erilaiselle voimansiirron tilanteella ja suorittaa simuloinnit onnistuneesti. Lisäksi tarkoituksena oli selvittää, voiko kyseisellä mallilla tehostaa ja optimoida voimalinjan dynamiikkaa. Työssä annettiin ensin yleiskuva Sandvikin valmistamista kaivoskoneista syventyen tarkemmin LH410:n teknisiin tietoihin ja käytiin läpi työhön liittyviä haasteita. Sitten käytiin läpi teoreettinen pohja simuloinneilla hyödyntäen koneen fysikaalista mallirakennetta.

Ennen simulaatiomallin rakentamista alaluvussa 3.2 käytiin läpi yleisesti systeemi- ja säätötekniikassa käytettyjä mallirakennuksen peruseräiteitä, joiden perusteella rakennettiin yksinkertainen voimalinjan simuloimalliksi. Tämän jälkeen luvussa neljä suoritettiin simulaatiot kolmelle erilaiselle voimansiirron tilanteelle. Lopuksi vielä käytiin saadut simuloimallitulokset läpi arvioiden niiden onnistumista.

Käytetty simulaatiomallin huomioiden voidaan saatuja simuloimallituloksia alalukujen 4.1 ja 4.2 tilanteille pitää onnistuneina. Molemmissa tilanteissa järjestelmän ulostulona saatu koneen liikuttamiseen vaadittava vääntömomentti kasvoi isommalle vaihteelle vaihdettaessa, kuten oli tarkoituskin. Käytetyn PD-säätimen ansiosta järjestelmän dynamiikka oli nopeaa, merkittäviä ylityksiä tavoitearvossa ei tapahtunut ja ulostulo saatiin stabiloitua vakioarvoon. Alaluvun 4.3 simuloimallitilanne puolestaan ei onnistunut alkuperäisen tavoitteen mukaisesti. Rakentamani simuloimallin puutteellisuuden vuoksi sekä koneen vajavaisen fysikaalisen mallin johdosta saadut simuloimallitulokset eivät olleet järkeviä. Jatkokokehittelyä varten rakentamani malli luo hyvän pohjan kyseisen tilanteen voimalinjan simuloimallin tarkasteluun. Kokonaisuudessaan työn lähtökohdat ja haasteet huomioiden voidaan työssä saatuja tuloksia pitää onnistuneina.

On kuitenkin huomioitava, että vaihteiston dynamiikan tarkempi mallinnus olisi saattanut vaikuttaa systeemin dynamiikkaan huomattavasti. Tässä työssä vaihteisto mallinnettiin vakioparametreja käyttämällä niin, että niiden vaihtuminen hoidettiin manuaalisesti. Vaihteiden automaattiseen vaihtumiseen liittyvä dynamiikka oli kuitenkin kandidaatintyön rajaukseen liian suuri, jotta se olisi voitu ottaa ideaalisesti huomioon.

Myös työssä käytetyn lastauskoneen fysikaalisen mallin puutteista johtuen simulaatiomallin ei ole parhain mahdollinen, mutta kuitenkin riittävä tämän työn simuloimallia varten. Tarkempi fysikaalinen mallin olisi vaikuttanut voimalinjan dynamiikkaan ja täten myös saadut tulokset olisivat todennäköisesti olleet erilaisia.

Esimerkkimallirakenteiden puuttuminen johti useisiin oletuksiin voimalinjan simulointimallia rakennettaessa. Valmista säädinratkaisua ei ollut saatavilla, joten käytetty PD-säädin valittiin järjestelmän säätimeksi yrityksen ja erehdyksen kautta, eikä sen optimaalisuudesta ole takeita. Sen avulla saadut tulokset olivat kuitenkin mieleisiä. Puutteet lastauskoneen ja vaihteiston dynamiikassa johtavat siihen lopputulokseen, että rakentamani simulaatiomallin avulla ei voida tehostaa ja optimoida lastauskoneen ohjausjärjestelmää. Toivottavasti rakentamastani mallista on kuitenkin Sandvikille apua tulevaisuudessa.

## 6.1 Pohdinta

Tässä aluvuossa käydään läpi työn tarjoamia opetuksia ja pohditaan sitä, miksi työn toteutus osoittautui odotettua haastavammaksi.

Huomioiden työn lähtökohdat ja ennalta tiedossa olleet haasteet sen toteutukselle, olen työn lopputulokseen tyytyväinen. Onnistuin rakentamaan yksinkertaisen simulaatiomallin voimalinjasta ja suorittamaan sillä simulointeja onnistuneesti. Vaikka minulla ei ollut käytössäni käytännössä mitään ennakkomateriaaleja lastauskoneen fysikaalisen mallin yksinkertaista luonnosta lukuun ottamatta, voidaan saatuihin tuloksiin olla tyytyväisiä ja niistä on toivottavasti hyötyä myös Sandvikille.

Työn aihe osoittautui luultua laajemmaksi sekä haastavammaksi. Tähän vaikutti merkittävästi se, että voimalinjan simulaatiomallista mahdollisimman tarkan kuvauksen saamiseksi huomioitavia asioita oli liikaa, ja simulaatiomallia tehdessä jouduttiin tekemään oletuksia. Jälkeenpäin ajateltuna olisi ollut mielekäästä, jos olisin saanut esimerkiksi voimalinjan simulaatiomallin valmiina tai huomattavasti tarkemman fysikaalisen mallin koneelle, jonka avulla voimalinjan simulaatiomallin rakentaminen olisi ollut helpompaa.

Usein tuntuikin, että selvitettäviä asioita oli liikaa yhteen kandidaatin työhön sisällytettäväksi. Työ olisi myös pitänyt rajata vieläkin tarkemmin, mutta silloin sen toteutus ei olisi välttämättä ollut ollenkaan mahdollista. Sandvikilla ei ollut saatavilla tarkempaa lastauskoneen fysikaalista mallia eikä lastauskoneen tai vaihteiston valmista simulointimallia. Toisaalta valmiin mallin ja muiden puutosten takia pääsin haastamaan itseäni aivan uudella tavalla, ja työn tarjoamaa inhimillistä pääomaa en vielä pysty kunnolla käsittämään. Aiheesta löytyi hyvin vähän kirjallisuus- ja tutkimusmateriaaleja. Tämä aiheutti varsinkin työn alkuvaiheessa vaikeuksia akateemisesti sopivan tekstin luomiselle. Kaikesta huolimatta mielestäni onnistuin hyvin tekstin tuottamisessa.

Työn lopputulos jättää avoimia kysymyksiä tulevaisuuden tutkimuksia varten, jotka ratkaisemalla voimalinjan ohjausta voidaan tehostaa ja optimoida. Tarkempi fysikaalinen

kuvaus lastauskoneen dynamiikasta differentiaaliyhtälöiden avulla on välttämätön voimalinjan tehostamisen ja optimoinnin kannalta, sillä differentiaaliyhtälöiden pohjalta muodostettavan tilaesityksen avulla lastauskoneen malli saadaan tarkemmaksi. Myös automaattivaihteisto on oman fysikaalisen mallinsa tarpeessa. Tällöin vaihteiden vaihtumisen kesken ajon aiheuttama muutos lastauskoneen dynamiikkaan voidaan huomioida lastauskoneen ohjausjärjestelmää kehitettäessä. Myös erilaiset häiriömallit tulisi jatkossa ottaa huomioon voimalinjaa simuloidessa, jotta sen toiminta saadaan optimoitua todellisissa olosuhteissa, eikä vain optimaalisissa.

# LÄHTEET

- [1] Tarjonta kaivos- ja urakointiteollisuuteen [Internet]. Sandvik Mining and Rock Technology. URL: <https://www.rocktechnology.sandvik/fi/laitteet/> (viitattu 23 Helmikuuta 2022)
- [2] Maanalainen lastauskone LH410 [Internet]. Sandvik Mining and Rock Technology. 2022 [viitattu 15 Maaliskuuta 2022]. URL: <https://www.rocktechnology.sandvik/fi/laitteet/maalaiset-lastauskoneet-ja-dumpperit/edistykselliset-louhintakoneet-maalaisiin-kaivoksiin/lh410-lastauskone-maalaisiin-kaivoksiin/>
- [3] Voimansiirron simulointimalli. Sisäinen dokumentti, Creanex Oy. 2022.
- [4] K.J Åström & R.M Murray, Feedback Systems: an introduction for scientists and engineers. Princeton University press. 2009, 396 p.
- [5] H. Aalto, Johdatus säätötekniikkaan, Suomen Automaatioseura ry. URL: [http://automaatioseura.planeetta.com/index/tiedostot/Johdatus\\_saatotekniikkaan.pdf](http://automaatioseura.planeetta.com/index/tiedostot/Johdatus_saatotekniikkaan.pdf)
- [6] Takaisinkytkentä – Wikipedia. 2022. URL: <https://fi.wikipedia.org/wiki/Takaisinkytkent%C3%A4> (viitattu 1.3.2022).
- [7] Veli-Pekka Pyrhönen, Yhteisöllinen terminologiawiki – ASE-1131-2020-2021-1 Automaatio. 2020. URL: <https://moodle.tuni.fi/mod/wiki/view.php?id=588922> (viitattu 28.3.2022)
- [8] Control Systems – Stability. 2022. URL: [https://www.tutorialspoint.com/control\\_systems/control\\_systems\\_stability.htm](https://www.tutorialspoint.com/control_systems/control_systems_stability.htm) (viitattu 1.3.2022).
- [9] J.Keihäs, diplomi-insinööri, ohjelmistotuotannon johtaja, Sandvik Mining and Construction Oy – Sähköpostikeskustelu. 31.1.2022.
- [10] Electronics Coach – Proportional Derivative (PD) Controller. 2022. URL: <https://electronicscoach.com/proportional-derivative-controller.html>
- [11] LH410 veto Volvo 1140 muunnin 14,7. Sisäinen dokumentti, Sandvik Mining and Construction Oy.
- [12] Universal Technical Institute – What is engine breaking and how does it work?. 2021. URL: <https://www.uti.edu/blog/automotive/what-is-engine-braking>
- [13] Järjestelmän dynamiikka – Wikipedia. 2022. URL: [https://fi.wikipedia.org/wiki/J%C3%A4rjestelm%C3%A4n\\_dynamiikka](https://fi.wikipedia.org/wiki/J%C3%A4rjestelm%C3%A4n_dynamiikka) (viitattu 26.2.2022)