



TAMPEREEN TEKNILLINEN YLIOPISTO
TAMPERE UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

JUSSI NIKKARI
HYDROSTAATTISEN AJOVOIMANSIIRRON SOVELTUVUUS
TELA-AJONEUVOON OHJATTAVUUDEN KANNALTA
Diplomityö

Tarkastaja: professori Kari Koskinen
Tarkastaja ja aihe hyväksytty
8.5.2013

TIIVISTELMÄ

TAMPEREEN TEKNILLINEN YLIOPISTO

Konetekniikan koulutusohjelma

NIKKARI, JUSSI: Hydrostaattisen ajovoimansiirron soveltuvuus tela-ajoneuvoon ohjattavuuden kannalta

Diplomityö, 48 sivua, 3 liitesivua

Maaliskuu 2014

Pääaine: Hydrauliteknikka

Tarkastaja: professori Kari Koskinen

Avainsanat: Tela-ajoneuvo, simulointi, hydrostaattinen ajotehonsiirto, CVT

Tela-ajoneuvon ohjausjärjestelmä on monimutkainen akseleista, vaihteistoista, jarruista ja märkäkytkimistä koostuva laite. Ohjausjärjestelmän ominaisuudet vaikuttavat huomattavasti ajoneuvon käytettävyyteen, polttoaineenkulutukseen, suorituskykyyn ja huollettavuuteen. Tässä työssä tutkitaan hydrostaattisen ja hydromekaanisen ohjausjärjestelmän ja ajotehonsiirtojärjestelmän soveltuvuutta tela-ajoneuvoon.

Ensin tarkastellaan sellaisia aiemmin toteutettuja ohjausjärjestelmiä, joihin nykyaikaiset järjestelmät pohjautuvat. Jokaisen järjestelmän toiminta esitellään ja lisäksi kerrotaan niiden ominaisuudet. Tällä on tarkoitus saada vertailupohjaa myöhemmin esiteltäville ja simuloitaville järjestelmille.

Simuloinnilla tutkittavat järjestelmät ovat hydrostaattinen ajotehonsiirto- ja ohjausjärjestelmä ja hydrostaattisella CVT:llä (Constantly Variable Transmission) ohjattu mekaaninen ajotehonsiirtojärjestelmä. Samat järjestelmät simuloidaan erikokoisiin ajoneuvoihin skaalattavuuden tutkimiseksi. Mallien moottoritehot, massat ja suorituskykyarvot on pyritty saamaan vastaavanlaiseksi kuin on olemassa olevissa ajoneuvoissa. Simulointimalleista ajettavat tulokset ovat tehon käyttö, ohjausliikkeet, huippunopeus ja jyrkän mäen nousu.

Simuloinnissa havaittiin, että järjestelmät ovat hyvin skaalautuvia ja kaikkiin tavoiteisiin päästiin suorituskyvyn osalta. Hydrostaattinen järjestelmä osoittautui kuitenkin hyötysuhteeltaan huonommaksi kuin hydromekaaninen järjestelmä. Lisäksi hydrostaattisen ajoneuvon ohjausominaisuudet kärsivät suorituskyvyn äärirajoilla. Hydrostaattisessa järjestelmässä käyttökustannukset ovat suurempien tehohäviöiden takia suuremmat kuin hydromekaanisessa. Samaten hydrostaattisen järjestelmän tuottama hukkalämpö ja erityisesti hukkalämmön haihduttaminen aiheuttaa käytännön toteutuksen kannalta ongelmia. Hydromekaaninen järjestelmä osoittautui toteutuskelpoisemmaksi ja yksinkertaisemmaksi valmistaa ja käyttää.

ABSTRACT

TAMPERE UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

Master's Degree Programme in Mechanical Engineering

NIKKARI, JUSSI: Suitability of Hydrostatic Power Transmission in Tracked Vehicle in the Steering Function

Master of Science Thesis, 48 pages, 3 Appendix pages

March 2014

Major: Hydraulics Engineering

Examiner: Professor Kari Koskinen

Keywords: Tracked Vehicle, Simulation, Hydrostatic Power Transmission, CVT

The steering system of a tracked vehicle is a complex device which consists of axels, gears, brakes and wet clutches. Properties of the steering system have significant effects on how the vehicle is operated, fuel consumption, performance and the ease of maintenance. In this text the hydrostatic and hydromechanical power transmissions applicability to a tracked vehicle is studied.

At the beginning the previously used systems, in which most modern systems are based on, are being examined and introduced. These are also the comparison basis for later introduced and simulated steering systems.

The simulated systems are the hydrostatic power transmission and steering system and the hydrostatic CVT steered mechanical power transmission system. Same systems are simulated to different size vehicles to study the scaling. Engines powers and vehicles masses are close to existing vehicles. The data taken out from the simulation models are power usage, steering behavior, top speed and climb of a steep hill.

Simulation results showed that the systems are well scaling and all objectives were reached when considering the performance. Hydrostatic systems efficiency was worse than the efficiency of the hydromechanical system. Also the steering performance of the hydrostatic system suffered at limits of vehicles maximum performance. The operating costs of the hydrostatic vehicle are greater because of the greater power losses than in the hydromechanical vehicle. Power loses in the hydrostatic vehicle are converted in to heat and heat dissipation will be problematic in the point of the practical solution. Hydromechanical steering system proved to be more practical solution, simpler to manufacture and use.

ALKUSANAT

Tämän työn ajatus lähti liikkeelle siitä kun en saanut tyydyttävää vastausta kysymykseeni, että miten panssarivaunua ohjataan. Sain vastauksen siihen miten ohjaus tapahtuu, mutta en siihen, että minkälaisilla järjestelmillä ohjaus toteutetaan. Opiskeltuani hydraulitekniikkaa Tampereen Teknisellä Yliopistolla, tämä kysymys nousi taas esille keskusteluissa reserviläiskerholla ja sain ajatuksen, että miksi ohjausjärjestelmää ei voisi toteuttaa hydraulisesti tai hydraulitekniikkaa merkittävästi hyödyntäen.

Kiitän Kari Koskista ja Jussi Aaltosta ohjauksesta ja simulointiohjelman käyttöön liittyvistä neuvoista.

Kiitän Jukka Nikkaria diplomityön oikoluvusta.

Kiitän insinöörimajuri Jukka Aholaa teknisestä asiantuntemuksesta.

Kiitän Antti Nousiaista hyvistä keskusteluista ja näkemyksistä raskaan tela-ajoneuvon ohjausjärjestelmistä.

18.3.2014

Jussi Nikkari

SISÄLLYS

1	Johdanto	1
2	Tela-ajoneuvojen ohjaus- ja voimansiirtojärjestelmät	3
2.1	Moottoriohjaus	3
2.2	Jarruohjattu tasauspyörästö	4
2.3	Kaksoistasauspyörästö ja kolmoistasauspyörästö	5
2.4	Kytkin-jarru ohjausjärjestelmä.....	7
2.5	Vaihteisto-ohjaus	8
2.6	Modernit ohjausjärjestelmät.....	9
3	Vertailtavien järjestelmien esittely.....	11
3.1	Hydrostaattinen ajovoimansiirto ja ohjaus.....	11
3.2	Hydromekaaninen järjestelmä.....	11
3.3	Järjestelmien mitoitus	12
4	Vertailtavien järjestelmien mallinnus	15
4.1	Järjestelmien mallinnus.....	15
4.2	Simulointimalleissa käytetyt alimallit.....	19
5	Voimansiirtojärjestelmien ominaisuudet	22
5.1	26 t ajoneuvon hydrostaattisen järjestelmän ominaisuudet.....	22
5.2	26 t ajoneuvon hydromekaanisen järjestelmän ominaisuudet.....	27
5.3	10 t ja 2 t ajoneuvojen järjestelmien ominaisuudet.....	32
6	Järjestelmien etujen ja toteutuskelpoisuuksien vertailu	40
6.1	Simulointituloksiin perustuva suorituskyky.....	40
6.2	Valmistuskustannukset, monimutkaisuus ja paino	41
6.3	Luotettavuus, huollettavuus, käyttökustannukset ja käytettävyys	43
7	Johtopäätökset.....	47
	Lähteet	49
	LIITE 1: MAK WIESEL.....	51
	LIITE 2: BMP-2.....	52
	LIITE 3: CV90-30	53

LYHENTEET JA NIIDEN MÄÄRITELMÄT

CVT Constantly Variable Transmission, eli portaattomasti säätävä vaihteisto.

1 JOHDANTO

Tela-ajoneuvon ohjaaminen on teknisesti haastavampaa kuin pyörajoneuvon, koska tela-ajoneuvon ohjausjärjestelmä on varsin monimutkainen verrattuna pyörajoneuvon pyörien kääntämiseen tarvittavaan tekniseen järjestelmään. Telaketjut ovat sivusuunnassa jäykkiä eikä telapyöriä pysty kääntämään. Tela-ajoneuvon kääntäminen voidaan toteuttaa joko niveleen perustuvalla runko-ohjauksella, kuten yleisesti on toteutettu telakuorma-autoissa, esimerkiksi Bandvagn 206:ssa, tai telaketjuja on pyöritettävä eri nopeuksilla. Tällöin haasteena on saada yhtä hyvä ja joustava ohjaus kuin on pyörajoneuvossa.

Ensimmäisissä telaketjutraktoreissa ja panssarivaunuissa oli yksinkertaiset mekaaniset ohjausjärjestelmät, joilla joko katkaistiin veto toiselle vetoakselille tai toista vetoakselia jarrutettiin käännöksen aikaansaamiseksi. Näillä järjestelmillä ajoneuvon ratanopeus laskee tai tehoa menee hukkaan ohjausjarruihin. Tällaisilla ohjausjärjestelmillä ongelmaksi muodostuu myös ajoneuvon kiinteä kääntösäde. Jos ajoneuvon tulee olla ketterä ja helppo ohjattava kaikilla nopeuksilla, niin kääntösäteen tulee olla portaaton. Myöhemmissä ohjausjärjestelmissä, jotka kestivät tehokkaat moottorit ja raskaat ajoneuvot, ei voitu käyttää yksinkertaisia mekaanisia järjestelmiä, koska niiltä vaadittiin parempaa ohjattavuutta. Ohjausjärjestelmiä toteutettiin useiden vaihteistojen, planeetta-pyörästöjen ja märkäkytkimien avulla.

Tässä työssä tutkitaan täysin hydrostaattisen ajotehonsiirto- ja ohjausjärjestelmän, sekä mekaanisen ja hydrostaattisella CVT:llä ohjatun tehonsiirtojärjestelmän soveltuvuutta tela-ajoneuvon ohjaamiseen. Samalla tutkitaan myös näiden järjestelmien skaalautuvuutta eri painoisiin ajoneuvoihin. Tutkimukseen käytetään LMS Imagine.Lab Amesim – simulointiohjelmaa. Simulointimalleilla tutkitaan ajoneuvojen hyötysuhdetta, ohjausominaisuuksia ja yleistä suorituskykyä. Ajoneuvolta vaaditaan 60 % n mäennousukyky ja lisäksi sen tulee saavuttaa 65 km/h huippunopeus. Ajoneuvojen massat, moottorien tehot ja suorituskykyarvot ovat vastaavia kuin on nykyään käytössä olevissa rynnäköpanssarivaunuissa. Simulointimallissa telaketjujen massat on arvioitu, mutta arvioita on verrattu käytössä olevien rynnäköpanssarivaunujen telaketjuihin. Verrokkina on käytetty Hägglunds CV 90–30 FIN vaunun telaketjujen painoja. Ajoneuvon nopeusvaatimus sulkee tutkimuksen ulkopuolelle tavanomaiset työkonet, kuten telakaivukoneet, louhintatöissä käytettävät poravaunut ja teloilla liikkuvat metsätraktorit ja -työkonet. Tutkimukseen soveltuvia tela-ajoneuvoja ovat telakuorma-autot ja kevyet panssarivaunut.

Tarkoituksena on, että jos tämän tutkimuksen perusteella valmistettaisiin toimiva ajoneuvo, niin sen ajaminen ja ohjaaminen eivät poikkeaisi normaalista automaattivaihteistolla varustetusta henkilöautosta. Tela-ajoneuvossa tulisi olla automaattinen vaihtelaatikko tai vastaava tehonsiirtojärjestelmä ja ohjauspyörä tai sitä muistuttava käännettävä ohjain. Lisäksi vaaditaan portaatonta kääntösädettä, joka helpottaa huomattavasti ohjattavuutta eri nopeuksilla. Tällä tavalla toteutettuna uuden kuljettajan on nopeampi omaksua ajoneuvon hallinta ja pitkässä ajossa itse ajaminen vaatii vähemmän keskittymistä, kuin ajotapahtuma tai tien ja maaston tarkkailu.

Tutkimuksen työhypoteesina on, että hydrostaattinen järjestelmä on ohjattavuudeltaan parempi kuin hydromekaaninen ohjausjärjestelmä. Tärkeimpänä tutkimuskysymyksenä on tehosiirtojärjestelmien toteutuskelpoisuus tehokkuuden ja toimivuuden kannalta, sekä saadaanko toisella järjestelmällä merkittävää etua toiseen nähden toimivuuden, hyötysuhteen tai käytettävyyden kannalta. Näihin tutkimuskysymyksiin haetaan vastauksia simuloimalla tehonsiirtojärjestelmät ja tekemällä erilaisia kokeita simulointimalleilla. Lisäksi simuloinnilla selvitetään tekniset perusteet, miksi sellaisissa telaajoneuvoissa, joilta vaaditaan hyvää liikkuvuutta ja suurehkoa huippunopeutta, käytetään yleisesti hydromekaanista järjestelmää. Tällaisia ajoneuvoja ovat muun muassa pääosa nykyisin käytössä olevista rynnäkköpanssarivaunuista.

2 TELA-AJONEUVOJEN OHJAUS- JA VOIMANSIIRTOJÄRJESTELMÄT

Tela-ajoneuvon kääntäminen tehdään siten, että toisen ketjun nopeutta nostetaan ja toisen hidastetaan, tai taitetaan koko ajoneuvon runkoa, kuten tehdään joissain telakuorma-autoissa. Perinteistä jäykkäketjuista tela-ajoneuvoa voidaan ohjata usealla eri tavalla. Molemmilla telaketjuilla voi olla omat moottorit, joiden nopeuksia muutetaan. Moottorit voivat olla joko polttomoottoreita, sähkömoottoreita tai hydraulimoottoreita. Sähkö- ja hydraulimoottorin tapauksessa polttomoottorilla käytetään generaattoria tai hydraulipumppua ajotehon tuottamiseksi. Yksinkertaisin mekaaninen ohjausjärjestelmä on jarruohjattu tasauspyörästö, jossa molemmilla ulostuloakseleilla on jarrut tai ohjauskytkimet. Muita mekaanisia ohjausjärjestelmiä ovat kaksois- ja kolmoistasauspyörästöillä ohjatut planeettavaihteistot, kytkin-jarru järjestelmä ja vaihteisto-ohjaus.

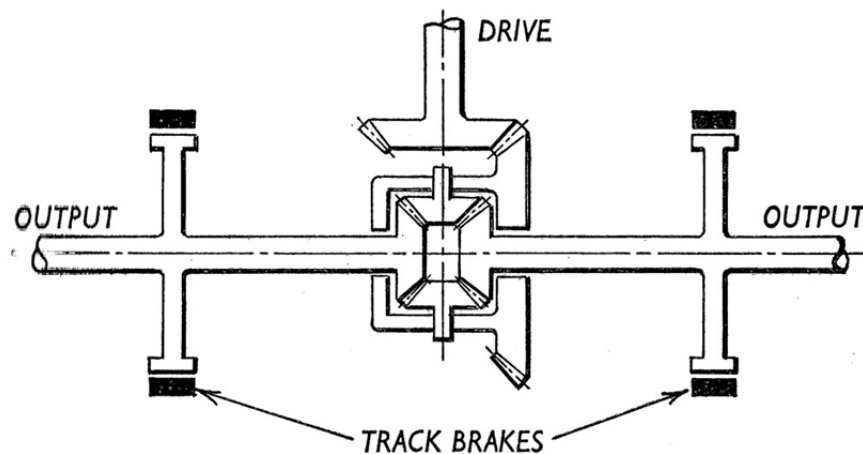
2.1 Moottoriohjaus

Kahdella hydraulii- tai sähkömoottorilla toteutettu ohjaus ja ajotehonsiirto ovat yleisiä erilaisissa työkoneissa, kuten kaivinkoneissa, vaunuporakoneissa ja liikkuvissa murskaimissa. Hydraulimoottorit ovat tällaisissa koneissa yleensä pieniä, suurivääntöisiä ja hidaskäyntisiä radiaalimäntämoottoreita. Moottorit voivat olla suoraan kiinni vetopyörän navassa joko alennusvaihteen kanssa tai ilman. Tällaisella järjestelmällä saadaan suuri vetovoima, sama nopeus eteenpäin ajettaessa ja peruutettaessa, portaaton nopeuden säätö sekä hyvä ohjattavuus. Näiden työkoneiden ajonopeus on alhainen, koska tarvittavat siirtymismatkat ovat yleensä varsin lyhyitä joko varsinaiseen työhön tai työmaalla työskentelypaikan vaihtoon liittyviä siirtymisiä. Tällaisten koneiden alustat ovat edellä mainitusta syystä usein jousittamattomia, mikä osaltaan vaikuttaa työkoneen nopeuteen sekä ajomukavuuteen.

Hydraulisessa moottoriohjauksessa hydraulijärjestelmä on yleensä suljetun piirin järjestelmä, koska ajoneuvossa käytössä oleva tila on useiden tekijöiden kompromissi, eikä se mahdollista suurikokoisempaa avoimen piirin järjestelmää. Suurissa koneissa, kuten liikkuvissa murskaimissa ja kaivinkoneissa, joiden ei tarvitse liikkua pitkiä matkoja, hydraulijärjestelmä voidaan toteuttaa myös avoimella piirillä. Niissä nopeuden säätö ja ohjaus toteutetaan yleensä säätävätilavuuksisilla moottoreilla tai venttiileillä, jos käytetään kiinteättilavuuksisia moottoreita.[1]

2.2 Jarruohjattu tasauspyörästö

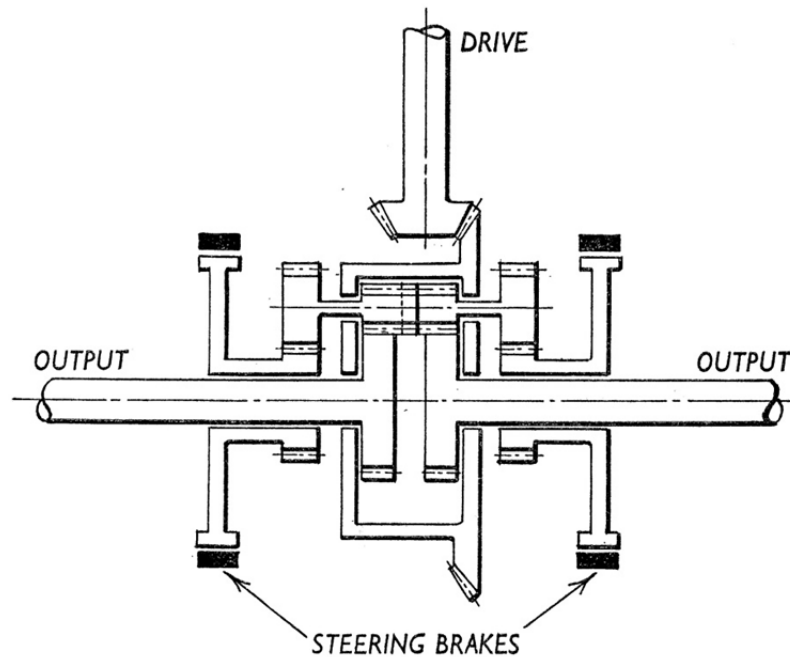
Jarruilla ohjattu tasauspyörästö on yksinkertaisin mekaaninen ohjausjärjestelmä. Se koostuu ajoakselista, tasauspyörästöstä, vetoakseleista ja vetoakseleiden jarruista. Hyvä esimerkki on kuorma-auton vetoakseli. Toista akselia jarrutettaessa tasauspyörästö siirtää enemmän tehoa toiselle akselille. Tämän seurauksena toisen akselin pyörimisnopeus kasvaa ja toisen hidastuu, jolloin ajoneuvo kääntyy. Tämän tyyppistä ohjausjärjestelmää käytettiin ensimmäisissä telaketjutraktoreissa ja panssarivaunuissa toiseen maailmansotaan asti.



Kuva 1. Jarruohjattu tasauspyörästö [1, s. 111]

Jarruohjatun tasauspyörästön merkittävin etu on mekaaninen yksinkertaisuus, mutta haittana on, että osa ajotehosta kuluu ohjattaessa ohjausjarrun luistamiseen käännoksissä. Kun toinen jarru lukitaan, niin koko ajoteho siirtyy vain toiselle telaketjulle ja ajoneuvo kääntyy paikallaan olevan ketjun ympäri. [2, s. 111]

Jarruohjatun tasauspyörästön heikkouksia pystytään välttämään korvaamalla se hallitulla tasauspyörästöllä. Hallitulla tasauspyörästöllä ei yritetä pysäyttää tai hidastaa sisäkaarten puoleista akselia ohjausjarruilla, vaan ohjausjarrua käytettäessä osa akselien keskinopeudesta siirtyy toiselle akselille lisähampmaspyörien avulla. Tehoa ei tällöin hukata ohjausjarrun luistamiseen ja käännoksessä osa sisemmän akselin tehosta siirtyy ulommalle akselille. [2, s.112]

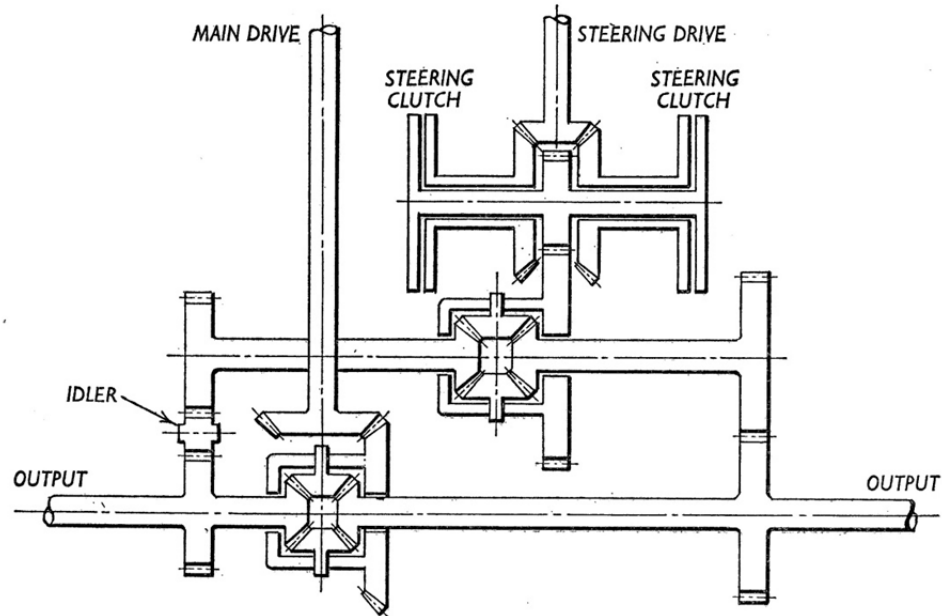


Kuva 2. Hallittu tasauspyörästö [2, s. 112]

Hallitussa tasauspyörästössä on muutamia ongelmia. Ensinnä, kun jarruja ei käytetä, hallittu tasauspyörästö toimii kuten tavanomainen tasauspyörästö tasapainottaen syöttö- ja ulostulovääntöä, mutta se ei korjaa ulostulovääntöjen suhdetta. Jos toinen telaketju menettää pidon esimerkiksi mudassa, niin veto häviää pitävän puolen ketjulta ja ajoneuvo menettää etenemiskyvyn. Ajoneuvo pyrkii myös kääntymään kaltevilla tiellä ja jarrutettaessa. Toinen ongelma on kiinteä kääntösäde, joka on yleensä kompromissi hiljaisen nopeuden pienen kääntösäteen ja suuren nopeuden suuren kääntösäteen välillä. Suuri kääntösäde saadaan myös luistattamalla ohjausjarrua, mutta tämä menetelmä on tehoton. Ohjattavuutta ahtaissa paikoissa voidaan parantaa vain lisäämällä ylimääräiset jarrut kummallekin vetoakselille. Tällöin hallittu tasauspyörästö käyttäytyy kuin tavallinen tasauspyörästö, kun käytetään pelkästään lisäjarrua. Jarrun lukittuessa saadaan ajoneuvo kääntymään toisen telaketjun ympäri. [2, s.113]

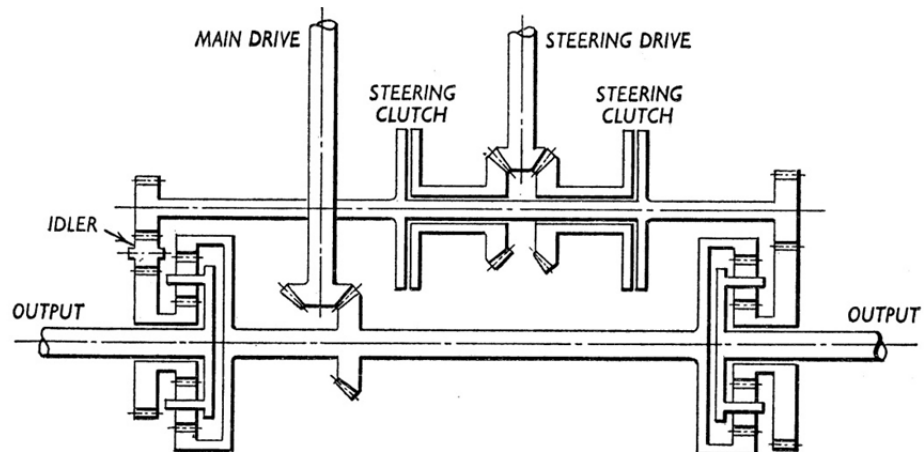
2.3 Kaksoistasauspyörästö ja kolmoistasauspyörästö

Kaksoistasauspyörästö koostuu kahdesta rinnakkaisesta tasauspyörästöstä ja näiden yhteen liitetystä ulostuloakselista. Molemmilla tasauspyörästöillä on omat ajoakselit, joista toista ajetaan vaihdelaatikon päätehoakselilla ja toista vaihdelaatikon ohittavalla ohjausakselilla. Tällöin saadaan jokaista vaihdelaatikon vaihdetta kohden oma kääntösäde. Pienellä vaihteella saadaan pieni kääntösäde ja suurella vaihteella suuri kääntösäde. Hidastuvan ketjun teho siirtyy kiihtyvälle ketjulle, eikä se häviä jarruihin. Vaihteen ollessa vapaalla saadaan ajoneuvo kääntymään paikallaan käyttämällä ohjauskytkimiä ja kiihdyttämällä moottoria. Tällöin toinen telaketju pyörii eteenpäin ja toinen taaksepäin. [2, s.115]



Kuva 3. Kaksoistasauspyörästö [2, s. 114]

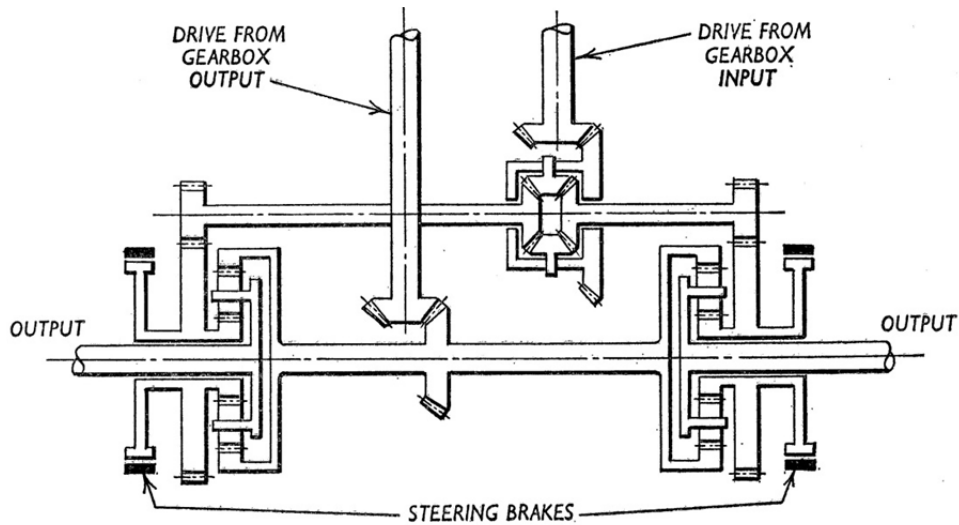
Samanlainen järjestelmä voidaan toteuttaa myös yhdellä tasauspyörästöllä ja kahdella planeettavaihteistolla. Planeettavaihteistot ovat ulostuloakseleilla ja vaihteistojen kehäpyöriä ajetaan vaihdelaatikon ulostuloakselilla. Vääntö välittyy vetopyörille planeettakannattimien välityksellä. Ohjaus toteutetaan samalla tavalla kuin kaksoistasauspyörästössä, eli vaihdelaatikon ajoakselilla käytetään ohjausvaihteistoa.



Kuva 4. Kaksoistasauspyörästö planeettavaihteistoilla [2, s. 116]

Ohjauskytkimen ollessa kytkettynä vääntö välittyy aurinkopyörille ohjausvaihteiston kautta, jolloin aurinkopyörät pyörivät eri suuntiin. Tämä saa aikaan sen, että toisen planeettavaihteiston nopeus hidastuu ja toisen kiihtyy, jonka seurauksena ajoneuvo kääntyy. Tällä järjestelmällä saadaan toteutettua myös paikallaan kääntyminen kun vaihdelaatikko on vapaalla. [2, s.116]

Kolmoistasauspyörästä on eduiltaan ja puutteiltaan hyvin samanlainen, kuin on kaksoistasauspyörästä. Samalla tavalla kuin kaksoistasauspyörästä, jokaista vaihdelaatikon vaihdetta kohden on yksi kääntösäde. Paikallaan kääntyvyys saadaan, kun vaihde on vapaalla.

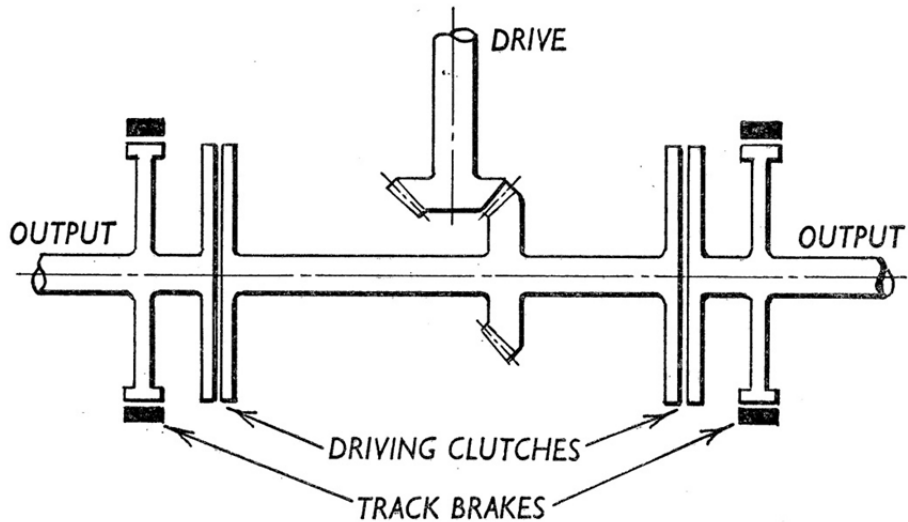


Kuva 5. Kolmoistasauspyörästä [2, s. 119]

Ohjaus toteutetaan jarruilla, jota voidaan pitää etuna kaksoistasauspyörästä kytkimien verrattuna. Toisaalta tehoa välittyy kummankin akselin kautta planeettavaihteistoille myös ajon aikana, eikä pelkästään käännöksissä. Tämän takia siihen ei voida soveltaa hydrostaattista ajoa ohjaustasauspyörästä progressiivisen ohjauksen saavuttamiseksi. Tähän järjestelmään on tasauspyörästä lukon asentaminen suuntavakavuuden saavuttamiseksi suoraan ajossa hankalampaa kuin kaksoistasauspyörästä. [2, s.119]

2.4 Kytkin-jarru ohjausjärjestelmä

Kytkimillä ja jarruilla toteutettu järjestelmä on eräs varhainen ja yksinkertainen ohjausjärjestelmä. Ohjausvaikutus saadaan, kun avataan kytkin, joka katkaisee vedon kytkimen puoleiselle telaketjulle, mikä samalla jarruttaa kyseistä telaketjua. Kun jarrun luisuttaminen lakkaa ja jarru lukitsee akselin, niin ajoneuvo kääntyy pysähtyneen telaketjun ympäri. Moottorin tehoa ei häviä telaketjun jarrussa toisin kuin jarruohjatussa tasauspyörästä, koska akseli on kytketty irti kytkimellä ja kaikki teho menee vetävälle akselille. Jarruttavan ketjun teho häviää kuitenkin jarruun eikä generoidu takaisin ulko-kaarten puoleiselle telaketjulle.

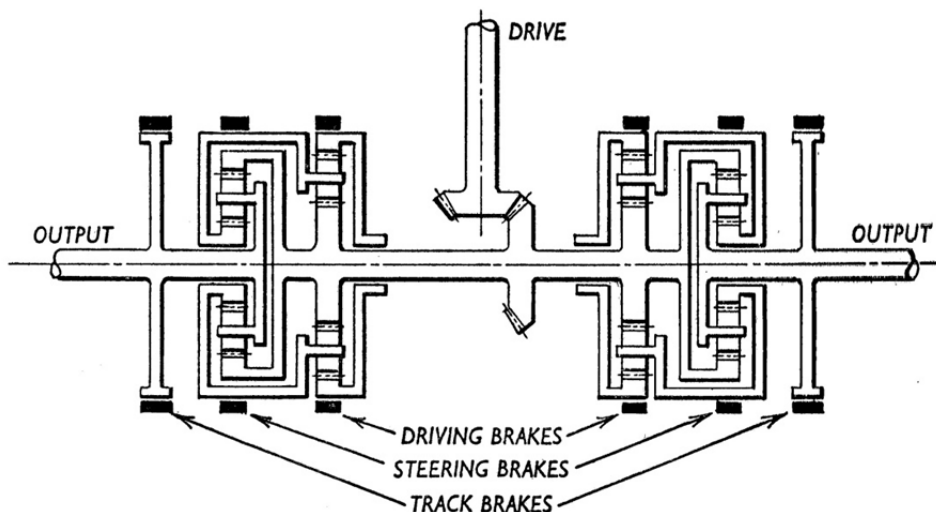


Kuva 6. Kytkin-jarru ohjausjärjestelmä [2, s. 122]

Kytkin-jarru ohjausjärjestelmällä saadaan suoraan ajettaessa tasainen veto kummallekin telaketjulle, jolloin saadaan aikaiseksi erinomainen suuntavakavuus. Koska käännöksessä teho välittyy vain toiselle vetoakselille, niin ajoneuvon keskinopeus hidastuu käännöksissä. Tästä on etua nopeissa suunnan muutoksissa, koska vetävän momentin muutos auttaa käännöksen aloituksessa, mutta siitä on haittaa pienissä ohjausliikkeissä nopeuden hidastumisen vuoksi. Yksinkertaisen rakenteensa vuoksi kytkin-jarru järjestelmä on yksi käytetyimmistä ohjausjärjestelmistä panssariajoneuvoissa.[2, s.122–123]

2.5 Vaihteisto-ohjaus

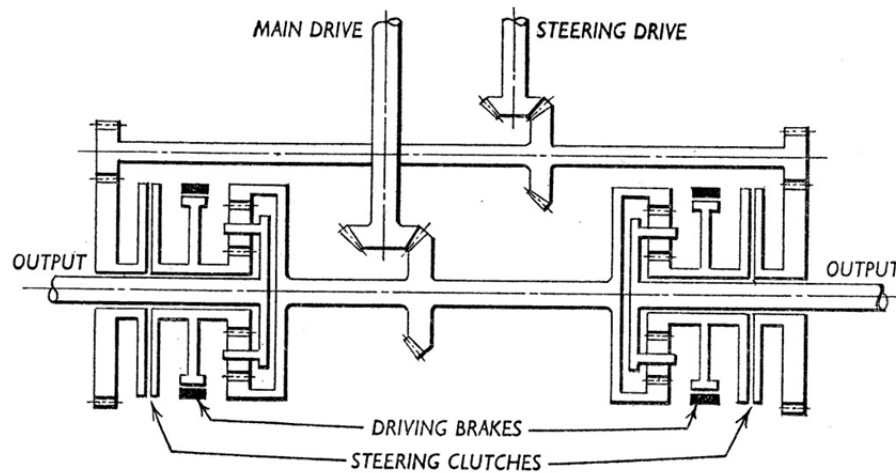
Planeettavaihteistoilla ohjaaminen syntyi tarpeesta parannella kytkimillä ja jarruilla ohjattuja järjestelmiä. Vetoakselille lisättiin yksi tai useampia planeettavaihteistoja ja jarrut planeettavaihteistojen ohjaamiseen. Yksinkertaisessa järjestelmässä kääntyminen saadaan aikaan vapauttamalla toinen planeettavaihteisto, jolloin järjestelmä toimii samalla tavalla kuin kytkin-jarru järjestelmä.



Kuva 7. Planeettavaihteisto-ohjausjärjestelmä [2, s. 125]

Jos vetoakseleille lisätään useampia planeettavaihteistoja eri välityksillä, niin päästään eroon kytkin-jarru järjestelmän huonoista puolista. Tällöin toisen vaihteiston välityksen alennus aiheuttaa sen, että toista vetoakselia ajetaan vain eri välityssuhteella, eikä kytketä irti ja yritetä jarruttaa. Käännöksessä hitaamman ketjun synnyttämä teho välittyy vaihteistojen läpi nopeammalle ketjulle.

Vaihteisto-ohjauksella saadaan suurempia kääntösäteitä kuin kytkimellä ja jarruilla ohjaamalla, mutta sillä ei saada tiukkoja käännöksiä paikallaan toisen ketjun ympäri, ellei kaikkia planeettavaihteistoja vapauteta. Kääntösäteitä on myös yhtä monta, kuin on välityksiä vetoakselien planeettavaihteistoilla. Muutoin ominaisuudet ovat samat, kuin on kytkin-jarru järjestelmällä. [2, s. 124]



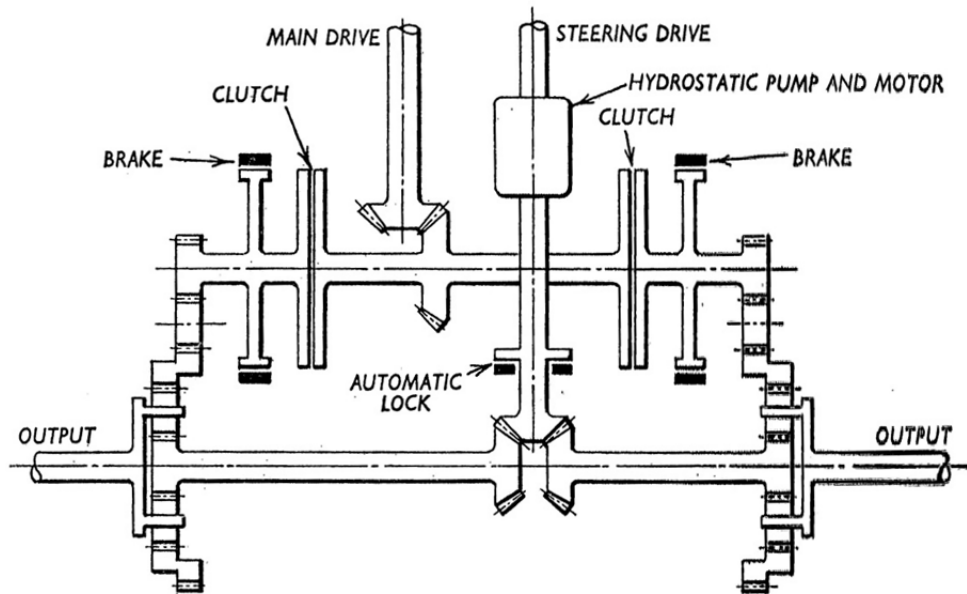
Kuva 8. Panther taisteluvaunun monivaihteohjausjärjestelmä [2, s. 124]

Yllä olevan kuvan järjestelmää käytettiin toisen maailmansodan aikaisessa saksalaisessa Pz.Kpfw-Panzerkampfwagen V Panther taisteluvaunussa. Se koostuu kahdesta planeettavaihteistosta kummallakin vetoakselilla, ajojarruista ja ohjauskytkimistä. Ajoteho tuodaan planeettavaihteistojen kehälle ja otetaan ulos planeettapyörien telineeltä. Suoraan ajettaessa ajojarrut ovat kytkettynä. Ohjattaessa toisen puolen jarru avataan ja saman puolen ohjauskytkin kytketään. Tällöin ohjausteho vaihdelaatikon syötöltä kytkeytyy planeettavaihteiston aurinkopyörälle, jolloin kyseisen vetoakselin nopeus hidastuu. Koska ohjausteho tulee vaihdelaatikon syötöltä, niin kääntösäteitä on yhtä monta kuin vaihteita. Paikallaan kääntyminen saadaan silloin, kun vaihde on vapaalla ja kytketään toisen puolen kytkin ja vastakkaisen puolen jarru. [2, s. 129]

2.6 Modernit ohjausjärjestelmät

Modernit ohjausjärjestelmät ovat yhdistelmiä edellä esitellyistä järjestelmistä. Pääsääntöisesti niillä saadaan progressiivinen kääntösäde ja paikallaan kääntyminen siten, että toinen telaketju pyörii eteen- ja toinen taaksepäin. Ne ovat yhdistelmiä kaksoistasaus-

pyörästöjärjestelmistä ja vaihteisto-ohjausjärjestelmistä sekä niissä voi olla varalla ohjauskytkimet tai -jarrut.



Kuva 9. Hydrostaattinen ohjausjärjestelmä [2, s. 129]

Yllä olevan kuvan mukaista järjestelmää käytettiin ruotsalaisessa S103 taistelupanssarivaunussa (Stridsvagn 103). Se oli ensimmäinen moderni ohjausjärjestelmä, jossa käytettiin hydrostaattista tehonsiirtoa ajoneuvon ohjauksessa. Normaalisti S103 vaunun ohjauskytkimet ovat kytkettynä, jolloin ajoteho välittyy suoraan planeettavaihteistojen kehille ja planeetakannattimien kautta vetopyörille. Ohjaukseen käytettävä hydraulimoottori käyttää aurinkopyöriä siten, että ne pyörivät eri suuntiin. Lisäksi vaunussa on varalla kytkinohjaus, jolloin järjestelmä toimii, kuin normaali kytkin-jarru järjestelmä.

3 VERTAILTAVIEN JÄRJESTELMIEN ESITTELY

Tässä työssä verrataan kolmea erikokoista tela-ajoneuvoa kahdella erilaisella ohjausjärjestelmällä. Ajoneuvot ovat kokonaismassaltaan 2 t, 10 t ja 26 t ja niiden moottoritehot ovat 100 kW, 368 kW ja 515 kW. Simulointimallia varten moottorien teho ja vääntötiedot on saatu Scanian dieselmoottoriesitteistä. [3] Järjestelmät on toteutettu täysin hydrostaattisella ajotehonsiirrolla, sekä mekaanisella järjestelmällä, jossa ohjaus on toteutettu hydrostaattisesti. Telaketjun massa on muutettu hitausmomentiksi vetopyörälle. Telaketjujen massat yhtä ketjua kohden ovat 100 kg, 1000 kg ja 2000 kg. Esimerkiksi CV90–30 FIN vaunun yksi telaketju painaa noin 1300 kg [4].

3.1 Hydrostaattinen ajovoimansiirto ja ohjaus

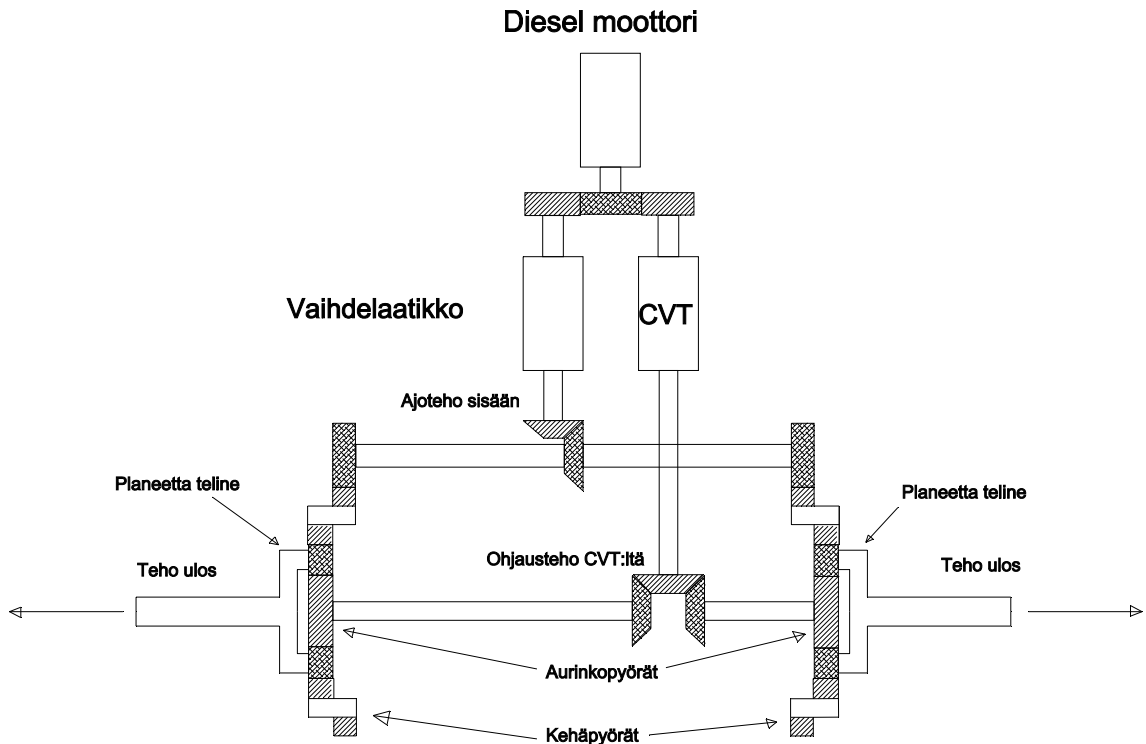
Tutkittava hydrostaattinen järjestelmä on perustekniikaltaan tavanomainen suljetun piirin ajotehonsiirtojärjestelmä. Siinä on kaksi säätyvätilavuuksista moottoria, joiden kulmat voidaan muuttaa myös negatiiviseksi. Moottoreissa on lisäksi kaksiportainen alennusvaihte, jotta saadaan riittävä vetovoima pienillä nopeuksilla maastossa ja suuri ajonopeus tasaisemmalla alustalla. Järjestelmässä on suoraan polttomoottorin akseliin kiinnittyvä pumppu ja samaan akseliin tuleva apupiirin pumppu. Säiliöön kuuluu myös öljynjäähdytin, joka kierrättää säiliössä olevaa öljyä lämmönvaihtimessa. Näin toteutettuna sillä voidaan jäähdyttää koko öljymäärää ja samalla koko järjestelmää.

Järjestelmä on suunniteltu nopeasti vaihdettavaksi moduuliksi. Moduulin runko toimii samalla öljysäiliönä. Tämän on tarkoitus helpottaa ja nopeuttaa järjestelmän huoltoa tai rikkoutuneen vaihtoa. Järjestelmän pumppu, moottorit, jäähdytin ja alennusvaihteet ovat säiliössä sisällä. Pumppu ja moottorit eivät tällöin tarvitse tiivistä koteloa, vaan ne saavat vuotaa suoraan säiliöön. Samalla säiliön öljy jäähdyttää ja voitelee moottoreita ja aluevaihteistoja. Hammaspyörissä öljyltä vaaditaan hyvää voitelukykyä ja suurta lämmön kestoja. Lisäaineistetut täyssynteettiset öljyt soveltuvat tehtävään paremmin kuin tavanomaiset mineraalipohjaiset hydraulioöljyt. Kun yksikkö asennetaan ajoneuvoon, niin se kytketään polttomoottorin vauhtipyörään ja vetopyöriin.

3.2 Hydromekaaninen järjestelmä

Hydromekaanisessa ohjausjärjestelmässä ajoteho välitetään mekaanisesti vetopyörille. Järjestelmässä on hydrodynaaminen momentinmuunnin, joka välittää moottorin tehon kuusiportaiselle automaattivaihdelaatikolle, jonka ulostuloakseli on kytketty vetopyörien planeettavaihteistojen kehille. Vetopyörät on kytketty planeettakannattimiin ilman

tasauspyörästä. Tämän mahdollistaa hyvän suuntavakavuuden ja estää toisen telaketjun luistamisen liukkaalla tai pehmeällä pinnalla.



Kuva 10. Hydromekaanisen ohjausjärjestelmän toimintakaavio

Ajoneuvon ohjaus on toteutettu CVT:llä. CVT on suoraan kiinnitetty moottorin vauhtipyörään ja CVT:n ulostuloakseli käyttää planeettavaihteiston aurinkopyöriä siten, että ne pyörivät erisuuntiin. Tällä saadaan toteutettua portaattomasti muuttuvat kääntösäteet sekä kääntymisen paikallaan. Kun toinen aurinkopyörä pyörii samaan suuntaan kuin planeettakannatin ja toinen taas vastakkaiseen suuntaan, niin toisen vetopyörän nopeus kiihtyy ja toisen hidastuu.

3.3 Järjestelmien mitoitus

Simulointimallia varten järjestelmät mitoitettiin ensin staattisesti kahdessa pisteessä siten, että haluttu vetovoima ja ajonopeus saavutettiin. Ensimmäisessä pisteessä mitoitus tehtiin suurimmalle vetovoimalle ja hitaimmalle ajonopeudelle. Toisessa pisteessä mitoitus tehtiin taas pienimmälle vetovoimalle ja suurimmalle nopeudelle. Suurin tarvittava vetovoima määritettiin ajoneuvon mäennousuvaatimuksella. Jyrkin mäki, jota ajoneuvon oli noustava, oli jyrkkyydeltään 60 % eli 40 astetta. Pumppu mitoitettiin siten, että sille varattiin 90 % dieselmoottorin väännöstä. Loput 10 % tarvitaan muille moottorin käyttämille laitteille.

$$F = \frac{G}{\sin 40^\circ}$$

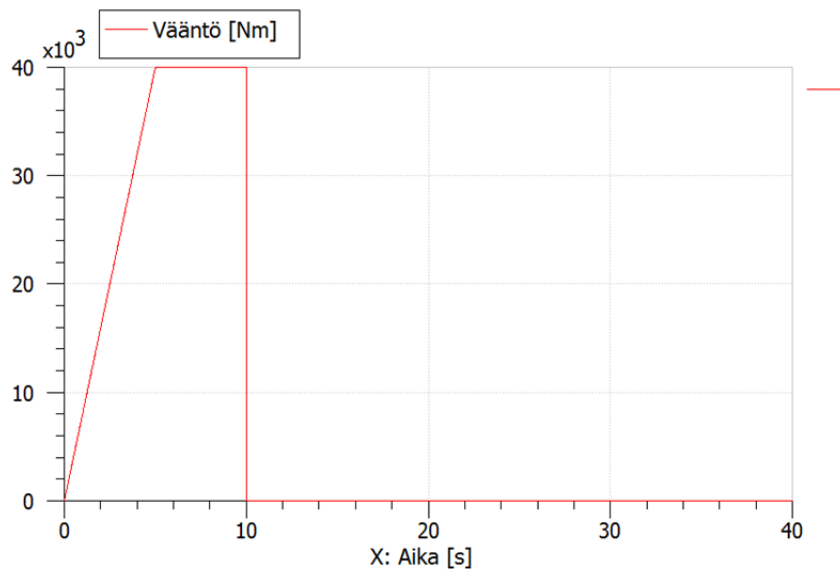
(1) Vetovoima nousussa, jossa G on ajoneuvon paino.

$$V_p = \frac{2\pi\eta T_D}{\Delta p}$$

(2) Pumpun kierrostilavuuden mitoitus dieselmoottorin väännöstä. Dieselmoottorin väännöstä 90 % varataan pumpulle, jolloin η on 0,90.

$$V_m = \frac{\eta^{P_D}}{\Delta p n_{min} \eta_{hmm} \eta_{gear}^2}$$

(3) Moottorien kierrostilavuuden mitoitus miniminopeudella, jossa n_{min} on hydraulimoottorin mekaaninen hyötysuhde ja η_{hmm} on hydraulinen hyötysuhde. Kummankin arvo on 0,92. Vaihteiston hyötysuhde η_{gear} on 0,98.



Kuva 11. Nousun aiheuttama ulkoinen kuorma yhtä telaketjua kohden 26 t järjestelmässä. Kuorma on profiiltaan samanlainen kevyemmissä järjestelmissä

Ulkoinen kuorma kasvaa tasaisesti huippuarvoon ensimmäisen viiden sekunnin (5 s) ajan. Tämän jälkeen kuorma pysyy huippuarvossaan seuraavat viisi sekuntia (5 s), jonka jälkeen se muuttuu nolllaksi. Ajoneuvo ajaa ensimmäiset 10 sekuntia mäkeä ylös pienimmällä alueella tai vaihteella. Nousun jälkeen aloitetaan huippunopeuteen kiihdyttäminen siten, että vaihdetaan heti suuremmalle alueelle hydrostaattisessa järjestelmässä tai seuraavalle vaihteelle hydromekaanisella järjestelmällä.

Taulukko 1. Simuloinnissa käytetyt parametrit

Ajoneuvon massa	P, diesel	Pumppu	Moottorit	2-portaiset välitykset	Painetaso	Vaadittu vetovoima	Vetopyörän lepo- ja liikekitka
26t	515 kW	340 cm ³	250 cm ³	29 ja 7,5	400 bar	403,4 kN	110 Nm 100 Nm
10t	368 kW	255 cm ³	100 cm ³	19 ja 7,5	400 bar	155,3 kN	90 Nm 80 Nm
2t	100 kW	91 cm ³	50 cm ³	10 ja 5	350 bar	31,0 kN	70 Nm 60 Nm

Taulukko 2. Vaihdelaatikon välitykset

Vaihte						
1	2	3	4	5	6	R
4,5	3	2	1	0,5	0,3	-4,5

Yllä olevassa taulukossa 1 on simuloinnissa käytettyjen tärkeimpien komponenttien arvot. Dieselmoottorien teho, vääntö ja kierrosnopeudet saatiin Scanian moottorien esitteistä 26 t ja 10 t ajoneuvoille [3]. Pumput ja moottorit on alustavasti mitoitettu staattisesti ja sitten korjattu simuloimalla toimivaan kokoluokkaan. CVT:n painetaso kaikissa järjestelmissä on 250 bar. Taulukossa 2 on esitetty vaihdelaatikon välitykset.

4 VERTAILTAVIEN JÄRJESTELMIEN MALLIN- NUS

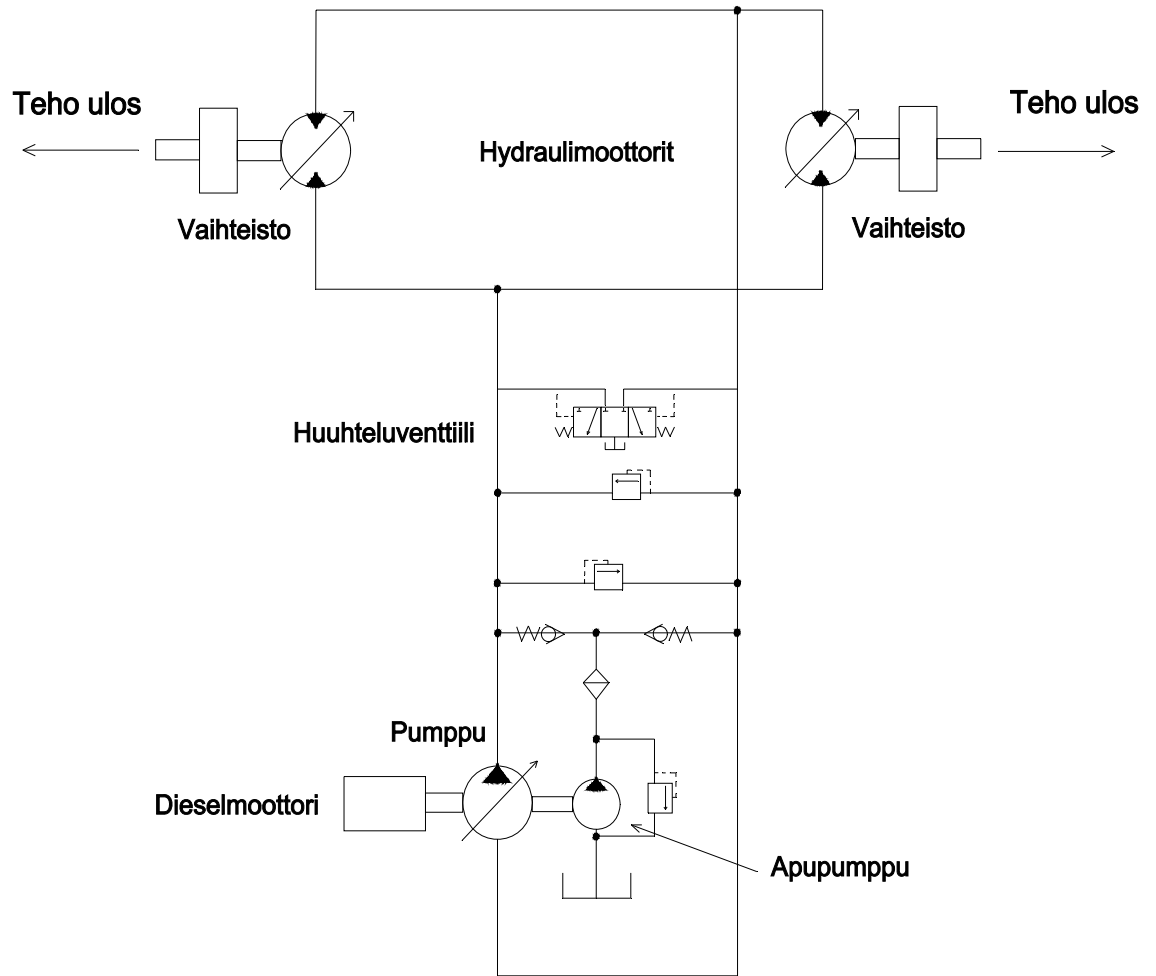
Järjestelmien toimintaa tutkittiin LMS Imagine.Lab Amesim – järjestelmäsimulointiohjelmistolla. Amesim on mallinnus- ja simulointiohjelma, joka perustuu fysikaalisiin malleihin. Simulointimalleissa tarvittavat komponentit ovat valmiiksi mallinnettuna eri komponenttikirjastoissa ja yhdellä komponentilla on useita erilaisia ja eri tarkkuuksisia alimalleja erilaisia mallinnustarpeita varten.

Simulointimalli kootaan lohkokaaavioksi, joka vastaa todellisen järjestelmän rakennetta. Tämän jälkeen komponenteille valitaan alimalli, joka voi olla täysin ideaalinen ilman häviöitä tai enemmän todellisuutta vastaava, jolle voi määrittellä hyötysuhteet ja kitkat. Paremmiin todellisuutta kuvastava simulointimalli saadaan, kun käytetään epäideaalisia komponentteja ja asetetaan niille todellisuutta vastaavat tehohäviöt. Amesim – simulointimalleissa voidaan yhdistää mekaaniset, hydrauliset ja sähköiset mallit samaan kokonaisuuteen ja simuloida yhdellä mallilla monitekniistä järjestelmää.

4.1 Järjestelmien mallinnus

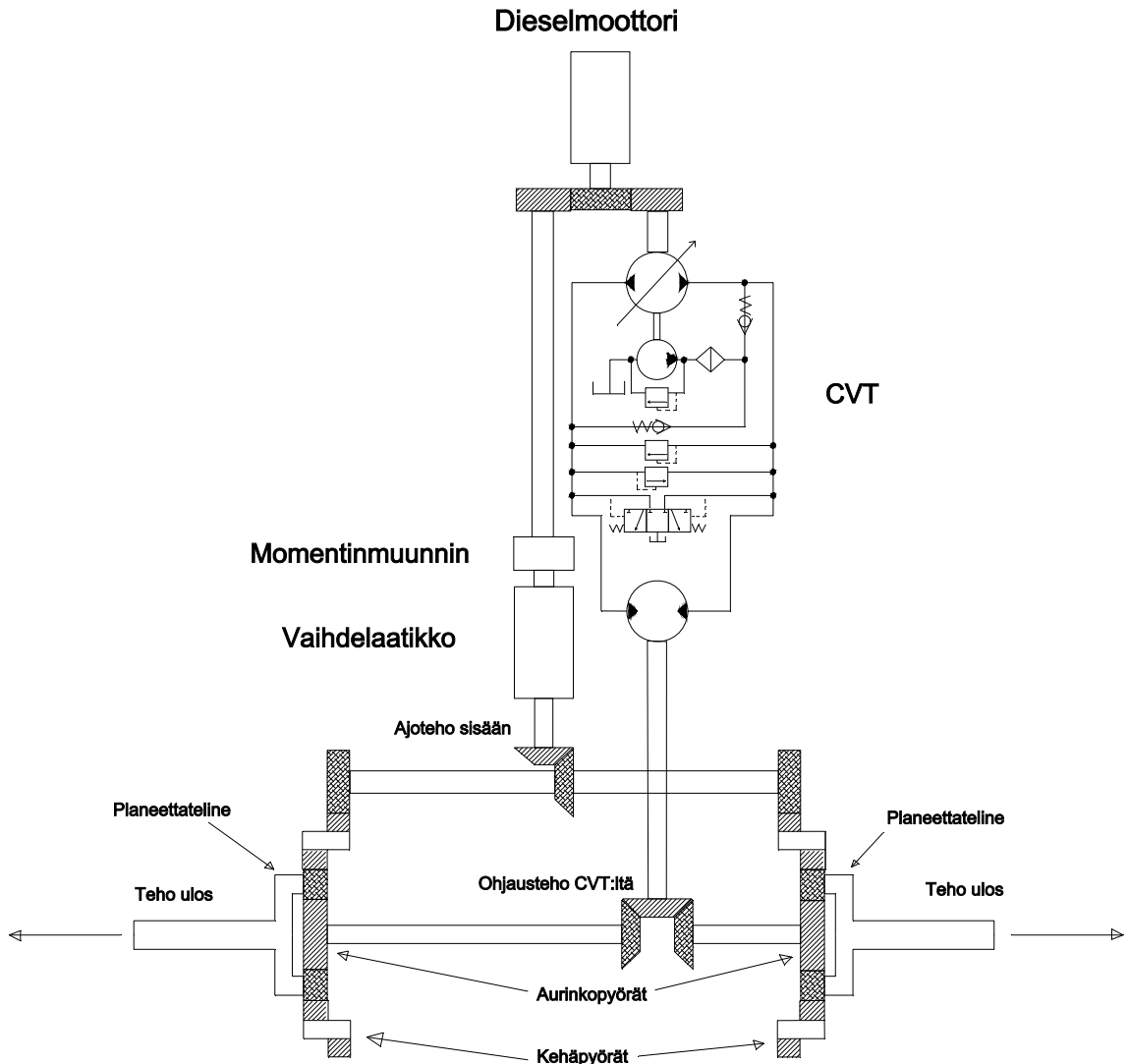
Simuloinnin lähtötiedoissa jouduttiin tekemään muutamia oletuksia ja arvioiteja, koska niitä ei pysty laskemaan tai mitattua tietoa ei ole saatavilla. Telaketjun lepokitka, liikekitka, vetopyörän ja vaihteiston kitkat ovat arvioituja arvoja. Telaketjun ja alustan välistä tarttumista ei tässä työssä oteta huomioon. Alustan ja telaketjun välisen kitkan oletetaan olevan niin suuri, että ketju ei luista kiihdytyksissä ja hidastuksissa. Ilman vastusta ei huomioida. Suurimmat kuormitukset tulevat ajoneuvon massan kiihdyttämisestä ja telaketjujen hitausmomenteista.

Staattinen mitoitus tehtiin 2 t, 10 t ja 26 t ajoneuvoille. Lähellä näitä ajoneuvomalleja massoiltaan ja moottoritehoiltaan ovat Mak Wiesel, BMP-2 ja CV90-30 FIN [5]. Ajoneuvojen kuvat ja perustiedot ovat liitteinä 1 – 3. Vaatimuksena on, että ajoneuvo suoriutuu 60 % noususta ja saavuttaa 65 km/h ajonopeuden tasaisella alustalla. Säätövätilavuuksinen hydraulipumppu mitoitettiin suurimmaksi, mitä polttomoottori pystyy käyttämään, ottaen huomioon kuitenkin sen, että generaattori varaa 5 % moottorin tehosta. Hydraulimoottoreita ei voitu mitoittaa ilman alennusvaihteita siten, että vääntö riittää 60 % nousussa ja silti saavutetaan täysi ajonopeus tasaisella. Edellä mainitusta syystä hydrauliseen järjestelmään mallinnettiin kaksiportainen alennusvaihte. Tällä saatiin säätövätilavuuksisten hydraulimoottorien koko järkeväksi. Työssä oletetaan, että moottorien kulma voidaan kääntää myös negatiiviseksi. Hydraulipumpun ja hydraulimoottorien säätö on toteutettu käyttäjän antamana käskynä.



Kuva 12. Hydrostaattisen järjestelmän kaavio

Yllä olevassa hydraulikaaviossa on esitetty hydrostaattisen järjestelmän toiminta. Diesel moottori käyttää järjestelmän pumppua, jolla tuotetaan hydraulimoottoreiden tarvitsema tilavuusvirta. Hydraulimoottorit on kytketty aluevaihteisiin ja aluevaihteet vetopyöriin. Kuvassa 13 esitetystä hydrostaattisen järjestelmän lohkokaaviossa dieselmoottori (1) on kytketty vihreillä mekaanisilla signaalikytkennöillä pumppuun (2) ja apupumppuun (3). Pumpun tuotto siirretään sinisillä hydraulisilla signaalikytkennöillä hydraulimoottoreille (7). Aluevaihteet (8), joilla on kaksi välitystä eri nopeusalueille, on kytketty kitkallisiin pyöriviin kuormiin (9), joilla kuvataan telaketjun hitausmomenttia ja joille tuodaan myös ajoneuvon massa.

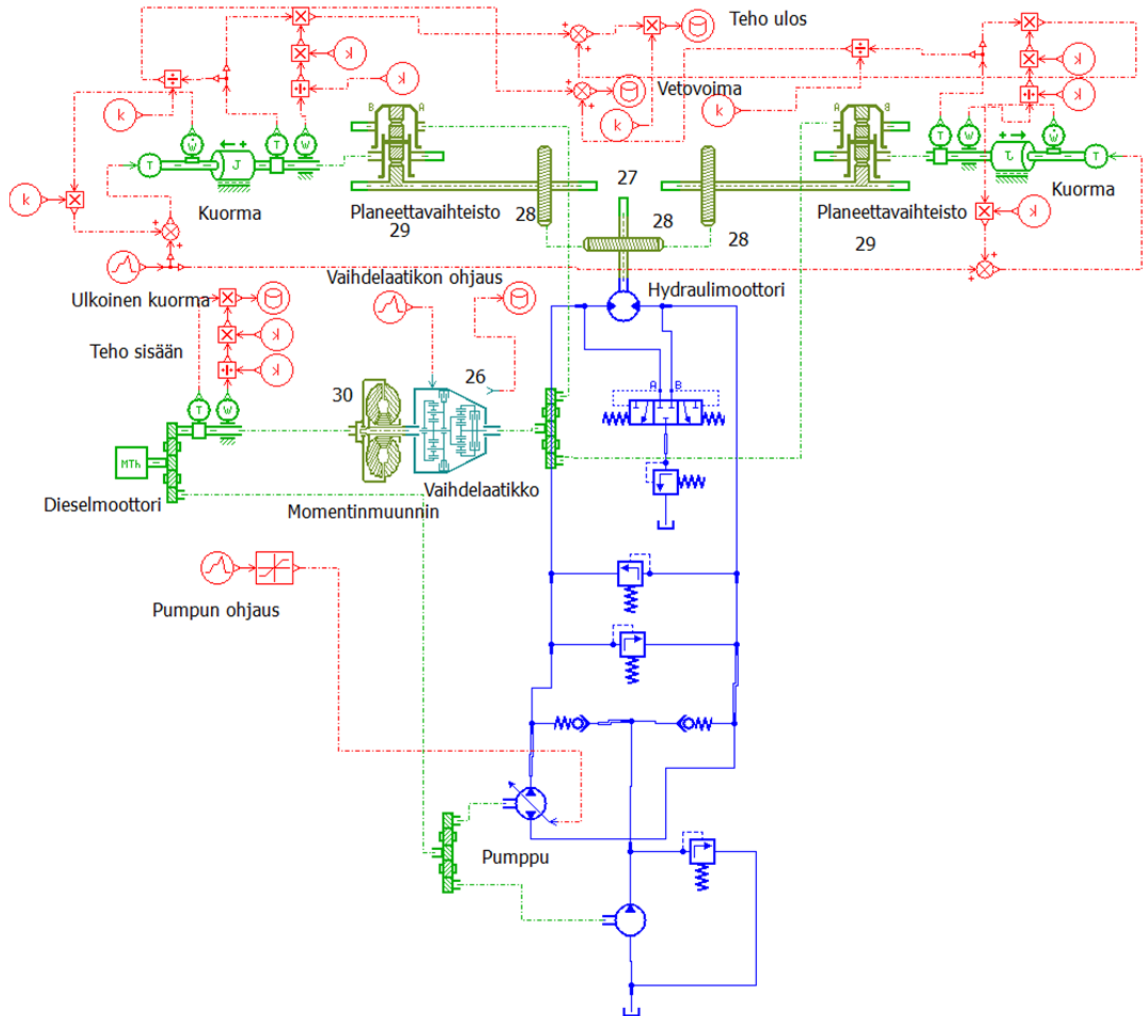


Kuva 14. Hydromekaanisen järjestelmän kaavio

Hydromekaanisessa järjestelmässä diesel moottori on kytketty hydrodynaamiseen momentinmuuntimeen ja CVT yksikköön. Momentinmuunnin välittää pyörimisnopeuden ja momentin automaattivaihdelaatikolle, josta ne välitetään planeettavaihteistojen kehäpyörille. CVT:n tuottama pyörimisnopeus ja vääntö välitetään planeettavaihteistojen aurinkopyörille siten, että CVT:n käydessä aurinkopyörät pyörivät vastakkaisiin suuntiin. Suoraan ajettaessa aurinkopyörät eivät pyöri. Ulostuloteho otetaan planeettatelineiltä.

Hydromekaanisen järjestelmän lohkokaaviossa diesel moottori on kytketty vihreillä mekaanisilla signaalikytkennöillä momentinmuuntimeen ja CVT:n pumppuun. Momentinmuunnin (30) on kytketty vaihdelaatikkoon (26). Vaihdelaatikolta pyörimisnopeus ja vääntö välitetään samansuuntaisina planeettavaihteistojen (29) kehille. Ulostuloteho otetaan planeettatelineiltä, jotka näkyvät keskimmäisenä porttina planeettavaihteiston alimallissa. Planeettavaihteistojen aurinkopyörät on kytketty hammaspyörien (28) alimalleihin. Hammaspyöriä on kolme kappaletta, joista keskimäinen on kytketty CVT:n

hydraulimoottoriin. Hydromekaanisen järjestelmän lohkokaaviossa CVT on kuvattu sinisellä suljetulla hydraulipiirillä, jossa on säätävätilavuuksinen pumppu (2), apupumppu (3) paineenrajoitusventtiilit (4), hydraulimoottori ja huuhteluventtiili.



Kuva 15. Hydromekaanisen järjestelmän lohkokaavio

4.2 Simulointimalleissa käytetyt alimallit

Alla esitetty luettelo perustuu simulointiohjelmiston dokumentaatioon (kohdat 1 – 30) [6]. Alimallien numerointi vastaa yllä olevien lohkokaaavioiden numerointia.

1. Dieselmoottori PM001, jonka nopeus vaihtelee lineaarisesti väännön kanssa. Mallille annetaan nopeus ilman kuormaa, maksimi nopeus kuorman kanssa ja maksimi vääntö suurimmalla kuormalla.
2. Säätävätilavuuksinen hydraulipumppu HYDVPM01P, jolla on mekaaninen ja hydraulinen hyötysuhde. Pumpun malli tarvitsee toimiakseen vääntö- ja pyörimisnopeus syötteen. Pumpun tuotto lasketaan kierrostilavuudesta yhdellä kier-

- roksella, johon vaikuttaa pumpun kulma ja pyörimisnopeus. Kierroksella kerrotaan kulman arvolla, jonka mahdollinen vaihtelu on -1 ja 1 välillä.
3. Kiinteätilavuuksinen hydraulipumppu PU001B, jolla mekaaninen ja hydraulinen hyötysuhde. Pumpun tuotto lasketaan kierroksella yhdellä kierroksella, johon vaikuttaa pumpun kulma ja pyörimisnopeus.
 4. Paineenrajoitin RV000. Paineenrajoittimen virtaus lasketaan paine-erosta venttiilin yli. Venttiili on normaalisti kiinni ja avautuu asetetulla paineella.
 5. Suodatin OR0000, joka mallinnetaan kuristuksena. Sen läpi kulkeva virtaus lasketaan kuristetun virtauksen kaavalla.
 6. Huuhteluventtiili FLV0, joka on yksinkertainen malli 3/3 paineohjatusta venttiilistä. Venttiilin virtaustiet on mallinnettu säädettävänä kuristuksina. Venttiilille annetaan kriittisen virtauksen luku, karan liikematka ja virtauspinta-ala. Karan dynamiikka mallinnetaan toisen kertaluvun järjestelmänä, jolle on annettu ominaistajuus ja vaimennus.
 7. Säätötilavuuksinen hydraulimoottori HYVPM01M, jolla on mekaaninen ja hydraulinen hyötysuhde. Moottorin malli laskee pyörimisnopeuden ja väännön sille tulevasta tilavuusvirrasta ja paineesta. Moottorin kierroksella säätö toteutetaan kertoimella, joka voi olla välillä [-1,1].
 8. Säädettävä ideaalinen mekaaninen välitys VRR001. Syötteenä ovat kierrosnopeus ja vääntö kerrotaan välityksellä ja lähetetään eteenpäin.
 9. Pyörivä kuorma RL04, jolla sisäänmeno- ja ulostuloakseli. Kuormalla on myös hitausmomentti, viskoosikitka, lepo- ja liikekitka.
 10. Säiliö TK000, joka on vakio painelähde tankkilinjassa.
 11. Putki HL000, joka on yksinkertainen joustava putkimalli. Mallille annetaan seinämäpaksuus, sisähalkaisija ja kimmomoduli. Malli laskee yhdistetyn bulkkimodulin kaavalla putken ja öljyn yhteisen vaikutuksen järjestelmän joustoon.
 12. Vaihteisto RCON00, joka jakaa pyörimisnopeuden ja väännön kahdelle ulostuloakselille.
 13. Vääntöanturi TT000, lähettää akselin väännön yksiköttömänä signaalina
 14. Pyörimisnopeusanturi WT000, lähettää akselin pyörimisnopeuden yksiköttömänä signaalina.
 15. Hydraulinen kolmen linjan risteys H3NODE1, jakaa paineen ja tilavuusvirran muuttumattomana kahteen linjaan.
 16. Lineaarinen signaalilähde UD00, joka lähettää käyttäjän määrittämää yksiköttöntä signaalia.
 17. Saturaatioelementti SAT0, joka rajoittaa signaalin vaihtelun käyttäjän määrittämiin rajoihin.
 18. Vakiosignaalilähde CONS00, joka lähettää yksiköttöntä reaaliarvoista vakiosignaalia.
 19. Signaaliristeys SPTL0, joka jakaa signaalin kahdelle eri linjalle.
 20. Tuloristeys MUL00, joka lähettää 1 ja 3 porttien signaalien tulon porttiin 2.
 21. Summaristeys JUN3P, joka lähettää 1 ja 3 porttien signaalien summan porttiin 2.

22. Signaalin tallennuslohko SIGWRITE0, tallentaa signaalin tiedostoon.
23. Erotusristeys DIV00, joka jakaa 3 portin signaalin 1 portin signaalilla ja lähettää erotuksen porttiin 2.
24. Kulmakiihytyvyysanturi RAT00, joka lähettää akselin kulmakiihytyvyyden yksiköttömänä signaalina.
25. Vääntölähde TORQC, muuttaa yksiköttömän signaalin yksikölliseksi väännöksi.
26. Automaattinen vaihdelaatikko TRVDAGBOX01, jolle voidaan määritellä maksimissaan 6 välitystä. Kuuden välityksen lisäksi vaihdelaatikolla on erikseen peruutusvaihte ja vapaa-asento. Jokaiselle vaihteelle voidaan määritellä eri välitys ja omat hyötysuhteet. Vaihdetta vaihdettaessa välitys lasketaan kolmannen asteen polynomilla, vaihteen kytkeydyttyä välitys pysyy vakiona. Vaihteen vaihto toteutetaan signaalikomennolla.
27. Nollavääntölähde TR000
28. Hammaspyörä TRGT01F, jolla on kaksi lineaarista porttia ja kaksi pyörivää porttia. Sen käytös voi olla staattinen tai dynaaminen. Staattisessa tapauksessa hampaiden lineaariset syötteen portissa 1 tai 3 jaetaan säteellä, jotta voidaan laskea akselin nopeus porteille 2 ja 4. Voima saadaan jakamalla porttien 2 ja 4 vääntö säteellä. Dynaamisessa tapauksessa hampaiden lineaarinen nopeus jaetaan säteellä ja tätä käytetään pyörimisnopeuden kanssa laskettaessa hampaiden paikkaa. Hampaiden sijaintia käytetään laskettaessa kosketusvoimaa, joka on ulostulo portilla 1. Hammaspyörän kiihtyvyyden laskemiseen käytetään kosketusvoimaa, 2 ja 4 porttien vääntöä ja 3 portin voimaa ja vääntöhäviöitä. Tästä saatu kiihtyvyys integroidaan, jotta saadaan hammaspyörän pyörimisnopeus porteille 2 ja 4.
29. Planeettavaihteisto TRBP01D, joka on yksinkertainen alimalli ilman inertiaa. Kaikki planeettavaihteiston portit välittävät pyörimisliikettä ja vääntöä. Hammaspyörien hyötysuhteet otetaan mallissa huomioon. 3 ja 5 porttien pyörimisnopeudet menevät muuttamattomina porteille 4 ja 2. 1 ja 6 porttien pyörimisnopeudet lasketaan porteista 3 ja 5. Portin 3 ulostulovääntö lasketaan porttien 1, 4 ja 6 väännöistä ja portin 5 vääntö lasketaan porteista 1, 2 ja 6.
30. Hydrodynaaminen momentinmuunnin TRTC00A, joka laskee ulostuloväännön simulointiohjelman taulukoiduista arvoista. Malli käyttää kahta taulukkoa. Pumpun vääntö lasketaan ensimmäisestä taulukosta pumpun nopeusvälityksen funktiona. Toisella taulukolla lasketaan vääntövälitys nopeusvälityksen funktiona. Tätä käytetään laskettaessa turbiinin vääntöä pumpun väännöstä. Portti 2, eli pumppu, yhdistetään moottorin alimalliin ja portti 1 vaihdelaatikkoon.
31. Nestemalli FP04, jota käytetään nesteen ominaisuuksien määrittämiseen. Simulointimallissa voi olla useita eri nesteitä, jotka määritellään omilla nestemalleillaan. Jokaiselle alimallille määritetään tällöin erikseen, että mitä nestemallia se käyttää laskennassa. Yksinkertaisin nestemalli määrittää viskositeetin, ilman erottumisen saturaatiopaineen, bulkkimodulin ja liuenneen ilman prosentuaalisen osuuden mukaisesti.

5 VOIMANSIIRTOJÄRJESTELMIEN OMINAISUUDET

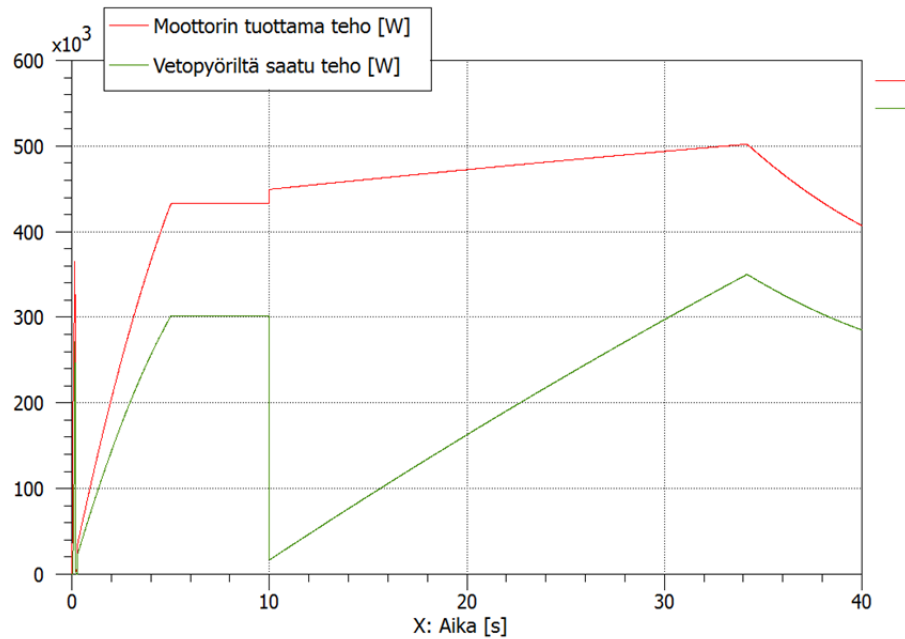
Simuloinnin ensimmäisessä vaiheessa mallinnetaan mäen nousu ja maksiminopeuteen kiihdyttäminen, toisessa vaiheessa maksiminopeuteen kiihdyttäminen ja siitä hidastuminen pysähdykseen ja kolmannessa vaiheessa kääntyminen paikallaan ja kääntyminen ajossa. Simulointimalleista saatavat tulokset ovat järjestelmään syötettävä teho sekä vetopyöriltä ulos saatava teho ja vetovoima. Muita saatavia tuloksia ovat ajonopeus, kiihtyvyys ja vetoakselien väännöt.

Mäen nousu toteutettiin ulkoisella kuormalla, joka tuodaan vetopyörälle vastakkaisuuntaisena vääntömomenttina. Ensimmäisen viiden sekunnin (5 s) aikana mäen jyrkkyys saavuttaa huippuarvonsa ja toisen viiden sekunnin (5 s) aikana ajetaan vakionousussa. Ajoneuvon massan kiihdyttämiseen tarvittava vääntö lisätään ulkoiseen kuormaan. Massa näkyy pyörillä vain kiihdytyksessä ja hidastuksessa sekä nousuissa. Nousussa se aiheuttaa vakiovoiman, joka on otettu huomioon nousun ulkoisessa kuormassa. Kiihdytyksessä ja hidastuksessa ajoneuvon massa tulee vetopyörille hitausmomenttina, joka aiheuttaa momentin $M = mr^2\alpha$, jossa m on ajoneuvon massa, r on vetoakselin säde ja α on kulmakiihtyvyys. Sama tulos voidaan johtaa myös kaavasta $M = Fr$, jossa $F = ma$ ja a on tangenttikiihtyvyys.

Polttomoottorin tuottama teho lasketaan moottorin pyörimisnopeuden ja väännön tulona. Polttomoottorin mallille määritettiin moottorin maksimikierrosnopeus ilman kuormaa ja kierrosnopeus, jolla saavutetaan suurin vääntö. Ulos saatava teho lasketaan kummankin vetopyörän akselilta kulmanopeuden ja väännön tulona ja lasketaan sitten yhteen kokonaistehon saamiseksi. Simulointiohjelma antaa kulmanopeuden kierroksina minuutissa (1 / min), joten se muutetaan ensin kierroksiksi sekunnissa (1 / s). Vetovoima lasketaan vetoakselin väännöstä jakamalla se vetopyörän säteellä. Pumpun ja hydraulimoottorien säätö on toteutettu erillisellä signaalilla. Ajonopeudet on laskettu kuvajista kaavalla $v = 2\pi nr$ siten, että pyörimisnopeus n (1 / min) on muutettu (1 / s) yksiköön.

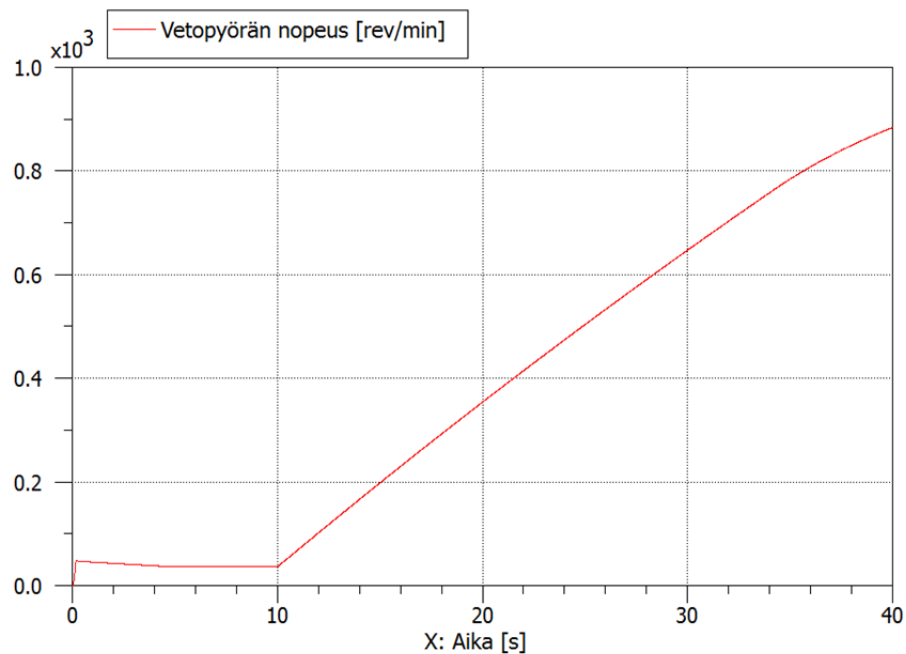
5.1 26 t ajoneuvon hydrostaattisen järjestelmän ominaisuudet

Hydrostaattisen järjestelmän toimintaa tutkitaan ensin 26 tonnin ajoneuvolla, jolla tarkastellaan tehon käyttöä ja toimivuutta eri tilanteissa. Kevyemmällä hydraulijärjestelmällä tutkitaan tämän lisäksi myös järjestelmän toteutuskelpoisuutta.



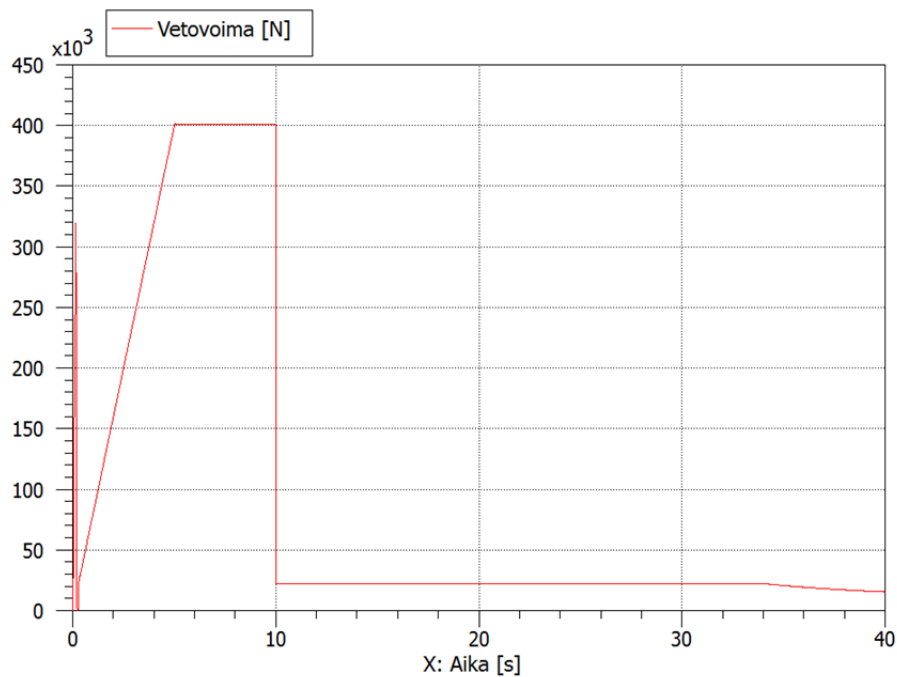
Kuva 16. 26 t ajoneuvon hydrostaattisen järjestelmän tehokäyrät

Tehon kuvaajassa ylempi käyrä on moottorin tuottama teho. Alemmassa käyrässä näkyy vetopyöriltä ulos saatava teho. Hyötysuhde nousussa välillä 5–10 s on 0,7. Hyötysuhde on 0,7 myös kohdassa 34 s, ja kohdassa 40 s, kun huippunopeus on saavutettu. Käyrien huippujen kohdalla kiihtyvyys laskee ja sitä kautta tehon tarve vähenee.



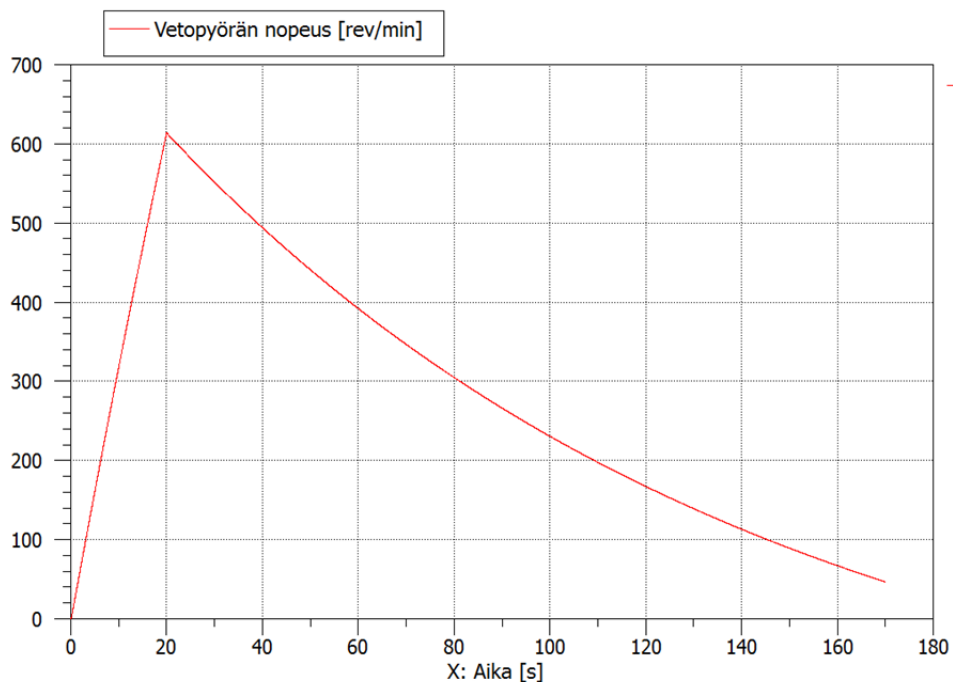
Kuva 17. 26t ajoneuvon vetopyörän nopeus.

Saavutettu huippunopeus kohdassa 40 s on 884 kierrosta minuutissa eli 66,7 kilometriä tunnissa. Tavoitenopeus on 65 km/h joten järjestelmä toimii sen osalta. Nopeus nousussa on 2,7 kilometriä tunnissa.



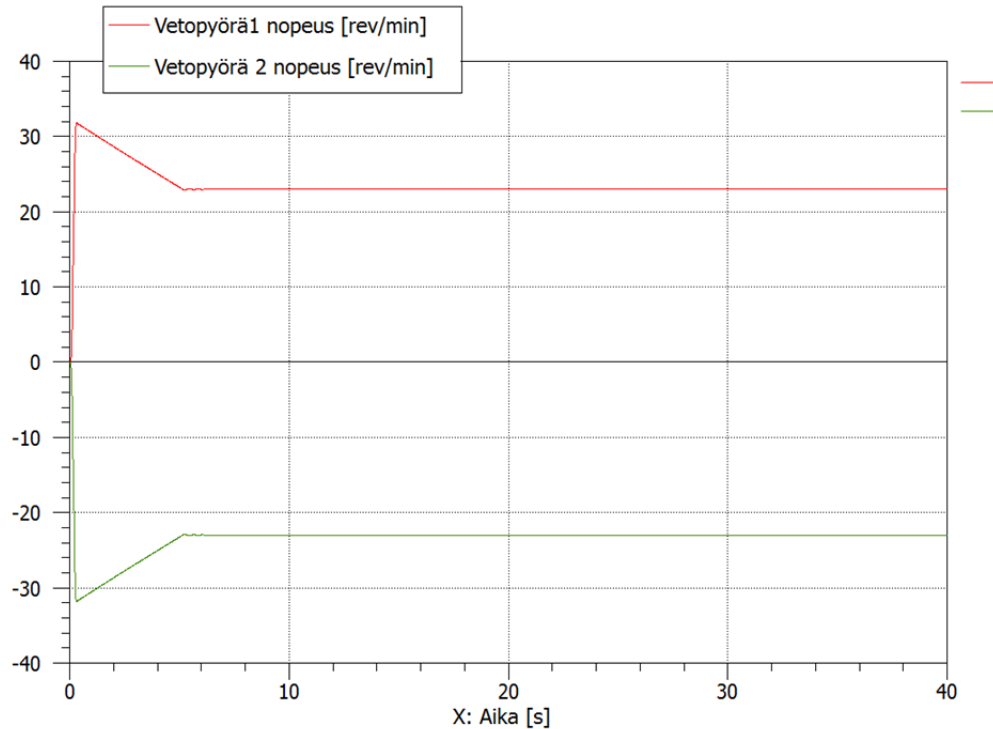
Kuva 18. Vetovoima 26 t hydrostaattisessa ajoneuvossa

Vetovoimaa tarvitaan eniten nousussa. Kiihdytykseen ja ajoon tarvittava vetovoima on huomattavasti pienempi kuin nousuissa tarvittava voima. Kiihdytys tapahtuu rauhallisesti tasaisella alustalla, jolloin tarvittava vetovoima on pienempi kuin mitä pystytään tuottamaan.



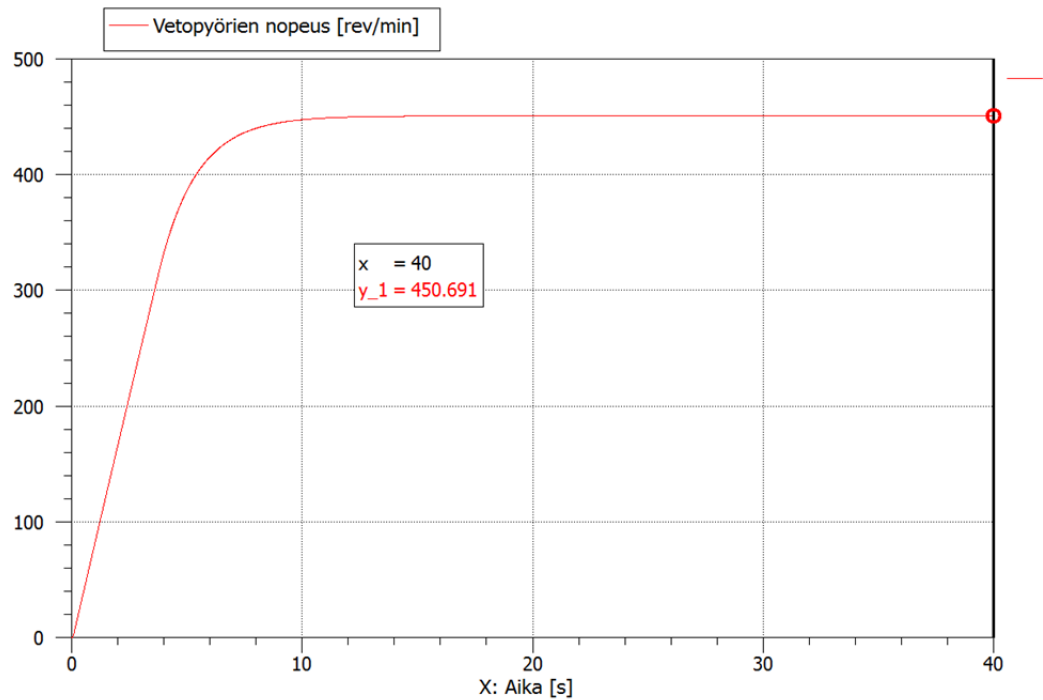
Kuva 19. Kiihdytys ja rullaus

Edellisen sivun kuvassa 19 on ensin kiihdytetty 20 sekuntia, jonka jälkeen hydraulimoottorien ja pumpun kulmat on säädetty nolnaan ja ajoneuvon on annettu rullata. Kiihdytyksessä saavutetaan 46 km/h nopeus. Tulos ei ole realistinen rullausajan kannalta, koska ilmanvastusta, vierintävastusta ja telaketjun tappien kitkoja ei oteta huomioon.

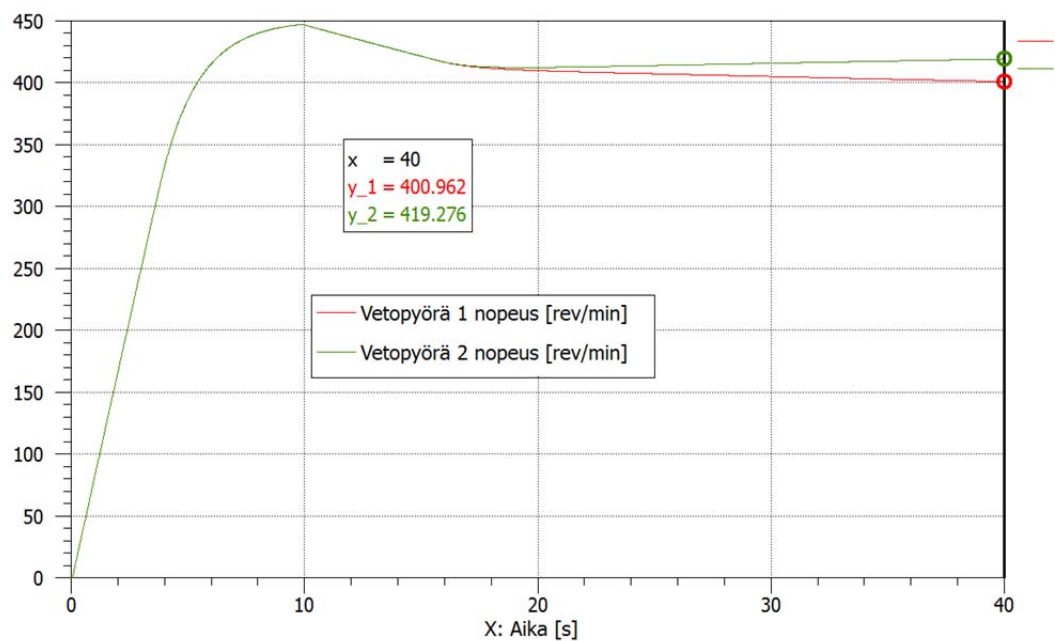


Kuva 20. Paikallaan kääntyminen

Käännyttäessä paikallaan hydraulimoottorien kulmat olivat 10 % ja -10 %, sekä pumpun kulma 10 % maksimista. Tällä saatiin vetopyörän pyörimisnopeudeksi 23 kierosta minuutissa. Tällä nopeudella ajoneuvo pyörähtää paikallaan 3,1 sekunnissa, jos telaketjujen väli on 3 metriä. Suunnan muutokset paikallaan ovat siis tarvittaessa hyvin nopeita, kun telaketjuja voidaan ajaa eri suuntiin.



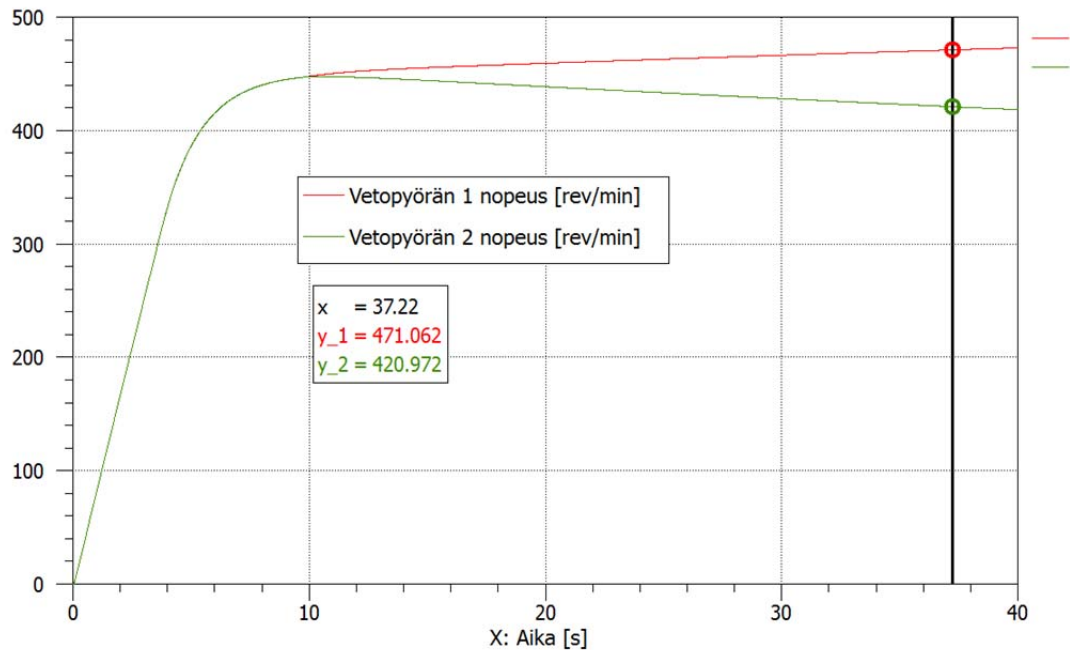
Kuva 21. Kiihdytys tasaiseen nopeuteen



Kuva 22. Käännös ajon aikana

Kuvassa 21 on kiihdytys tasaiseen nopeuteen. Tätä käytetään vertailupohjana kuvalle 22, jossa tehdään käännös ajon aikana, joka aloitetaan 10 sekunnin kohdalla. Käännöksessä toisen hydraulimoottorin kulmaa kasvatettiin 60 %:iin ja toisen kulma pidettiin 50 %:ssa. Tämän seurauksena ajoneuvo kääntyy ja sen ratanopeus hidastuu. Tämä tapahtuu esimerkiksi silloin, kun ajetaan täyttä nopeutta, jolloin moottorien säätövara on

käytetty kokonaan. Alemmilla nopeuksilla voidaan säätää kumpaakin moottoria siten, että ratanopeus pysyy samana. Tarvittavaa suuremmiksi mitoitetuilla moottoreilla ohjaus voidaan toteuttaa siten, että ratanopeus ei laske.

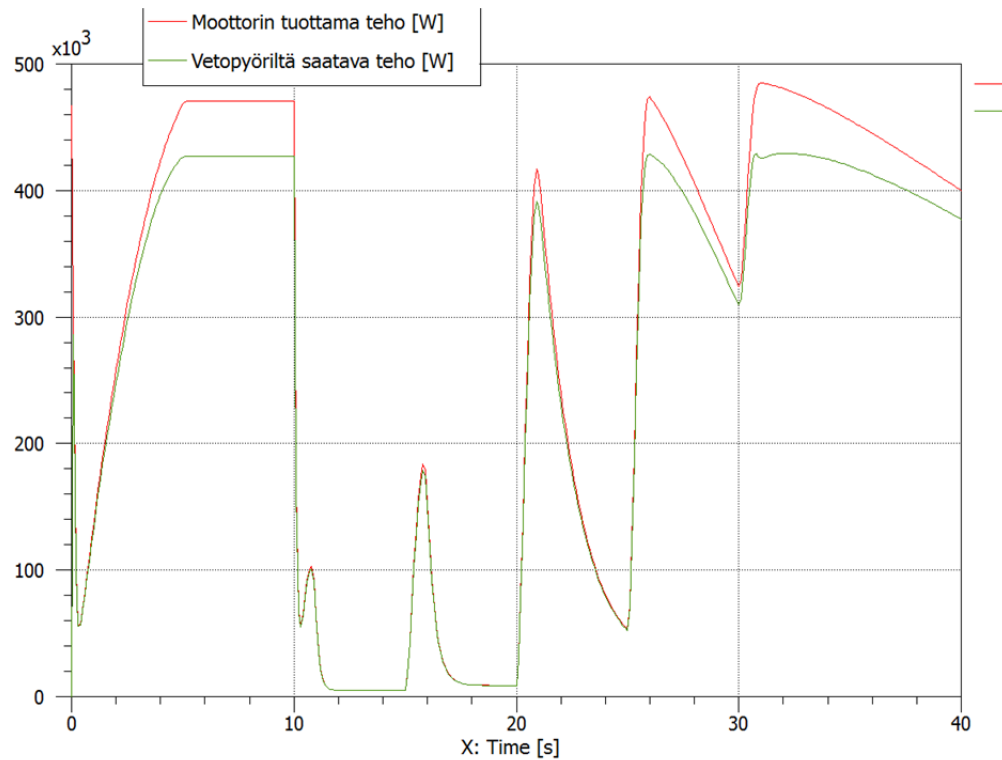


Kuva 23. Käännös ajon aikana siten ettei ratanopeus hidastu

Jos ajonopeus on sellainen, että hydraulimoottoreilla on säätövaraa jäljellä, niin käännös voidaan tehdä siten, että toisen moottorin kierrosluvuutta kasvatetaan ja toisen pienennetään. Kuvassa 23 moottori 2:n kierrosluvuutta suurennettiin 10 % ja vastavasti moottorin 1 kierrosluvuutta pienennettiin 10 %, jolloin toisen vetopyörän pyörimisnopeus kasvaa ja toisen laskee.

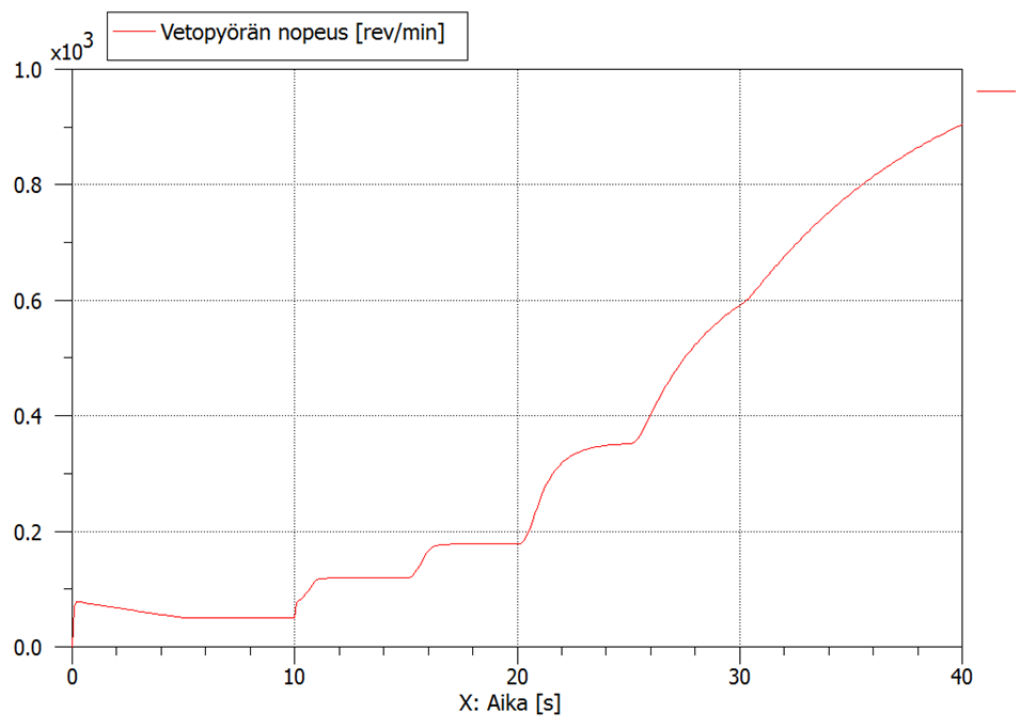
5.2 26 t ajoneuvon hydromekaanisen järjestelmän ominaisuudet

Hydromekaanisella 26 tonnin ajoneuvon järjestelmällä tutkitaan tehon käyttöä ja ohjattavuutta sekä verrataan sitä saman painoiseen hydrostaattiseen järjestelmään. Kevyemmillä hydromekaanisilla järjestelmillä tutkitaan järjestelmän toteutettavuutta eri kokoluokissa. Hydromekaanisessa järjestelmässä dieselmoottoria pyritään käyttämään samalla tavalla optimaalisella tehoalueella kuin hydrostaattisessa järjestelmässä. Ajonopeuden karkeaan säätöön käytetään kuusiportaista automaattivaihdelaatikkoa. Ohjaukseen käytetään hydrostaattista CVT:tä, jolla ajetaan planeettavaihteistojen aurinkopyöriä erisuuntiin. Tällä parannetaan hyötysuhdetta ja saadaan parempi ohjaus mekaanisiin järjestelmiin verrattuna.



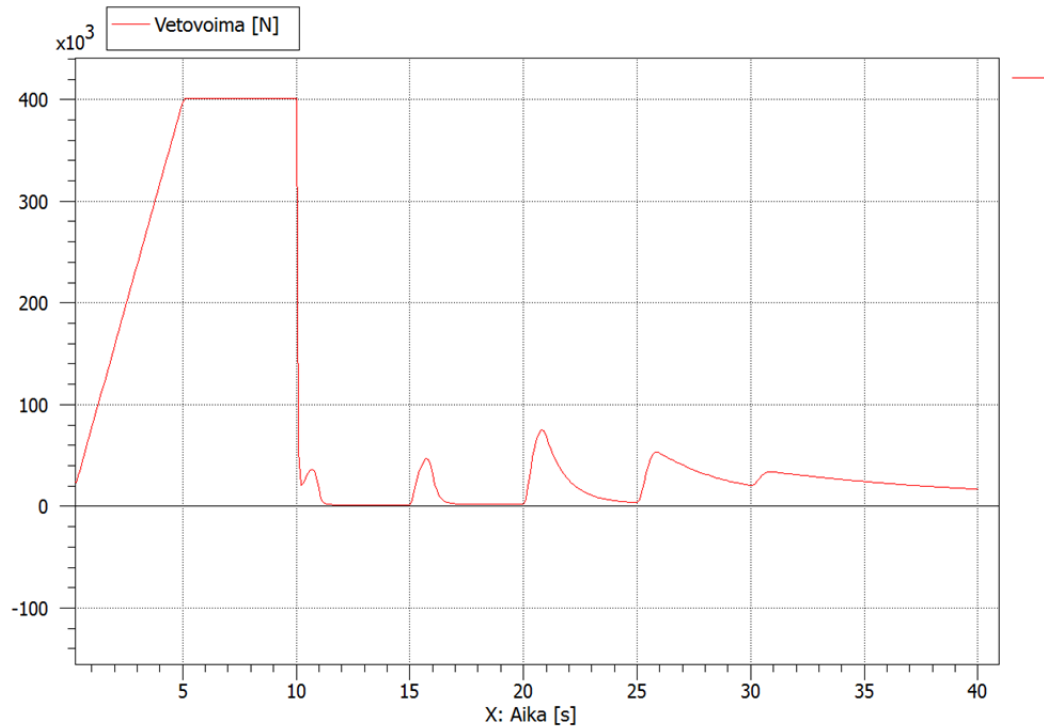
Kuva 24. 26 t ajoneuvon hydromekaanisen järjestelmän tehokäyrät

Ylempi käyrä on moottorin tuottama teho ja alempi on vetopyöriltä saatava teho. Hyötysuhde nousussa välillä 5–10 s on 0,91 ja hyötysuhde huippunopeudessa kohdassa 40 s on 0,94. Tässä ei oteta huomioon akseleiden joustoja eikä laakereiden kitkoja. Suurin osa häviöistä johtuu momentinmuuntimen luistosta ja loput vaihteistojen häviöistä.



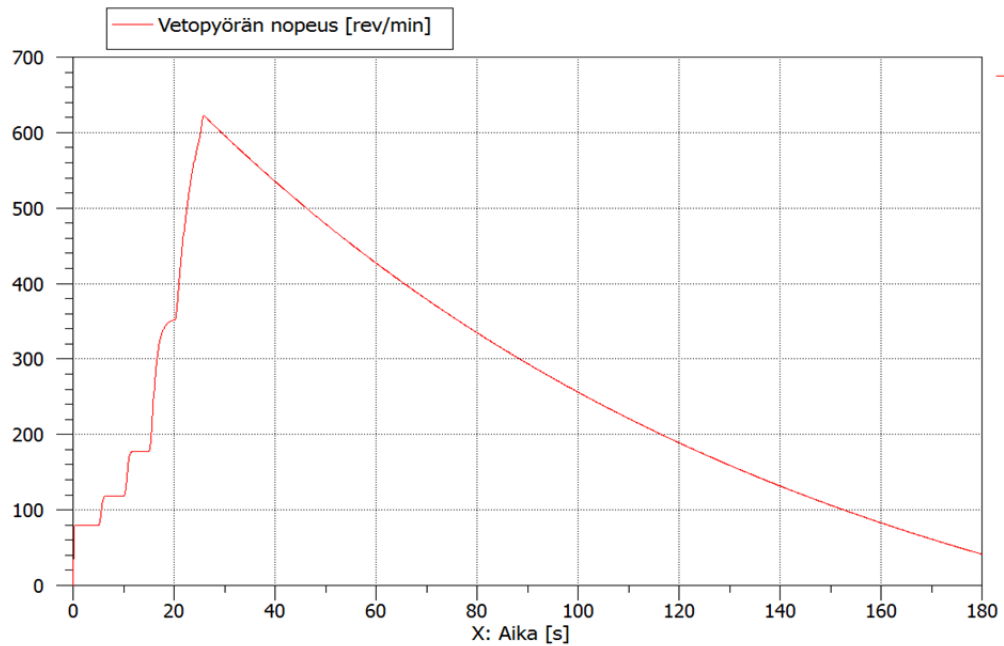
Kuva 25. Vetopyörän nopeus

Edellisellä sivulla kuvassa 25 on esitetty vetopyörän nopeus. Ensimmäiset 10 sekuntia ajetaan ensimmäisellä vaihteella mäkeä ylös. Sen jälkeen kiihdytetään huippunopeuteen. Mäen jälkeen vaihdetaan toiselle vaihteelle ja kiihdytetään viisi sekuntia (5 s) ja vaihdetaan seuraavalle vaihteelle. Kuudes vaihde kytkeytyy kohdassa 30 sekuntia ja sillä kiihdytetään viimeiset 10 sekuntia. Pyörän loppunopeus on 905 kierrosta minuutissa eli 68 km/h.



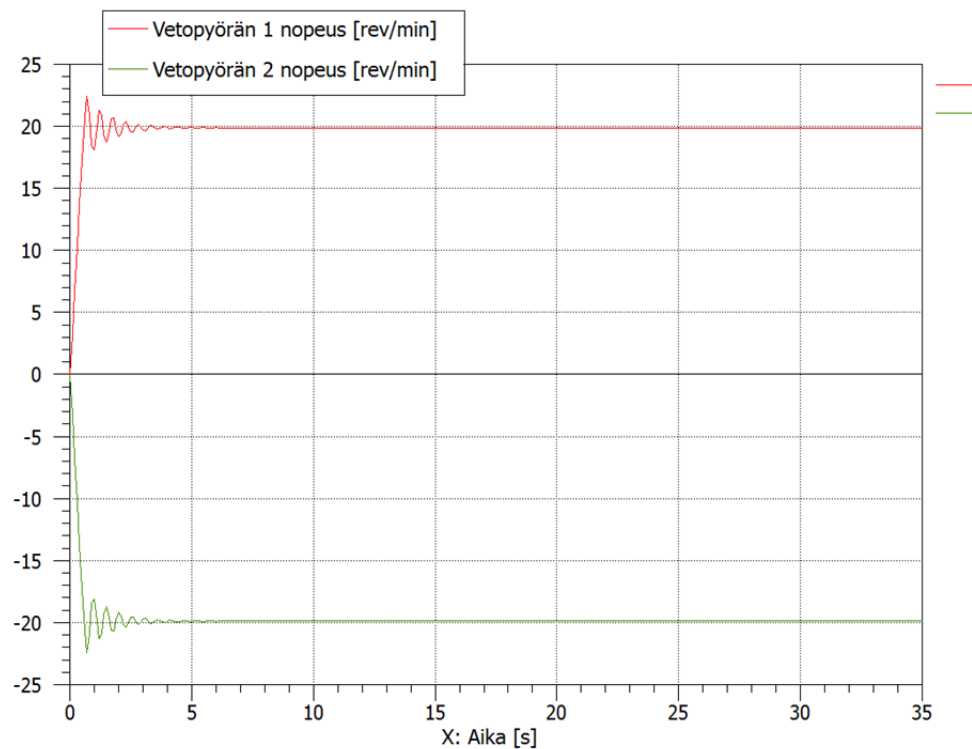
Kuva 26. 26 t hydromekaanisen ajoneuvon vetovoima

Vetovoiman huippujen kohdalla on vaihdettu vaihdetta. Momentinmuuntimen luistaminen ja vaihteen kytkeytyminen saa aikaan huippuja vetovoimassa. Vaihteen vaihdossa veto keskeytyy hetkeksi ja momentinmuunnin luistaa heti vaihteen kytkeydyttyä. Huippu tasoittuu kun turbiinin pyörimisnopeus on saavuttanut pumppua vastaavan pyörimisnopeuden. Lukkiutumattoman momentinmuuntimen turbiini luistaa aina sen verran, että se ei saavuta pumpun nopeutta. Momentinmuuntimen luistaminen vähenee, kun ajoneuvo saavuttaa käytettyä vaihdetta vastaavan pyörimisnopeuden. Veto on vaihdossa nykivää ja telaketjut saattavat luistaa liukkaalla alustalla.



Kuva 27. 26 t hydromekaanisen ajoneuvon kiihdytys ja nopeuden hidastuminen

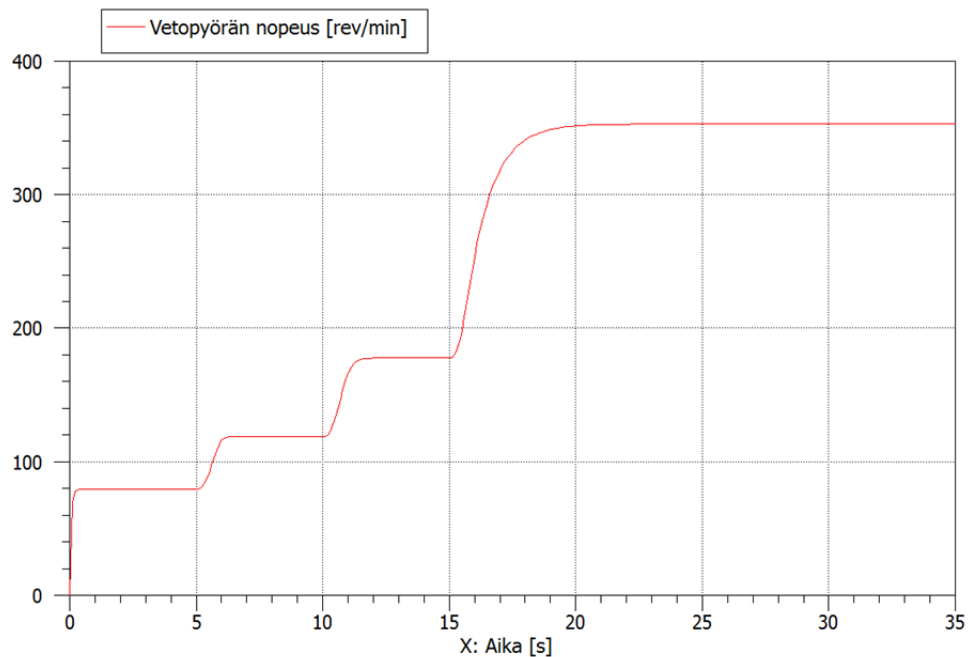
Kuvassa 27 kiihdytetään 25 sekuntia, jonka jälkeen annetaan ajoneuvon rullata. Rullausaikaan vaikuttavia tekijöitä ei kuitenkaan huomioida tässä työssä niin tarkasti, että se näkyisi riittävästi rullausaikaa lyhentävänä. Ajoneuvo kiihtyy noin 47 km/h nopeuteen, jonka jälkeen se rullaa vapaalla vaihteella. Nopeus 170 sekunnin kohdalla on 4,8 km/h. Hydrostaattisella ajoneuvolla nopeus samassa kohdassa on 3,8 km/h. Vapaalla rullatessa kumpikin ajoneuvo käyttäytyy hyvin samalla tavalla.



Kuva 28. Paikallaan kääntyminen

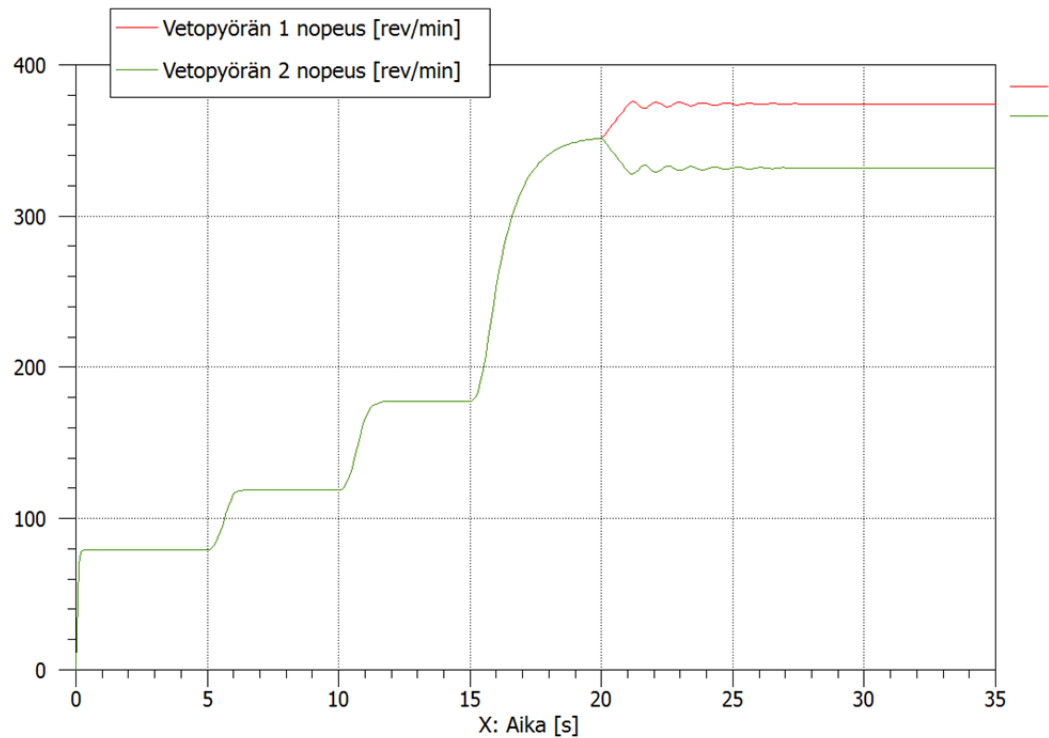
Kuvassa 28 vetopyörien nopeudet ovat 20 kierrosta minuutissa erisuuntiin. Tällä ajoneuvo pyörii paikallaan noin kolmessa sekunnissa, jos ketjujen väli on kolme metriä. 26 tonnin ajoneuvon ohjausjärjestelmässä käytetään 50 cm^3 säätyvätöilavuuksista pumppua ja 200 cm^3 kiinteätöilavuuksista moottoria. Tässä hydraulipumppua käytetään ainoastaan ohjaukseen, eikä sillä käytetä muita laitteita.

Paikallaan kääntäessä vaihte on vapaalla ja dieselmoottori käy 935 kierrosta minuutissa. Hydraulipumpun tuotto on tällöin 24 litraa minuutissa 51 % kulmalla. Järjestelmä toimii hyvin simulointimallissa ja ajoneuvo kääntyy, mutta tässä työssä maaston vaikutusta tarvittavaan vääntöön ei pystytä ottamaan huomioon. Esimerkiksi jos halutaan kääntää ajoneuvo paikallaan pehmeässä maassa, jolloin telaketjut pyrkivät kaivautumaan maahan, niin käännöstä aiheutuva vastus kasvaa. Hydraulimoottorin tuottama suurin vääntö on 732 Nm, jolloin kummallekin ketjulle tuleva vääntö on 2181 Nm ja vetovoima 10907 N. Planeettavaihteiston välitys aurinkopyörältä planeetatelineelle on 6 ja kehältä planeetatelineelle 1,2 kaikissa hydromekaanisissa malleissa. CVT:llä ajetaan suoraan planeettapyöriä.



Kuva 29. Kiihdytys tasaiseen nopeuteen

Yllä olevassa kuvassa on esitetty kiihdytys tasaiseen nopeuteen, jota voidaan käyttää vertailukohteena käännön kuvaajalle. Ratanopeuden tulee pysyä käännöksessä vakiona.

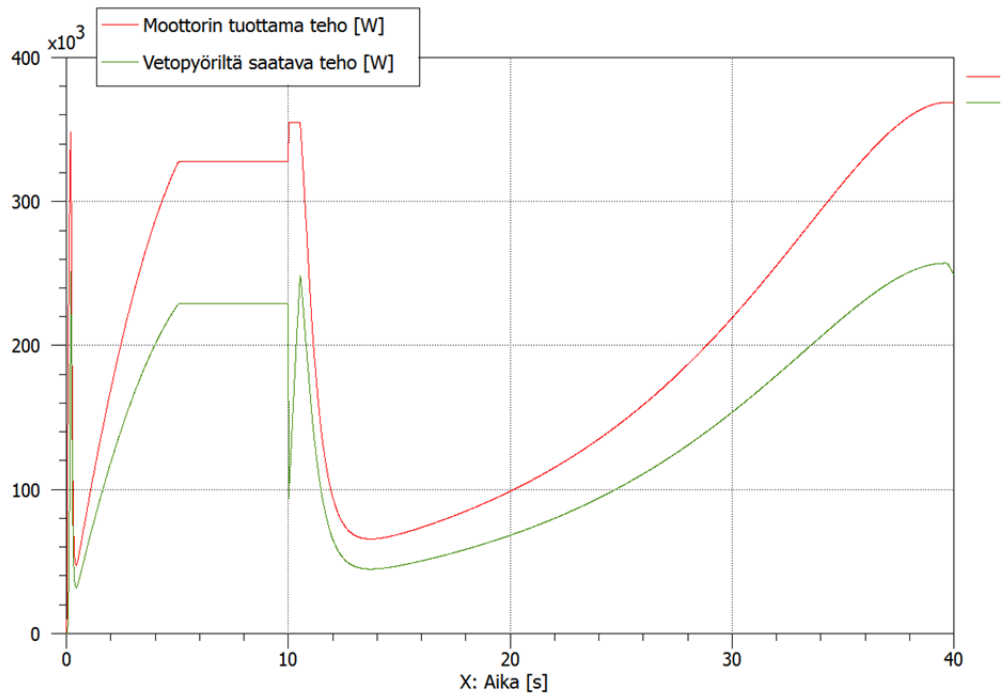


Kuva 30. Kääntyminen ajossa

Hydraulimoottorin käyttämä vaihteisto nostaa toisen puolen nopeutta yhtä paljon kuin se laskee toisella puolella. Hydraulimoottorin tuottama vääntö ja pyörimisnopeus menevät planeettavaihteistojen aurinkopyörille. Ratanopeus pysyy tämän takia muuttumattomana, eli ajoneuvon nopeus ei hidastu käänöksissä.

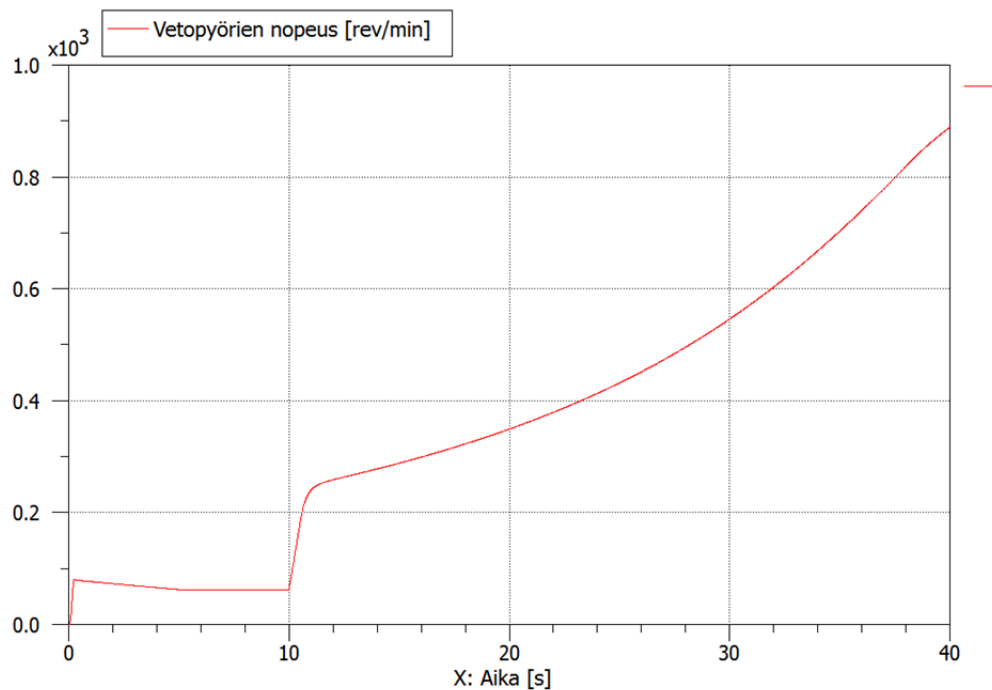
5.3 10 t ja 2 t ajoneuvojen järjestelmien ominaisuudet

Kevyemmällä ajoneuvoilla tutkitaan ohjausjärjestelmien ja ajotenhonsiirron skaalattavuutta ja toteutuskelpoisuutta erikokoisiin ajoneuvoihin. Kevyemmistä järjestelmistä ajetaan vain nopeus- ja tehokäyrät, koska mekaaninen toimivuus ja välitykset ovat samat kuin 26 t ajoneuvon järjestelmässä.



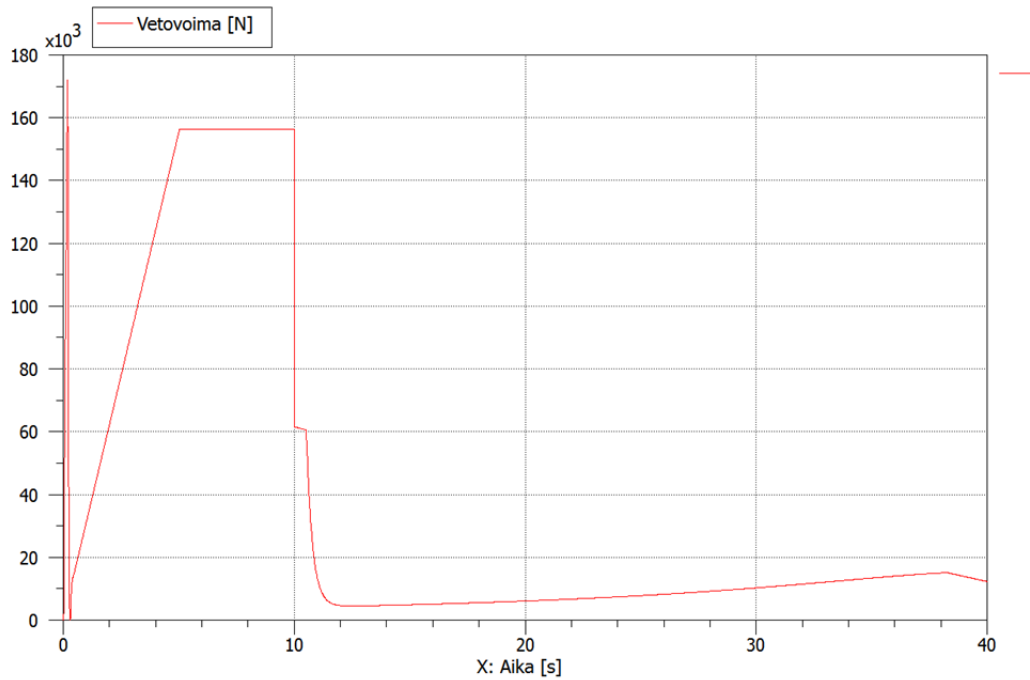
Kuva 31. 10 t hydrostaattisen ajoneuvon tehokäyrät

Kuvaajista laskettu hyötysuhde on 0,699 tasaisessa mäennousussa kohdassa 5–10 s ja huippunopeuden kohdassa 40 s. Notkahdus lopussa johtuu huippunopeuden saavuttamisesta.



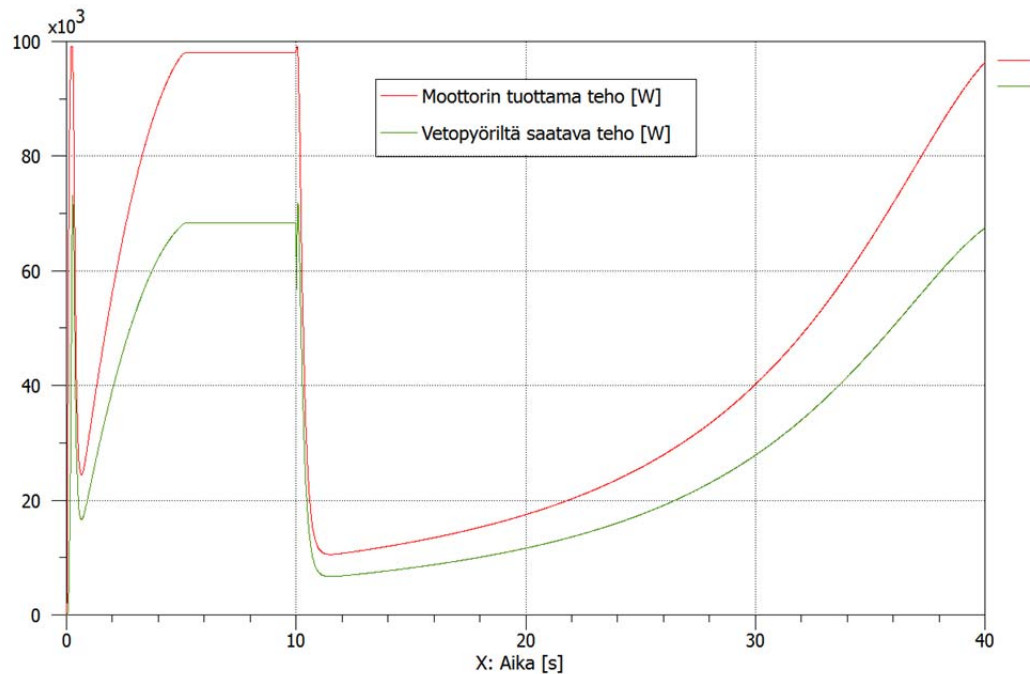
Kuva 32. 10 t hydrostaattisen ajoneuvon vetopyörien nopeus

Kuvan 32 kuvan mukaan ajoneuvon vetopyörien nopeus on 888 kierrosta minuutissa, eli ajoneuvo on saavuttanut 67 km/h nopeuden. Mäen nousussa kohdassa 5–10 sekuntia nopeus on 4,7 km/h.



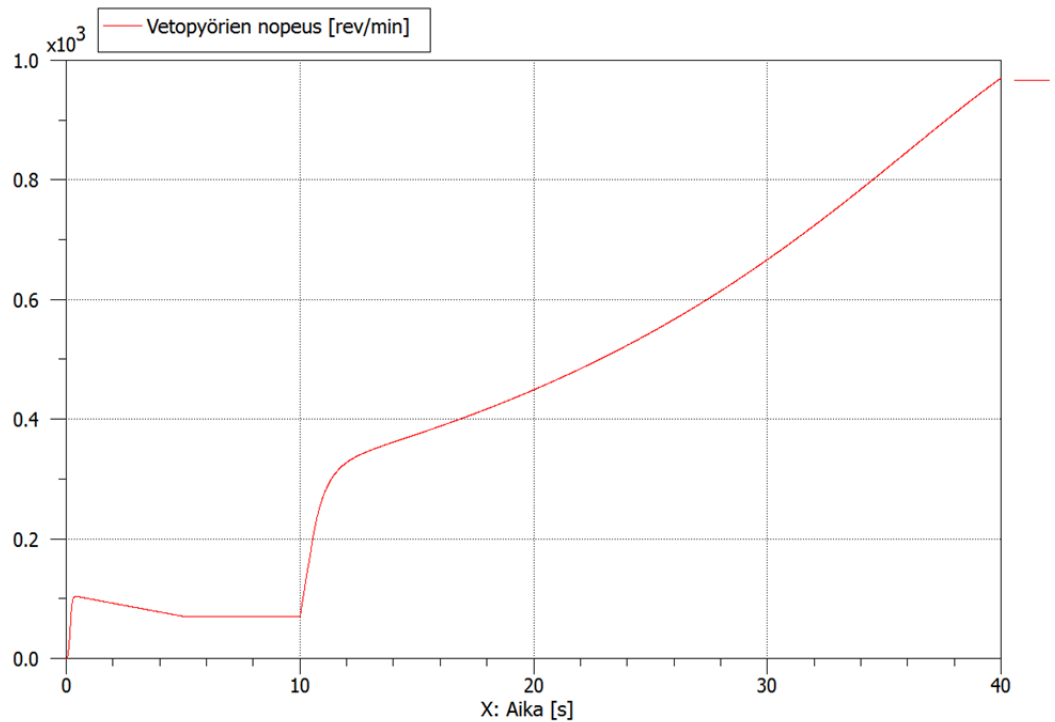
Kuva 33. 10 t hydrostaattisen ajoneuvon vetovoima

Kuvaajan alussa on pumpun kavitoinnista johtuvaa värähtelyä, kun ajoneuvo lähtee liikkeelle ja kiipeämään mäkeä ylös. Hetkellä 38 s on saavutettu suurin vetovoima ajossa.



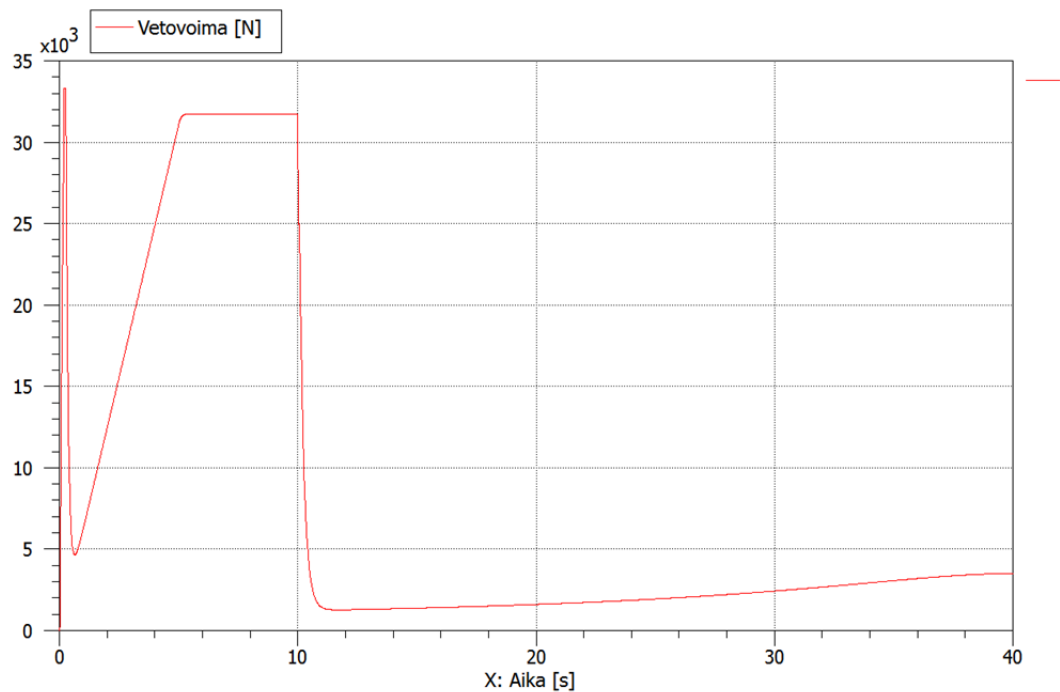
Kuva 34. 2 t hydrostaattisen ajoneuvon tehokäyrät

2 tonnin painoisen ajoneuvon hyötysuhde nousussa välillä 5–10 s on 0,697. Huipunopeuden kohdalla 40 s hyötysuhde on 0,70.



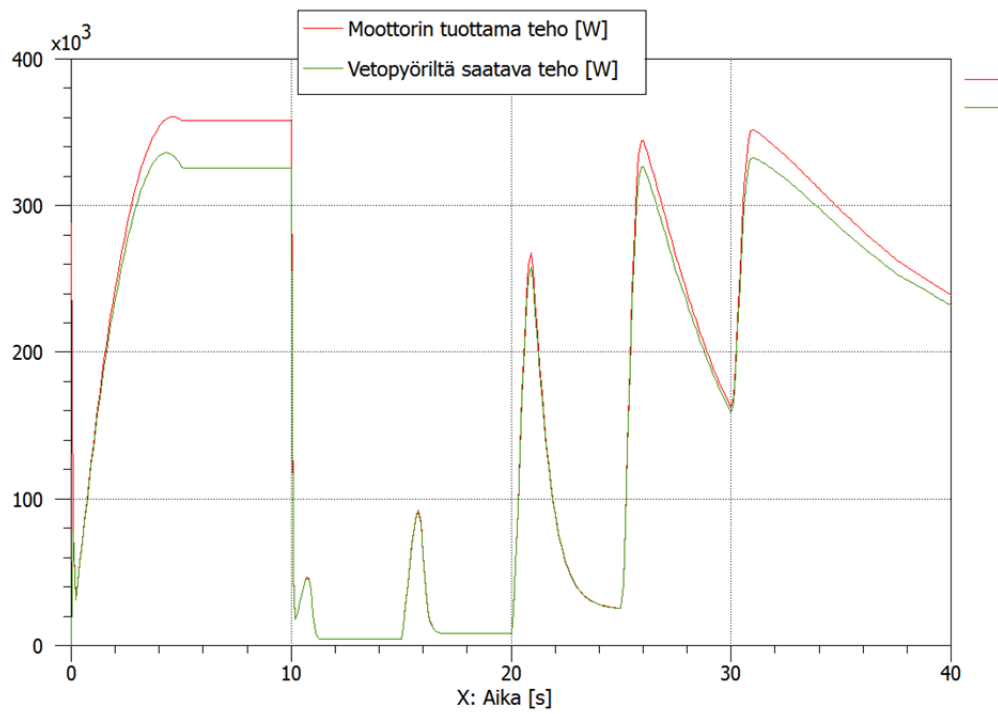
Kuva 35. 2 t ajoneuvon vetopyörien nopeus

2 tonnin ajoneuvon vetopyörien huippunopeus on 970 kierrosta minuutissa, jolloin ajoneuvon nopeus on 73 kilometriä tunnissa.



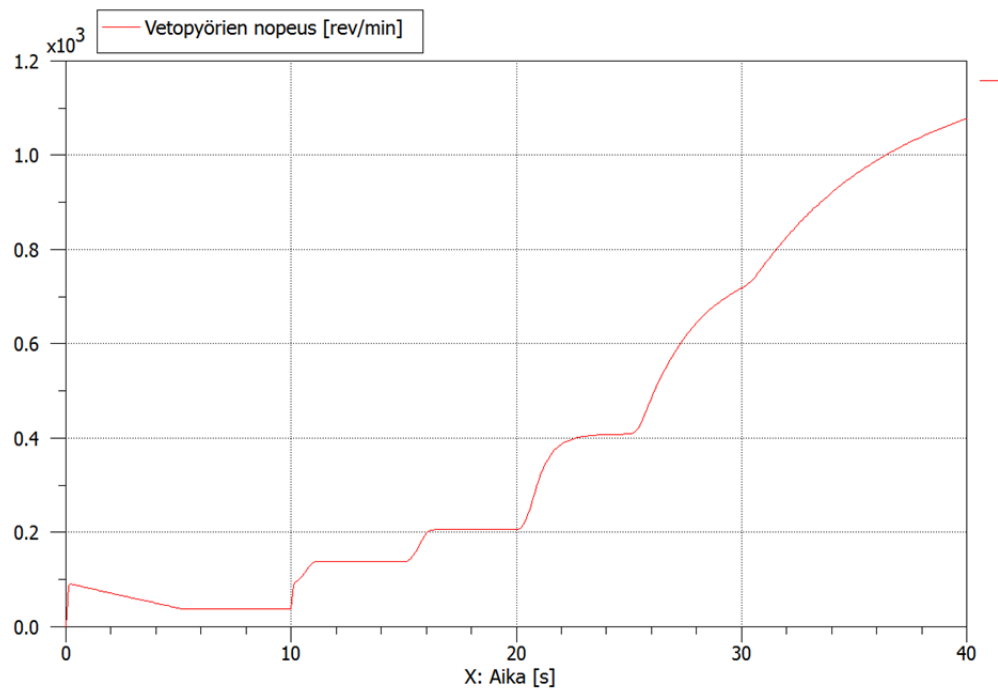
Kuva 36. 2 t ajoneuvon vetovoima

Liikkeelle lähdössä on värähtelyä, joka tasaantuu heti, kun ajoneuvo on päässyt liikkeelle. Värähtelyt alussa johtuvat simulointimallin pumpun kavitoinnista. Vetovoimahuippu ajossa on huippunopeuden kohdalla.



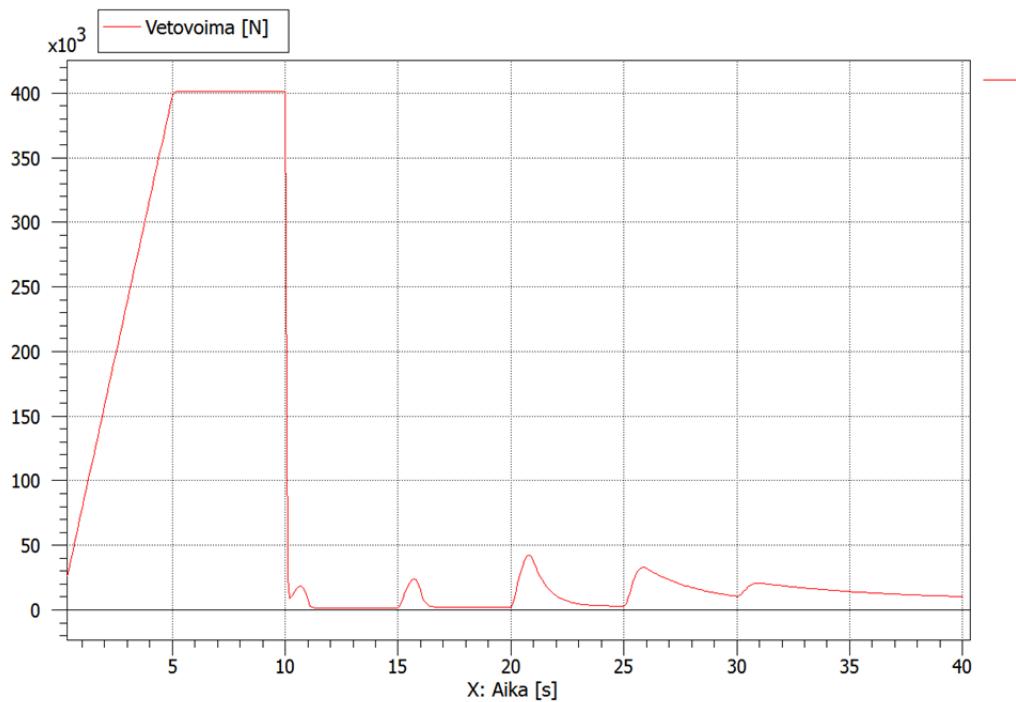
Kuva 37. 10 t hydromekaanisen ajoneuvon tehokäyrät

Hydromekaanisen ajoneuvon hyötysuhde nousussa on 0,91. Hyötysuhde viimeisellä vaihteella kiihdytettäessä huippunopeuteen on huippunopeuden saavutettua 0,96.



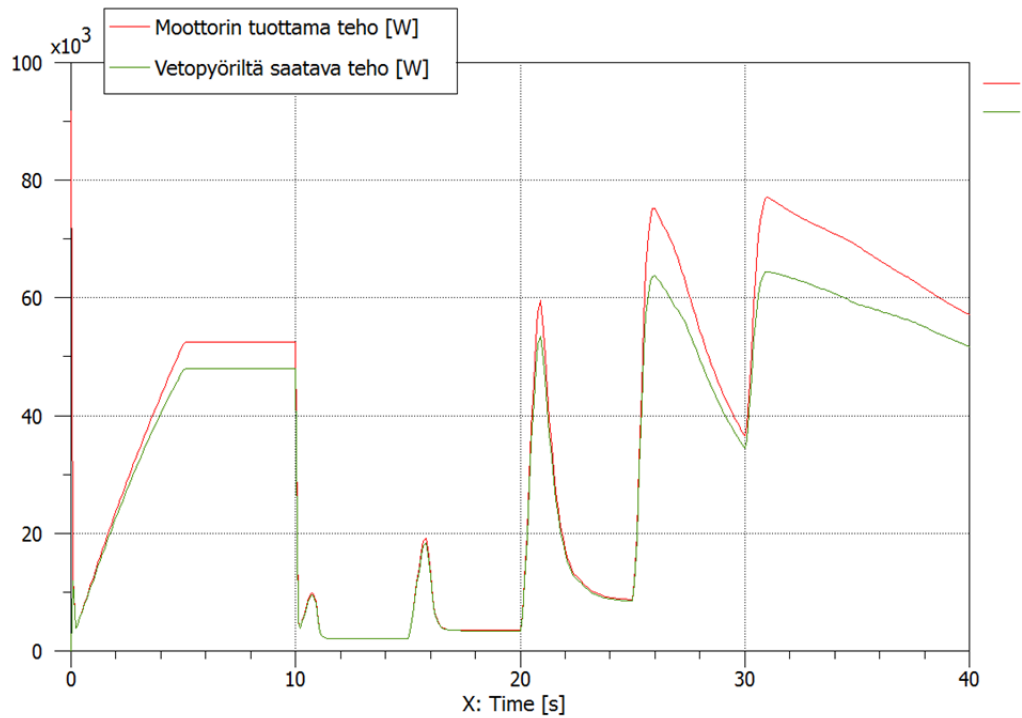
Kuva 38. 10 t hydromekaanisen ajoneuvon vetopyörien nopeus

Edellä olevassa kuvassa 38 on esitetty 10 t ajoneuvon vetopyörien nopeus, kun ajoneuvo kiihdytetään täyteen nopeuteen. Vetopyörien nopeus lopussa on 1077 kierrosta minuutissa, jolloin ajoneuvon nopeus on 81 kilometriä tunnissa.



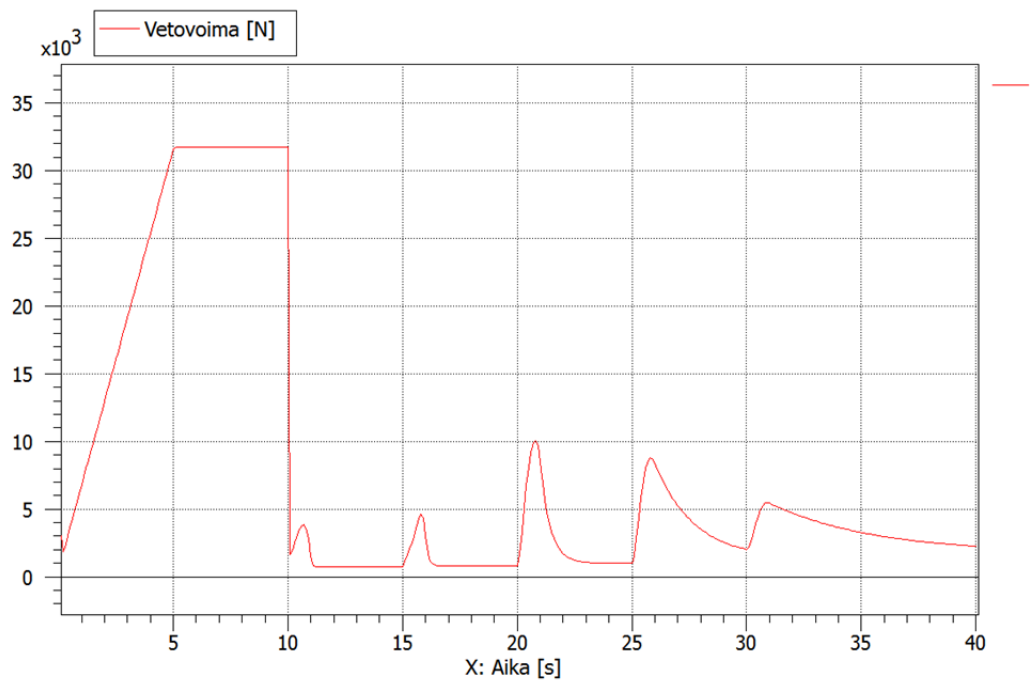
Kuva 39. 10 t hydromekaanisen ajoneuvon vetovoima

Vetovoimaa tarvitaan eniten nousussa ja kiihdytyksissä. Huippunopeudella ajamiseen tarvittava voima kuluu kitkoihin ja telaketjujen pyörittämiseen. Kääntämiseen käytettävän CVT:n pumpun kierrostilavuus on 35 cm^3 ja moottorin kierrostilavuus 150 cm^3 . Moottorin tuottama suurin vääntö on 573 Nm , jolloin kummallekin pyörälle tuleva vetovoima on planeettavaihteiston jälkeen 8594 N .

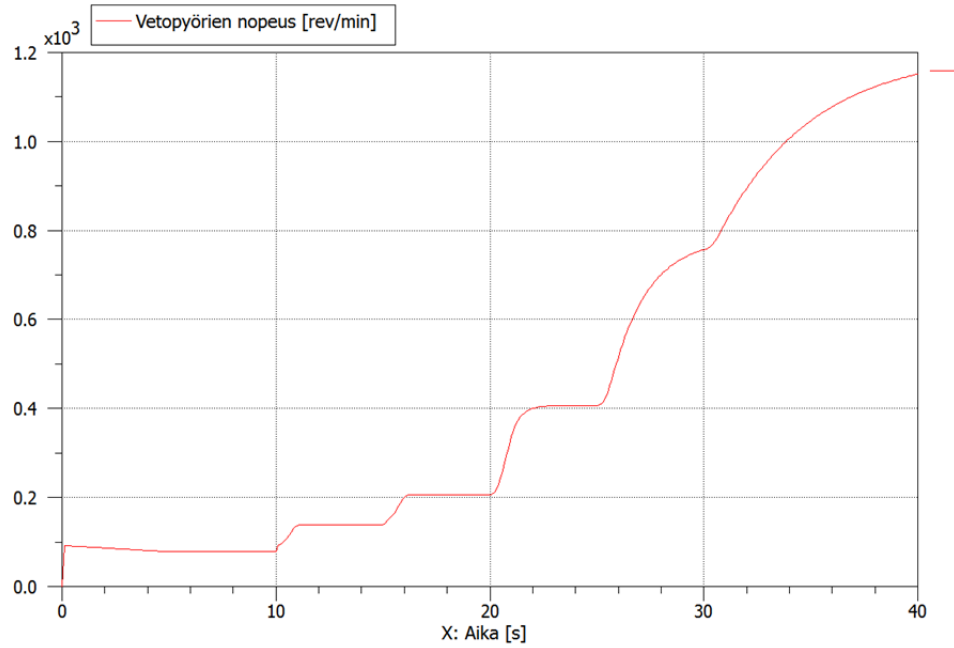


Kuva 40. 2 t hydromekaanisen ajoneuvon tehokäyrät

2 tonnin ajoneuvon hyötysuhde nousussa ja huippunopeudessa on 0,91. Momentinmuunnin luistaa yhtä paljon kummassakin pisteessä. Ajoneuvon kiihtyvyyteen vaikuttavien vahvistettujen kumitelaketjujen massa on pieni, eli niiden oletettu massa on 100 kg ketjua kohden.



Kuva 41. 2 t hydromekaanisen ajoneuvon vetovoima



Kuva 42. 2 t hydromekaanisen ajoneuvon nopeus

2 tonnin hydromekaanisen ajoneuvon vetopyörien nopeus lopussa 1152 kierrosta minuutissa. Ajoneuvon nopeus on tällöin 87 kilometriä tunnissa. CVT:n pumppu on 25 cm³ säätävälavuuksinen pumppu ja moottori on 75 cm³ kiinteätilavuuksinen pumppu. Moottorin tuottama suurin vääntö on 286 Nm. Planeettavaihteiston jälkeen kummallekin vetopyörälle tuleva vetovoima on 4297 N.

6 JÄRJESTELMIEN ETUJEN JA TOTEUTUSKELPOISUUKSIEN VERTAILU

Koneen suunnittelussa ja rakentamisessa pitää aina ottaa huomioon kyseisen koneen tai järjestelmän toteuttamiskelpoisuus, yksinkertaisuus ja käyttökustannukset. Haluttu toiminta tai tarkoitus voidaan usein saavuttaa riittävän hyvin myös yksinkertaisemmalla järjestelmällä joistain ominaisuuksista tinkien. Paras järjestelmä, joka toteuttaa kaikki vaatimukset, ei välttämättä ole helpoin ja halvin toteuttaa tai huoltaa ja sen käyttökustannukset voivat olla suuremmat kuin hieman yksinkertaisemman järjestelmän. Koneen käytön helppous tai käyttäjän kouluttamisen helppous ja nopeus on myös yksi etuihin ja toteuttamiseen vaikuttava tekijä.

6.1 Simulointituloksiin perustuva suorituskyky

Kaikilla simuloituilla järjestelmillä päästiin haluttuun tavoitteeseen. Vaatimuksena oli 60 % mäen nousu, 65 km/h huippunopeus, portaattomat kääntösäteet ja paikallaan kääntyminen. Hydrostaattisilla järjestelmillä saavutettu huippunopeus vastasi pääosin staattisesti laskettuja nopeuksia. Raskain ajoneuvo saavutti vaaditun 65 km/h, keskiraskas 67 km/h ja kevyt 73 km/h. Hydrostaattisella ajoneuvolla voidaan ajaa taaksepäin yhtä nopeasti kuin eteenpäin. Hydromekaanisten järjestelmien tehot ja vetopyörien halkaisijat ovat samat kuin hydrostaattisissa järjestelmissä. Raskain hydromekaaninen ajoneuvo saavutti 68 km/h nopeuden, keskiraskas 81 km/h ja kevyt 87 km/h.

Ohjattavuudessa hydrostaattinen ajoneuvo osoittautui yllättäen hieman huonommaksi kuin hydromekaaninen. Alkuperäinen oletus oli, että hydrostaattinen ajoneuvo käyttäytyisi ohjattavuutensa kannalta yhtä hyvin kuin mekaaninen tai hydromekaaninen ajoneuvo. Paikallaan kääntyessä hydrostaattisen ajoneuvon suurin vetovoima on heti käytettävissä kummallakin telaketjulla. Tämän ansiosta ajoneuvo kääntyy vaivoitta myös pehmeässä ja upottavassa maastossa, johon ajoneuvo pyrkii kaivautumaan paikallaan kääntyessä. Sen sijaan huippunopeudella ajettaessa vetovoima, hydraulimoottorien säätövara ja maksimipyörimisnopeus eivät riitä tasaisen ratanopeuden ylläpitoon. Huippunopeudessa toista ketjua tulee hidastaa ja toisen nopeus pitää samana, jolloin ajoneuvon ratanopeus hidastuu. Tämä voidaan korjata sillä, että mitoitetaan hydraulimoottorit tarvittavaa suuremmaksi, jolloin säätövara riittää myös huippunopeudella ajettaessa.

Hydromekaanisen ajoneuvon ohjattavuus pysyy samanlaisena koko nopeusalueella. Hydrostaattisella CVT:llä tulee saada riittävästi vääntöä, jotta ajoneuvo pystyy kääntymään paikallaan pehmeällä alustalla. Tämä saatiin toteutettua planeettavaihteiston alen-

tavalla välityksellä ja sopivankokoisella hydraulimoottorilla. CVT:n pumpun ei tarvinnut olla suuri, koska tässä tapauksessa sillä ei ollut muita hydraulilaitteita käytettävänä. Huippunopeudella tapahtuvissa käännoksissä ei pumpulta vaadita suurta tuottoa, kääntösäteen ja kääntönopeuden pitämiseksi riittävän suurina. Jyrkät käännoukset suurella nopeudella voivat katkaista telaketjun tai pudottaa sen telapyöriltä. Hydromekaanisen ajoneuvon ratanopeus pysyy käännoksissä vakiona.

Simuloinnin perusteella tehonsiirtojärjestelmien tehohäviöissä oli suuret erot hydrostaattisen ja hydromekaanisen järjestelmän välillä. Hydrostaattisen järjestelmän hyötysuhde oli parhaimmillaan 0,70 ja hydromekaanisen 0,96.

Hydromekaanisen järjestelmän häviöt johtuvat pääosin momentinmuuntimen luistosta. Momentinmuuntimien hyötysuhde on yleensä välillä 0–0,95. Paras hyötysuhde saavutetaan tasaisella ajonopeudella, jolloin staattorin nopeus on lähellä turbiinin nopeutta. Hyötysuhde on heikko momentinmuuntimen luistaessa kiihdytyksissä ja vedettäessä raskasta kuormaa. Momentinmuuntimen hyötysuhde paranee lähes 100 %:iin kun siihen lisätään lukkokytkin, jolloin turbiinin ja staattorin nopeudet saadaan samaksi. [7]

Hydromekaanisen järjestelmän CVT aiheuttaa tehohäviöitä kun sitä käytetään ohjaamiseen. CVT:n hyötysuhde on parhaimmillaan noin 0,72. Todellisuudessa tiet tai ajourat eivät ole suoria ja tasaisia vaan ajoneuvoa joudutaan välillä ohjaamaan sekä kiihdyttämään ja hidastamaan vaihtelevasti. Tämä aiheuttaa sen, että parhaaseen hyötysuhteeseen päästään harvoin, koska CVT:tä joudutaan käyttämään ohjauksissa ja hydrodynaaminen momentinmuunnin luistaa useammin. Hydromekaanisen järjestelmän kokonaishyötysuhde vaihtelee tien tai maaston ohjausvaatimusten mukaan.

Hydrostaattisen järjestelmän huono hyötysuhde johtuu pumpun ja moottorin vuotoista. Järjestelmän 30 % tehohäviö muuttuu lämmöksi ja lisää jäähdetyksen tarvetta. Panssariajoneuvossa tämä on merkittävä ongelma, sillä se kasvattaa ajoneuvon lämpöherätettä, jolloin sen havaitseminen esimerkiksi lämpötähystimellä helpottuu.[4] Lisäksi tarvitaan enemmän jäähdetykskapasiteettia, joka tarvitsee lisätilaa ajoneuvossa, jolloin tila on poissa esimerkiksi asejärjestelmiltä ja miehistöltä[4]. Hydromekaanisessa tehonsiirtojärjestelmässä suurin tehohäviöiden aiheuttaja on momentinmuunnin. Loput häviöt johtuvat vaihteistojen kitkasta. Hydromekaaninen järjestelmä on simulointitulosten mukaan paremmin ohjattava ja energiatehokkaampi.

6.2 Valmistuskustannukset, monimutkaisuus ja paino

Koneen tai laitteen valmistuskustannukset riippuvat pääosin käytettävistä materiaaleista ja työkustannuksista. Työkustannukset muodostuvat tuotteen valmistamiseen kuluva ajasta, johon osaltaan vaikuttaa tuotteelta tai sen komponenteilta vaadittava mittatarkkuus. Hydraulipumppujen ja moottoreiden hinta muodostuu pääosin juuri työkustannuksista vaativien mittatarkkuuksien ja osien määrän takia. Huonot mittatarkkuudet esimerkiksi hydraulimoottorissa heikentävät hyötysuhdetta lisäämällä vuotoja tai vähentävät komponenttien käyttöikää heikentyneen voitelun takia. Perinteisten mekaanisten osien kuten akseleiden ja hammaspyörien koneistaminen on halvempaa ja nopeampaa, koska

toleranssit ovat suuremmat. Hammaspyörien perusmateriaali on kalliimpaa kuin yleisrakenneteräs, josta voidaan valmistaa akselit ja pääosa hydraulisista komponenteista.

Hydrostaattinen ajotehonsiirtojärjestelmä on osien määrän puolesta huomattavasti monimutkaisempi kuin hydromekaaninen järjestelmä. Vaikeasti valmistettavien osien määrä kasvattaa myös hintaa. Hydrostaattisessa järjestelmässä on kaksi säätötilavuuksista moottoria, joiden kulmat pitää pystyä kääntämään myös negatiiviseksi. Moottorien lisäksi järjestelmässä on oltava pumppu, pumpun apupumppu, suodattimet, tehokas jäähdytyspiiri, kaksi aluevaihteistoa ja ohjauslogiikka. Koko järjestelmä on rakennettu nopeasti vaihdettavaksi moduuliksi, jonka kuori toimii öljysäiliönä.

Hydraulinestettä käytetään myös järjestelmän voiteluun ja jäähdytykseen, joka asettaa sille lisävaatimuksia ja nostaa hintaa. Nesteen määrä moduulissa tulisi olla mahdollisimman suuri. Erillistä säiliötä ei kannata käyttää, koska se vie tilaa ja lisää painoa ja hintaa. Tehokas jäähdytin lisää myös hintaa ja tarvitsee lisätilaa ajoneuvossa.

Hydrostaattisen järjestelmän etuja ovat komponenttien vapaampi sijoittelu moduulissa, koska putkien ei tarvitse kulkea suoria linjoja pitkin, toisin kuin esimerkiksi akselien ja hammaspyörien. Pumppu ja moottorit rakennetaan osaksi järjestelmää siten, että niillä ei ole omaa koteloa vaan ne integroidaan järjestelmän koteloon. Valmiit erilliset komponentit lisäävät massaa ja tilantarvetta. Ohjaus toteutetaan esimerkiksi ohjelmoitavalla logiikalla ja sähköisellä hydraulikomponenttien säädöllä. Tällä tavalla saadaan kääntösäteet toteutettua siten, että ne ovat samalla ohjaimen kulmalla aina samat.

Ajoneuvon kääntyminen paikallaan toteutetaan siten, että toisen hydraulimoottorin kulma käännetään negatiiviseksi. Jos tällaisten moottorien valmistaminen osoittautuu mahdottomaksi, niin paikallaan kääntyminen voidaan toteuttaa suuntaventtiileillä.

Hydromekaaninen ohjausjärjestelmä koostuu planeettavaihteistoista, vetoakseleista, vaihdelaatikosta, momentinmuuntimesta ja CVT:stä. Sen monimutkaisimmat osat ovat automaattivaihdelaatikko ja CVT. Ne voivat olla samaa rakennetta tai vaihdelaatikko ja momentinmuunnin kytketään suoraan moottoriin. CVT voi käyttää samaa öljyä kuin mitä käytetään vaihteiston voiteluun ja jäähdytykseen. CVT:n ohjaus on tehty ohjelmoitavalla logiikalla siten, että kääntösäteet vastaavat aina tiettyä ohjaimen kulmaa ajoneuvon nopeudesta tai moottorin kierrosluvusta riippumatta. Tarvittava öljytilavuus on hydromekaanisessa järjestelmässä huomattavasti pienempi kuin hydrostaattisessa järjestelmässä. Jos jokainen osa lasketaan, niin järjestelmät ovat osien määrän puolesta hyvin lähellä toisiaan. Hydromekaaninen järjestelmä on kuitenkin hieman yksinkertaisempi ja halvempi valmistaa suurempien toleranssien takia verrattuna hydrostaattiseen järjestelmään.

Olemassa olevat ajotehonsiirtojärjestelmät 300–600 kW tehoisille tela-ajoneuvoille painavat yleensä noin 1250–1450 kg. Tällaisia ovat esimerkiksi RENK HSWL 194 ja HSWL 109 vaihteistot. [8, s.10] Tehokkaammille ajoneuvoille tarkoitetut tehonsiirtojärjestelmät painavat yli 2000 kg. [8, s.10]



Kuva 43. RENK 256 vaihteisto, 500–900 kW, painaa 1700 kg [9]

Järjestelmiin sisältyvät vaihdelaatikko, tehonsiirron akselit, vaihteistot, ohjausjärjestelmä, jarrut ja järjestelmän ohjaamiseen tarvittava elektroniikka. Hydromekaaninen järjestelmä tulee todennäköisesti asettumaan tähän painoluokkaan 10- ja 26-tonnisilla ajoneuvoilla. Raskaimmassa hydrostaattisessa järjestelmässä pumppu painaa 240 kg ja moottorit yhteensä noin 240 kg. Aluevaihteistot painavat yhteensä noin 300 kg. Tähän tulee lisäksi jäähdytin 50 kg, koko moduulin kotelo 300 kg ja hydraulineste 150 l. Hydrostaattisen järjestelmän kokonaismassa on noin 1400 kg ja nopein tapa keventää sitä on nestetilavuuden pienentäminen. Keskiraskas järjestelmä painaa kevyempien komponenttien takia noin 1200 kg.

6.3 Luotettavuus, huollettavuus, käyttökustannukset ja käytettävyys

Luotettavuus, helppo ja nopea huollettavuus ja edulliset käyttökustannukset ovat tärkeitä ominaisuuksia jokaisessa ajoneuvossa. Luotettavuus on työkoneelle erittäin tärkeä ominaisuus, koska ne saattavat olla koneesta riippuen hankalia ja hitaita huoltaa.

Sotilasajoneuvoissa korostuvat luotettavuus sekä huollettavuus samanaikaisesti [4]. Epäluotettava ajoneuvo aiheuttaa lisää huoltokustannuksia, jotka saattavat olla taistelukentällä yli kymmenen kertaa suuremmat kuin normaalisti, tai se voi jopa vaarantaa ajoneuvon tai miehistön turvallisuuden vikaantumalla kriittisellä hetkellä. Huollossa ollessaan ajoneuvo on lisäksi pois varsinaisesta käytöstä. Luotettavuutta voidaan lisätä kahdentamalla kriittisiä järjestelmiä, tekemällä varajärjestelmiä pääjärjestelmien rinnalle ja ennen kaikkea riittävällä testaamisella ja korjaamisella prototyypivaiheessa. Huollettavuutta voidaan parantaa ja huoltoa nopeuttaa suunnittelemalla komponentit helposti vaihdettaviksi.

Panssarivaunujen rikkoutuneita pienosia ei yleensä vaihdeta kenttäolosuhteissa, vaan huolto toteutetaan vaihtamalla isompia moduuleja. Tällöin vaihdetaan esimerkiksi moottori ja vaihteisto yhtenäisenä voimapakettina. Voimapaketin vaihto pystytään toteuttamaan nykyaikaisessa panssarivaunussa yleensä alle tunnissa, vaikka se useissa vaunumalleissa sijaitsee ajoneuvon etuosassa, jolloin se samalla antaa miehistölle lisäsuojaa ja vaunun takaosaan lisätilaa.[4]

Hydraulijärjestelmissä yleisin vianaiheuttaja on lika. Epäpuhtaudet mahtuvat komponenttien välyksiin ja ne saattavat jumiuttaa venttiileitä tai aiheuttaa abrasiivista kulumista. Välysten kuluminen suuremmiksi lisää vuotoja. Suuremmat vuodot tarkoittavat suurempia tehohäviöitä ja tietyssä pisteessä suorituskyky alkaa kärsiä, kun vääntöä ei pystytä tuottamaan riittävästi. Hydraulijärjestelmiä suojellaan ulkopuoliselta lialta huotinsuodattimilla ja suodattamalla järjestelmän nestettä.

Hydrostaattisen ajotehonsiirtojärjestelmään vaikuttaa voimakkaasti lämpötila. Suorituskyky laskee tai katoaa kokonaan, jos hydraulinestettä ei pystytä jäähdyttämään riittävästi, tai nesteen viskositeetti on käyttöympäristöön nähden väärä. Nesteen viskositeetti laskee nesteen lämmön noustessa, jolloin vuodot lisääntyvät. Tehohäviö 26 tonnin järjestelmällä on suurimmillaan 155 kW. Suuri hukkalämmöntuotto on ongelmallista mille tahansa koneelle, koska kone tarvitsee silloin tehokkaan jäähdyttimen toimiakseen normaalisti. Jäähdytin tarvitsee koneesta tilan, jossa se saa viileää ilmaa ja pystyy poistamaan kuumaa ilmaa. Jäähdytin on helposti iskuista ja kolhuista vaurioituva komponentti, joten se pyritään sijoittamaan koneen rakenteiden suojaan, mutta kuitenkin siten, että sille voidaan järjestää riittävä ilman vaihto. Lämpimillä alueilla jäähdytyksen tarve on luonnostaan suurempi, koska lämmönvaihtimen hyötysuhde laskee. Lämpöhäviöt aiheuttavat ongelman sotilaskäytössä olevalle tela-ajoneuvolle, koska sen lämpöeräte tulisi saada mahdollisimman pieneksi [4]. Kuuma ajoneuvo voidaan havaita lämpöhystimellä selvemmin ja kauempaa kuin viileä kohde [4].

Hydrostaattinen järjestelmä kestää hyvin käyttäjän tekemiä virheitä ja ylikuormitus-tilanteita. Ylikuormitettuna paineenrajoitin aukeaa ja järjestelmän tuottama vääntö laskee. Tällaisessa tilanteessa, esimerkiksi raskaassa maastossa, ajoneuvo hidastuu tai pysähtyy.

Noustaessa niin jyrkkää mäkeä, kuin mihin ajoneuvon vetovoima riittää, ohjaamista ei voi tehdä käytännössä ollenkaan, koska toisen moottorin kulmaa joudutaan pienentämään. Kokonaisvetovoima ei riitä tällöin enää mäen nousemiseen. Ajettaessa maksimivetovoiman ja huippunopeuden välimaastossa hydrostaattista ajoneuvoa voidaan kääntää siten, ettei ratanopeus laske. Toisen moottorin kulmaa kasvatetaan esimerkiksi 5 % ja toisen taas vastaavasti vähennetään 5 %. Ohjaus miniminopeudella on käänteinen verrattuna maksiminopeuteen tai sitten ohjauslogiikka tulee toteuttaa siten, että ääripäisissä pienennetään aina moottorin kulmaa, jolloin logiikasta tulee yksinkertainen. Ohjainta oikealle käännettäessä oikeanpuolen moottorin kulmaa pienenee ja vetovoima vähenee, jolloin ajoneuvo kääntyy oikealle. Hydrostaattiseen järjestelmään tarvitaan luistonesto lisäämään sen vakautta liukkailla alustoilla. Ilman sitä öljyllä on taipumus mennä sinne mihin se helpoiten pääsee, eli käytännössä liukkaalla pinnalla oleva telaketju jää luista-

maan paikallaan kaiken tilavuusvirran tullessa vain sille. Hydromekaanisessa järjestelmässä luistonestoa ei tarvita, koska järjestelmässä ei ole taseuspyörästä ja teho tulee jatkuvasti molemmille planeettavaihteistoille.

Hydraulinesteen tulisi olla palamatonta paloturvallisuuden lisäämiseksi. Palamattomat nesteet eivät kuitenkaan välttämättä voitele yhtä hyvin kuin tavanomaisemmat hydraulinesteet. Palamattomat nesteet tuovat myös lisävaatimuksia komponenteille ja tiivisteille.

Hammaspyörävaihteistot ovat vähemmän alttiita vaihteistoöljyn epäpuhtauksille tai viskositeetin vaihteluille. Hammaspyörät eivät jumiudu helposti, mutta niiden kuluminen nopeutuu öljyn sisältämien epäpuhtauksien vuoksi. Lämpötilan vaikutukset voiteluun ovat hyvin samanlaiset kuin hydrostaattisessa järjestelmässä. Hyvin kylmissä lämpötiloissa viskositeetti on korkea ja öljy vaatii lämmittämistä tai ajoneuvoa ei voida käyttää heti normaalilla tavalla. Korkeassa lämpötilassa viskositeetin lasku heikentää voitelua ja hammaspyörissä alkaa tapahtua metallikosketusta. Oikein mitoitettut ja oikeasta materiaalista valmistetut hammaspyörät kestävät tarkoituksen mukaisessa käytössä. Yleisin ja kestävin materiaali hammaspyörrien valmistukseen on teräs. Teräs on karkaista hyvä kulutuskeston saamiseksi, jolloin sen hiilipitoisuus on yleensä 0,3–0,6 %.[10 s.677] Järjestelmään voidaan asentaa myös rajoittimia, ettei suurinta sallittua vääntöä ylitetä. Ylikuormitettuna momentinmuunnin luistaa normaalia enemmän ja voi ylikuumentua. Riittävässä ylikuormituksessa ajoneuvo pysähtyy tai se ei lähde liikkeelle.

Luotettava, sekä helposti ja nopeasti huollettava ajoneuvo on käytössä suuremman osan ajasta kuin tämän vastakohta. Huoltoon käytetty aika on poissa ajoneuvon käyttökohteelle tarkoitettusta ajasta, oli se sitten työ, koulutusikä tai taistelukenttä. Ajotehonsiirtojärjestelmä kannattaa toteuttaa nopeasti irrotettavana moduulina. Yksitaiten osien vaihto moduuliin on hitaampaa kuin koko moduulin vaihto erityisesti kenttäolosuhteissa. Itse moduulin vaihdon nopeus riippuu myös ajoneuvosta, eli kuinka helposti ajoneuvon katteet saadaan avattua ja kuinka paljon tilaa asentajilla on moduulin irrottamiseen. Hydrostaattisella järjestelmällä käytön aikainen huolto on lähinnä nesteen tilavuuden, puhtauden ja suodattimien tilan tarkkailua. Hydromekaanisessa järjestelmässä käytön aikaista seuraamista on vähemmän.

Huollettavuus on myös osa käyttökustannuksista. Öljy on yksi huoltojen vakiokustannuksista, koska öljy täytyy vaihtaa riittävin väliajoin. Hydrostaattinen järjestelmä on tässä suhteessa kalliimpi huoltaa, koska sen nestetilavuus on suurempi. Käyttökustannukset syntyvät kuitenkin pääosin ajoneuvon käytöstä, eli suoraan polttoainekuluista. Simulointitulosten perusteella hydromekaaninen järjestelmä osoittautui huomattavasti paremmaksi tehonkäytössä. Hydrostaattinen tehonsiirto hukkaa tehoa pumpun ja hydraulimoottorien voiteluun tarvittaviin vuotoihin. Polttoainetaloudellisuus vaikuttaa ajoneuvon käyttökustannuksiin, maksimimatkaan yhdellä tankkauksella ja myös polttoainehuollon järjestämiseen. Polttoaine taistelukentälle kuljetettuna voi olla yli 10 €/l riippuen tietysti kuljetettavasta matkasta. Ajoneuvossa polttoainesäiliöiden tarvitsema tila halutaan pitää mahdollisimman pienenä, koska tilaa ei ole kunnolla ja polttoaine lisää paloriskiä jos ajoneuvo saa osuman. Polttoainehuolto on myös erittäin haavoittuvainen

ja arvokas kohde taistelukentällä ja polttoainehuollon pitäminen mahdollisimman pienenä helpottaa sen järjestämistä tarvittavalle alueelle.

Käytettävyydeltään eri järjestelmillä toteutetut ajoneuvot ovat lähellä toisiaan, poikkeuksena on hydrostaattisen ajoneuvon toiminta suorituskykynsä äärirajoilla. CVT:llä tai hydraulimoottoreilla toteutetussa ohjauksessa ajoneuvon ajonhallintalaitteet ovat kuin automaattivaihteisessa autossa. Kaksi poljinta, kaasua ja jarru, ohjauspyörä tai vastaava ohjain ja vaihteen valitsin. Yksinkertaisimmillaan valitsimessa voi olla kolme asentoa, eli eteen, taakse ja vapaa. Valitsimen ollessa vapaalla ja ohjainta kääntämällä ajoneuvo kääntyy paikallaan. Muussa tapauksessa ajoneuvo liikkuu samalla eteenpäin tai taaksepäin. Kuljettajan kouluttaminen valmiiksi tutun oloiseen ajoneuvoon on helppoa.

Nykyaikaisissa länsimaisissa panssariajoneuvoissa on ohjauspyörä tai vastaava ohjaustanko. Ohjaussauvoja käytetään neuvostoliittolaisissa ja samantyyppistä tekniikkaa käyttävissä panssari- ja kuljetuspanssarivaunuissa kuten T-55, T-72 ja MTLB. Lisäksi automaattivaihteistot ovat nykyaikaisissa vaunuissa syrjäyttäneet manuaaliset vaihdelaatikot. Manuaalisia vaihdelaatikoita suosittiin aiemmin niiden teknisen yksinkertaisuuden ja luotettavuuden takia. Ajamisen helppous on tärkeimpänä syynä automaattivaihteisen ajoneuvon sen yleistymiseen. Lisäksi automaattivaihteet vähentävät hallintalaitteisiin kohdistuvaa huomion tarvetta, jolloin pääosa ajajan huomiosta on ympäristön havainnoinnissa ja ajoreitissä. Tällä on merkitystä maastoajossa ja pitkillä marsseilla. [4]

Painonsa puolesta kevyemmät, eli 10 t ja 2 t ajoneuvoihin tarkoitetut järjestelmät, sopivat telakuorma-autoihin ja sellaisiin ajoneuvoihin, joilta vaaditaan muista syistä erityistä keveyttä. Hydrostaattisella järjestelmällä saatava muutaman sadan kilon säästö painossa lisää hyötykuorman määrää tai vaihtoehtoisesti helpottaa ilmakuljetusta. Esimerkiksi Mak Wiesel (2800 kg) on kuljetettavissa helikopterilla ja BMD-3 (13200 kg) vaunuja käytetään maahanlaskuoperaatioissa. [5, s.150 ja s.176] Kuljetettavuuden lisäksi ajoneuvon paino vaikuttaa myös käytettävyyteen pehmeässä maastossa ja joitain kevyitä siltoja ei voi käyttää.

7 JOHTOPÄÄTÖKSET

Tutkimuksella osoitettiin, että hydrostaattisen ajoneuvon ohjattavuus ei ollut parempi kuin täysin mekaanisella tai hydromekaanisella järjestelmällä varustetun ajoneuvon. Hydrostaattinen järjestelmä menettää ominaisuuksiaan silloin, kun sitä käytetään suorituskykyä äärirajoilla, koska järjestelmän mitoitus on tehty vastaamaan huippunopeuden ja nousun vaatimuksia. Käännettäessä ajoneuvoa huippunopeudella toisen moottorin kulmaa ei pysty pienentämään väännön loppumisen takia, joten ohjaus tehdään kasvattamalla toisen moottorin kulmaa. Tällöin kyseisen moottorin kierrostilavuus ja vääntö suurenevät. Kääntämiseen käytettävä moottori saa suuremman osan pumpun tuottamasta tilavuusvirrasta ja sen pyörimisnopeus kasvaa samalla kun toisen moottorin pyörimisnopeus hidastuu sille tulevan tilavuusvirran vähenemisen takia. Ohjaus voidaan toteuttaa huippunopeudessa myös siten, että toisen moottorin kulma säädetään nolnaan, jolloin ajoneuvo käyttäytyy kuin ohjauskytkimillä ohjattava ajoneuvo, eli veto loppuu kokonaan toiselta telaketjulta. Kaikesta huolimatta ajoneuvon suorituskyvyn äärirajoilla tapahtuvissa käänöksissä hydrostaattisen ajoneuvon ratanopeus hidastuu.

Hydromekaanisessa ohjausjärjestelmässä ohjaus toimii samalla tavalla ajoneuvon koko nopeusalueella. Ratanopeus ei laske käänöksissä, koska molempien vetopyörien nopeudet muuttuvat yhtä paljon, mutta vastakkaissuuntaisina. Huippunopeudella käännyttäessä ei pääse syntymään samanlaista vedon katkeamista kuin hydrostaattisella ajoneuvolla, koska kääntämiseen ei käytetä varsinaiseen ajamiseen käytettäviä komponentteja. Jyrkässä nousussa on kuitenkin sama ongelma kuin on hydrostaattisella ajoneuvolla. Pienimmällä nopeudella jyrkkään ylämäkeen ajettaessa riittävän suurella ohjausliikkeellä veto loppuu toiselta ketjulta. Luistonesto ei ole välttämätön, sillä veto tulee yhtä suurena kummallekin telaketjulle, koska ohjaus tulee erikseen CVT:ltä ja CVT pitää normaalissa ajossa planeettavaihteistojen aurinkopyörät paikallaan.

Energiatehokkuuden kannalta tarkasteltuna hydromekaaninen järjestelmä on huomattavasti parempi kuin on hydrostaattinen järjestelmä. Tehohäviöt on huomattavasti suuremmat hydrostaattisessa ajoneuvossa kuin hydromekaanisessa ajoneuvossa. Hydrostaattisen 26 t ajoneuvon hyötysuhde on noin 0,70 ja hydromekaanisen ajoneuvon hyötysuhde on noin 0,96. Hyötysuhteet ovat suurin piirtein samat myös kevyemmällä ajoneuvoilla. Hydrostaattisen ajoneuvon jäähtytyksen tarve on 26 t ajoneuvolla suurimmillaan noin 155 kW. Hukkalämmön haihduttamiseen tarvitaan tehokas jäähdytin, joka lisää järjestelmän hintaa ja tilan tarvetta. Lämpöhäviöt ovat ongelma toimittaessa lämpimillä alueilla, joissa jäähtytyksen tarve kasvaa ympäristön takia ja lämmönvaihtimen hyötysuhde heikkenee. Hukkalämpö on tehoa, jota ei voida käyttää hyödyksi, eli hydrostaattisella ajotehonsiirtojärjestelmällä toteutettu ajoneuvo kuluttaa enemmän polttoai-

netta kuin hydromekaanisella ajotehonsiirtojärjestelmällä toteutettu vastaava ajoneuvo. Pieni tehohäviö on jo yksistään riittävä luomaan selkeän eron hydraulisen ja hydromekaanisen järjestelmän välille. Edellä esitetty on tutkimuksessa tehdyn simuloinnin perusteella merkittävin syy siihen, että pääosassa nykyisistä rynnäköpanssarivaunuista on hydromekaaninen ohjausjärjestelmä.

Valmistettavuus on kummassakin hankalaa, mutta perinteiset hammaspyörät toimivat myös suuremmilla valmistustoleransseilla kuin hydraulipumput ja moottorit. Hydromekaanisen järjestelmän hammaspyörävaihteistot ovat vähemmän alttiita epäpuhtauksille kuin hydrauliset komponentit. CVT:n öljymäärä on huomattavasti pienempi kuin täysin hydrostaattisen ajotehonsiirtojärjestelmän vaatima öljymäärä, jolloin myös pelkät öljynvaihtokustannukset ovat pienemmät.

Käytettävyyden kannalta hydromekaaninen järjestelmä on sekä kustannustehokkaampi että yksinkertaisempi kuin hydrostaattinen järjestelmä. Tämä korostuu erityisesti järjestelmien huolloissa. Lisäksi käytöstä johtuva kuluminen heikentää hydrostaattisen ajoneuvon hyötysuhdetta ja suorituskykyä lisääntyvien vuotojen takia. Hydromekaaninen järjestelmä ei menetä suorituskykyään vuotojen takia samalla tavalla. Hydrostaattisella järjestelmällä ei saada merkittävää painonsäästöä hydromekaaniseen järjestelmään verrattuna. Tilantarve on kummallakin järjestelmällä suurin piirtein samanlainen.

Hydrostaattisen järjestelmän merkittävin etu hydromekaaniseen järjestelmään verrattuna on, että sillä voidaan helposti ajaa samaa nopeutta eteen tai taaksepäin. Hydromekaanisessa järjestelmässä samaan vaaditaan monimutkaisempi vaihdelaatikko. Lopputuloksena on, että hydrostaattisella CVT:llä ohjattu mekaaninen ajotehonsiirtojärjestelmä on järkevin ratkaisu tela-ajoneuvon ajotehonsiirtoon ja henkilöautomaiseen ohjattavuuteen.

Hydrostaattisista ja hydromekaanisista ohjausjärjestelmistä on varmasti olemassa paljonkin tutkittua tietoa, mutta se ei ole yleisesti ja vapaasti saatavissa, vaan tietoa pidetään ohjausjärjestelmien valmistajien eräänlaisena liikesalaisuutena. Hydrauliiikan käyttö ajoneuvon ohjaamiseen on sellaisenaan harvinaista. Edellä esitetyn perusteella jatkotutkimusten aiheena voisi olla muun muassa ohjauslogiikka ja siihen liittyvä luis-tonesto hydrostaattisessa järjestelmässä.

LÄHTEET

- [1] IHA-2300 Mobilehydrauliikka, luentomateriaali, ajovoimansiirrot, 2009
- [2] Richard M. Ogorkiewicz, Design and Development of Fighting Vehicles, 1968, 68-24052
- [3] Scania,
http://scania.com/system/img/doc/engines/i/Industrial_engines.pdf, 19.11.2013
- [4] Insinöörimajuri (DI) Jukka Ahola, panssarialan tekninen päällikkö, Maavoimien materiaalilaitoksen esikunta, järjestelmäosasto. Haastateltu: 19.12.2013
- [5] Christofer F. Foss, Jane's Tank Recognition Guide, ISBN 0 00 4709950
- [6] Amesim help
- [7] ZF Torque Converters,
http://www.zf.com/media/media/document/corporate_2/downloads_1/flyer_and_brochures/powertrain_and_suspension_components/10_Torque_Converter_Construction_engl_ebook.pdf
18.12.2013
- [8] RENK,
http://www.renk.biz/cms_flipbook/Data_Facts_and_Products_2013/blaetterkatalog/index.html, 19.11.2013
- [9] RENK,
<http://www.renk.biz/vehicle-transmissions.html?mmboxid=16&mmid=271&tid=111>, 19.11.2013
- [10] Robert L. Norton, Machine Design, ISBN 0-13-202012-2
- [11] Wikipedia, <http://en.wikipedia.org/wiki/File:Ozelot.jpg>, 14.2.2014
- [12] Wikipedia, http://en.wikipedia.org/wiki/File:Two_Finish_BMP-2s.JPG, 14.2.2014
- [13] Puolustusvoimien internetsivu,
<http://www.puolustusvoimat.fi/wcm/42ca568045de66c2952db7fc2ee3049b/10-2004->

[005.jpg?MOD=AJPERES&CACHEID=42ca568045de66c2952db7fc2ee3049b](#)
14.2.2014

- [14] Puolustusvoimien internetsivu, www.puolustusvoimat.fi Maavoimat/ Perustietoa/ Maavoimien kalustoa/ Panssarivaunut/ Rynnäkköpanssarivaunut/ CV9030.

LIITE 1: MAK WIESEL



Kuva 44. Mak Wiesel [11]

Miehistö:	3
Pituus:	3,31 m
Leveys:	1,82 m
Korkeus:	1,897 m
Paino:	2800 kg
Moottori:	64 kW VW 5 – sylinterinen turboahdettu diesel
Nopeus:	75 km/h
Nousukyky:	60 %
[5 s. 150]	

LIITE 2: BMP-2



Kuva 45. BMP-2 [12]

Miehistö:	3 + 7
Pituus:	6,74 m
Leveys:	3,15 m
Korkeus:	2,45 m
Paino:	14300 kg
Moottori:	220 kW UTD-20 6 – sylinterinen diesel
Nopeus:	65 km/h
Nousukyky:	60 %
[5 s.173]	

LIITE 3: CV90-30**Kuva 46. CV 90-30 [13]**

Miehistö:	3 + 8
Pituus:	6,63 m
Leveys:	3,20 m
Korkeus:	2,5 m
Paino:	26900 kg
Moottori:	Scania DI 16 41 A 01P, 4-tahti, ahdettu, 15.8l, 460 kW/2466 Nm
Nopeus:	65 km/h [14]
Nousukyky:	70 % [5 s.188]