



TAMPEREEN TEKNILLINEN YLIOPISTO
TAMPERE UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

EEMELI LAMMINPÄÄ
HYDRAULISEN HYBRIDIN SIMULOINTI LIIKKUVASSA TYÖKO-
NEESSA

Diplomityö

Tarkastajat: professori Kalevi Huhtala
ja tohtoriopiskelija Miika Ahopelto
Tarkastajat ja aihe hyväksytty
30. toukokuuta 2018

TIIVISTELMÄ

EEMELI LAMMINPÄÄ: Hydraulisen hybridin simulointi liikkuvassa työkoneessa
Tampereen teknillinen yliopisto
Diplomityö, 79 sivua
Joulukuu 2018
Automaatiotekniikan diplomi-insinöörin tutkinto-ohjelma
Pääaine: Fluid Power
Tarkastajat: professori Kalevi Huhtala ja tohtoriopiskelija Miika Ahopelto

Avainsanat: hydraulinen hybridi, työkonehybridi, sääntöpohjainen ohjaus, hydraulinen energiavarasto

Päästöihin kiinnitetään kasvavassa määrin huomioita ja polttoaineen osuus työkoneiden operointikustannuksista on merkittävä. Näiden vauhdittamana autoteollisuudesta tuttu hybridisointi tekee tuloaan työkonepuolelle.

Teoriaosuudessa esitellään pääosin työkoneissa tutkittuja hybridiratkaisuja ja niiden ohjaustapoja. Pääpainona ovat hydrauliset hybridit ja niiden sääntöpohjaiset ohjaukset. Työssä esitellään myös Tampereen teknillisen yliopiston automaation ja hydrauliiikan laboratoriossa rakennettu keskikokoinen pyöräkuormaaja. Pyöräkuormaajasta on tehty simulointimalli, jota voidaan ajaa reaaliaikaympäristössä.

Tässä työssä mallinnettiin hydraulinen energiavarasto ja sille toteutettiin tehoerustainen ohjauslogiikka. Energiavarasto koostuu pumppu-moottorista, venttiilistä ja paineakusta. Mallinnettu energiavarasto ohjauksineen liitettiin pyöräkuormaajan simulointimalliin rinnakkaisybriditoteutuksena. Hybridimallissa pyöräkuormaajan dieselmoottori skaalattiin 50 % pienemmäksi tuotetun momentin ja polttoaineen ruiskutuksen osalta. Toteutetulle hybridille kehitettiin kahden teholähteen sääntöpohjainen ohjauslogiikka, jolla pyrittiin pienentämään polttoaineen kulutusta.

Hybridipyöräkuormaajaa verrattiin laboratorion simulointimalliin, joka sisältää MinRpm-ohjauksen. Hybridin ja vertailukoneen ohjaukset perustuvat dieselmoottorin kierrosnopeuden minimointiin. MinRpm-ohjaus on testattu fyysisellä koneella, ja sillä on saavutettu työsyklissä noin 30 % polttoaineen säästö verrattuna vastaavaan kaupalliseen koneeseen. Tässä työssä vertailu toteutetaan reaaliaikasimulointina lyhyessä lastaussyklissä, jossa soraa lastataan kasasta kuorma-auton lavalle. Ohjaus koneelle annetaan käyttäjäohjauksena, joka toteutetaan vastaamaan kokeneen kuljettajan ohjausta.

Simulointitulosten perusteella hybridi kykenee samaan työsuoritteeseen vertailukoneen kanssa, mutta kuluttaa keskimäärin 4,5 % enemmän polttoainetta. Pääosin syynä on energiavaraston kokonaishyötysuhde, joka on syklin aikana noin 60 %. Näin korkeaan hyötysuhteeseen pääsemiseksi energiavarastoa käytetään suurilla suhteellisilla ohjauksilla, mikä voi vaikuttaa negatiivisesti käyttäjäkokemukseen. Regeneratiivinen jarrutusenergia jää vähäiseksi syklin nopeampaisuuden takia, jolloin paineakkua on ladattava dieselmoottorin kierrosnopeutta nostamalla. Simulointitutkimuksessa dieselmoottorilta saatava energia kasvaa suhteessa enemmän kuin polttoaineen kulutus. Tämä tarkoittaa, että hybridikoneessa dieselmoottori toimii keskimäärin paremmalla hyötysuhteella.

ABSTRACT

EEMELI LAMMINPÄÄ: Simulation of Hydraulic Hybrid in a Mobile Work Machine

Tampere University of Technology

Master of Science Thesis, 79 pages

December 2018

Master's Degree Programme in Automation Technology

Major: Fluid Power

Examiner: Professor Kalevi Huhtala and doctoral student Miika Ahopelto

Keywords: hydraulic hybrid, hybrid work machine, rule-based control, hydraulic energy storage

There is increasing concern regarding emissions and consumption forms a major share of mobile machine's operational costs. Those reasons are accelerating the research of hybridization in the mobile work machines.

This thesis reviews the studied hybrid solutions in work machines and their control methods. Focus is in hydraulic hybrids and rule-based control approaches but not limited to those. Tampere University of Technology, Laboratory of Automation and Hydraulic Engineering have built a medium sized wheel loader that is presented here. The simulation model of that machine is used in this study.

In the thesis a hydraulic energy storage is modelled and power based control logic is realised for it. Energy storage consists of a hydraulic pump-motor, a 2/2 directional valve and a hydro-pneumatic accumulator. The modelled energy storage is integrated into the wheel loader model as a parallel hybrid solution. As a part of hybridization, the diesel engine of the hybrid wheel loader is scaled down to 50 % of maximum torque and diesel injection. A rule-based control logic for control of hybrids with two power sources is realised. The logic aims for potential fuel savings.

The hybrid wheel loader model is compared to the original simulation model equipped with MinRpm control strategy. Control logics of both models are based on minimizing the rotational speed of the diesel engine. The MinRpm control logic is tested on the machine and it saves about 30 % fuel on a work cycle compared to commercial similar machine. Comparison of hybrid and non-hybrid model is realized in a real time simulation environment with a user control. A short loading cycle is selected to represent typical works cycle of the wheel loader. There gravel is loaded from a pile to a platform truck. The user control mimics an experienced driver.

Based on simulation results, the hybrid is able to perform the task reasonably well but the average fuel consumption is 4.5 % more than non-hybrid wheel loader consumption. The main reason for this is overall efficiency of the energy storage, which reaches about 60 % during the cycle. The energy storage is used only with relative high control values to maximize efficiency, which might affect negatively on user experience. In addition, the regenerative braking energy is not enough to charge the accumulator full. For get a full charge of the accumulator, the rotational speed of the engine is increased. In the hybrid machine, the energy taken from the diesel engine increases more than the fuel consumption compared with the non-hybrid machine. That indicates that the diesel engine operates at higher fuel efficiency area than in the non-hybrid wheel loader.

ALKUSANAT

Tämä työ saattaa viimein päätökseen maisterivaiheen opintoni. Haluan kiittää kaikkia työni valmistumiseen myötävaikuttaneita henkilöitä. Erityisesti tarkastajana toimivaa professori Kalevi Huhtalaa työskentelyni mahdollistamisesta automaation ja hydrauliiikan laboratoriossa diplomityöni ajan. Erityiskiitoksen ansaitsee myös tohtoriopiskelija Miika Ahopelto työni ammattitaitoisesta ohjauksesta, jota oli poikkeuksetta saatavilla. Kiitos kuuluu myös avopuolisolleni tuesta prosessin aikana.

Tampereella, 19.11.2018

Eemeli Lamminpää

SISÄLLYSLUETTELO

1.	JOHDANTO	1
2.	ENERGIAN TALTEENOTTO LIIKKUVISSA TYÖKONEISSA	5
2.1	Sähköhybridit	5
2.1.1	Sarjahybridi	5
2.1.2	Rinnakkaishybridi	7
2.1.3	Sarja-rinnakkaishybridi	8
2.2	Hydraulihybridit	8
2.2.1	Sarjahybridi	8
2.2.2	Rinnakkaishybridi	11
2.2.3	Sarja-rinnakkaishybridi	16
2.3	Hidastimet	17
3.	HYBRIDIEN OHJAUS JA SÄÄTÖ.....	21
3.1	Sääntöperustainen ohjaus	21
3.2	Optimointiperustainen ohjaus	28
4.	MONITOIMIKONE JA SIMULOINTIMALLI	31
4.1	Monitoimikone	31
4.2	Ohjausjärjestelmäarkkitehtuuri	33
4.3	Simulointimalli.....	35
4.3.1	Ohjausjärjestelmämalli.....	37
4.3.2	Konemalli.....	38
5.	HYDRAULISEN ENERGIAVARASTON MALLINNUS JA SIMULOINTI.....	41
5.1	Energiavaraston mallinnus ja mitoitus	41
5.1.1	Pumppu-moottori	43
5.1.2	Venttiili	43
5.1.3	Paineakku	45
5.1.4	Mitoitus	47
5.2	Energiavaraston tehooperustainen ohjaus	48
5.3	Energiavaraston simulointi.....	50
6.	HYDRAULISEN RINNAKKAISHYBRIDIN OHJAUS JA SÄÄTÖ.....	54
6.1	Hybridiohjauksen kehittäminen	54
6.2	Reaaliaikasilmointi.....	59
7.	POHDINTAA	68
8.	YHTEENVETO	72
	LÄHTEET.....	74

LYHENTEET JA MERKINNÄT

Advisor	Advanced Vehicle Simulator. NREL:n kehittämä Matlab Simulink-ympäristöön pohjautuva ajoneuvojen simulointiohjelma.
ASAGA	Adaptive Simulated Annealing Genetic Algorithm. Geneettinen adaptiivinen optimointialgoritmi globaaliin optimointiin.
DP	Dynamic Programming. Dynaaminen ohjelmointi.
ECMS	Equivalent Consumption Minimization Strategy. Ekvivalentin kulutuksen minimointi strategia.
ECU	Engine control unit. Moottorin oma erillinen ohjausyksikkö.
EOC	Electronified Open Circuit. Sääntölogiikka avoimen piirin pumpun paine- tai tilavuusvirtasäätöön.
ES	Energy storage. hydraulinen energiavarasto.
FTP72 (UDDS)	Federal Test Procedure tai Urban Dynamometer Driving Schedule. USA:ssa käytetty standardoitu ajosykli ajoneuvojen päästöjen määrittämiseen. Toinen kahdesta variantista (FTP72/75).
HWFET	Highway Fuel Economy Test Cycle. USA:ssa käytetty standardoitu ajosykli ajoneuvojen päästöjen määrittämiseen.
Japan 1015	Japanilainen 10- ja 15-moodin ajosykli. Japanissa käytetty standardoitu ajosykli ajoneuvojen päästöjen määrittämiseen.
MinRpm	Dieselmoottorin kierrosnopeutta minimoiva ohjaustapa sekä M12-koneessa että sen simulointimallissa.
NEDC	New European Driving Cycle. Euroopassa käytetty standardoitu ajosykli ajoneuvojen päästöjen määrittämiseen.
NL	Negative large. Negatiivinen iso arvo.
NREL	National Renewable Energy Laboratory. Uusiutuvien energialähteiden kehitykseen keskittynyt laboratorio Coloradossa.
NS	Negative small. Negatiivinen pieni arvo.
PL	Positive large. Positiivinen iso arvo.
PS	Positive small. Positiivinen pieni arvo.
rpm	Revolutions Per Minute. Kierrosten lukumäärä minuutissa.
SDP	Stochastic Dynamic Programming. Stokastinen dynaaminen ohjelmointi.
SOC	State of charge. Varaustaso.
UDDSHDV	Urban Dynamometer Driving Schedule for Heavy-Duty Vehicles. USA:ssa raskaille ajoneuvoille käytetty standardoitu ajosykli ajoneuvojen päästöjen määrittämiseen.
US06 (SFTP)	Supplemental Federal Test Procedure. FTP-ajosyklien paranneltu versio.
WVUCITY	West Virginia City Driving Schedule. ADVISOR-ohjelmiston sisältämä kaupunkiajoa kuvaava sykli.
WVUINTER	West Virginia Interstate Driving Schedule. ADVISOR-ohjelmiston sisältämä moottoritieajoa kuvaava sykli.
WVUSUB	West Virginia Suburban Driving Schedule. ADVISOR-ohjelmiston sisältämä lähiöajoa kuvaava sykli.
Δp	Paine-ero [Pa]
Δp_{HST}	Ajovoimansiirron korkea- ja matalapainepuolen välinen paine-ero [Pa]
$\epsilon_{m,ref}$	Ajovoimansiirron hydraulimoottorin suhteellinen kulmaohje [-]

$\varepsilon_{p,ref}$	Ajovoimansiirron hydraulipumpun suhteellinen kulmaohje [-]
ε_p	Ajovoimansiirron hydraulipumpun mitattu suhteellinen kulma [-]
η_{vol}	Pumpun volumetrinen hyötysuhde [-]
ν	Öljyn kinemaattinen viskositeetti [m^2/s]
σ_0	Tiivisteen jousivakio [N/m]
σ_1	Tiivisteen vaimennuskerroin [N]
$\sum Q$	Paineakun öljytilavuuteen tuleva nettotilavuusvirta [m^3/s]
$\sum F$	Paineakun mäntään vaikuttavien voimien summa [N]
ρ	Öljyn tiheys [kg/m^3]
ω_{pm}	Pumppu-moottorin kulmanopeus [rad/s]
a	Männän kiihtyvyys [m/s^2]
A	Kuristuksen poikkipinta-ala [m^2]
a_{gas}	Van der Waalsin yhtälön vakio [$(Pa \cdot m^6) / mol^2$]
b	Viskoosikitkakerroin [$N \cdot s/m$]
b_{gas}	Van der Waalsin yhtälön vakio [m^3/mol]
B_{eff}	Tilavuuden tehollinen puristuskerroin [Pa]
C_{turb}	Turbulenttinen virtauskerroin [-]
c_v	Typen molaarinen lämpökapasiteetti vakiotilavuudessa [$J/(kg \cdot K)$]
D	Kuristuksen halkaisija [m^2]
$E_{H,\Delta ref}$	Paineakun energian poikkeama tavoite-energiasta [J]
$E_{H,act}$	Paineakun sisältämä energia [J]
$E_{H,max}$	Paineakun suurin energian lataustavoite koneen ollessa paikallaan [J]
$E_{H,ref}$	Paineakun energian tavoite koneen liikkeessä [J]
$E_{kin,ref}$	Koneen nopeusreferenssistä laskettu liike-energiareferenssi [J]
$E_{kin,max}$	Koneen liike-energia maksiminopeudella [J]
e_{pm}	Pumppu-moottorin suhteellinen kulma [-]
F_C	Coulombin kitkavoima [N]
F_{fric}	Tiivisteen kitkavoima [N]
F_S	Staattinen kitkavoima [N]
H	Van der Waalsin yhtälön adiabaattinen eksponentti [-]
K_v	Kuristuksen virtauskerroin [m^3/Pa]
m_{piston}	Paineakun männän massa [kg]
m_{gas}	Kaasun ainemäärä [mol]
m_{kone}	koneen massa [kg]
n	Dieselmoottorin ja samalla kaikkien hydrauliiikkapumppujen pyörimisnopeus [1/min]
n_{ref}	Dieselmoottorin kierrosnopeusreferenssi [1/min]
n_{max}	Dieselmoottorin suurin pyörimisnopeus [1/min]
\dot{p}	Paineen muutosnopeus [Pa/s]
p	Paine [Pa]
p_A	Energiavaraston venttiilin A-portin paine [Pa]
p_{acc}	Paineakun öljynpaine [Pa]
p_B	Energiavaraston venttiilin B-portin paine [Pa]
$P_{D,max}(n)$	Dieselmoottorin pyörimisnopeudella suurin tuotettavissa oleva teho [W]
$P_{D,min}(n)$	Dieselmoottorin pyörimisnopeudella suurin takaisin syötettävä teho [W]
$P_{D,ctr}$	Dieselmoottorin teho-ohje [W]
$P_{H,ctr}$	Hybridin energiavaraston teho-ohje [W]
$P_{H,inst}$	Hybridin energiavaraston tuottama toteutunut teho [W]

$P_{H,max}$	Hybridin energiavaraston tuottama maksimi antoteho [W]
$P_{H,min}$	Hybridin energiavaraston tuottama maksimi ottoteho [W]
$P_{H,ref}$	Paineakun energian tavoitteeseen pääsemiseksi laskettu tehopyynti [W]
p_{Lift}	Työhydrauliikan nostosylinterien kammiopaineet [Pa]
P_{pm}	Pumppu-moottorin akseliteho [W]
p_{pm}	Pumppu-moottorin lähtöliitännän paine [Pa]
$p_{pm,ref}$	Pumppu-moottorin paineohje [Pa]
P_{req}	Ajovoimansiirron ja työhydrauliikan ohjausmoduulien yhteenlaskettu tehopyynti. [W]
$P_{req,HST}$	Ajovoimansiirron ohjausmoduulin laskema tehopyynti [W]
$P_{req,Work}$	Työhydrauliikan ohjausmoduulin laskema tehopyynti [W]
P_{serv}	Ajovoimansiirron ja työhydrauliikan ohjausmoduuleille käyttöön jaettu yhteenlaskettu teho [W]
$P_{serv,HST}$	Ajovoimansiirron ohjausmoduulin käyttöön jaettu teho [W]
$P_{serv,Work}$	Työhydrauliikan ohjausmoduulin käyttöön jaettu teho [W]
p_T	Tankkipaine [Pa]
p_{Tilt}	Työhydrauliikan taivutussylinterien kammiopaineet [Pa]
p_{wp}	Työhydrauliikan pumpun lähtöliitännän paine [Pa]
$p_{wp,ref}$	Työhydrauliika pumpun painereferenssi [Pa]
Q	Kuristuksen läpäisemä tilavuusvirta [m^3/s]
Q_A	Hybridin energiavaraston venttiilin A-portin tilavuusvirta [m^3/s]
Q_B	Hybridin energiavaraston venttiilin B-portin tilavuusvirta [m^3/s]
Q_{in}	Öljytilavuuteen tuleva summatilavuusvirta [m^3/s]
Q_p	Pumppu-moottorin tuottama tilavuusvirta [m^3/s]
Q_{pm}	Pumppu-moottorin tuottama tai ottama tilavuusvirta [m^3/s]
R	Kaasuvakio [$(Pa \cdot m^3) / (mol \cdot K)$]
Req_n	Toiminnallinen vaatimus
R_{tr}	Siirtymäpaineen Reynoldsin luku [-]
$rpm_{req,HST}$	Ajovoimansiirron ohjausmoduulin laskema kierrosnopeuspyynti [1/min]
$rpm_{req,Work}$	Työhydrauliikan ohjausmoduulin laskema kierrosnopeuspyynti [1/min]
T	Lämpötila [K]
T_c	Typen kriittinen lämpötila [K]
T_{pm}	Pumppu-moottorin käyttö- tai tuottomomentti [Nm]
t_{ref}	Paineakun energian tavoitteen saavuttamisen aikareferenssi [s]
t_{const}	Paineakun energian tavoitteen saavuttamisen maksimi aika [s]
u_{Lift}	Työhydrauliikan nostoliikkeen venttiilin suhteellinen avausohje [-]
u_{Tilt}	Työhydrauliikan taivutusliikkeen venttiilin suhteellinen avausohje [-]
u_{valve}	Hybridin energiavaraston venttiilin suhteellinen avausohje [-]
\dot{V}	Öljytilavuuden koon muutos [m^3/s]
V	Öljytilavuuden koko [m^3]
V_c	Typen kriittinen tilavuus [m^3/mol]
V_{gas}	Kaasun tilavuus [m^3]
V_k	Pumppu-moottorin kierrostilavuus [m^3]
v_{kone}	Koneen nopeus [m/s]
v_{ref}	Kuljettajan antama nopeusohje [m/s]
$v_{ref,Lift}$	Kuljettajan antama puomin venttiilin avausreferenssi [-]
$v_{ref,Tilt}$	Kuljettajan antama kauhan venttiilin avausreferenssi [-]

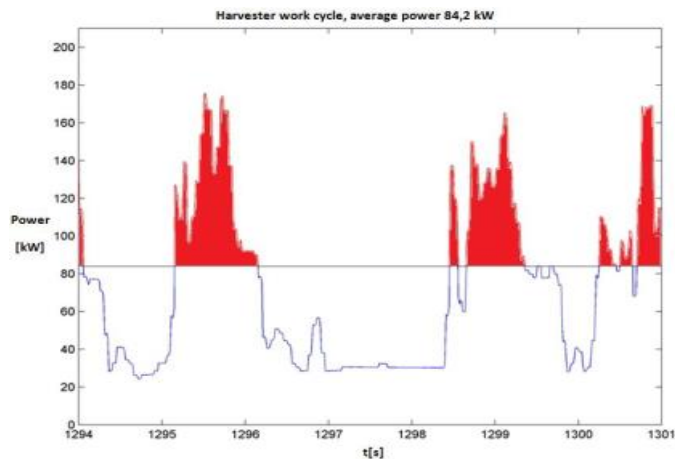
v_s	Minimikitkaa vastaava nopeus [m/s]
\dot{x}	Männän nopeus [m/s]
x	Männän asema [m]
\dot{z}	Tiivisteiden taipumisnopeus [m/s]
z	Tiivisteiden taipuma [m]

1. JOHDANTO

Polttomoottoreiden päästörajat kiristyvät vaiheittain ja polttoaineen hinta on sillä tasolla, että ajoneuvojen lisäksi polttomoottoreilla toimivien työkoneiden energiatehokkuus on saanut tutkimuksessa entistä enemmän huomiota. Tämä yhdessä kiristyvien päästövaatimusten kanssa luo paineita sekä moottori- että työkonevalmistajille.

Raskaiden työkoneiden polttoaineen kulutus muodostaa merkittävän osan operointikustannuksista. Työkoneet ovat käytössä suuren osan päivästä ja toimialasta riippuen jopa vuorokauden ympäri. Tämä yhdistettynä suureen kappalemäärään tarkoittaa, että vaatimattomillakin parannuksilla voidaan saada aikaan merkittäviä säästöjä. Modernit teknologiat kuitenkin ovat yleensä kalliimpia sekä ostaa, että ylläpitää. Työkoneilla luotettava ja katkeamaton toiminta ovat ensiarvoisen tärkeitä. Pienempi kulutus houkuttelee, mutta koneen on pystyttävä vähintään samaan työsuoritteeseen kuin perinteinen kone.

Moottoritekniikan kehityksen rinnalla moottorin optimaalinen kuormitus on keino vaikuttaa polttoaineen kulutukseen. Erityisesti raskaiden työkoneiden huomattava tehotarpeen vaihtelu vaikeuttaa polttomoottorin optimaalista kuormitusta. Tästä hyvänä esimerkkinä on kuvassa 1 esitetty Einolan ja Kiven käyttämän PONSSE Ergo harvesterin tehotarve 7 sekunnin puunkorjuun aikana. Voimanlähteenä kyseisessä harvesterissa on 210 kW dieselmoottori [22]. Kuvassa keskimääräisen tehotarpeen ylittävä kuormateho on värjätty punaiseksi.



Kuva 1. PONSSE Ergo harvesterin tehotarve seitsemän sekunnin puunkorjuun aikana. [22]

Perinteisesti dieselmoottori joudutaan mitoittamaan suurimpien tehopiikkien mukaan, vaikka tehopiikkien kesto on hyvin lyhyt. Hybriditeknologian avulla raskaissa työko-neissa pyritään tasaamaan kuormituseroja (Load leveling) ja näin vähentämään ensisijai-sen voimanlähteen tehotarvetta lähemmäs keskiarvotehoa. Pienemmällä polttomoottorilla vaadittu keskiteho sijoittuu myös paremman hyötysuhteen alueelle, mikä pienentää kulu-tetun polttoaineen määrää tuotettua tehoa kohti. Pienemmällä dieselmoottorilla voidaan myös tavoitella löyhempiä päästörajoja ja sitä kautta suhteessa edullisempaa moottoria.

Taulukossa 1 on esitetty tällä hetkellä voimassa olevat liikkuvien työkoneiden diesel-moottoreiden päästörajojen vaiheet IIIb ja IV, sekä moottoritehosta riippuen 2019 tai 2020 voimaan astuva vaihe V. Taulukossa on esitetty kokonaisteholtaan 37–560 kW moottoreiden päästörajat. Päästörajat ulottuvat myös tätä pienemmille dieselmoottoreille ja isommille generaattorijärjestelmissä käytetyille moottoreille. Vaihe V:n rajat koskevat dieselmoottoreiden lisäksi kaikkia liikkuvien työkoneiden polttomoottoreita yli 56 kW kokonaistehon osalta. Päästökomponentit ovat: hiilimonoksidi (CO), typen oksidit (NO_x), palamattomat hiilivedyt (HC), pienhiukkaset joko massayksikössä tai kappalemääränä. (PM/PN). [9]


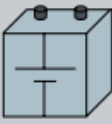
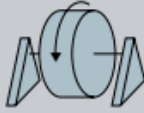

Taulukko 1. Euroopan unionin asettamat päästörajat liikkuvien työkoneiden dieselmoottoreille. [9]

Net Power [kW]	Component	Date					
		2011	2012	2013	2014	2019	2020
37—56	CO [g/kWh]			5.0		5.0	
	NO _x + HC			4.7		4.7	
	PM			0.025		0.015	
	PN [1/kWh]			-		1×10 ¹²	
56—75	CO [g/kWh]		5.0		5.0		5.0
	HC		0.19		0.19		0.19
	NO _x		3.3		0.4		0.4
	PM		0.025		0.025		0.015
	PN [1/kWh]		-		-		1×10 ¹²
75—130	CO [g/kWh]		5.0		5.0		5.0
	HC		0.19		0.19		0.19
	NO _x		3.3		0.4		0.4
	PM		0.025		0.025		0.015
	PN [1/kWh]		-		-		1×10 ¹²
130—560	CO [g/kWh]	3.5			3.5	3.5	
	HC	0.19			0.19	0.19	
	NO _x	2.0			0.4	0.4	
	PM	0.025			0.025	0.015	
	PN [1/kWh]	-			-	1×10 ¹²	
Stage		IIIb			IV	V	

Merkittävimpana uudistuksena vaihe V tuo yhä tiukemman pienhiukkaspäästörajan 0.015 g/kWh kaikkiin taulukossa 1 esiteltyihin teholuokkiin. Uutena mitattavana päästösuurteenä on pienhiukkasten lukumäärä pelkän kokonaisuuden sijaan. Näiden tarkoituksena on taata, että kaikki valmistajat siirtyvät käyttämään tehokkaita seinämä-mallin hiukkas-suodattimia. Vielä vuoden 2019 ajan 56–130 kW moottoreilla varustetut työkoneet pääsevät hiukkaspäästöjen osalta suuremmalla rajalla kuin tätä isomman tai pienemmän koneen omaavat. [9]

Taulukosta kuitenkin nähdään, että jatkossakin alle 56 kW tehoiset dieselmoottorit pääsevät typen oksidien ja hiilivetyjen osalta korkeammalla yhdistetyllä päästörajalla. Käytettävän dieselmoottorin koon pienentäminen alle 56 kW ei enää auta välttämään pako-kaasujen jälkikäsitteilylaitteistoa hiukkas-suodattimen osalta, mutta muuta jälkikäsitteilylaitteistoa ei välttämättä tarvita. Toisaalta moottorin tehon ylittävä tehotarve tulee korvata hybridijärjestelmällä, joka nostaa työkoneen hintaa.

Hybridi tarkoittaa sitä, että siinä on vähintään kaksi erillistä teholähdettä. Toinen teholaähde on useassa tapauksessa energiavarasto, joka voi olla sähköinen, mekaaninen tai hydraulinen. Eri energiavarastotyyppien ominaisuuksia on vertailtu kuvassa 2. Eri osaluokilla merkityt plus-, miinus- ja nollamerkit merkitsevät vahvuutta, heikkoutta ja keskivertoa tässä järjestyksessä. Hydraulisen energiavaraston vahvin ominaisuus on suuri tehoiheys. Paineakku ei menetä kapasiteettia ikääntyessään, ei ole herkkä lämpötilalle ja eikä purkaudu itsestään. Hydrauliikkaa on myös käytössä laajasti teollisuudessa ja mobiileissa, mikä pitää hinnat matalina. [10]

Technology	Electrical		Mechanical	Hydraulic
Energy storage device	Double layer capacitor 	Lithium ion battery 	Flywheel 	Hydraulic accumulator 
Energy density	-	+	o	-
Power density	+	o	o	+
Ageing / Capacity loss	o	-	o	+
Temperature sensitivity	-	-	o	+
Self discharge	-	o	-	+
Packaging	o	o	o	o
Cost effectiveness	-	o	o	+

Kuva 2. Energiavarastojen ominaisuuksia. [10]

Polttoaineen kulutuksen pienentäminen ei automaattisesti pienennä päästöjä. Merkittävän kuormituksen vaihtelun on todettu lisäävän hiukkaspäästöjä jopa kaksinkertaiseksi [26]. Filipi *et al.* päästötutkimus perustuu juuri hybridivoimansiirtoon, joka on mekaanisen ajo-voimansiirron kanssa samalle akselille toteutettu sähköinen rinnakkaishybridi [26]. Suu-

ret kuormituksen vaihtelut johtuvat polttoaineen kulutusta optimoitaessa toistuvasti polttomoottorin vaihdellessa tyhjäkäynnin ja suhteellisen korkean, eli hyvän hyötysuhteen alueen, kuormituksen välillä [26]. Hybridijärjestelmän topologia vaikuttaa ohjauksen toteutukseen. Hybridijärjestelmän kuormituksen tasaaminen voisi tämän pohjalta vaikuttaa myös päästöihin vähentävästi. Tässä työssä käytettävä simulointimalli ottaa huomioon vain polttoaineen kulutuksen tasapainotilassa, joten päästöihin ei oteta kantaa, mutta hybridejä kehitettäessä on hyvä muistaa myös päästönäkökulma.

Tässä työssä tutkitaan erilaisia työkoneisiin suunniteltuja ja mahdollisesti toteutettuja energian varastointimahdollisuuksia ohjauksineen. Pääpainona ovat hydrauliset toteutukset ja sääntöpohjaiset ohjaukset. Tämän jälkeen esitellään monitoimikone ja sen pohjalta tehty simulointimalli. Tässä työssä toteutetaan hydraulinen energiavarasto ja sen tehopohjainen ohjauslogiikka. Nämä liitetään kuvattuun koneen simulointimalliin, pienennetään mallin dieselmoottorin suoritusarvoja 50 % ja toteutetaan hydraulisen rinnakkais-hybridin tehoerustainen sääntöpohjainen ohjauslogiikka. Hybridisoitua simulointimallia verrataan MinRpm-ohjattuun malliin, jossa ohjauslogiikka minimoi dieselmoottorin kierrosnopeutta. Simuloimalla tutkitaan, voidaanko polttoaineen kulutusta vähentää hydraulisella hybridiratkaisulla verrattuna MinRpm-ohjattuun ei hybridi-malliin. Vertailu toteutetaan reaaliaikaisimulointina käyttäjäohjauksena, joten syklit eivät ole täysin identtiset. Molemmilla simulointimalleilla ajetaan pyöräkuormajalle tyypillinen lyhyt lastaussykli, myös v- ja y-sykliksi kutsuttu, jossa hiekkaa lastataan kauhakuormaimella kuorma-auton lavalle.

2. ENERGIAN TALTEENOTTO LIIKKUVISSA TYÖKONEISSA

Sähköisiä hybridejä on tutkittu huomattavasti enemmän kuin hydraulisia. Mikä johtunee autoteollisuudessa jo pitkään olleista hybrideistä. Tässä kappaleessa esitetään tutkittuja ja kehitettyjä hybridejä pääpainona raskaat työkoneet. Ensin käsitellään sähköisiä hybrideitä, sen jälkeen hydraulisia hybrideitä ja lopuksi esitellään erilaisia hidastimia niiden samanlaisen luonteen takia.

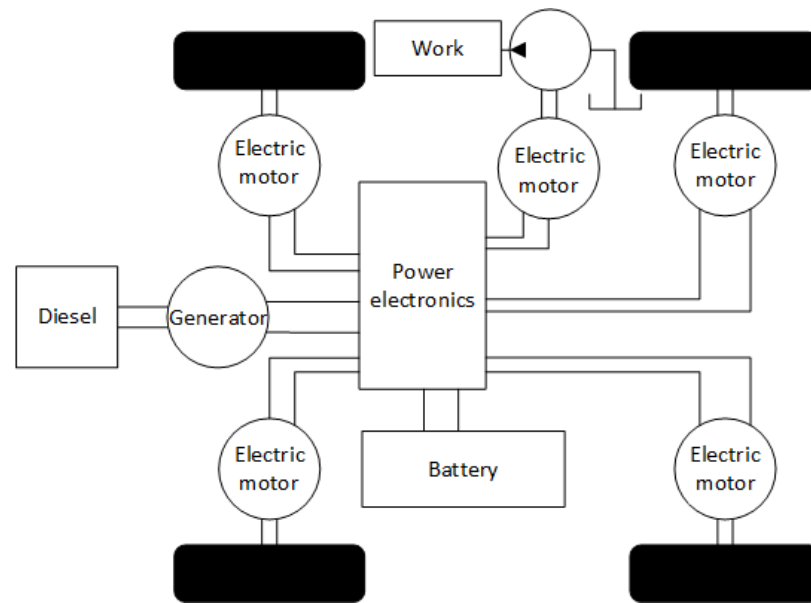
Hybriditopologiat jaotellaan sarja- ja rinnakkaishybrideihin sekä näiden yhdistelmiin. Erottavana tekijänä on mekaaninen yhteys moottorista vetäviin pyöriin. Sarjahybrideissä dieselmoottoriin on kytketty suoraan generaattori tai hydrauliiikkapumppu ja koneen toiminnot toteutetaan sähköisesti tai hydraulisesti. Rinnakkaishybrideissä taas mekaaninen yhteys toimilaitteisiin säilyy, mutta rinnalle tulee myös energiavarasto. Varastointi toteutetaan useimmin sähköisesti tai hydraulisesti. [14]

2.1 Sähköhybridit

Sähköisissä hybrideissä on energiavarastoina toimivat joko superkondensaattori tai akku. Molemmilla on vahvuutensa, superkondensaattorilla on hyvä tehotiheys ja litium-akulla on hyvä energiatiheys. Heikkouksina superkondensaattorilla erityisesti hinta, ja litium-akulla kapasiteetin väheneminen ajan ja käytön myötä. [10]

2.1.1 Sarjahybridi

Sarjahybridejä on prototyyppiasteella esimerkiksi Volvon pyöräkuormaaja CE LX1-malli. Voimansiirto on toteutettu kokonaan sähköisesti ja dieselmoottoriin on kytketty generaattori joka lataa akustoa. Ajo toteutetaan rengaskohtaisilla sähkömoottoreilla ja työhydrauliikan voimanlähteenä on myös sähkömoottori. Komponentit eivät ole mekaanisesti sidottu toisiinsa, mikä mahdollistaa vapaan sijoittelun perinteiseen verrattuna. [12, 28] Voimansiirron rakenne on havainnollistettu kuvassa 3.



Kuva 3. Volvon sähköisen sarjahybridin voimansiirron toteutus.

Koekäytössä polttoainetehokkuus on parantunut 45—50 % työsyklissä riippuen ja kulutus on laskenut 35 % verrattuna vastaavaan perinteisen pyöräkuormaajan kulutukseen. Käyttökohteet ja kuljettajat vaihtelevat, joten Volvo on asettanut tavoitteekseen 35 % polttoainetehokkuuden parantamisen. Hybridiratkaisun ansiosta on voitu pienentää käytettävän dieselmoottorin kokoa. Volvon mukaan kyseinen kuormaaja suoriutuu myös kokoluokkaa suuremman perinteisen työkonteen tehtävistä. [12, 28]

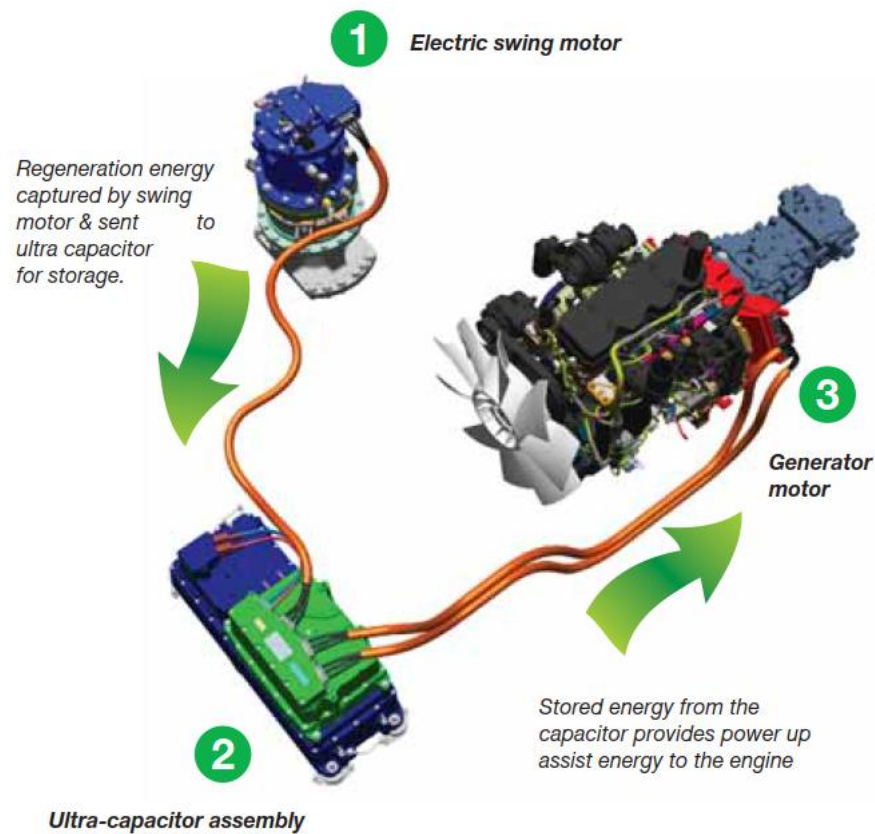
Volvon pitkän aikavälin suunnitelmana on kehittää lisää sähköhybridejä. Asiakkaat kuitenkin haluavat paremmalla hyötysuhteella toimivia työkonetta jo nyt, joten rinnalla kehitetään myös perinteisiä teknologioita. Uutta teknologiaa tuodaan tuotteisiin vähitellen ennen kuin esimerkiksi CE LX1 kaltaisten hybridikoneiden tuotanto alkaa. [12, 28]

Myynnissä on ollut vuodesta 2013 lähtien John Deeren valmistama hybridinä markkinoitu pyöräkuormaaja 644K. Kyseinen työkonetta ei täytä hybridin vaatimuksia kahden teholähteen osalta, koska siinä ei ole energiavaraa. Koneen dieselmoottori käyttää vaikeakierroksilla generaattoria ja ajo toteutetaan vaihteistoon integroidulla sähkömoottorilla. Työkonetta vaihteisto on yksinkertaisempi, koska siinä ei tarvita kytkintä eikä peruutusvaihteita. Suunta käännetään sähkömoottorin pyörimissuuntaa kääntämällä. Pyöräkuormaajassa on vain yksi sähkömoottori ja työhydrauliikan pumppu on kiinnitetty suoraan dieselmoottorin akselille. [11, 18]

Energian talteenotto rajoittuu työkonetta hidastaessa moottorin kuormituksen keventämiseen ja työhydrauliikan avustamiseen. Ylimääräinen sähköenergia poistetaan järjestelmästä sähkövastuksella lämmöksi. Käyttäjä voi markkinointipäällikkö John Chestermanin mukaan odottaa 25 % vähennystä polttoaineen kulutuksessa verrattuna perinteiseen. Jatkuvassa V-syklissä voidaan kuitenkin odottaa vielä suurempaa vähennystä. [18]

2.1.2 Rinnakkaishybridi

Rinnakkaishybridejä on markkinoilla usealta valmistajalta. Koneina on muun muassa kaivinkoneita, pyöräkuormaajia ja metsäkoneita. Rakenne ja toiminta ovat hyvin samanlaisia valmistajista riippumatta. Rakenne ja toiminta on esitetty alla olevassa kuvassa 4. Sähkömoottori/-generaattori kytketään dieselmoottorin kanssa samalle akselille, jolta energiaa voidaan varastoida superkondensaattoriin ja palauttaa sieltä takaisin järjestelmään tarvittaessa. Kuvassa on lisäksi sähkömoottori, jolla toteutetaan ylävaunun kierto ja energian talteenotto. [7]



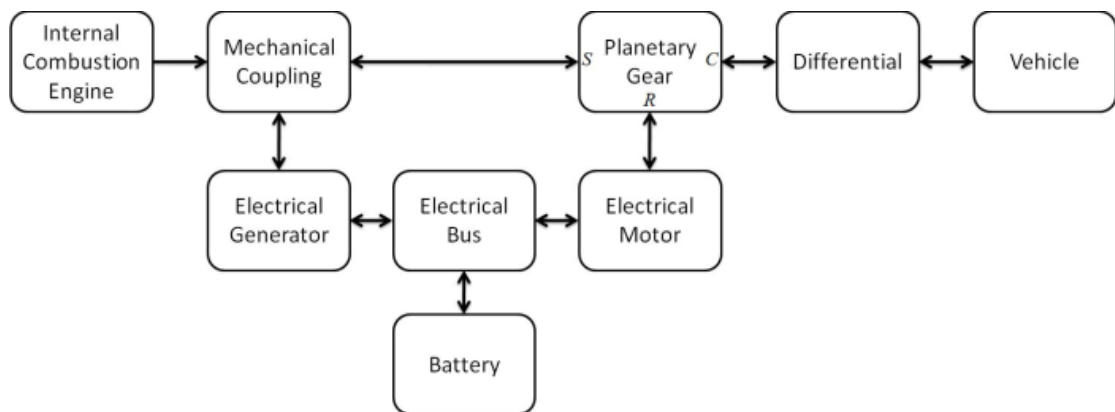
Kuva 4. Komatsun rinnakkaishybridi kaivinkoneeseen. [7]

Moottorin akselilla olevaa generaattoria yhdessä superkondensaattorin kanssa hyödynnetään myös Logsetin hybridiharvestereissa. Kyseinen järjestelmä soveltuu hyvin nopeiden tehopiikkien kompensointiin, jolloin primääristä voimanlähdettä ei tarvitse mitoittaa tehopiikkien mukaan. [40]

2.1.3 Sarja-rinnakkaishybridi

Sarja-rinnakkaishybridistä esimerkkinä on autoteollisuudesta Toyota Hybrid System, jota käytetään muun muassa tunnetussa Toyota Priuksessa [15]. Grammatico *et al.* ovat esittäneet työkoneeseen vastaavanlaista voimansiirtoa. Autossa järjestelmä toimii tehokkaasti hyvin laajalla toiminta-alueella hiljaisesta kaupunkinopeudesta aina moottoritienopeuksiin asti. Pyöräkuormaaja kulkee huomattavasti hitaammin, mutta sitäkin tärkeämpää on riittävä vääntö. Tämän takia Grammatico *et al.* ehdottavat planeettavaihteena käytettäväksi sisääntuloyhdistettyä ja ulostulojaettua vaihdetta, jonka avulla on ohjauksjärjestelmätasolla helpompi toteuttaa momentin säätö. Kuvassa 5 on esitetty kyseisen voimansiirron toimintaperiaate. [27]

Järjestelmässä generaattori on suoraan mekaanisesti kytketty dieselmoottoriin, mikä mahdollistaa nopean ja tehokkaan moottorin kuormituksen säädön, koska välissä ei ole planeettavaihteistoa. [27]



Kuva 5. Sarja-rinnakkaishybridivoimansiirron kaavio pyöräkuormaajalle. [27]

2.2 Hydraulihybridit

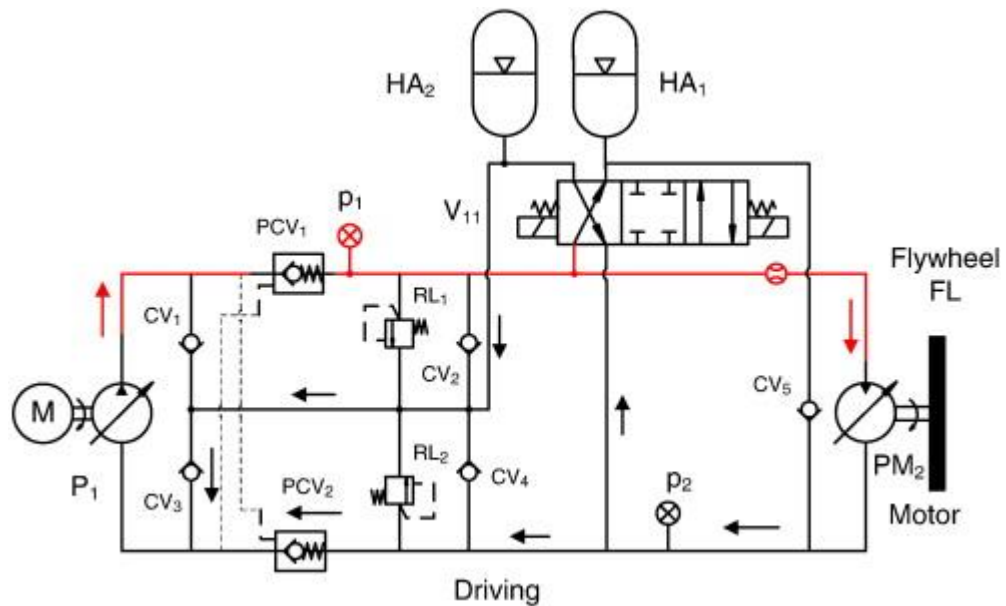
Hydraulisissa hybrideissä energiavarastona toimii paineakku, joka varastoi energiaa kaasun tilavuuden muutokseen paineen vaihdella. Paineakku on verrattavissa superkondensaattoriin ja tarjoaa muutamia etuja edullisempaan hintaan. Hydraulinen akku myös on integroitavissa olemassa olevaan hydraulikkapiiriin. Paineakkuja on tarjolla hyvin eri kokoisina, joten on myös mahdollista varata kondensaattoria enemmän energiaa ja vastata myös pidempikestoisiin tehopiikkeihin.

2.2.1 Sarjahybridi

Ho ja Ahn esittelevät suljetun piirin hydraulisen hybridiratkaisun jonka hydraulikaavio on esitetty kuvassa 6. Perinteiseen hydrostaattiseen ajovoimansiirtoon on lisätty 4/3 proportionaalisuuntaventtiili, korkean paineen akku (HA1) ja matalan paineen akku (HA2), joka toimii virtauslähteenä matalan paineen puolelle. Vastaventtiilit pitävät huolen, että

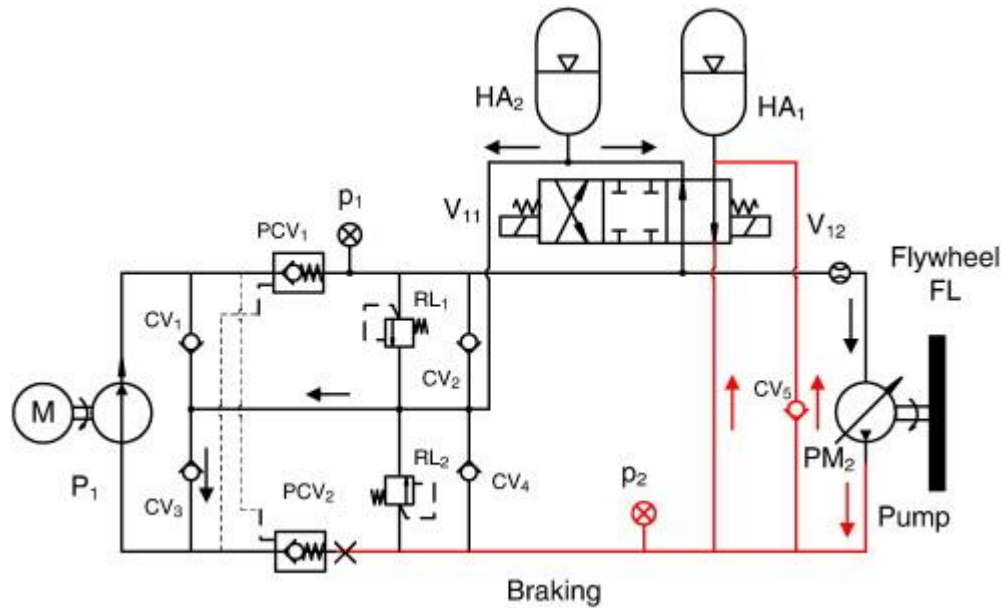
öljyä pääsee matalamman paineen puolelle ja ehkäisevät painepiikkiä venttiilin asentoa vaihdettaessa. Pumppu-moottoria (PM2) käytetään sekä pumppuna, että moottorina. Ohjatut vastaventtiilit (PCV1 ja 2) estävät pumppu-moottorilla jarruttaessa vastapaineen pääsyn pumpulle. Järjestelmä on vakiopainetyyppinen ja yrittää näin matkia vastaavia sähköisesti toteutettuja järjestelmiä. [33]

Ajo ja jarrutus erotetaan järjestelmässä venttiilin asentoa muuttamalla. Kuvassa 6 punaiset nuolet kuvaavat öljyn kiertosuuntaa ajossa. PM2 toimii moottorina ja energiaa saadaan joko korkean paineen akusta tai sähkömoottorilla pyöritettävältä pumpulta. Vauhtipyörä kuvaa järjestelmän kuormaa. [33]



Kuva 6. Ho ja Ahn hybridi hydraulikaavio ajossa. [33]

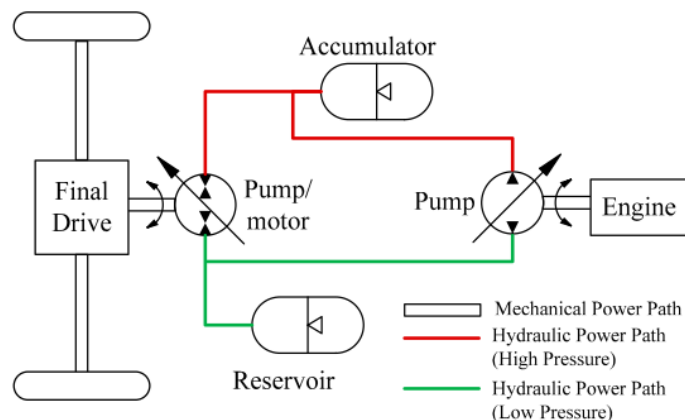
Kuvassa 7 on esitetty jarrutustilanne ja öljyn kiertosuunta järjestelmässä. Akun lataaminen tapahtuu suuntaventtiiliä ohjaamalla, mikä on huomattavasti nopeampaa kuin säätyväkierrostilavuuksisen pumppu-moottorin ohjaus. Matala- ja korkeapainepuolelta vaihdetaan päittäin, jolloin korkeampi paine pumppu-moottorin lähtöpuolella alkaa jarruttaa järjestelmää. [33]



Kuva 7. Ho ja Ahn hybridi hydraulikaavio jarrutuksessa. [33]

Ho ja Ahn testasivat järjestelmää testipenkissä kolmella eri nopeusprofiililla. Tuloksina he saivat energiansäästöä noin 10–20 % verrattuna perinteiseen hydrostaattiseen ajovoimansiirtoon. Testipenkin rajoitteiden takia järjestelmän pumppumootorin koko ohjaus- aluetta ei voitu hyödyntää, mikä olisi parantanut saavutettua hyötyä. Pumppu-mootorina käytettiin Linde Hydraulicsin HPV055-02, joka on suljettuun ajovoimansiirtokäyttöön suunniteltu hydraulipumppu. [33]

Hung *et al.* tutkivat hydraulisen sarjahybridin vaikutuksia polttoainetaloudellisuuteen simulointitutkimuksessa. Järjestelmän pelkistetty rakenne on esitetty kuvassa 8. Ajoneuvo on 3500 kg painavan kevyen kuorma-auton malli. Järjestelmässä on hydrostaattinen ajovoimansiirto, johon lisätään korkea- ja matalapainepuolelle akut. Hydraulimoottori toimii hidastaessa pumppuna ja varastoi energiaa korkeapainepuolen akkuun. [36]

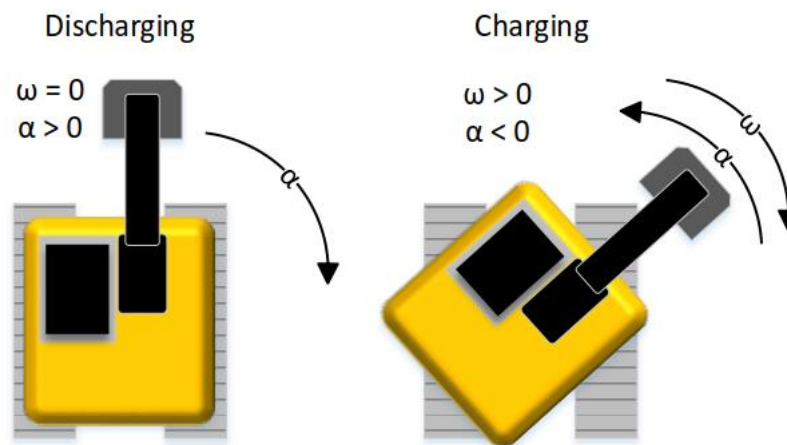


Kuva 8. Hung *et al.* esittelemä hydraulinen sarjahybridi. [36]

Bosch Rexrothilla on esimerkiksi sekundäärisäätöön soveltuvia pumppu-moottoreita [2]. Niiden avulla toteutetaan muun muassa kuskittomien kontin kuljettimien ajo [13]. Sekundäärisäätö soveltuu myös hybridien ajovoimansiirron toteutuksiin, se vaatii kuitenkin lisää elektroniikkaa säädön mahdollistamiseksi.

2.2.2 Rinnakkaishybridi

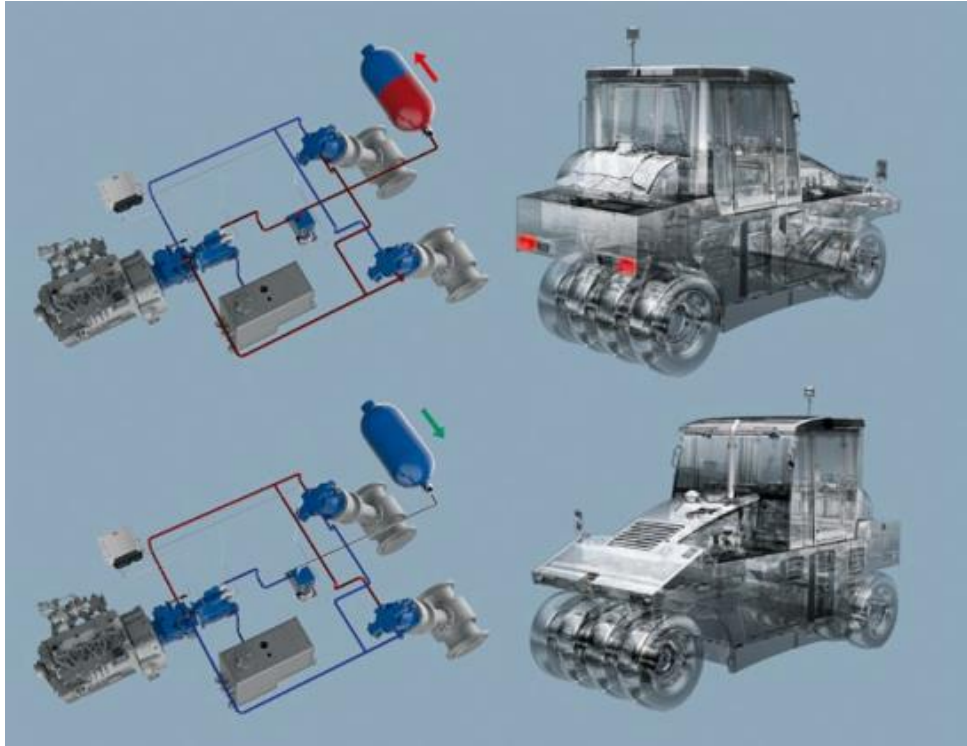
Hydraulisen rinnakkaishybridin soveltamista tutkitaan aktiivisesti ja on olemassa myös muutamia kaupallisia työkonsovelluksia. Tässä alaluvussa esitetään muutamia ratkaisuvaihtoehtoja. Kaupallisia sovelluksia on muun muassa Caterpillarin kaivinkoneessa [6]. Koneen ylävaunun käännön hidastamisessa varastoidaan energiaa paineakkuun, josta energiaa vapautetaan ylävaunun käännön kiihdytyksessä [6]. Toimintaa on havainnollistettu kuvassa 9.



Kuva 9. Caterpillarin hydraulisen rinnakkaishybridin toiminta.

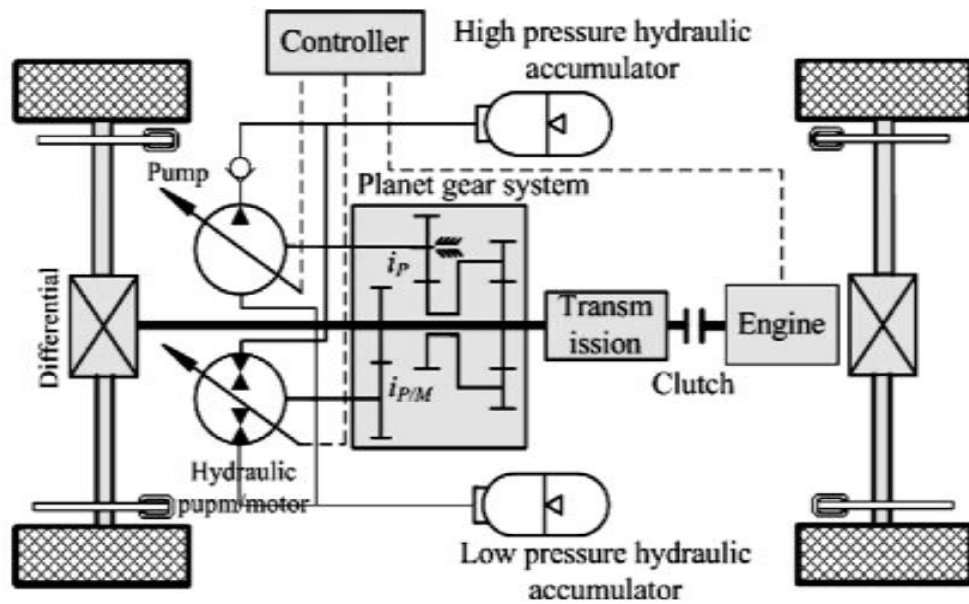
Bosch Rexrothilla on konseptitasolla hydraulinen vauhtipyörä, joka on käytännössä paineakun ja pumppu-moottorin yhdistelmä tarvittavine venttiileineen ja ohjausyksikköineen. Järjestelmä ja sen toiminta on esitetty kuvassa 10. Etuna on dieselmootorin pienentäminen ilman suorituskyvyn heikkenemistä. Tehopiikkejä tasataan paineakkuun varastoidulla energialla. [5]

Hydraulista vauhtipyörää voidaan käyttää myös työkonon start and stop-toiminnon toteuttamiseen ja vähentää sitä kautta polttoaineen kulutusta. Bosch Rexroth mainitsee lisäksi energiavaraston käytön hidastimena, eli esimerkiksi alamäkeen ajaessa paineakkua lataamalla voidaan hidastaa työkonetta. Paineakun täytyttyä ylimääräinen energia voidaan poistaa paineenrajoitusventtiilin kautta öljyn lämmöksi. [5]



Kuva 10. Bosch Rexrothin hydraulinen vauhtipyörä. [44]

Hui *et al.* esittelevät konseptin hydraulisesta jarrutusenergian talteenotosta. Kuvassa 11 on esitetty hydraulikaavio järjestelmästä. Hydraulijärjestelmä on liitetty mekaaniseen ajo-voimansiirtoon planeettavaihteiston avulla. Hydraulinen pumppumoottori varastoi jarrutusenergiaa pumppaamalla öljyä matalan paineen akusta korkean paineen akkuun. Energia vapautetaan saman pumppumoottorin avulla liikkeelle lähettäessä. Erillinen hydraulipumppu on tarkoitettu ajaessa käytettäväksi dieselmoottorin toimintapisteen siirtämiseen paremman hyötysuhteen alueelle. Kun paineakun varaus on saavuttanut alustavan maksimivarauksen, käytetään varaus ajomomentin tuottamiseen pumppumoottorilla. Tällöin ensisijainen voimanlähde voidaan sammuttaa. [34]

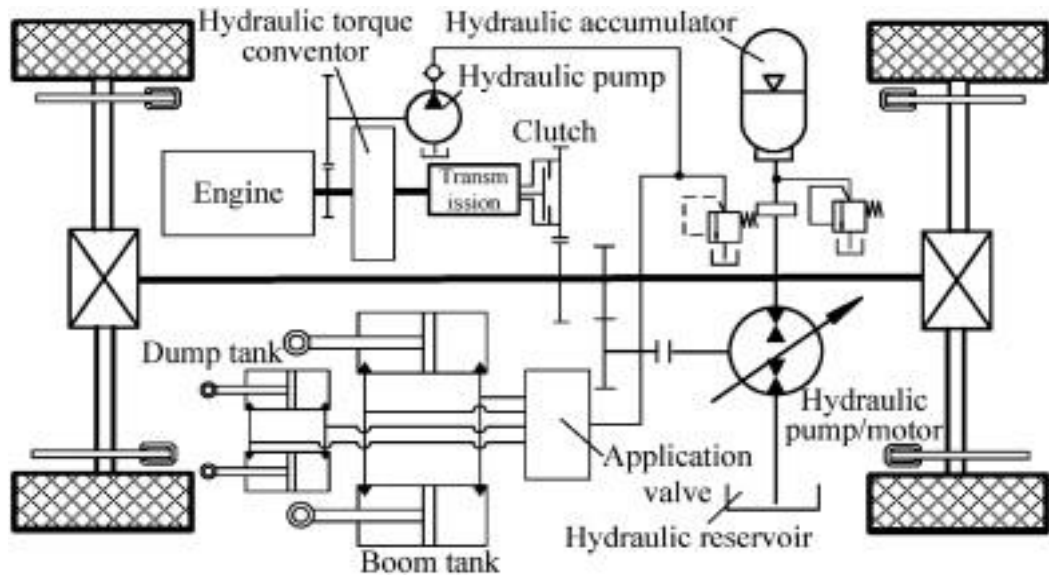


Kuva 11. Hui et al. hydraulinen rinnakkaishybridi jarrutusenergian talteenottoon. [34]

Käytetyt pumppu ja pumppu-moottori ovat kierrostilavuuksiltaan 60 cm^3 ja 125 cm^3 tässä järjestyksessä [34]. Valittu kokosuhde mahdollistaa ajon aikana toteutettavan dieselmoottorin kuormituksen säätämisen ja akun alustavan lataamisen toteuttamisen pienemmän pumppun avulla. Mikä mahdollistaa suuremman suhteellisen kuormituksen eli toimimisen paremman hyötysuhteen alueella. Iso pumppu-moottori on pelkästään isoja jarrutus- ja kiihdytystehoja varten. Pienemmän pumppun mallista ei ole mainintaa, mutta voidaan olettaa, että se on dynamiikaltaan myös nopeampi.

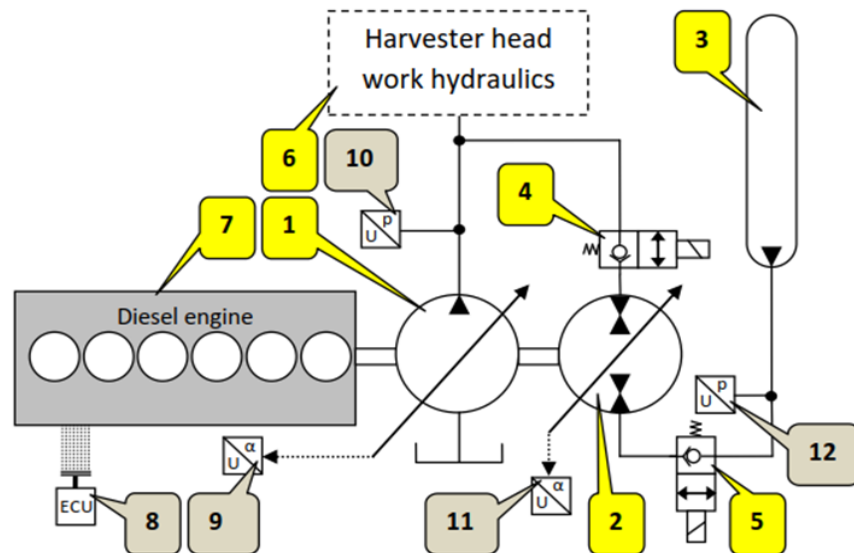
Hui ja Junqing esittelevät hydraulikaavion rinnakkaishybridirakenteeksi pyöräkuormajalle. Kuvassa 12 nähdään järjestelmän rakenne. Energian talteenottoon käytetyn pumppu-moottorin imupuolelle on merkitty tankki, mutta tekstissä mainitaan kuitenkin matalan paineen akku. Tämä selittyy valitulla pumppumoottorilla, Bosch Rexroth A4VG90, joka on suljetun järjestelmän pumppu. [35]

Energiavarastoa käytetään jarrutusenergian talteenotossa. Varastoitu energia käytetään kiihdytyksessä ja pienillä kuormituksilla dieselmoottorin asemesta. Työhydrauliikkaa käytettäessä energiavaraston pumppu-moottorilla tarjotaan aputehoa pyöräkuormajan liikuttamiseen. Työhydrauliikan tarvitsema teho tuotetaan ainoastaan dieselmoottorilla. Toteutus on siinä mielessä poikkeava, että siinä on kaksi erillistä pumppua regeneratiivisessa järjestelmässä. [35]



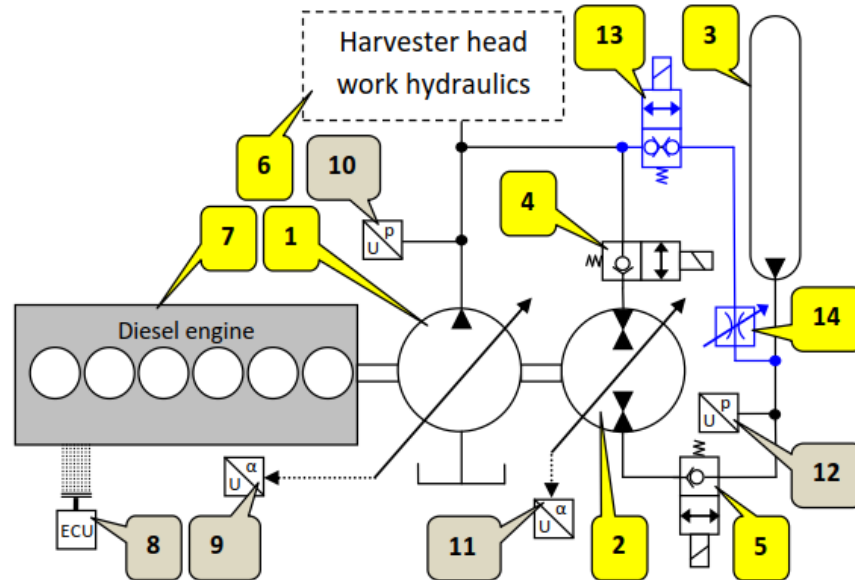
Kuva 12. Huin ja Junqingin hydraulinen rinnakkaishybridi jarrutusenergian talteenottoon. [35]

Einola ja Kivi tutkivat paineakun ja pumppu-moottorin hybridikonseptia metsäkoneen harvesteripäähän. Kuvassa 13 on testeissä käytetyn hydraulikkajärjestelmän yksinkertaistettu kaavio. Harvesteripään työhydrauliikkaan on liitetty pumppumoottori (2), kaksi on/off-venttiiliä (4 ja 5) ja paineakku (3). Paineakun kanssa käytetty pumppumoottori on suljetun piirin ajovoimasiirtoon suunniteltu pumppu säädettävällä kierrostilavuudella ja jota voi operoida keskikohdan yli. Pumppumoottori on tyhjäkäynnillä eristetty järjestelmän paineesta vastaventtiileillä jolloin tyhjäkäyntihäviöt pysyvät pieninä. [23]



Kuva 13. Harvesteripään hydraulisen hybridin yksinkertaistettu hydraulikaavio. [23]

Testeissä Einola ja Kivi huomasivat, että pumpun dynamiikka on varsin hidas. Pumpumoottorin täysi avauskulman muutos kesti noin 1,5 sekuntia. Tämä on tehopiikkeihin nähden hidasta eikä järjestelmä ehdi reagoida tarpeeksi nopeasti. Kompensoimaan pumpumoottorin hidasta dynamiikkaa järjestelmään lisättiin venttiili suoraan akusta työhydrauliikan piiriin. Kuvassa 14 nähdään sinisellä lisätty pumpumoottorin ohitus. [23]

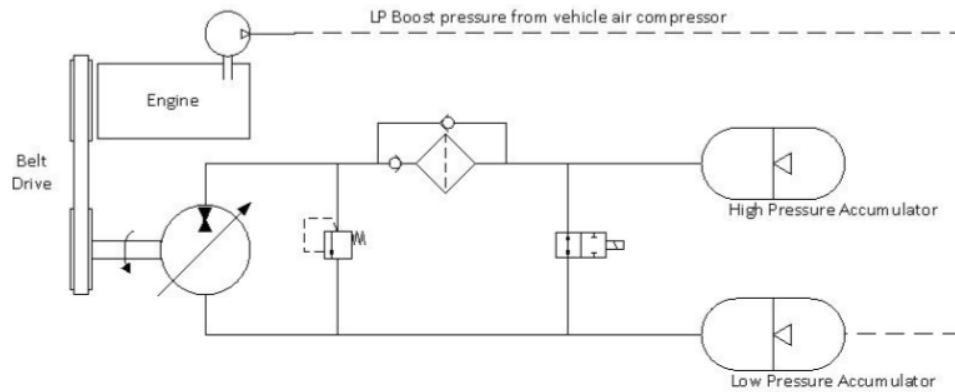


Kuva 14. Harvesteripään hydraulisen hybridin yksinkertaistettu hydraulikaavio ohitusventtiilillä. [23]

Ohitusventtiili (komponentti 13, kuvassa 14) mahdollisti nopean reagoinnin, mutta tällöin järjestelmä on huonosti ohjattavissa. Samalla myös menetetään pumpumoottorin ohjauksella saavutettavat hyödyt. Pidemmällä työsykllillä Einola ja Kivi onnistuivat hyödyntämään hybridin tehoa paremmin. Nopeammin reagoivalla pumpumoottorilla päästäisiin huomattavasti parempiin tuloksiin kyseisessä sovelluksessa. [23]

Taylor *et al.* demonstroivat hydraulisen rinnakkaishybridin potentiaalia jälkiasennuksena joukkoliikenteen linja-autoon tehdyllä hydraulisella energiavarastolla. Alla on esitetty energiavaraston hydraulikaavio kuvassa 15. Järjestelmän yksinkertaisuus selittyy käytettävällä Artemiksen digitaalisen syrjäytystilavuuden pumpumoottorilla. Se mahdollistaa tilavuusvirran ja paineen yhtäaikaisen säädön pumpuun integroidulla säätimellä. [48]

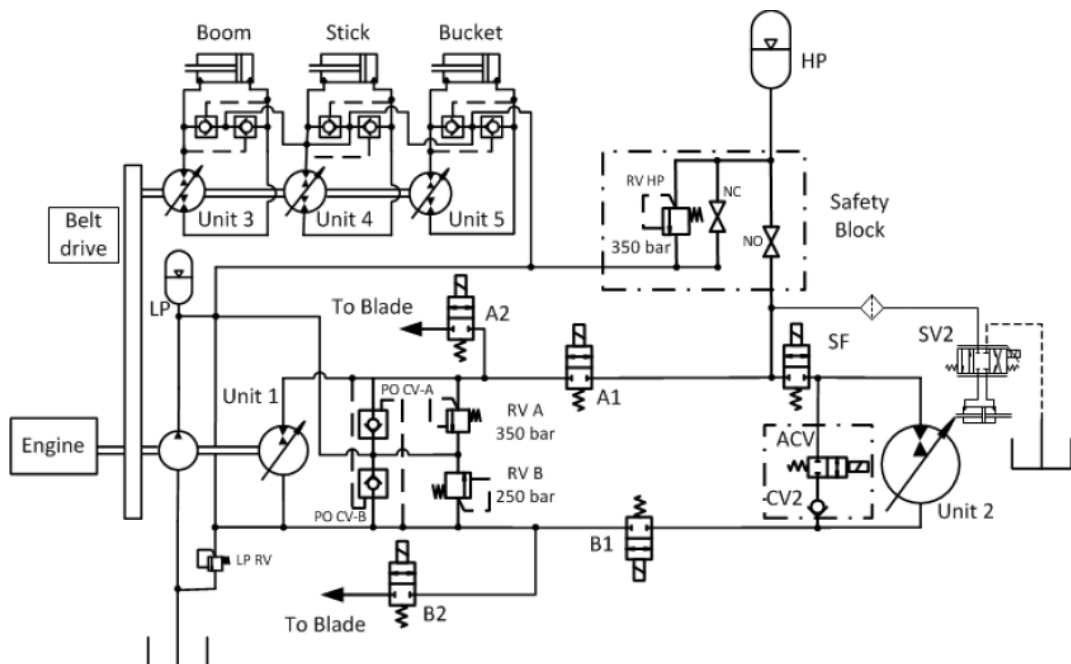
Bussissa käytetty ratkaisu on siinä mielessä verrattavissa työkoneluihin, että työsykli sisältää lukuisia pysähdyksiä ja liikkeellelähtöjä. Massaa sillä on noin 8000 kg, joten se vastaa hyvin keskikokoista pyöräkuormaajaa.



Kuva 15. Jälkiasennettavan rinnakkaishybridin hydraulikaavio. [48]

2.2.3 Sarja-rinnakkaishybridi

Hippalgaonkar ja Ivantysynova demonstroivat prototyypitasolla hydraulista sarja-rinnakkaishybridii pieneen kaivinkoneeseen. Kuvassa 16 on esitetty toteutuksen hydraulikaavio. Kaivinkoneessa energian talteenotto toteutetaan ylvaunun kierron piirissä. Akku on erotettavissa kääntömoottorista SF-venttiilin avulla, mikä mahdollistaa energian talteenoton moottorilta ja muilta toimilaitteilta sekä palautuksen, kun polttomoottorin teho ei riitä. Venttiilit CV2 ja ACV mahdollistavat kaivinkoneen ylvaunun paikallaan pidon ja auki-tilassa estävät kiertomoottorin kavitoinnin. Venttiilit A1, A2, B1 ja B2 ohjaavat tilavuusvirtaa etulevyn toimilaitteen ja ylvaunun kiertomoottorin välillä. Matalapainakkua käytetään kompensoimaan tilavuusvirtaa vastaventtiilien PO CV-A ja B kautta. [32]



Kuva 16. Hydraulinen sarja-rinnakkaishybridi toteutus kaivinkoneeseen. [32]

2.3 Hidastimet

Hidastimet on kehitetty tuottamaan jatkuva-aikaista tehokasta hidastusta, eli muuttamaan ylimääräistä liike-energiaa lämmöksi. Energian talteenoton näkökulmasta se on valtava hyödyntämätön potentiaali. Hybrideissä hidastamistoiminto on toteutettavissa energiaa varastoimalla. Käytännön rajoitteita asettavat kuitenkin energiavaraston kapasiteetti ja varastointitehon riittämättömyys.

Hidastimet ovat perinteisesti raskaan kuljetuskaluston voimansiirtoon tai moottoriin integroituja apulaitteita, joiden avulla estetään alamäissä nopeuden kasvaminen ja säästetään käyttöjarruja. Pitkässä alamäessä käyttöjarrun jatkuva käyttö kuumentaa jarrun osia, mikä altistaa jarrut nopealle kulumiselle, jarruvoiman merkittäväälle pienenemiselle ja jopa jarrujen rikkoontumiselle. [52, 54]

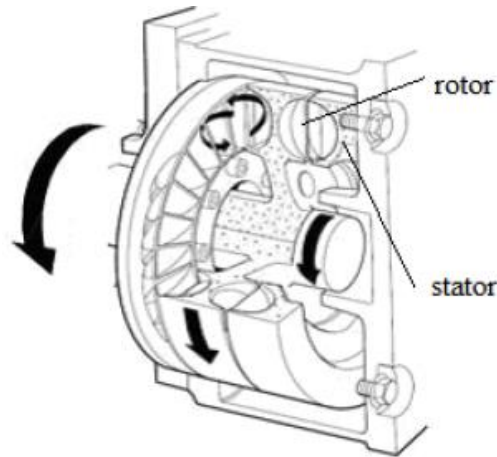
Voimansiirron ja moottoriteknologian energiatehokkuuden kehittäminen ovat pienentäneet ajoneuvon luonnollisesti tuottamaa hidastustehoa. Yhä pienemmillä moottoreilla saavutetaan riittävä teho turboahtimien avulla. Voimansiirron hyötysuhdetta on parannettu ja renkaiden vierintävastusta pienennetty. Näiden lisäksi myös turvallisuusnäkökulmat ovat lisänneet hidastimien tarvetta. [54]

Sama hidastimien tarve koskee myös työkoneita, joiden työsykliin kuuluu ajon aikana paljon ylä- ja alamäkiä. Tyypillisiä kohteita ovat muun muassa kaivokset ja louhokset. Työkoneiden nopeudet ovat hitaampia kuin rekkojen maantiellä, mutta massat voivat olla huomattavan suuria. Ympäri vuorokauden operoitavissa kaivoskoneissa hidastimien käyttö pienentää käyttökustannuksia vähentämällä jarruhuoltojen tarvetta ja parantavat turvallisuutta merkittävästi.

Hidastimet jaetaan moottorijarruihin ja voimansiirtoon liitettyihin hidastimiin. Merkittävien ero moottorijarrujen ja hidastimien välillä on, että moottorijarrujen tehoon vaikuttaa kytkettynä oleva vaihde ja kytkintä painettaessa jarrutusteho luonnollisesti häviää. Moottorijarru voidaan toteuttaa yksinkertaisimmillaan katkaisemalla polttoaineen syöttö. Muita tapoja on imuilman kuristus, pakokaasujarru tai kompressiojarru. Kaksi viimeisintä näistä ovat yleisimmin käytössä olevia. Pakokaasujarru kuristaa pakokaasujen virtausta ahtimen jälkeen ja kompressiojarru nimensä mukaan käyttää moottoria kompressorin tavoin, eli mäntä puristaa ilmaa ja pakoventtiili tai erillinen venttiili päästää paineen pois yläkuolokohdassa. Moottorijarruihin luokiteltavat erilliset hidastinlaitteet jotka ovat joko suoraan kampiakselille liitettyjä tai integroitu vauhtipyörään, vastaavat toiminnaltaan voimansiirron hidastimia. [54]

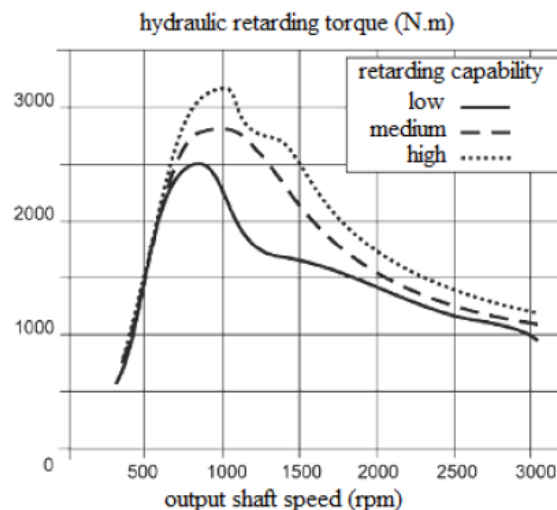
Voimansiirron hidastimet ovat esimerkiksi kiinnitetty suoraan vaihteistoon tai akselistöön. Hidastimien toimintatapoja ovat yleisimmin hydrodynaaminen tai sähkömagneettinen. Hydrodynaamisen hidastimen rakenne on esitetty kuvassa 17. Hidastimessa kotelon sisällä roottori pyörii paikallaan olevaa staattoria vasten. Lisäksi rakenteeseen kuuluu

venttiili, joka ohjaa öljyä sisään ja ulos. Öljyä ohjataan sisään hidastaessa, jolloin staattorin ja roottorin vastakkain olevat lavat saavat aikaan pyörimistä hidastavan momentin, joka hidastaa akselin pyörimistä ja sitä kautta koko konetta. [29, 54]



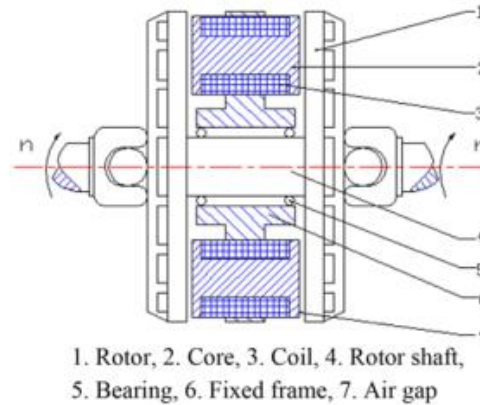
Kuva 17. Hydrodynaamisen hidastimen rakenne. [29]

Han ja Zheng ovat testanneet HD4070PR automaattiseen vaihteistoon kytketyn hydrodynaamisen hidastimen toimintaa. Kyseisen hidastimen tuottama hidastusmomentti pyörimisnopeuden funktiona on kuvassa 18. Kuvasta nähdään, että hydrodynaaminen hidastin tuottaa huomattavan maksimi hidastusmomentin. Kierrosnopeuden kasvaessa hidastusmomentti laskee melko tasaisesti huippuarvon jälkeen. Hydrodynaamisen hidastimen heikkous on pienillä kierrosnopeuksilla, koska sen hidastusteho laskee voimakkaasti kierrosnopeuden laskiessa alle noin 700 rpm. Absorboitu hidastusteho muuttuu väliaineen lämmöksi ja hidastin vaatii kytkennän jäähdytysjärjestelmään. Hidastimen jatkuvaa käyttöä rajoittaa jäähdytysjärjestelmän suorituskyky. [29, 54]



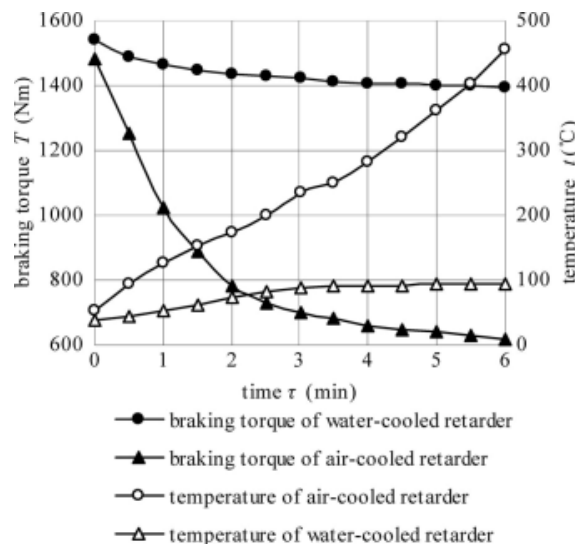
Kuva 18. HD4070PR automaattisen vaihteiston hydrodynaamisen hidastimen tuottama hidastusmomentti akselin pyörimisnopeuden funktiona. [29]

Sähkömagneettisen hidastimen rakenne on esitetty kuvassa 19. Roottorilevy pyörii akselin mukana ja käämit ovat paikallaan kiinteässä rungossa. Käämeihin kytkettäessä jännite, muodostuu staattorin käämityksen ympärille magneettikenttä. Johtavasta aineesta valmistetun roottorin pyöriessä magneettikentässä, siihen indusoituu pyörrevirtoja. Pyörrevirtojen aiheuttama magneettikenttä on vastakkaisuuntainen käämien magneettikenttään nähden ja pyrkii näin hidastamaan roottorin ja sitä kautta akselin pyörimistä. [38]



Kuva 19. Sähkömagneettisen hidastimen rakenne. [38]

Magneettisia hidastimia on toteutettu myös kestopagneeteilla. Ye *et al.* suunnittelivat ja toteuttivat vesijäähdytteisen kestopagneeteilla toteutetun hidastimen ja vertasivat sen tuottamaa jarrutustehoa testipenkissä vastaavaan ilmajäähdytteiseen hidastimeen. Kuvassa 20 on esitetty mitatut jarrutusmomentit ja hidastimien lämpötilat ajan funktiona. Vesijäähdytteinen hidastin tuottaa huomattavasti pidempään suuren ja tasaisen jarrutusmomentin. On kuitenkin huomattava, että aika-akselin yksikkö on minuutti. [55]



Kuva 20. Ye *et al.* suunnitteleman vesijäähdytteisen kestopagneettihidastimen jarrutusmomentti ja lämpötila verrattuna ilmajäähdytteiseen vastaavaan hidastimeen. [55]

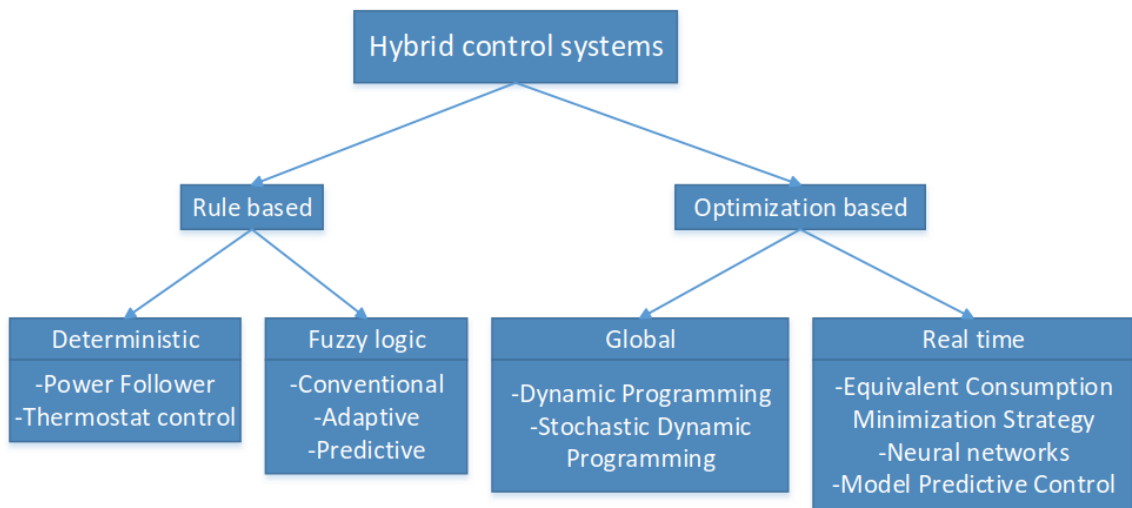
Hidastimilla tuotetaan huomattavan suurta hidastustehoa, joka muutetaan lämmöksi. Hybridijärjestelmää suunniteltaessa on kannattavaa pohtia hidastintoiminnon mahdollisuutta ja erityisesti energian talteenottoa, mikäli se on järkevästi toteutettavissa. Parhaimmillaan sillä voidaan saada syklikohtaisesti energiansäästöä tai ainakin poistaa erillisen hidastimen tarve.

Bosch Rexroth kertoo hydraulisen vauhtipyöränsä toimivan myös hidastimena [5]. Hydraulista energiavarastoa voi käyttää hidastamiseen myös sen jälkeen, kun korkeapaineakku on saavuttanut maksimipaineensa. Tällöin ylimääräinen energia poistuu paineenrajoitusventtiilin kautta. Mikäli hydraulista energiavarastoa käytetään hidastimena, on huomioitava huomattava hukkalämmön muodostuminen ja sen vuoksi riittävä jäähdytys. Myös sähköisen energiavaraston käyttäminen hidastimena on mahdollista lisäämällä vastus ja huolehtimalla sen jäähdyttämisestä.

3. HYBRIDIEN OHJAUS JA SÄÄTÖ

Hybridien kaksi voimanlähdettä vaativat ohjausjärjestelmältä enemmän kuin pelkällä polttomoottorin voimalla toimiva työkone. Energian varastointi ja käyttöönotto on ajoitettava optimaalisesti, että saavutettavat hyödyt ovat mahdollisimman suuria sekä turhilta energianmuunnoksilta välttyään.

Hybrideissä käytetyt ohjausjärjestelmät voidaan jakaa kuvan 21 mukaan kahteen pääryhmään, sääntö- ja optimointiperustaisiin. Sääntöperustaiset ohjausjärjestelmät voidaan edelleen jakaa yksinkertaisiin raja-arvoihin perustuviin ja sumealla logiikalla toteutettuihin. Optimointiperustaiset ohjausjärjestelmät voidaan jakaa globaaleihin ennalta tiedettyihin sykleihin perustuviin ja reaaliaikaisina toimiviin optimointeihin. [20, 46, 50]



Kuva 21. Hybridien ohjaustapojen luokittelu. [20, 46, 50]

Hybrideille sovelletaan myös muita ohjaustapoja, mutta tässä työssä esitetään esimerkkien perusteella keskeisimmät [20, 46, 50]. Esimerkeissä painotetaan työkoneisiin ja raskaisiin ajoneuvoihin sovellettuja ratkaisuja, mutta mukana on myös muutama henkilöajoneuvo-sovellus.

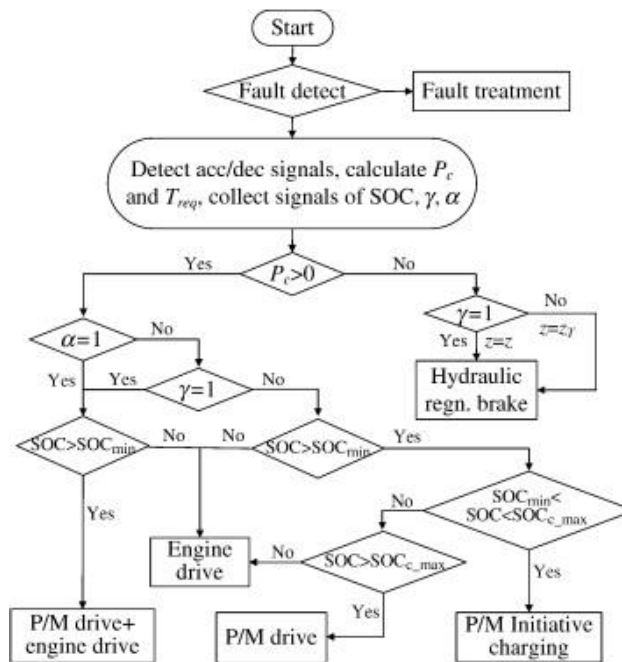
3.1 Sääntöperustainen ohjaus

Deterministinen sääntöpohjainen ohjausjärjestelmä perustuu raja-arvoihin, joiden perusteella järjestelmän toimintatilaa muutetaan. Raja-arvot voivat perustua esimerkiksi teki- jöiden valistuneisiin arvauksiin tai optimoinnista saatuihin tuloksiin. [19] Sääntöpohjais- ten ohjaustapojen perustoiminnallisuus on usein polttomoottorin kuormituksen tasaami- nen, jossa polttomoottorin toimintapiste pyritään siirtämään paremman hyötysuhteen alu- eelle. [45] Seuraavat toteutukset perustuvat juuri tähän ideaan.

Boukehili *et al.* toteuttavat tilakoneella sääntöperustaisen ohjauksen rinnakkaissähköhybridiin. Ohjauksessa eritellään hybridijärjestelmän erilaiset tilat, kuten kiihdytys, jarrutus, lataus ja tasaisen nopeuden ajo. Lisäksi he optimoivat järjestelmän ohjauksen dynaamisella ohjelmoinnilla ja muokkaavat tämän perusteella tilakoneen raja-arvoja. Parannusta saadaan alustavasti valituilla raja-arvoilla toteutettuun logiikkaan verrattuna 7—15 % polttoaineen kulutuksessa. Dynaamisella ohjelmoinnilla päästään syklistä riippuen vielä 5—15 % pienempään polttoaineen kulutukseen. Optimoinneissa ja simuloinneissa he käyttivät vakioituja ajosyklejä NEDC (New European Driving Cycle), FTP72 (Federal Test Procedure) ja HWFET (Highway Fuel Economy Test Cycle). [19]

Tämä kuvaa hyvin sääntöpohjaisen ohjaustavan ongelmallisuutta. Saavutetut hyödyt riippuvat raja-arvojen valinnasta. Sääntöpohjaisessa ohjauksessa parametrien valinnassa on oltava huolellinen ja käytettävä tarvittaessa optimointituloksia apuna. Toinen toteutus on hyvin vastaavanlainen. Siinä energiavarastona on hydraulinen paineakku.

Hui ja Junging esittelevät tehon seuraaja tyyppisen ohjauksen hydraulisella energiavarastolla varustettuun pyöräkuormaajaan. Pyöräkuormaajan voimansiirron rakenne nähdään kuvassa 12. Heidän kehittämänsä ohjauslogiikan toiminta nähdään kuvassa 22. Pienellä tehontarpeella ajetaan aina akusta saatavalla energialla, mikäli akku ei ole tyhjä. Suuremmilla tehontarpeilla tai akun tyhjentyessä ajetaan polttomoottorilla ja ylimääräinen teho ohjataan akun lataamiseen. Jarrutettaessa energiaa varastoidaan akkuun mahdollisimman paljon. Ohjauksessa myös eritellään pumppu/moottorilla tuotettavan jarrutuksen intensiteetin raja-arvo kuormalla ja ilman kuormaa, koska se vaikuttaa merkittävästi pyöräkuormaajan liike-energiaan. [35]

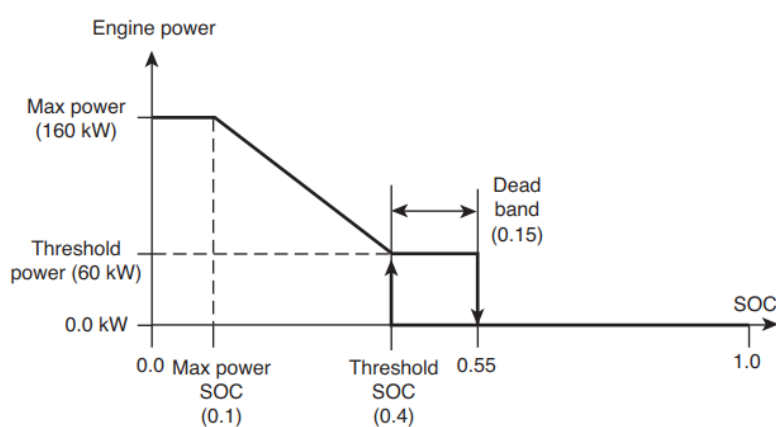


Kuva 22. Hui ja Junging esittelemä raja-arvoihin perustuva ohjaus. [35]

Hui ja Junging käyttävät komponenttien optimaaliseen mitoitukseen ASAGA:a (adaptive simulated annealing genetic algorithm), joka hyödyntää geneettistä algoritmia ja globaalia optimointitekniikkaa. Kokeellisissa tuloksissa Hui ja Junging vertasivat toteutustaan perinteiseen pyöräkuormaajaan. Hybridi pyöräkuormaajan suorituskyky on parempi kuin perinteisen ja hybridi kuluttaa myös vähemmän polttoainetta. Jarrutusenergiasta saatiin talteen noin 60 % ja energiankulutus pieneni noin 30 %. [35]

Nämä kaksi ohjaustapaa ovat tyypillisiä rinnakkaishybridien ohjaustapoja. Sarjahybridien ohjauksessa sovelletaan erilaisia menetelmiä. Yksinkertaisimmillaan sarjahybridin ohjaus voi perustua termostaattiohjaukseen [25, 36]. Näistä on myös jatkokehitetty hienostuneempia ohjaustapoja.

Hung *et al.* kehittivät ohjausjärjestelmän hydrauliseen sarjahybridiin termostaattiohjauksella. Kohteena on kevyt kuorma-auto. Samassa he esittelevät myös parannellun termostaattiohjauksen nimeltä moduloitu paine. Järjestelmän rakenne on esitetty kuvassa 8. Termostaattisäädön toimintaperiaate nähdään kuvassa 23. Akkua ladataan, kun varaus laskee alle asetetun alarajan. Akun lataaminen lopetetaan vastaavasti, kun akun varaus on noussut yli asetetun ylärajan. Normaalisissa tilanteissa akkua ladataan vakioteholla. Mikäli järjestelmän tehontarve nousee yli vakiotehon, akun varaus laskee alle alarajan ja moottorin tuottama teho nousee lineaarisesti. [36]



Kuva 23. Termostaattisäädön toimintaperiaate. [25]

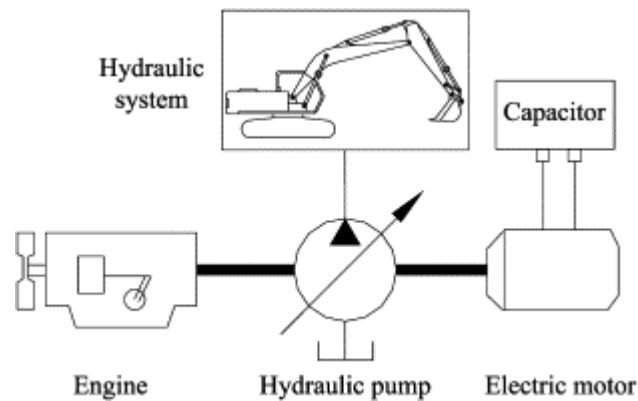
Hung *et al.* jatko kehittivät termostaattiohjauksesta moduloidun paineen ohjauksen, jossa painerajat määritellään dynaamisesti nopeusreferenssin funktiona. Tässä ohjaustavassa akun varaus puretaan lähes kokonaan kovassa kiihdytyksessä ja tällöin akussa on tilaa seuraavaa regeneratiivista jarrutusta varten. Dieselmoottori on käynnissä lähes koko ajan, mutta kierrosnopeutta muutetaan.

Hung *et al.* kehittivät molempia ohjaustapoja dynaamisen ohjelmoinnin avulla saatujen optimaalisten ohjausten pohjalta. Näitä kahta optimaalista ohjausta jäljitteleviä ohjauksia he vertasivat tavalliseen vaihteistolla ja vetoakselilla varustettuun kevyen kuorma-auton simulointimalliin. Vertailussa he käyttivät Japan 1015 (Japanilainen 10- ja 15-moodin

ajosykli) ja HWFET nopeusprofiileja. Dynaamisella ohjelmoinnilla saaduissa tuloksissa polttoaineen kulutus pieni ajosykleissä 46,11 % ja 40,74 % tässä järjestyksessä verrattuna perinteiseen ajoneuvoon. Saatua optimointituloksia hyödyntämällä he pääsivät termostaattiohjauksella Japan 1015 ajosyklissä 37,58 % pienempään kulutukseen ja moduloidulla paineen ohjauksella HWFET ajosyklissä 36,23 % pienempään kulutukseen. [36]

Polttoaineen kulutus pieni varsinkin paljon kyseisissä simuloinneissa, mikä osittain johtuu sarjahybridin mahdollistamasta moottorin kierrosnopeuden vapaasta valinnasta kuormituksen mukaan.

Xiao *et al.* esittelevät sääntöpohjaisen hybridin ohjauksen kaivinkoneelle. Kaivinkoneen energiavaraston kytkentä nähdään kuvassa 24. Sähkömoottori, joka voi myös toimia generaattorina, on kytketty hydraulikkapumpun kanssa samalle akselille ja yhdistetty superkondensaattoriin. Näin toteutetussa energiavarastossa vältetään sarjahybrideissä mahdolliset tarpeettomat energianmuunnokset.

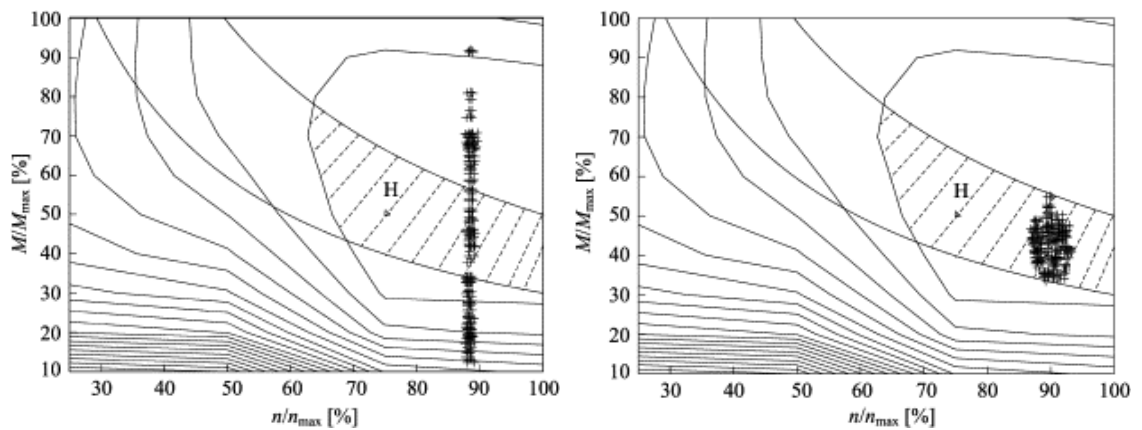


Kuva 24. Xiao *et al.* käyttämän sähköisen rinnakkaishybridin energiavaraston rakenne. [53]

He kehittivät ensin vakio kierrosnopeusohjauksen, jossa dieselmoottorin kierrosnopeus pysyy ennalta määritetyssä arvossa ja sähkömoottorin avulla pidetään moottorin kuorma vakiona kuormituksen vaihdella. Vakio kierrosnopeudella työskennellessä pidemmällä aikavälillä kondensaattorin varaus ajautui pois asetetuilta rajoilta, koska dieselmoottorin tuottama teho ei vastannut täsmälleen keskimääräistä tehoa. [53]

Tähän ongelmaan vastatakseen he kehittivät kahden työpisteen ohjauksen. Kahden työkentelypisteen strategiassa järjestelmä vaihtaa kahden eri kierrosnopeuden välillä superkondensaattorin varaukselle asetettujen ylä- ja alarajan mukaan. Simulointitulosten perusteella dieselmoottorin kierrosnopeus vaihtelee liian usein, mikäli kondensaattorin varaukselle asetettu väli on liian kapea. Toiminta-alueen kasvattaminen taas lyhentää kondensaattorin käyttöikä. [53]

Näiden ohjaustapojen heikkouksia eliminoidakseen Xiao *et al.* jatkokehittivät dynaamisen työskentelypisteen ohjauksen. Tässä ohjauksessa dieselmoottorin kierrosnopeus ja kuorma pidetään hyvän hyötysuhteen alueella. Kondensaattorin varaus tarkastetaan joka työsyklin päätteeksi, ja mikäli nykyisen ja edellisen työsyklin aikana tapahtunut varauksen muutos pysyvät sallituissa rajoissa, dieselmoottorin kierrosnopeutta ei muuteta. Jos varauksen muutos poikkeaa yli sallitun rajan, muutetaan dieselmoottorin kierrosnopeutta. Dynaamisen työskentelypisteen ohjauksella dieselmoottorin toimintapisteet on esitetty kuvassa 25 oikealla. Vasemmalla puolella nähdään toimintapisteet perinteisellä ohjauksella ilman hybridisointia. Kuvassa katkoviivoilla merkitty alue on kehitetyn ohjausjärjestelmän tavoitealue dieselmoottorin toimintapisteille. [53]

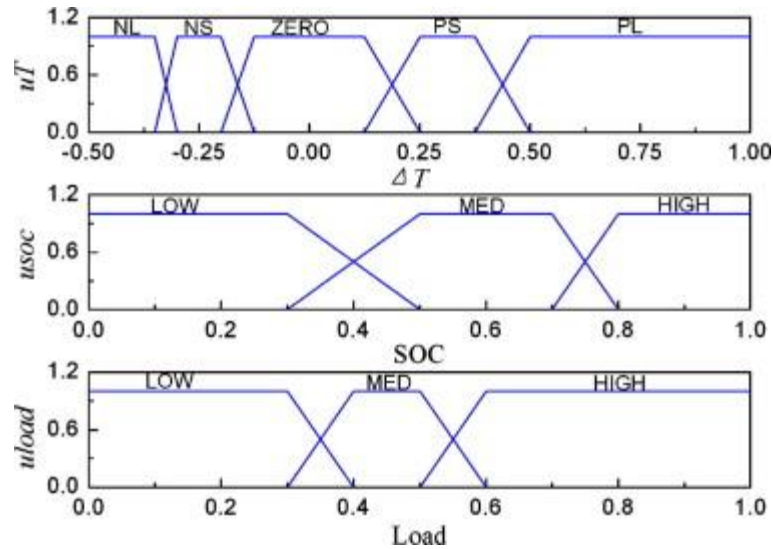


Kuva 25. Xiao *et al.* dieselmoottorin toimintapisteet vasemmalla ilman energiavarausta ja oikealla energiavarausten kanssa sekä dynaamisen työskentelypisteen ohjausstrategialla. [53]

Sumea logiikka soveltuu epälineaaristen prosessien ja järjestelmien ohjaukseen. Sumea logiikka pystytään implementoimaan kokeneen ohjaajan kielellisten ohjausohjeiden perusteella, minkä ansiosta sumea logiikka vastaa perinteistä ohjausjärjestelmää paremmin ihmismäistä havainnointia. Sumealle logiikalle muodostetaan sisääntuloista sumeita osajoukkoja, kuten kuvassa 26, ja ulostulot skaalataan prosessin toimilaitteille yksiselitteisesti ohjauksiksi. [37, 51]

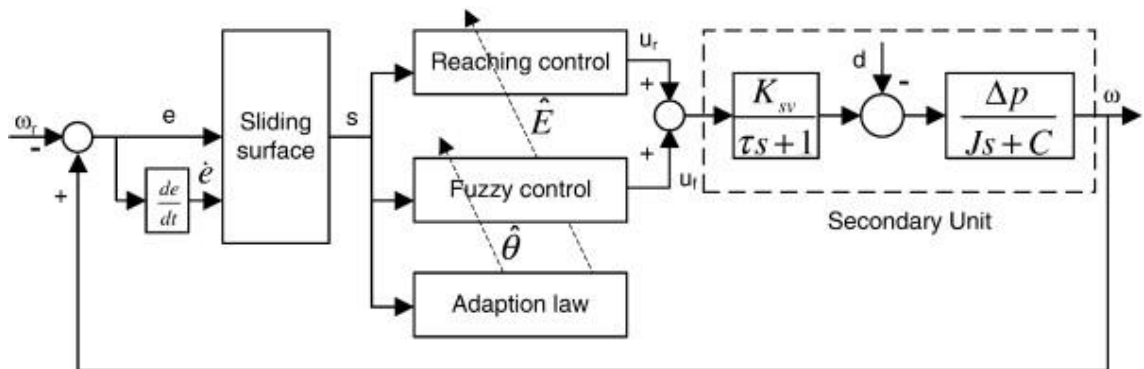
Hui *et al.* esittelevät momenttiperustaisen säädön hydrauliselle rinnakkaishybridille toteutettuna sumealla logiikalla. Voimansiirron rakenne nähdään kuvassa 11. Hui *et al.* ehdottamalle ohjausjärjestelmälle skaalatut sisääntulot on esitetty kuvassa 26. ΔT on polttomoottorin optimaalisen kuormamomentin ja sen hetkisen kuormitusmomentin välinen erotus kyseisellä kierrosnopeudella. Zero-alueella polttomoottorin kuormitus on lähellä optimaalista. Vasemmalla ääripäässä NL (Negative large) on negatiivinen iso alue, jossa kuormitus on yli polttomoottorin optimikuormituksen, ja energiavarausten avulla pyritään täyttämään ylimenevä momenttitarve. Oikealla ääripäässä PL (Positive large) on positiivinen iso alue, jossa polttomoottorin kuormitus on niin alhainen, että tarvittava momentti on taloudellisempaa tuottaa energiavarausten pumppu-moottorilla ja sammuttaa polttomoottori. Väleihin jäävät PS ja NS (Positive small ja Negative small) ovat positiivinen ja

negatiivinen pieni alueet, joissa kuormitus on vähän alle tai yli optimaalisen alueen tässä järjestyksessä. Kuormituksen ollessa alle optimaalisen, paineakkua ladataan alustavasti ja yli optimaalista kuormitusta avustetaan pumppu/moottorilla. *SOC* on paineakun varaustaso, ja *Load* on kuormitus, joista molemmat on skaalattu kolmeen eri arvoon matalasta korkeaan. [34]



Kuva 26. Sisääntulot skaalattuna sumealle logiikalle[34]

Ho ja Ahn esittelevät suljetulle hydrauliselle sarjahybridille adaptiivisen sumean liukuvan tilan ohjausjärjestelmän [33]. Ohjausjärjestelmän toteutuksen lohkokkaavio on kuvassa 27. Kolmesta päällekkäin olevasta lohkoista kaksi alinta toteuttavat adaptiivisen sumean logiikan ohjauksen. Reaching control ja Sliding surface-lohkokot liittyvät laajennettuun liukuvan tilan ohjaukseen.

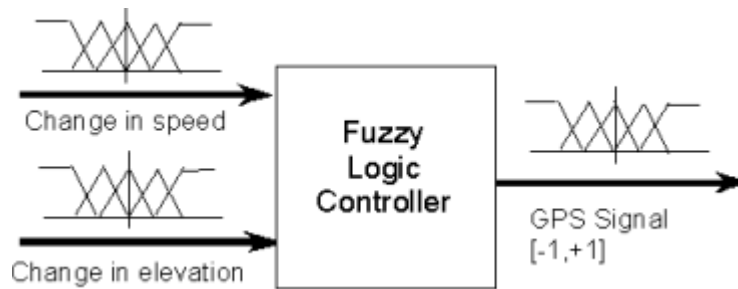


Kuva 27. Ho ja Ahn ehdottama adaptiivinen sumea liukuvan tilan ohjausjärjestelmä. [33]

Adaptiivinen sumea logiikka toimii samoin kuin tavallinen sumea logiikka, mutta joitain parametreja on mahdollista muokata järjestelmän tilojen mukaan tarkoitukseen sopivalla mukautumisalgoritmillä. Tämä tekee sumeasta logiikasta häiriösietoisemmän. [51]

Ennustava ohjausjärjestelmä hybridille käyttää saatavissa olevaa dataa ja pyrkii varautumaan tuleviin tehontarpeen muutoksiin. Koska tarkka tehontarpeen arviointi ajan suhteen on mahdotonta, pyritään tunnistamaan reitillä olevia kohdattavia esteitä. Tämän mahdollistaa esimerkiksi GPS-järjestelmä johon syötetään aiottu reitti. Yhdistettäessä myös topografiset tiedot reitin varrelta ja liikennetiedot, pystytään varautumaan muun muassa liikenneuhkiin ja ylämäkiin. [43]

Rajagopalan *et al.* esittävät ennakoivan sumean logiikan osaksi ohjausjärjestelmää sähköiselle rinnakkaishybridille. Ennakoivan sumean logiikan sisääntulot ja ulostulo näkyvät kuvassa 28. Ennakoiva lohko tunnistaa tulevia muutoksia nopeudessa ja korkeudessa suunnitellulla reitillä ja muokkaa sen perusteella välittömiä ohjauskomentoja. [43]



Kuva 28. Rajagopalan *et al.* esittelemä ennakoiva sumea logiikka. [43]

Ennakoiva logiikka perustuu eteenpäin katsovaan aikaikkunaan, jossa tietyin aikavälein arvioidaan liikenteen nopeutta ja korkeuden muutosta. Muutosta tunnistaessa arvoja verrataan taakse katsovan aikaikkunan tallennettuihin vastaaviin arvoihin. Sääntöpohja jonka perusteella tuleviin muutoksiin reagoidaan, on esitetty kuvassa 29. [43]

Condition AHEAD	Going downhill	Constant elevation	Going uphill
Slower traffic (city)	Do nothing	Charge	Charge more
Similar traffic	Discharge	Do nothing	Charge
Faster traffic (highway)	Discharge more	Discharge	Do nothing

Kuva 29. Rajagopalan *et al.* esittämä ennakoivan ohjaimen sääntöpohja. [43]

Ennakoitavaan hitaampaan liikennevirtaan ja ylämäkeen varaudutaan lataamalla akkua. Jos taas on odotettavissa alamäki tai nopeampaa liikennettä, akkua puretaan. Näiden väliin jää ennakoitavia tiloja, joissa ei ladata eikä pureta akkua. Logiikkaan toteutettu sääntöpohja on vastaava, mutta koostuu 11x11 matriisista. [43]

Rajagopalan *et al.* testaavat ennustavan sumean logiikan ohjaintaan Simulinkin Advisor-ohjelmiston avulla, joka sisältää sähköisen hybridihenkilöajoneuvon mallin ohjaimineen. Tätä valmista ohjainta he käyttävät vertailukohtana oman ohjaimensa arvioinnissa. Advisor simuloi kulutuksen lisäksi myös aiheutuneita päästöjä, mikä on toinen merkittävä hybridisoinnin vaikutuskohde. [43]

Simuloinneissa Rajagopalan *et al.* käyttävät henkilöajoneuvon mallia dieselmoottorin ja sähkömoottorin tehoilta 34 kW ja 25 kW tässä järjestyksessä. Simuloitavia ajosyklejä ovat UDDS, HWFET ja US06. Ainoastaan UDDS-syklissä polttoaineen kulutus pieneni kohtalaisesti, noin 7 %, mutta merkittävimmät tulokset saatiin typen oksidien osalta. Ne vähenivät 20–36 % ajosyklistä riippuen. [43]

3.2 Optimointiperustainen ohjaus

Optimoinnissa pyritään maksimoimaan koko voimansiirron kaikkien komponenttien hyötysuhde. Optimoinnit voidaan jakaa globaaleihin ja reaaliaikaisiin. Hybridien globaali optimointi perustuu aina ennalta tunnettuun sykliin tai sykleihin. Reaaliaikainen optimointi taas tarkoittaa optimointia ilman tietoa suoritettavasta syklistä.

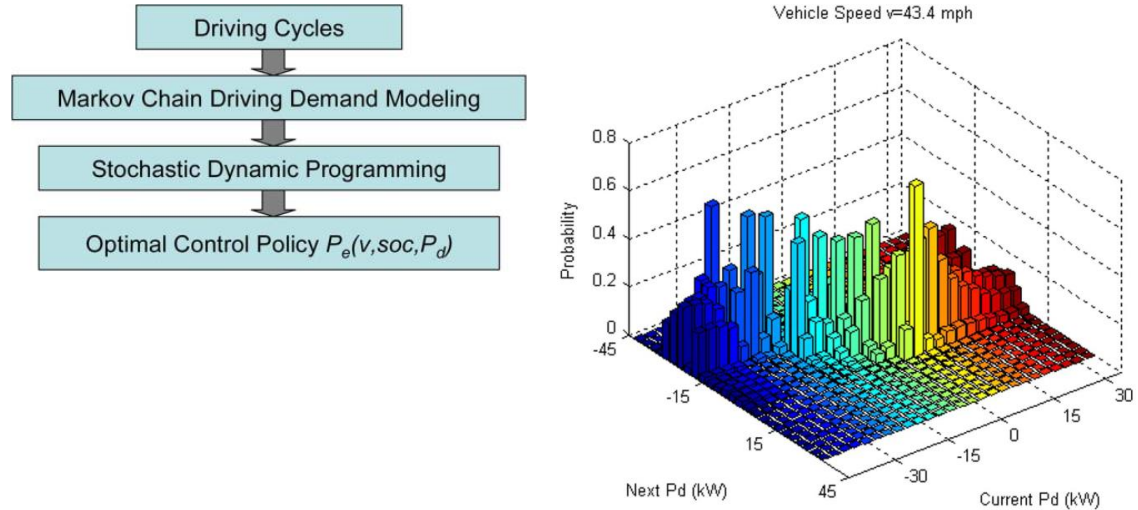
Dynaaminen ohjelmointi on laajasti käytetty optimointimenetelmä niin sähköisten, kuin hydraulistenkin hybridien parissa [19, 32, 34, 36, 39, 47]. Dynaaminen ohjelmointi ei sovellu reaaliaikaiseen optimointiin, mutta sillä on silti useita käyttökohteita. Yksinkertaisen sääntöpohjaisen ohjausjärjestelmän toimintaa voidaan parantaa optimaalisilla raja-arvoilla [19, 36]. Optimoinnilla saatuja tuloksia tutkimalla voidaan kehittää reaaliaikaisena toimiva ohjausjärjestelmä joka matkii optimaalista ohjausta [32, 34, 47]. Optimointitulosta voidaan myös käyttää yksinkertaiseksi vertailutuloksena ohjausjärjestelmää kehitettäessä [39].

Hippalgaonkar ja Ivantysynova ehdottavat pienelle hydrauliselle kaivinkoneelle, jonka voimansiirto on sarja-rinnakkaishybridi, ohjausjärjestelmää perustuen dynaamisen ohjelmoinnin tuloksiin. Kaivinkoneen voimansiirron rakenne on esitetty kuvassa 16. Optimaalista ohjausta tutkiessa, he huomasivat, että suurimman osan ajasta dieselmoottorin pyörimisnopeus pysyy sillä tasolla, että toimilaitteiden vaatima tilavuusvirta pystytään tuottamaan. [32]

Intensiivisessä kuorma-auton lastausyklissä Hippalgaonkar ja Ivantysynova vertaavat hybridisoinnilla ja ohjausjärjestelmällään saavutettavaa polttoaineen säästöä perinteisen kaivinkoneen kulutukseen. Dynaamisella optimoinnilla saavutetaan polttoaineen säästöä hybridikaivinkoneella 19,5 % ja miniminopeus-ohjauksella 17,9 %. [32]

Stokastinen dynaaminen ohjelmointi perustuu Markovin ketjun mallintamiseen, jossa useiden tunnettujen ajosyklien pohjalta muodostetaan tehonpyynnin todennäköisyysja-

kauma. Kuvassa 30 vasemmalla nähdään stokastisen dynaamisen ohjelmoinnin eri vaiheet. Markovin ketjussa järjestelmän seuraava tehopyynti arvioidaan muodostetun todennäköisyysjakauman, kuvassa 30 oikealla, perusteella ja se riippuu ainoastaan nykyisestä tehopyynnistä. [39]



Kuva 30. Stokastisen dynaamisen ohjelmoinnin prosessi ja Markovin ketjun tehopyynnin todennäköisyysjakauma tietyllä nopeudella. [39]

Liu ja Peng soveltavat stokastista dynaamista ohjelmointia tehojaettuun sarjarinnakkais-hybridiin simulointitutkimuksessaan. Markovin ketju mallinnetaan WVUCITY, WVU-SUB, WVUINTER ja UDDSHDV ajosyklien perusteella. Markovin mallin perusteella muodostetaan äärettömän horisontin stokastinen dynaaminen ohjelmointi, optimaalisessa tuloksessa minimoidaan polttoaineen kulutusta ja rajoitetaan akun varauksen liiallista purkamista. [39]

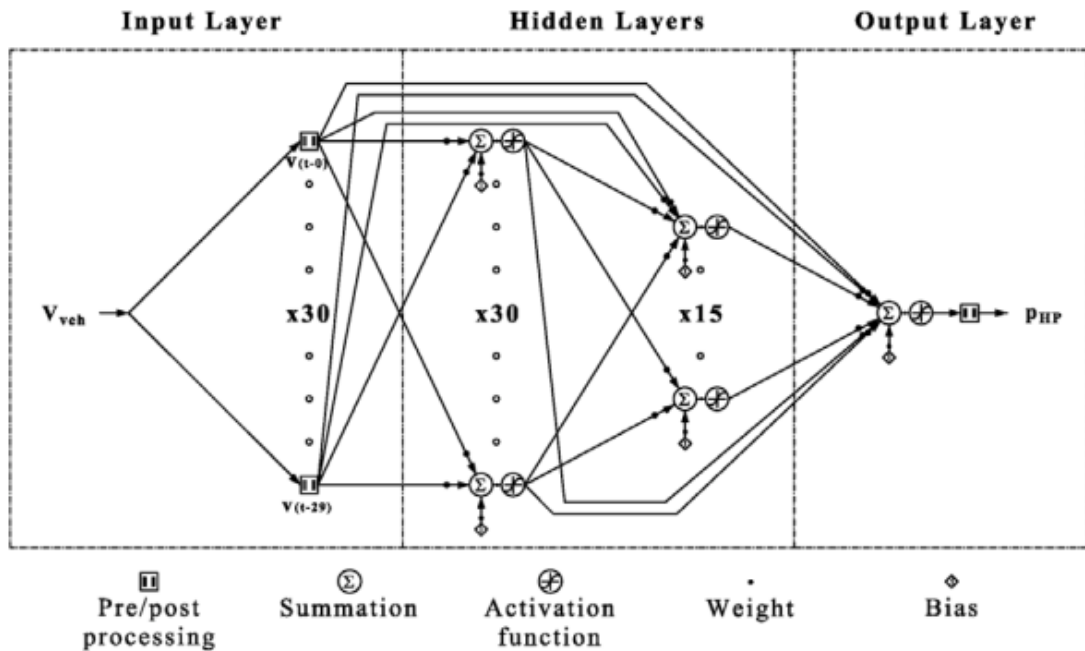
Liu ja Peng kehittivät myös reaaliaikaiseen optimointiin kykenevän ekvivalentin kulutuksen minimointi strategian (ECMS). Tässä ohjaustavassa joka hetki minimoidaan kulutettava polttoaine. Varastoidun energian käytössä on huomioitava, että sen tuottamiseen on käytetty polttoainetta, pois lukien regeneratiivinen jarrutus. Sähköinen energia ei siis ole ilmaista vaan sille täytyy asettaa kulutusarvo. [39]

He simuloivat UDDS ja HWFET ajosyklejä verratakseen stokastisen dynaamisen ohjelmoinnin avulla johdettua ohjaustapaa ekvivalenttiseen polttoaineen kulutuksen minimointi strategiaan. Vertailukohtana on syklikohtaisesti dynaamisella ohjelmoinnilla saatu optimaalinen tulos ja yksinkertainen sääntöpohjainen ohjaus. Sääntöpohjaisella ohjauksella on arvioitu kaupallisissa sovelluksissa käytettävää ohjaustapaa. Tulokset on esitetty taulukossa 2, josta nähdään, että SDP ja ECMS ohjauksella päästään lähelle optimaalista kulutusta. Taulukon arvot on muutettu yksiköstä mailia gallonalla yksikköön litraa sadalla kilometrillä ja pyöristetty kahden desimaalin tarkkuuteen. [39]

Taulukko 2. Liu ja Peng simuloimien ajosyklar kulutus erilaisilla ohjaustavoilla. [39]

Drive Cycle	Rule-Based Control (l/100 km)	SDP Control (l/100 km)	ECMS Control (l/100 km)	DP (l/100 km)
UDDS	4,13	3,62	3,68	3,51
HWFET	4,36	4,13	4,20	4,13

Globaaleihin optimointipohjaisiin ohjaustapoihin kuuluvat neuroverkkoihin perustuvat ohjausjärjestelmät. Kuvassa 31 on esitetty yleistetty kuva neuroverkon rakenteesta, josta on nähtävissä kolme toisistaan eroavaa kerrosta. Ensimmäinen kerros eli sisääntulokerros skaalaa sisääntulot sopivaksi piilotetulle kerrokselle. Neuroverkon toiminnasta pääosa tapahtuu piilotetulla kerroksella, joita voi olla yksi tai useampi. [47]



Kuva 31. Neuroverkon rakennekuva. [47]

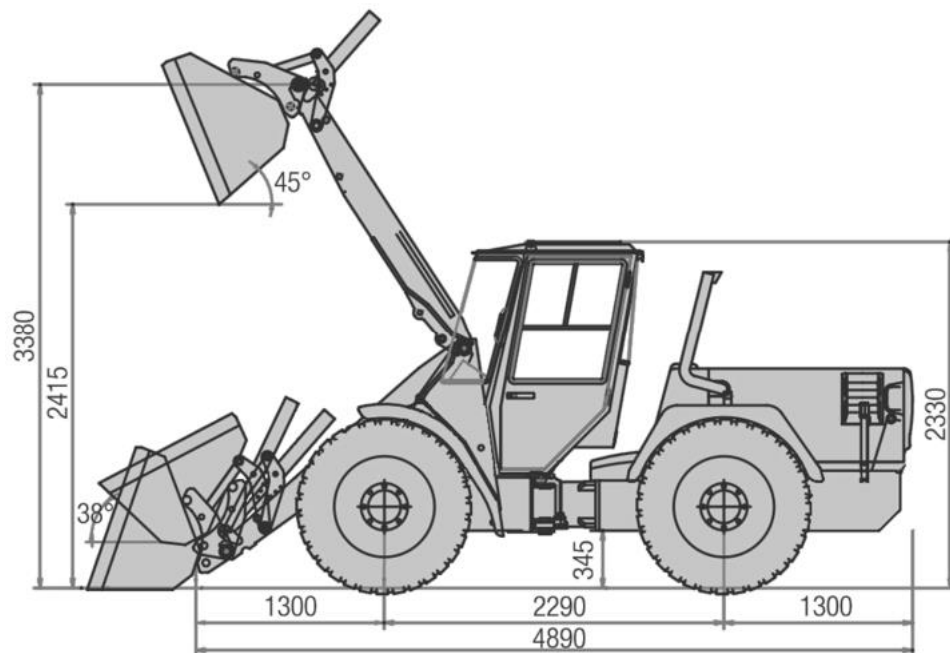
Reaaliaikaisiin optimaalisiin ohjauksiin kuuluu myös mallipohjainen ennustava säätäjä. Se perustuu ohjattavan järjestelmän malliin, jonka pohjalta lasketaan äärellistä ennustushorisonttia sarjalle ohjaussignaaleja, esimerkiksi Deppen *et al.* ehdottama mallipohjainen säätäjä käyttää sekunnin pituista laskenta-askelta ja 5 sekunnin horisonttia. Säätäjä on laskennallisesti hyvin raskas, minkä takia mallia yksinkertaistetaan ja linearisoidaan. Mallipohjaisen ennustavan säätäjän vahvuuksiin kuuluu, että se soveltuu reaaliaikaiseen optimointiin. [21]

4. MONITOIMIKONE JA SIMULOINTIMALLI

Tässä luvussa esitellään Tampereen teknillisellä yliopistolla, hydrauliiikan ja automatiikan laboratorion tutkimuskäytössä oleva monitoimikone, jonka ympärillä on useita tutkimusprojekteja tehonhallinnasta autonomiseen operointiin. Kone esitellään mekaniikan, hydrauliiikan ja ohjausjärjestelmän osalta. Tässä luvussa esitellään myös reaaliaikaisimulointijärjestelmän rakenne ja simulointimallit siten, että on nähtävissä, miten tämän työn osuus sijoittuu simulointimalliin ja mitä muutoksia tehdään.

4.1 Monitoimikone

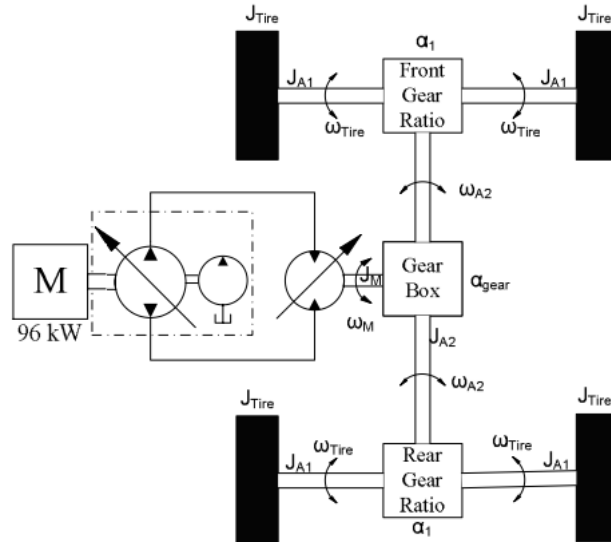
M12-koneeksi kutsuttu monitoimikone perustuu mekaanisesti Vilakone Oy:n valmistamaan Wille 655C koneen runkoon. Tutkimuskäytössä oleva työkone on saanut nimensä rakennusvuodesta ja Saksan Ulmissa Bosch Rexroth AG:n järjestämässä Mobile 2012 konferenssissa esiintymisestä. Koneen ulkoiset mitat on esitetty kuvassa 32. Se painaa noin 5500 kg ja dieselmototorin teho on 96 kW. [49]



Kuva 32. M12-koneen fyysiset mitat. [49]

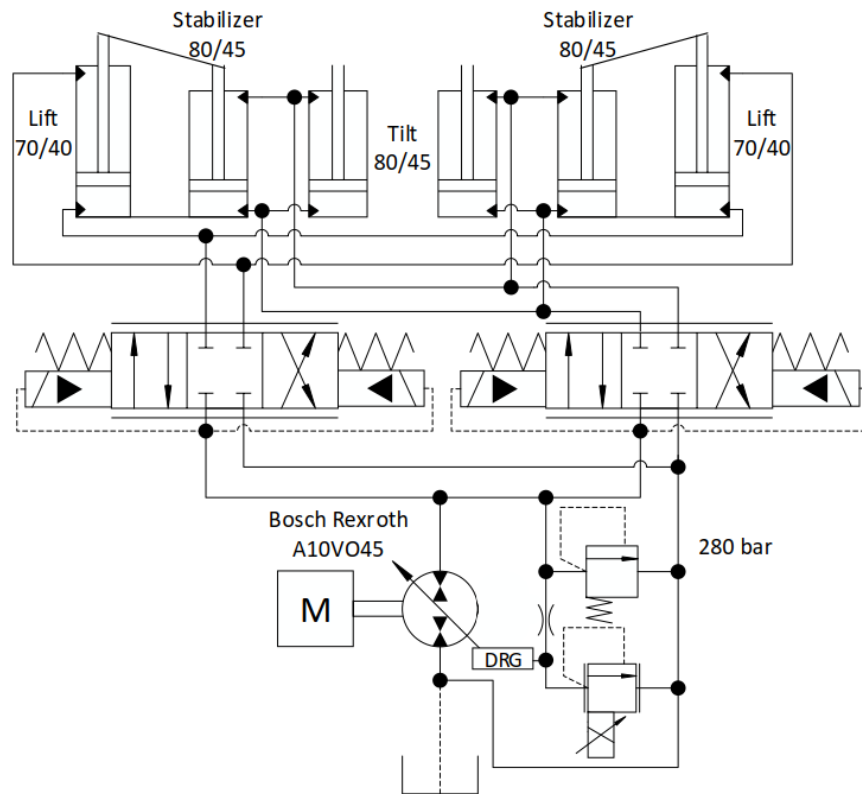
M12-kone on runko-nivelletty 4-vetoinen työkone, jonka etukuorman ja ulkoiset hydraulikkaliitännät mahdollistavat erilaisten lisälaitteiden käytön. Ajo tapahtuu hydrostaattisen ajovoimansiirron ja mekaanisen välityksen avulla. Kuvassa 33 nähdään ajovoimansiirron yksinkertaistettu rakenne. Dieselmototorin akselilla on ajovoimansiirron pumppu, joka on hydraulikkaletkujen välityksellä kiinni hydraulimoottorissa. Hydraulimoottori

on mekaanisesti kytketty 2:n nopeusalueen vaihtajaan, joka on kytketty mekaanisesti suoraan taka-akseliin. Etuakselin veto toteutetaan kardaanin välityksellä. M12-koneen huippunopeus rajoitetaan nopeuteen 38 km/h. Hitaalla nopeusalueella huippunopeus on noin 20 km/h. [49]



Kuva 33. Ajovoimansiirron yksinkertaistettu rakennekuva. [17]

M12-koneen etukuormaimen työhydrauliikan toteutus on esitetty kuvassa 34. Järjestelmä koostuu pumppu-moottorista, kahdesta proportionaaliventtiilistä ja kuudesta hydraulisyylinteristä. Pumppu-moottorista huolimatta toimilaitteilta palaava tilavuusvirta kulkee tankkilinjan kautta. Puomin nostoa ja työlaitteen taivutusta ohjataan proportionaaliventtiilillä. Molempia työliikkeitä varten on kaksi rinnan kytkettyä hydraulisyylinteriä. Puomin noston sylinterien kanssa on mekaanisesti rinnakkain kytkettynä vakautus-sylinterit. Nämä ovat identtiset taivutuksen sylinterien kanssa ja suoraan hydraulisesti kytketty taivutuksen sylinterien vastaaviin kammioihin. Näiden vakautussylinterien tehtävä on pitää työlaitteen taivutus koneeseen nähden vakiona puomin noston ja laskun aikana ilman vaadittavia ohjausliikkeitä. [49]



Kuva 34. Työhydrauliikkapiirin rakenne.

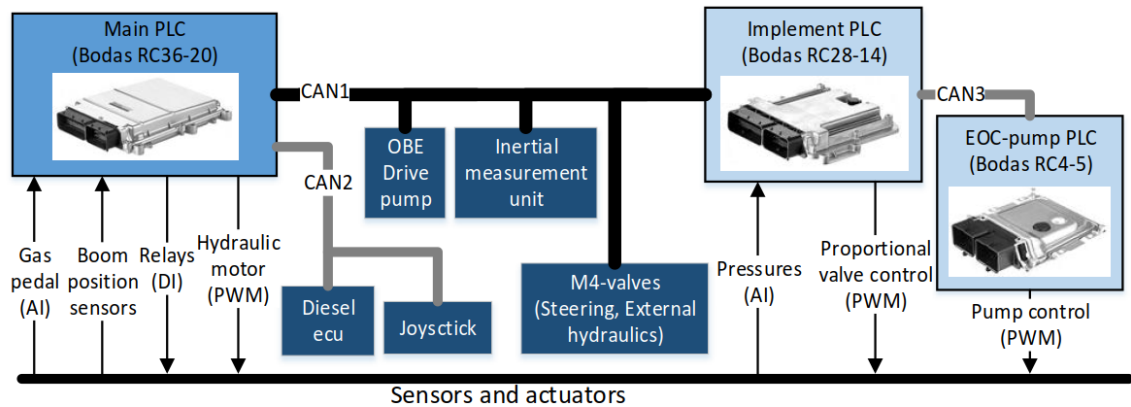
Ajovoimansiirron ja työhydrauliikan lisäksi koneessa on hydrauliikkaa esimerkiksi ohjauksessa, työlaitteen lukituksessa ja jarrupiirissä [49]. Monitoimikoneen jarrupolkimessa ei ole asentoanturia, minkä takia ohjausjärjestelmässä ei ole jarrutussignaalia. Jarrut toimivat itsenäisenä piirinä paineakun turvin ja niiden teho on riittävä pysäyttämään kone tarvittaessa kaikissa toimintatilanteissa. Järjestelmän kuormaa kasvattaa myös ajovoimansiirron apupumppu, nämä kaikki on huomioitava ohjausjärjestelmässä ja erityisesti dieselmoottorin kuormituksessa.

4.2 Ohjausjärjestelmäarkkitehtuuri

M12-koneen ohjausjärjestelmä eroaa merkittävästi kaupallisen työkonen ohjausjärjestelmästä. Sähköisen ohjausjärjestelmän rakenne nähdään kuvassa 35. Ohjausjärjestelmän rakenne palvelee joustavasti eri tutkimusprojektien tarpeita. Koneessa oli alunperin kaksi ohjelmoitavaa logiikkaohjainta. Pääohjausyksikkö (Bodas RC36) ohjaa dieselmoottoria, ajovoimansiirtoa ja ulkoisen hydrauliikkaliitännän liitettäviä apulaitteita. Toinen ohjelmoitava logiikkaohjain (Bodas RC 28) vastaa pääasiassa työhydrauliikan proportionaali-venttiilien ohjauksesta ja pumpun ohjauksesta. Kaksi logiikkaohjainta helpottaa eri toimintojen itsenäistä kehittämistä. [49]

Mobile 2017 konferenssia varten työhydrauliikan logiikkaohjaimen ja työhydrauliikan pumpun väliin liitettiin kolmas logiikkaohjain (Bodas RC4). Tähän logiikkaohjaimen

toteutettiin Bosch Rexrothin toimesta EOC-säädin (Electronified Open Circuit), jolla toteutetaan pumpun säätö. Säätimellä voi toteuttaa paineen tai tilavuusvirran säädön. [31] Tässä työssä työhydrauliikan pumpppua ohjataan painesäädöllä. Ohjausjärjestelmässä on myös kauko-ohjauksen ja autonomisen operoinnin mahdollistavia komponentteja korkeammilla ohjaustasoilla, joihin ei tässä työssä perehdytä.



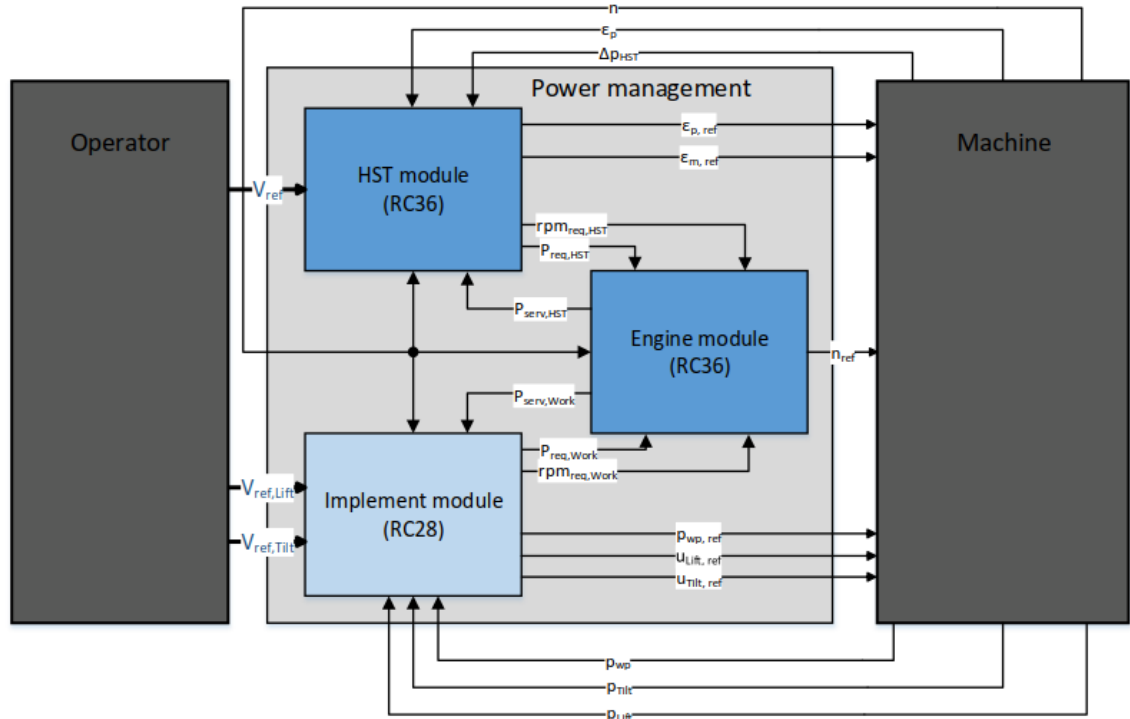
Kuva 35. M12-koneen ohjausjärjestelmän rakenne. Logiikkaohjainten kuvat lähteestä [8].

Ohjausjärjestelmän logiikka on tehonhallinta-pohjainen. Dieselmoottorin kierrosnopeus pyritään pitämään mahdollisimman alhaisena huomioiden ajovoimansiirron ja työhydrauliikan tehotarpeet sekä vaadittavat pyörimisnopeudet riittävän tilavuusvirran takaamiseksi. Lisäksi on varattava riittävästi tehoreserviiä hydraulisten apupiirien käyttöön ja dieselmoottorin inertian kiihdyttämiseen. [16, 49]

Ohjaus on jaettu kolmeen eri moduuliin: työhydrauliikan, ajovoimansiirron ja dieselmoottorin ohjauksiin. Ohjauslogiikan ylimmän tason lohkokaavio on esitetty kuvassa 36. Ohjauksen sisääntuloina ovat kuljettajan antamat nopeusohje kaasupolkimella ja työhydrauliikan proportionaaliventtiilien avausohjeet joystickilla. Ohjausjärjestelmä saa myös mittaustietoa pyöräkuormaajan tilasta: työhydrauliikan ja ajovoimansiirron paineet dieselmoottorin pyörimisnopeus ja ajovoimansiirron pumpun kulma. Näiden suureiden avulla lasketaan ajon ja työliikkeiden vaatimat tehot sekä minimi pyörimisnopeudet, jotka välitetään dieselmoottorin moduulille. Moottorin ohjaus pyrkii tuottamaan tarvittavan määrän tehoa ja lähettää dieselmoottorin ECU:lle (Engine Control Unit) kierrosnopeusreferenssin. Dieselmoottorin ohjausmoduuli jakaa tuotetun hetkellisen tehon ajovoimansiirron ja työhydrauliikan ohjausmoduuleille. Mikäli tehoa on vähemmän kuin pyydetään, saatavissa oleva teho jaetaan pyyntien suhteessa kyseisille moduuleille. Tämän avulla pystytään takaamaan, ettei jaettu teho kasva liian nopeasti tuotettuun tehoon nähden, eikä dieselmoottoria ylikuormiteta. [16]

Tervonen testasi M12-konetta vastaavan malliseen tuotantokoneeseen, polttoaineen kulutus oli kolmessa eri työsyklissä verrattaessa yli 30 % alhaisempi. Kyseisestä vertailusta poiketen tässä työssä simulointimallissa on käytössä digitaaliventtiilien sijaan perinteiset

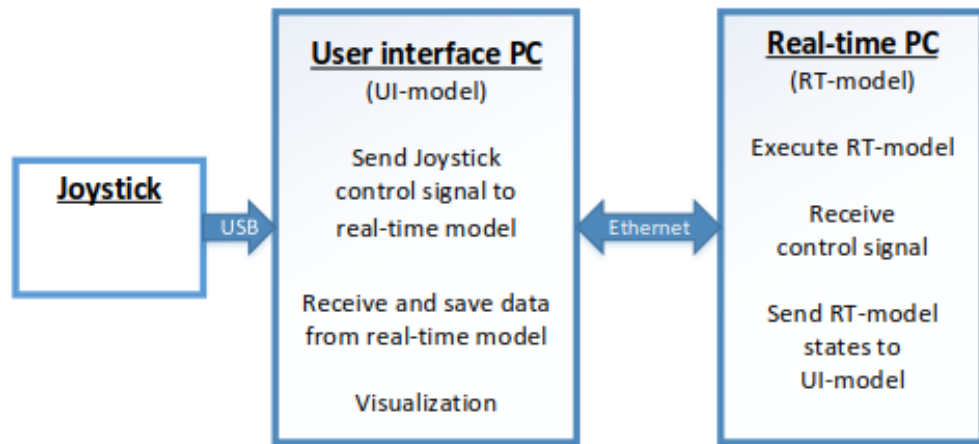
proportionaaliventtiilit, joten työhydrauliikalta ei ole mahdollista saada takaisin energiaa. [49]



Kuva 36. M12-koneen ohjausjärjestelmän lohkokaavio.

4.3 Simulointimalli

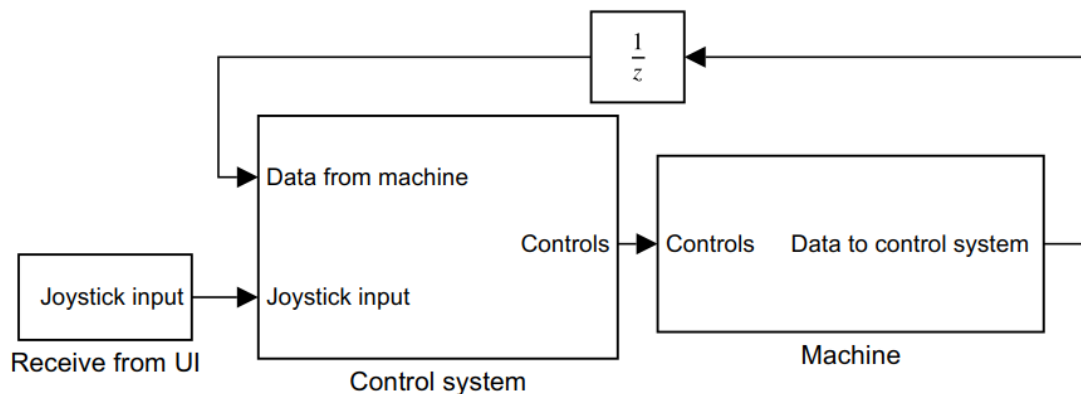
Reaaliaikasimulaattorin järjestelmän rakenne on esitetty kuvassa 37. Simulointimallin laskentaa varten konfiguroidaan Simulink Real-Time PC. Tämä tietokone vastaanottaa ohjauskomennot käyttöliittymältä, laskee järjestelmän vasteet ja lähettää tiedot simulointimallin tilasta käyttöliittymälle. Käyttöliittymä PC lähettää joystickin avulla annetut ohjauskomennot reaaliaikamallille ja vastaanottaa reaaliaika PC:n lähettämät tiedot. Käyttöliittymä PC myös visualisoi monitoimikoneen toimintoja vastaanotetun datan pohjalta ja mahdollistaa näin reaaliaikaisen ohjauksen.



Kuva 37. Reaaliaikasimulointiin käytettävän järjestelmän rakenne.

Käyttöliittymä PC:llä suoritettava Simulink-malli on tehty Simulink 2017b:llä. Visualisoinnissa ja joystickin syötteissä käytetään Simulink 3D Animation-kirjaston lohkoja. Käyttöliittymämalliin tehdään seuraavat muutokset: ohjaukset sovitetaan yhdelle joystickille, lisätään manuaalinen kytkin reaaliaikamallin tehölähdetyypin (100 kW/50 kW hybridi) sekä vastaavan ohjauslogiikan valintaan ja asetetaan haluttujen muuttujien tallennus simuloinnin aikana.

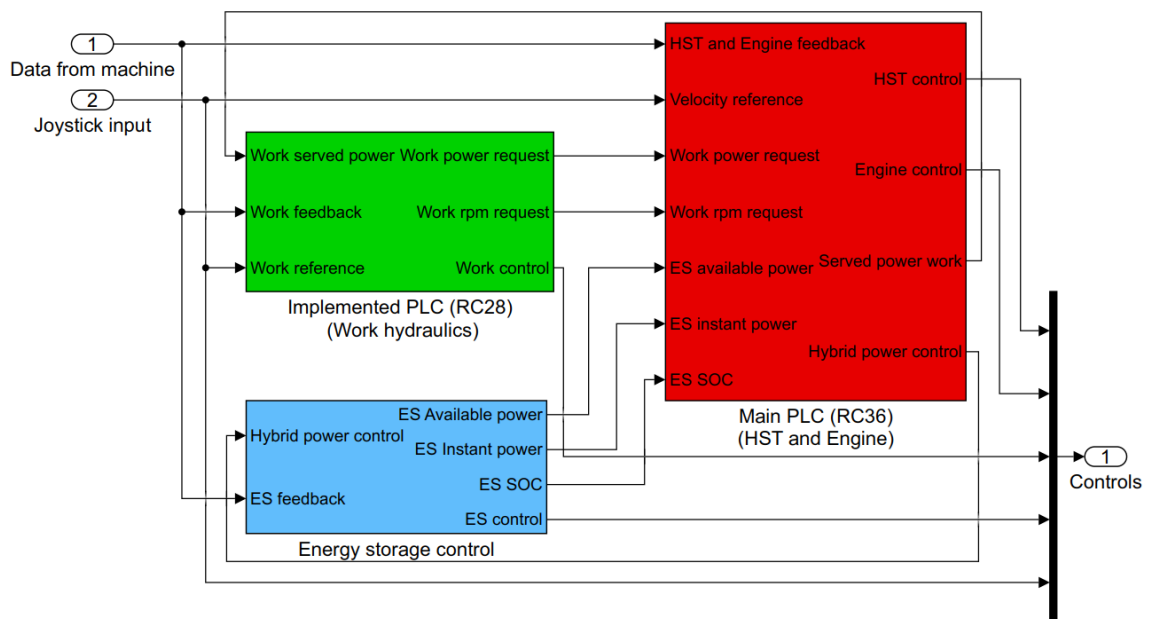
Reaaliaika PC:llä suoritettava Simulink-malli on jaettu ohjausjärjestelmä- ja konemalliin. Reaaliaikamallin ylin taso on esitetty kuvassa 38. Käyttöliittymä- ja ohjausjärjestelmämallin aika-askel on 10 ms. Reaaliaikamallin konemalli suoritetaan tiheämmällä 0,5 ms aika-askeleella. Sekä ohjausjärjestelmämallin että konemallin alkuperäinen toteutus jätetään muokatun hybridin rinnalle, jolloin näiden kahden järjestelmän vertaaminen onnistuu helposti reaaliaikasimulaattorilla yhdellä mallilla. Rinnakkaisista toteutuksista tehdään aktivoitavia alimalleja, joista vain toinen on kerrallaan aktiivinen. Versioiden välinen vaihto tapahtuu käyttöliittymämallin manuaalisella kytkimellä.



Kuva 38. Reaaliaikamallin rakenne.

4.3.1 Ohjausjärjestelmämalli

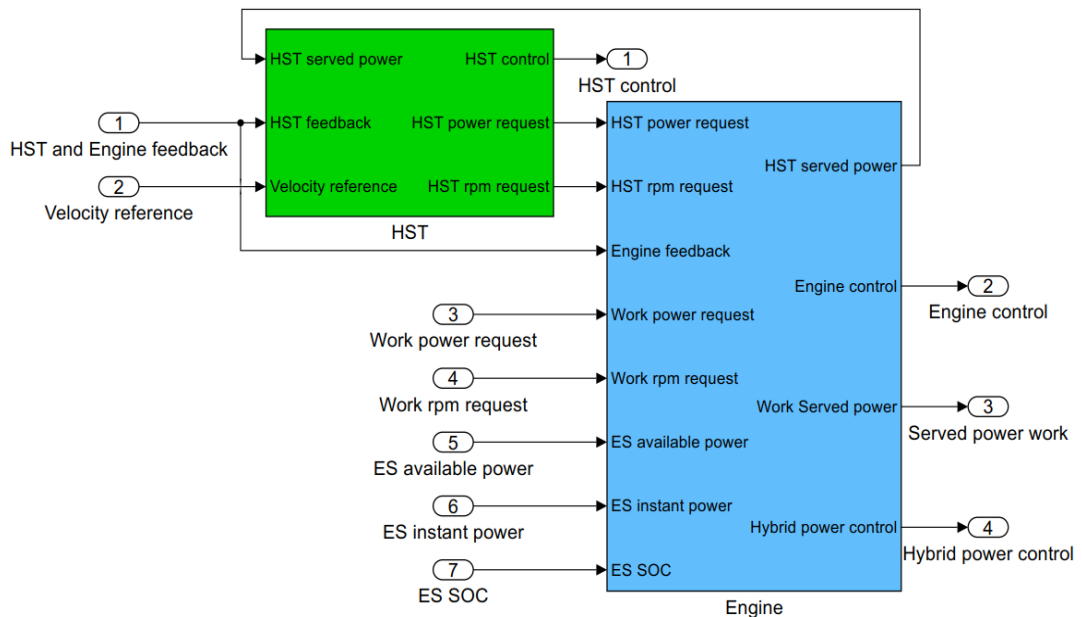
Ohjausjärjestelmän malli on esitetty kuvassa 39. Malli on jaoteltu koneen ohjausjärjestelmän logiikkaohjainten mukaan. Reaaliaikamallin kuvissa sinisellä taustalla merkityt alimallit tehdään tässä työssä. Punaisella taustalla merkittyjen alimallien sisällä on joko sininen alimalli, tai punaisen alimallin sisälle tehdään pienempiä muutoksia. Vihreällä taustalla merkityt alimallit säilyvät alkuperäisinä. Kuvassa 39 näkyvä energiavaraston ohjauslohko lisätään ohjausjärjestelmään ja sen rakenne ja toiminnallisuus kuvataan seuraavassa luvussa. Pääohjain lähettää energiavaraston ohjaimelle teho-ohjeen, jonka energiavaraston ohjain pyrkii toteuttamaan. Energiavaraston lähettää pääohjaimelle tuottamansa hetkellisen tehon anturidatan perusteella. Pääohjaimelle menee myös tieto, paljonko tehoa on energiavarastosta saatavilla, eli kuinka suurella teholla se pystyy kuormittamaan tai avustamaan dieselmoottoria. Lisäksi ohjain laskee energiavaraston lataustason (State of charge). Muilta osin ohjausjärjestelmämalli noudattaa luvussa 4.2 kuvailtua toiminnallisuutta. Pyöräkuormajamallin mittausdata tulee ohjausjärjestelmämallin sisääntuloon (1). Joystickin sisääntulo (2) sisältää kaikki kuljettajan antamat syötet: nopeusohje, käänntö ja työsyylintereiden liikeohjeet. Käännön ohjaus on liitetty suoraan ohjausten ulostuloon (1).



Kuva 39. Reaaliaikamallin ohjausjärjestelmä.

Päälogiikkaohjaimen alimalli on esitetty kuvassa 40. Moottorin ohjausmoduuli suunnitellaan huomioimaan koneen kaksi teholähdettä ja sen kehittäminen käsitellään luvussa 6. Ohjausjärjestelmän toimintaperiaate pysyy samana, eli ajovoimansiirron ja työhydrauliikan moduulit laskevat järjestelmän mittauksen ja ohjausten perusteella tarvittavan tehon ja pyörimisnopeuden, jotka dieselmoottorin moduuli pyrkii täyttämään. Diesel-

moottorin moduuli myös jakaa saatavilla olevan tehon ajovoimansiirron ja työhydrauliikan moduulien käyttöön. Ohjausjärjestelmämallin rinnalle jätetään alkuperäinen toteutus, jonka avulla voidaan verrata järjestelmien toimintaa.

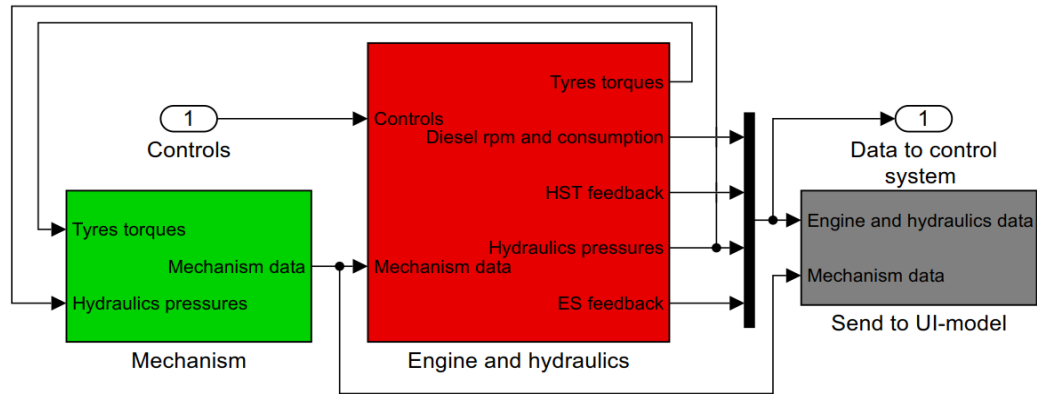


Kuva 40. Päälogiikkaohjaimen alimalli.

4.3.2 Konemalli

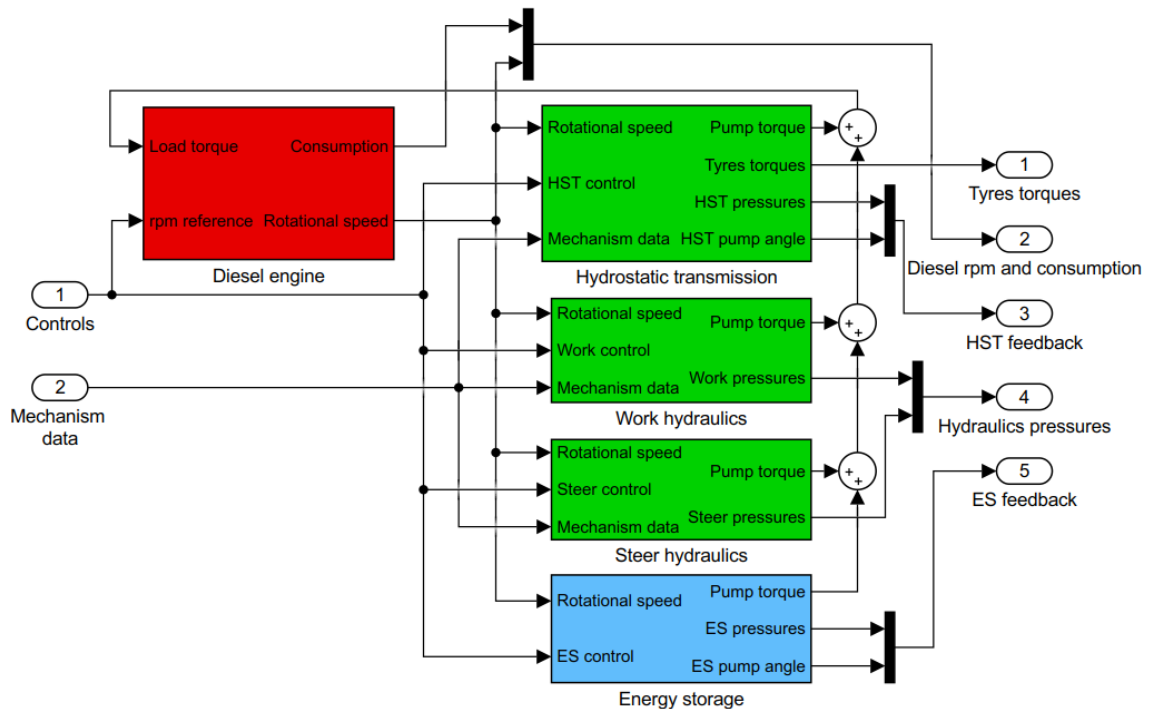
Ohjausjärjestelmämallin ohjaukset yhdistyvät suoraan koneen mallin ohjaukset (1) sisään tulon. Malli on toteutettu Simulink ohjelmistolla lohkokaavioilla ja mekanismi on mallinnettu Simscape Multibody-kirjaston ensimmäisen generaation lohkoilla. Koneen mallin rakenne on esitetty kuvassa 41. Malli sisältää mekanismin sekä dieselmoottorin ja hydrauliikan. Mekanisimimalli käyttää sisään tuloina ajovoimansiirron tuottamaa vääntömomenttia ja työ- ja ohjaushydrauliikan paineita. Mekanisimimalli sisältää myös maaston, joka on mallinnettu rengaskontaktina. Maasto ei sisällä merkittäviä korkeuseroja.

Dieselmoottorin ja hydrauliikan alimallista saadaan ulostuloina ohjausjärjestelmän takaisinkytkennät ulostulon (1) välityksellä. Harmaalla taustalla merkitty alimalli on käyttöliittymälle tietojen lähettämistä varten. Käyttöliittymämallille lähetetään koneen toimintaa kuvaavat muuttujat ja mekanismin asema- ja asentotiedot koneen visualisointia varten.



Kuva 41. Reaaliaikamallin konemalli.

Dieselmoottorin ja hydrauliiikan alimallin lohkokaavio nähdään kuvassa 42. Energiavaranaston hydrauliiikkamalli lisätään ajovoimansiirron, työ- ja ohjaushydrauliikan rinnalle. Sen rakenne ja mallinnus käsitellään luvussa 5. Kaikki mallin hydrauliikkapumput on liitetty dieselmoottorin akselille, joten niillä on sama pyörimisnopeus. Pumppujen kuormamomentti yhdistetään dieselmoottorin kuormamomentiksi. Ajovoimansiirron alimalli sisältää hydrauliiikan lisäksi myös mekaanisen välityksen ja aluevaihteen, joten malli laskee suoraan rengaskohtaiset vääntömomentit.



Kuva 42. Energiavarausto liitettynä dieselmoottorin ja hydrauliiikan malliin.

Dieselmoottorin alimallin taustaväri on punainen, koska siihen tehdään muutoksia. Hybridikonetta mallintaessa dieselmoottorin momenttikartta, joka on määritelty kierrosno-

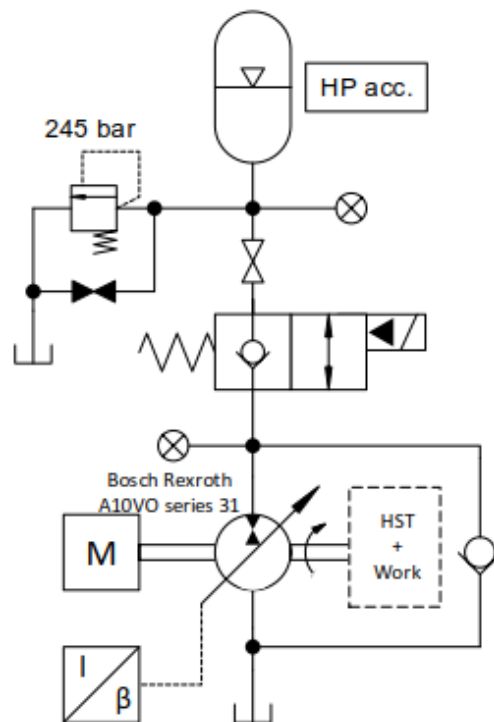
peuden ja polttoaineen ruiskutusmäärän funktiona, skaalataan puolet pienemmäksi momentin ja ruiskutusmäärän suhteen. Lisäksi polttoaineen maksimi ruiskutusta rajoitetaan puoleen alkuperäisestä ja moottorin inertiaa pienennetään noin 20 %.

5. HYDRAULISEN ENERGIAVARASTON MALLIN- NUS JA SIMULOINTI

Tässä luvussa kuvataan hydraulisen energiavaraston mallinnus, komponenttien valinnat sekä toiminnallisuuden simulointi. Hydraulisen hybridin mallinnus ja simulointi toteutetaan Simulink 2017b ohjelmistolla. Tehty malli integroidaan edellisessä luvussa esiteltyyn pyöräkuormaajan simulointimalliin.

5.1 Energiavaraston mallinnus ja mitoitus

Erilaisista vaihtoehtoista valitaan toteutukseen Bosch Rexrothin hydraulista vauhtipyörää vastaava toteutus. Toteutuksen hydrauliliikkakaavio on kuvassa 41. Toteutus on soveltamiskelpoisen, koska on tarkoitus varastoida energiaa ja avustaa dieselmoottoria pyöräkuormaajan työsyklin aikana. Suoraan moottorin akselille kytketyllä hydraulisella pumpumoottorilla pystytään muuttamaan suoraan dieselmoottorin kuormitusta.



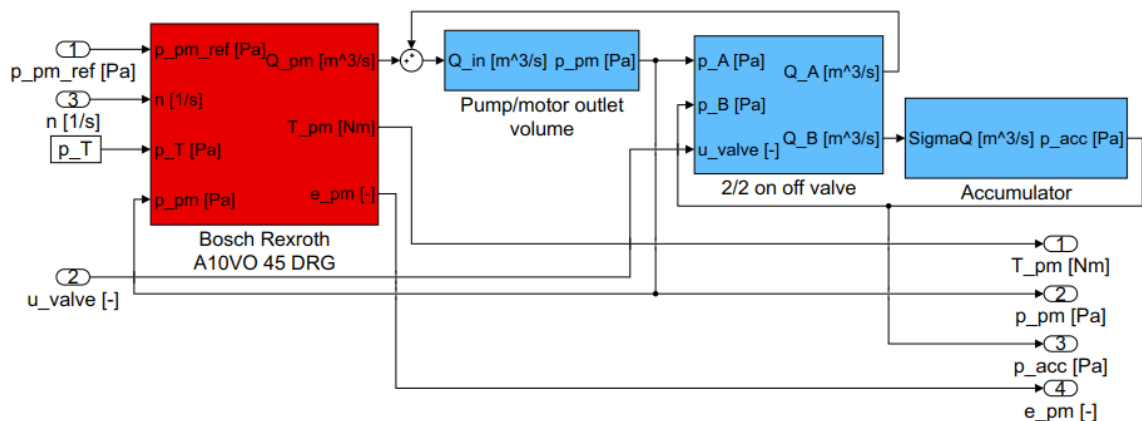
Kuva 43. Valittu hydraulihybriditoteutus.

Järjestelmän komponentit valitaan Bosch Rexrothin A10VO säätäväkierrostilavuuksisen aksiaalimäntäpumpun ympärille. Kyseinen pumpu on avoimen piirin järjestelmiin ja sitä on mahdollista käyttää pumpuna ja moottorina. Pumpun kierrostilavuus on säädettävissä yli nolatilavuuden, jolloin sen on mahdollista toimia moottorina järjestelmän edellyttämällä tavalla [5]. Hydraulisissa rinnakkaishybrideissä käytetään yleensä suljetun piirin

ajovoimansiirtokäyttöön valmistettuja pumppuja [23, 34, 35]. Kyseiset pumput ovat verrattain hitaita kuten Einola ja Kivi havaitsivat testeissään [23]. Avoimen piirin pumppu valitaan koska se on nopeampi kuin suljetun piirin pumppu. Valitun pumpun tankkiliitännässä riittää normaalia ilmanpainetta vastaava absoluuttinen paine [3], eikä järjestelmässä tarvita toista akkua pitämään tankkiliitännän painetta riittävällä tasolla. Pumppu vastaa työhydrauliikan pumppua, mutta on yhden koon pienempi.

Kyseinen järjestelmä vastaa jo markkinoilla olevia superkondensaattorin ja sähkömoottori-generaattorin avulla toteutettuja rinnakkaishybridejä, mikä mahdollistaa vertailun saavutettujen hyötyjen osalta.

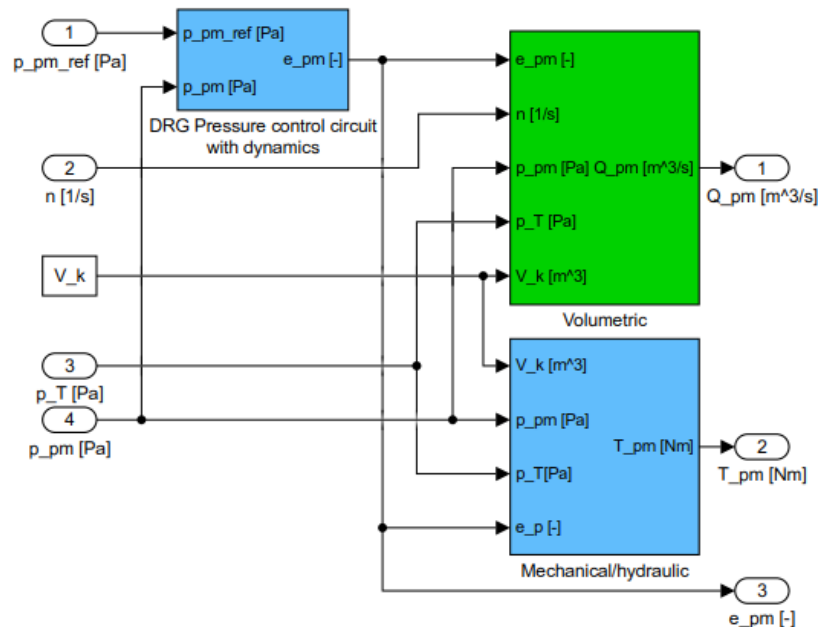
Hydraulisen energiavarastointijärjestelmän simulointimallin rakenne on esitetty kuvassa 42. Alimallit vasemmalta oikealle ovat: pumppu-moottori, pumppu-moottorin lähtöliitännän öljytilavuus, on-off venttiili ja paineakku. Sisääntuloina energiavarastomallille tulevat muuttujat ovat: (1) $p_{pm,ref}$ on pumppu-moottorin paineohje, (3) n on dieselmoottorin kierrosnopeus, ja (1) u_{valve} on venttiilin ohjaus. Ulostuloina ovat: (1) T_{pm} on pumppu-moottorin tuotto- tai käyttömomentti, (2) p_{pm} on pumppu-moottorin lähtöliitännän paine, (3) p_{acc} on paineakun öljynpaine, sekä (4) e_{pm} on pumppu-moottorin kulma. Mekaaniset liitännät, eli kierrosnopeus ja kuormamomentti liittyvät suoraan dieselmoottorin malliin ja loput liitännät ovat ohjausjärjestelmää varten. Energiavaraston sisäiset liitännät ovat: Q_{pm} on pumppu-moottorin tuottama tai ottama tilavuusvirta, Q_{in} on pumppu-moottorin lähtöliitännän öljytilavuuteen menevä summatilavuusvirta, ΣQ on paineakun öljytilavuuteen menevä summatilavuusvirta, p_A ja p_B ovat venttiilin liitäntäporttien paineet, sekä Q_A ja Q_B ovat venttiilin porttitilavuusvirrat. Lisäksi pumppumootorin malliin liitetään p_T , joka on vakio tankkipaine. Pumppu-moottorin mallin tausta on punainen, koska malli sisältää valmiin tilavuusvirtamallin.



Kuva 44. Hydraulinen energiavarastomalli.

5.1.1 Pumppu-moottori

Pumppu-moottorin mallin rakenne nähdään kuvassa 43. Siinä käytetään tilavuusvirtamallin osalta mittauksiin perustuvaa valmista mallia, mikä on mallinnettu alun perin kierrostitavuudeltaan 110 cm^3 kokoiseksi ja se pienennetään kokoon 45 cm^3 . Kyseinen malli sisältää hyötysuhteiden avulla mallinnetut vuodot kierrosnopeuden, pumpun kulman ja paineen funktioina. Vuotovirtauksen avulla saadaan realistisempi kuva hydraulisen energiavaraston potentiaalista. Pumpun säätimeksi valitaan etäohjattu paineohjaus, jonka ominaisuuksia mallinnetaan P-säätimellä. Dynamiikaksi mallinnetaan toisen kertaluvun siirtofunktio. Pumppu-moottorin momentti mallinnetaan ideaalisena ja simuloidessa tarkastetaan mallin hyötysuhde. Pumpun kulman nousunopeudeksi arvioidaan noin 100 ms, joka kuluu 10–90 % kulman muutokseen. Pumppu-moottorin mallissa näkyvä parametri V_k on pumpun maksimi kierrostitavuus.



Kuva 45. Energiavaraston pumppumalli.

Pumpun lähtöliitännäksi mallinnetaan erillinen tilavuus, jolloin pumpun lähtöliitännän paine saadaan mallinnettua ja venttiilimallin yli pystytään muodostamaan paine-ero. Pumppu-moottorin lähtöliitännän tilavuuteen mallinnetaan ideaalisena kavitoinnin estävä vastaventtiili saturoimalla paine minimissään yhteen baariin.

5.1.2 Venttiili

Venttiiliksi mallinnukseen valitaan normaalisti suljettu 2-tie logiikkaventtiili. Venttiilin suljetussa asennossa on vastaventtiilitoiminto, jolloin paine pumpun lähtöliitännästä pääsee aina purkautumaan akkuun. Akun ja venttiilin väliin asennettu paineenrajoitusventtiili mallinnetaan saturoimalla akun öljytilavuuden paine maksimiarvoon. Venttiilin koossa

on huomioitava suurin läpimenevä tilavuusvirta, joka saadaan pumpun tilavuusvirran yhtälöstä

$$Q_{p,max} = n_{max}V_k\eta_{vol} \quad (1)$$

jossa n_{max} on dieselmoottorin suurin pyörimisnopeus, ja η_{vol} on pumpun volumetrinen hyötysuhde. Maksimi tilavuusvirraksi saadaan noin 100 l/min. Venttiiliksi soveltuu esimerkiksi Bosch Rexrothin OD.15 patruunaventtiili, jonka läpäisy on noin 100 l/min 8 baarin paine-erolla ja on soveltuva aina 150 l/min tilavuusvirroille asti [1].

Venttiilin dynamiikka mallinnetaan valmistajan ilmoittaman kytkentäajan mukaan molempiin liikesuuntiin. Kytkeäaika tarkoittaa aikaa joka kuluu venttiilin ohjauksen askelmaisesta muutoksesta venttiilin täyteen avautumiseen tai sulkeutumiseen. Valmistaja ilmoittaa datalehdellä venttiilin kytkentäajaksi maksimissaan 50 ms avaussuuntaan ja maksimissaan 100 ms sulkeutumissuuntaan [1]. Dynamiikka mallinnetaan viiveenä ja istukan liikenopeutena, viiveen osuudeksi arvioidaan noin 70 % kytkentäajasta. Vastaventtiilin avaus mallinnetaan paine-erosta riippuvaksi. Vastaventtiilin avaus tapahtuu lineaarisesti venttiilin yli olevan paine-eron noustessa 1 baarista 5 baariin. Tämän lisäksi vastaventtiilin avausta hidastetaan ensimmäisen kertaluvun siirtofunktiolla, jonka aikavakio on 1 ms.

Venttiilin kuristusreunojen virtausyhtälöissä käytetään Ellman ja Piché ehdottamaa mallia, jossa turbulenttisen kuristusvirtauksen yhtälö korvataan pienillä paine-eroilla polynomiyhtälöllä [24]. Kuristuksen läpäisevä tilavuusvirta saadaan yhtälöstä

$$Q(\Delta p) = \begin{cases} \frac{3AvR_{tr}}{4D} \left(\frac{\Delta p}{p_{tr}}\right) \left(3 - \frac{\Delta p}{p_{tr}}\right), & 0 \leq \Delta p < p_{tr} \\ C_{turb}A \sqrt{\frac{2\Delta p}{\rho}}, & \Delta p \geq p_{tr} \end{cases} \quad (2)$$

jossa Δp on kuristuksen yli oleva paine-ero, A on kuristuksen poikkipinta-ala, v on öljyn kinemaattinen viskositeetti, R_{tr} on siirtymäpaineen Reynoldsin luku, D on kuristuksen halkaisija, p_{tr} on siirtymäpaine-ero, C_{turb} on turbulenttinen virtauskerroin, ja ρ on öljyn tiheys. Kuristuksen virtauskerroimen määritelmästä saadaan

$$K_v = C_{turb}A \sqrt{\frac{2}{\rho}} = \frac{Q}{\Delta p} \quad (3)$$

jolloin kerroin K_v voidaan katsoa valmistajan datalehdessä $Q(\Delta p)$ -kuvaajasta. Transienttipaineella turbulenttinen kuristusvirtaus ja polynomivirtaus ovat yhtä suuret, jolloin saadaan määritettyä polynomivirtausyhtälölle vastaava kerroin. Tällöin yhtälöistä (2) ja (3) saadaan

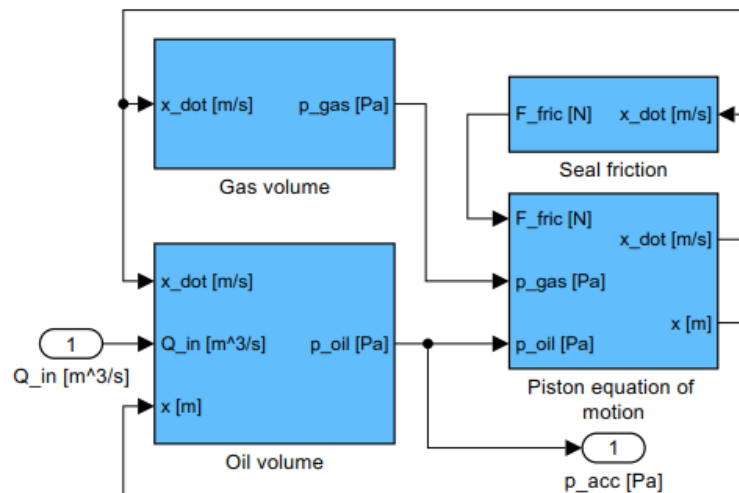
$$Q(\Delta p) = \begin{cases} \frac{uK_v\Delta p}{2\sqrt{p_{tr}}} \left(3 - \frac{\text{abs}(\Delta p)}{p_{tr}}\right), & 0 < \Delta p < p_{tr} \\ uK_v\text{sgn}(\Delta p)\sqrt{\text{abs}(\Delta p)}, & \Delta p \geq p_{tr} \end{cases} \quad (4)$$

jossa u on kuristuksen, eli venttiilin virtausraon, suhteellinen avaus, ja $\text{sgn}(\Delta p)$ huolehtii turbulenttisen kuristusvirtauksen peilaamisesta negatiivisille paine-eroille. Kyseistä yhtälöä käytetään molempien venttiilin porttien virtauksien Q_A ja Q_B mallintamiseen.

Pumppu-moottorin ja paineakun väliin lisätty venttiili myös pienentää energiavaraston aiheuttamaa häviötä tyhjäkäynnillä. Valitun pumpun painepuolella vaaditaan minimissään 10 baarin paine, ettei pumpun rakenne kärsi [3]. Valittu venttiili mahdollistaa sen, ettei hybridin tyhjäkäynnillä ole pakko pitää pumpun lähtöliitännässä samaa painetta kuin akussa. Näin tyhjäkäyntihäviötä saadaan pienennettyä.

5.1.3 Paineakku

Akkumallin rakenne on esitetty kuvassa 44. Paineakku mallinnetaan kahtena tilavuutena, joiden paineet vaikuttavat männän eri puolilla ja malliin lisätään tiivistekitka. Mäntään vaikuttavista voimista muodostetaan liikeyhtälö, jonka avulla lasketaan männän asema ja liikenopeus. Sisääntulona akkumalliin on ainoastaan venttiililtä tuleva tilavuusvirta öljytilavuuteen (1). Ulostulona on akun öljynpaine (1). Akkumallin sisäisistä muuttujista \dot{x} on männän liikenopeus, x on männän asema, p_{gas} on kaasunpaine, ja F_{fric} on tiivistekitka. Öljytilavuus sisältää myös paineakun kuolleen tilavuuden, putkitilavuuden venttiililtä akulle ja ideaalisena mallinnetun paineenrajoitusventtiilin.



Kuva 46. Energiavaraston akkumalli.

Kaasutilavuuden mallintamiseen on useita eri yhtälöitä. Paineakkujen käyttöä hybridin energiavarastona simuloivissa lähteissä käytetään usein Benedict–Webb–Rubin-yhtälöä [30, 35, 42, 48], joka on tunnettu tarkkuudestaan ja perustuu empiiriseen tutkimukseen. Kyseinen yhtälö on kuitenkin laskennallisesti huomattavan raskas [30]. Vaihtoehtoisena yhtälönä tutkitaan esimerkiksi tuulivoimalakäyttöjä varten Soave-Redlich-Kwong-yhtälöä, joka on van der Waalsin yhtälön laajennus [30]. Miyashita *et al.* tutkivat van der Waalsin yhtälön vastaavuutta paineakun toimintaan lataus- ja purkusykleissä [42].

Adiabaattisella yhtälöllä lasketut tulokset vastaavat varsin hyvällä tarkkuudella kokeellisia tuloksia [42]. Van der Waalsin yhtälöä pidetään reaalisen kaasumallin perusyhtälönä ja se on laskennallisesti kevyt [42]. Kaasutilavuuden mallintamiseen käytetään van der Waalsin yhtälöä, että malli pysyy tarpeeksi yksinkertaisena reaaliaikaisesti simuloitavaksi. Mallia ei myöskään pystytä verifioimaan, joten valitun yhtälön tarkkuus on riittävä. Van der Waalsin yhtälö voidaan kirjoittaa muotoon

$$\left(p_{\text{gas}} + \frac{a_{\text{gas}}m_{\text{gas}}^2}{V_{\text{gas}}^2}\right)(V_{\text{gas}} - m_{\text{gas}}b_{\text{gas}}) = m_{\text{gas}}RT \quad (5)$$

ja adiabaattiselle muutokselle muotoon

$$f(p_{\text{gas}}, V_{\text{gas}}) = \left(p_{\text{gas}} + \frac{a_{\text{gas}}m_{\text{gas}}^2}{V_{\text{gas}}^2}\right)(V_{\text{gas}} - m_{\text{gas}}b_{\text{gas}})^H = \text{vakio} \quad (6)$$

joissa m_{gas} on ainemäärä, V_{gas} on kaasun tilavuus, R on kaasuvakio ja T on lämpötila Kelvineinä. Kertoimet a_{gas} ja b_{gas} sekä eksponentti H lasketaan kyseisen kaasun, tässä tapauksessa typen, ominaisuuksista yhtälöiden

$$a_{\text{gas}} = \frac{9}{8}Rv_cT_c \quad (7a)$$

$$b_{\text{gas}} = \frac{1}{3}V_c \quad (7b)$$

$$H = \frac{R}{c_v} + 1 \quad (7c)$$

avulla, joissa V_c on kriittinen tilavuus, T_c on kriittinen lämpötila, ja c_v on molaarinen lämpökapasiteetti vakio-tilavuudessa. Yhtälöstä (5) ratkaistaan alkutilanteessa ainemäärä, merkitään yhtälö (6) yhtä suureksi alku- ja lopputilanteessa $f(p_{\text{gas},1}, V_{\text{gas},1}) = f(p_{\text{gas},2}, V_{\text{gas},2})$, josta ratkaistaan paine lopputilanteessa

$$p_{\text{gas},2} = \left(p_{\text{gas},1} + \frac{a_{\text{gas}}m_{\text{gas}}^2}{V_{\text{gas},1}^2}\right) \left(\frac{V_{\text{gas},1} - m_{\text{gas}}b_{\text{gas}}}{V_{\text{gas},2} - m_{\text{gas}}b_{\text{gas}}}\right) - \frac{a_{\text{gas}}m_{\text{gas}}^2}{V_{\text{gas},2}^2} \quad (8)$$

jota käytetään kaasutilavuuden mallintamiseen.

Tiivistekitkaksi mallinnetaan dynaaminen kitkamalli, joka on kehitetty Canudas de Wit *et al.* toimesta tavallisten liukuparien mallinnukseen [8]. Yhtälö voidaan kirjoittaa muotoon

$$F_{\mu} = \sigma_0 z + \sigma_1 \dot{z} + b\dot{x} \quad (9)$$

jossa σ_0 on tiivisteiden jousivakio, z on tiivisteiden taipuma, σ_1 on tiivisteiden vaimennuskerroin ja b on viskoosikitkerroin. Tiivisteiden taipumisnopeus yhtälöllä

$$\dot{z} = \dot{x} - \frac{\sigma_0|\dot{x}|}{g(\dot{x})} z \quad (10)$$

jossa $g(\dot{x})$ on

$$g(\dot{x}) = F_C + (F_S - F_C)e^{-(\dot{x}/v_s)^2} \quad (11)$$

jossa F_C on Coulombin kitkavoima, F_S on staattinen kitkavoima, ja v_s on minimikitkaa vastaava nopeus.

Öljytilavuuden mallintamiseen käytetään öljyn puristuskertoimen määritelmää. Paineen muutosnopeudelle saadaan yhtälö

$$\dot{p} = \frac{B_{\text{eff}}}{V} (\sum Q - \dot{V}) \quad (12)$$

jossa B_{eff} on tilavuuden tehollinen puristuskerroin, \dot{V} on öljytilavuuden koon muutos, ja V on öljytilavuuden koko. Paineen muutosta integroimalla saadaan öljytilavuuden paine.

Paineakun männälle muodostetaan Newtonin 2 lain liikeyhtälön avulla kiihtyvyys,

$$a = \frac{\sum F}{m_{\text{piston}}} \quad (13)$$

jossa $\sum F$ on mäntään vaikuttavien voimien summa, ja m_{piston} on männän massa. Kiihtyvyys integroidaan kahteen kertaan, jolloin saadaan männän liikenopeus ja asema.

5.1.4 Mitoitus

Energiavaraston koon mitoituksen lähtökohtana pidetään monitoimikoneen liike-energiaa täydellä nopeudella, joka saadaan laskettua yhtälöstä

$$E_{\text{kin,max}} = \frac{1}{2} m_{\text{kone}} v_{\text{kone}}^2 \quad (14)$$

jossa m_{kone} on koneen massa, ja v_{kone} on koneen nopeus. Yhtälöstä (14) saadaan koneen tiedoilla ja keskimääräisesti 1000 kg hyötykuormalla liike-energiaksi 362,11 kJ. Energiavaraston ja ajovoimansiirron komponenttien hyötysuhteiden takia näin paljon energiaa ei saada varastoitua, mutta pidetään tätä kokoluokkaa tavoitteena.

Energiavaraston toiminta viritetään 1500 rpm kierrosnopeudella, koska tätä korkeampia kierrosnopeuksia tarvitaan harvemmin esimerkiksi lastaussyklin aikana. Alustavissa simuloinneissa pumppu-moottorin kooksi valitaan 45 cm³. Paineakun kooksi valitaan 50 l, että aiottu 10 sekunnin tehoreservi energiavarastolle täyttyy. Käytettäväksi painealueeksi valitaan 120–245 baaria. Paineen alaraja valitaan pienimmän saatavan tehon mukaan, joka on 1500 rpm kierrosnopeudella noin 10 kW. Tällöin käytettävän paineen yläraja valitaan siten, että on mahdollista käyttää myös esimerkiksi Bosch Rexrothin mobilekäyttöön suunniteltua rakkoakkua, jonka suurin sallittu paineen vaihtelu on 125 baaria [4]. Valitun pumpun jatkuva paineenkesto on 280 baaria [3]. Paineakkua ladatessa venttiilin

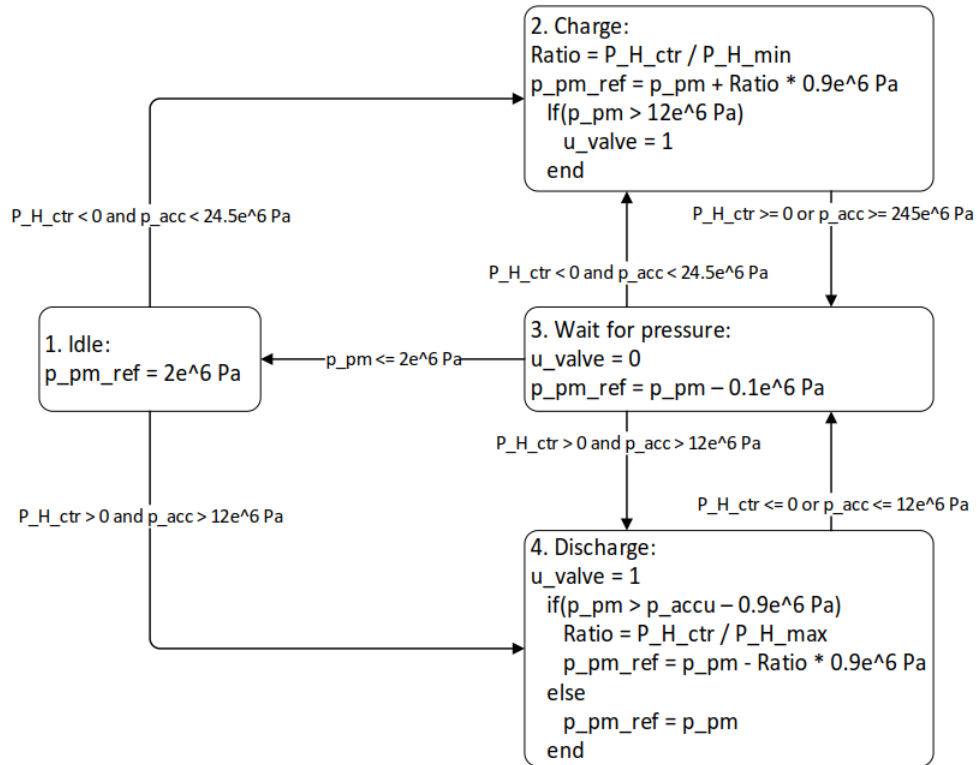
yli oleva paine-ero kasvattaa pumpun lähtöliitännän painetta maksimissaan noin 10 baaria. Nämä huomioiden suurinta käyttöpainetta olisi mahdollista nostaa noin 20 baaria mäntäakkua käytettäessä. Paineen kasvattaminen kuitenkin kasvattaa myös pumppu-moottorin vuotovirtausta, jolloin hyötysuhde laskee ja valitulla painealueella energiavarausto pystyy täyttämään järjestelmän vaatiman tehotarpeen, maksimissaan noin 25 kW. Näillä parametreilla paineakun tyhjästä täyteen lataaminen täydellä teholla vaatii noin 360 kJ energiaa, mikä oli tavoitteena.

Taulukko 3. Energiavaraoston osaluettelo.

No	Name	Size
1	Hydraulic pump-motor	45 cm ³
2	Pump angle sensor	
3	Hydraulic piston accumulator	50 l
4	2/2 directional valve	150 l/min
5	Pressure relief valve	245 bar
6	2 x Pressure sensor	
7	Anti cavitation check valve	

5.2 Energiavaraoston tehooperustainen ohjaus

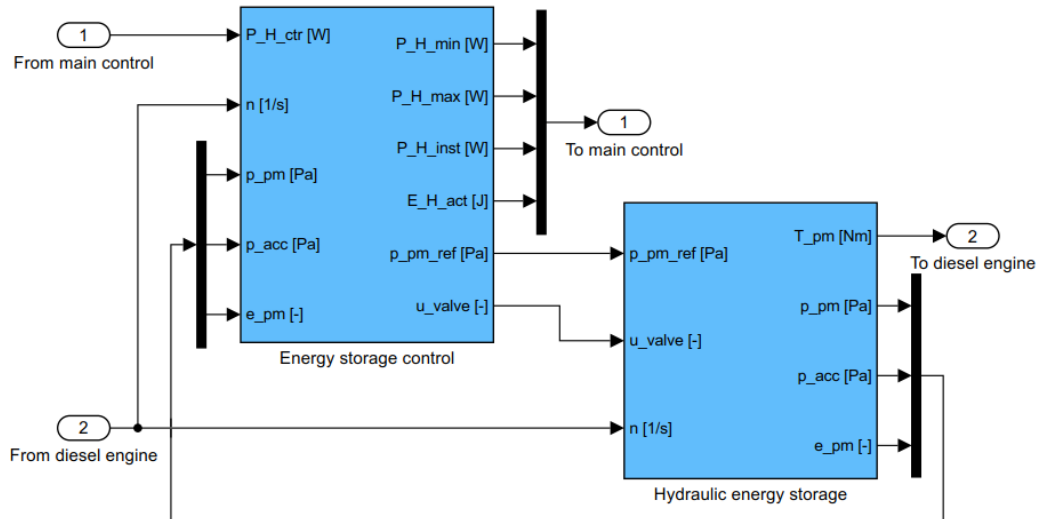
Energiavaraoston ohjaus toteutetaan tilakoneella. Antureiksi energiavarausto vaatii 2 paineanturia, 1 venttiilin molemmille puolille. Lisäksi hybridin ohjauslogiikkaa varten energiavaraoston ohjaimen täytyy laskea arvio energiavaraoston hetkellisestä tehosta. Tätä varten tarvitaan pumppu-moottoriin kulma-anturi. Ohjaussuureina energiavaraustolle käytetään venttiilin avausta ja pumppu-moottorin paineohjetta. Tilakone on esitetty kuvassa 47. Muuttujat ovat: p_{pm_ref} on pumppu-moottorin paineohje, p_{pm} on pumpun lähtöliitännän paine, p_{acc} on akussa vallitseva paine, u_{valve} on venttiilin ohjaus, P_{H_ctr} on energiavaraustolta pyydetty teho (negatiivinen lataa akkua), P_{H_min} on maksimi latausteho ja P_{H_max} on maksimi purkuteho.



Kuva 47. Hydraulisen energiavaraston ohjauksen tilakone.

Tyhjäkäyntitilassa (1) pumpun lähtöliitännän painereferenssi asetetaan 2 MPa:iin. Kun energiavarastolta pyydetään negatiivista tehoa ja akku ei ole täynnä, siirrytään lataustilaan (2). Lataustilassa pumpun painereferenssiä kasvatetaan nopeudella, joka riippuu pyydetävän tehon osuudesta maksimilataustehoon. Venttiili avataan vasta pumpun lähtöliitännän paineen ylittäessä akun paineen. Mikäli tyhjäkäyntitilassa pyydetävä teho muuttuu positiiviseksi ja akun paine on korkeampi kuin tyhjän akun paine, siirrytään purkutilaan (4). Purkutilassa venttiili avataan välittömästi ja pumppu-moottorin lähtöliitännän painereferenssiä pidetään vallitsevana paineena. Paineen noustessa lähelle akun painetta, painereferenssiä pienennetään pyydetyn purkutehon suhteessa maksimi purkutehohon. Lataus- ja purkutiloista poistutaan, mikäli tehon pyynti vaihtaa etumerkkiä tai akku tulee täyteen tai tyhjäksi. Paineen odotustilassa (3) venttiili suljetaan ja pumppu-moottorin painereferenssiä lasketaan hitaasti, kunnes saavutetaan tyhjäkäyntitilan paine. Paineen odotustila estää liian suuren askelmaisen painereferenssin muutoksen. Tästä tilasta voidaan siirtyä myös takaisin lataus- tai purkutilaan, mikäli samat tilaan siirtymisehdot täyttyvät, kuin tyhjäkäyntitilassa.

Kuvassa 48 on esitetty hydraulisen energiavaraston ohjaus- ja hydraulikkamallit. Mallissa on liitännät monitoimikoneen simulointimalliin integrointia varten pääohjaimelle ja dieselmoottorille. Tilakoneen lisäksi ohjauslogiikka laskee 4 pääohjaimen tarvitsemaa muuttujaa: akun painetasosta riippuva suurin latausteho, akun painetasosta riippuva suurin purkuteho, $P_{H,inst}$ on energiavaraston tuottama hetkellinen teho, ja $E_{H,act}$ on energiavarastoon ladattu energia.



Kuva 48. Energiavaraston ohjaus- ja hydraulikkamallit

5.3 Energiavaraston simulointi

Hydraulista energiavarastomallin suorituskyvyn rajat ja toiminnallisuus tarkastetaan simuloimalla. Hybridijärjestelmässä energiavaraston pumppu-moottorin kierrosnopeus on sama kuin dieselmoottorilla, joten se vaihtelee kuormituksen mukaan. Tämä vaikuttaa energiavarastolta saatavaan tehoon yhtälön

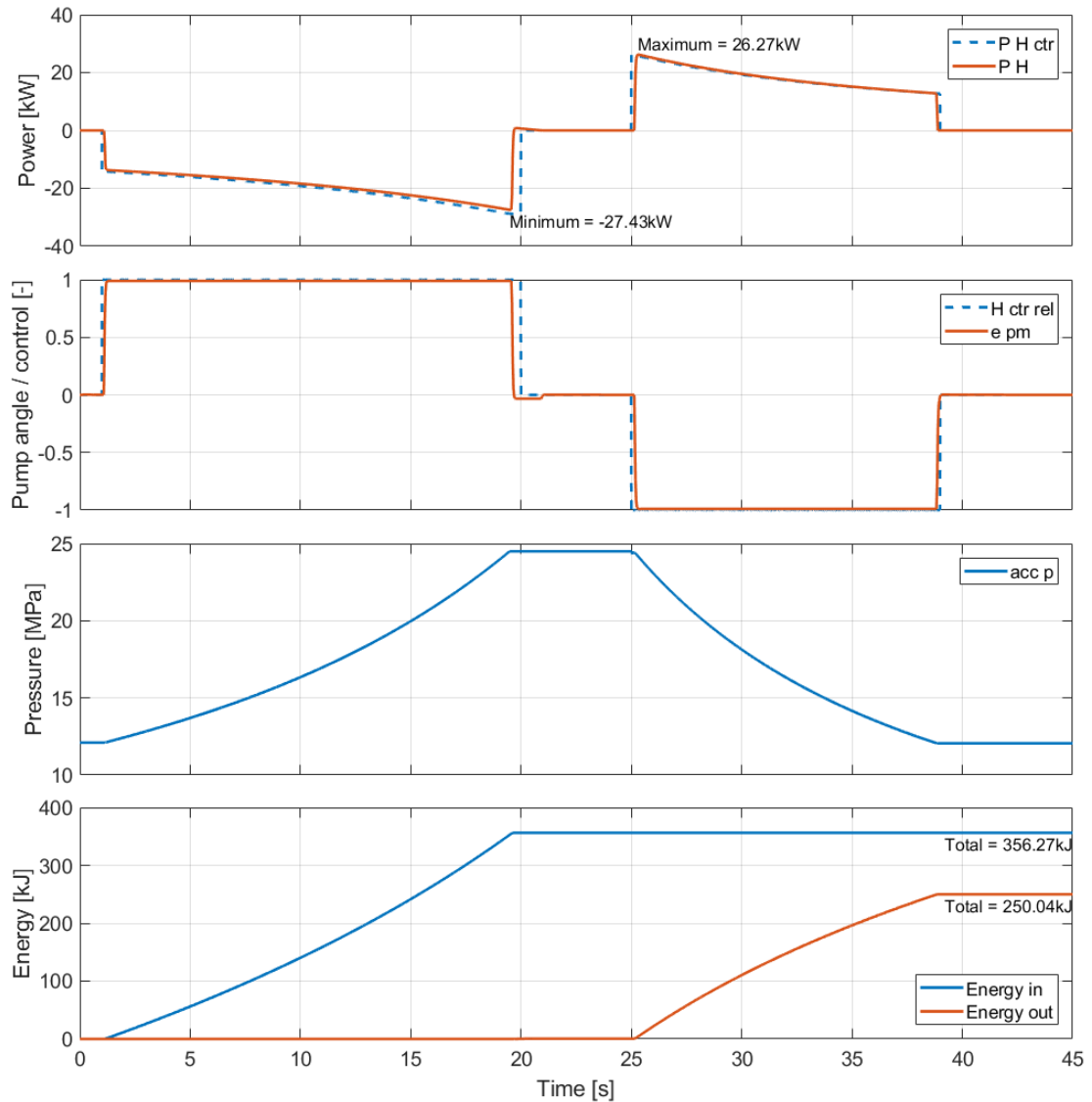
$$P_{pm} = T_{pm} \omega_{pm} \quad (15)$$

mukaisesti, jossa T_{pm} on pumppu-moottorin momentti, ja ω_{pm} on pumppu-moottorin kulmanopeus. Tarkastelun helpottamiseksi kierrosnopeus pidetään vakiona 1500 kierroksena minuutissa. Järjestelmä testataan maksimi lataus- ja purkusyklillä, sekä lyhyempi-kestoisilla pienemmillä teho-ohjauksilla.

Kuvassa 49 on esitetty täydellä teholla tapahtuva energiavaraston lataus- ja purkusykli 1500 rpm kierrosnopeudella. Ensimmäisessä kuvaajassa nähdään energiavaraston teho-ppynti eli ohjaus, ja energiavaraston akseliteho. Negatiivinen teho tarkoittaa akun lataamista ja positiivinen teho akun purkamista. Energiavaraston maksimi teho on verrannollinen akun paineeseen ja suurin lataus- ja purkuteho tällä pyörimisnopeudella ovat $-27,43$ kW ja $26,27$ kW. Näiden kahden ero selittyy ohjauslogiikkaan asetetuilla hyötysuhteilla purulle ja lataukselle, sekä pumpun lähtöliitännän ja akun välisestä paine-erosta venttiilin yli. Energiavaraston ohjauslogiikka lopettaa purkamisen akun ollessa tyhjä ja latauksen akun ollessa täysi. Tästä syystä energiavaraston teho pienenee ennen ohjausta.

Toisessa kuvaajassa nähdään pumppu-moottorin kulma verrattuna energiavaraston suhteelliseen ohjaukseen. Pumpun kulma reagoi nopeasti ohjaukseen, mikä nähdään paremmin lyhyemmällä syklillä. Kolmannessa kuvaajassa nähdään akun öljynpaineen vaihtelu

pienimmän ja suurimman käyttöpaineen välillä. Neljännessä kuvaajassa nähdään integroituna akseliteho syklin aikana. Akkuun ladataan 356,27 kJ energiaa ja purkaessa vapautuu 250,04 kJ energiaa eli hyötysuhde on noin 70 %, mikä on varsin realistinen saavutettavissa oleva tulos kyseisellä järjestelmällä. Ero selittyy pumppu-moottoriin volumetrisen hyötysuhteen avulla mallinnetulla vuodolla, mäntä-tyyppisen akun mallin sisältämällä tiivistekitkalla ja on-off venttiilin aiheuttamalla kuristuksella.



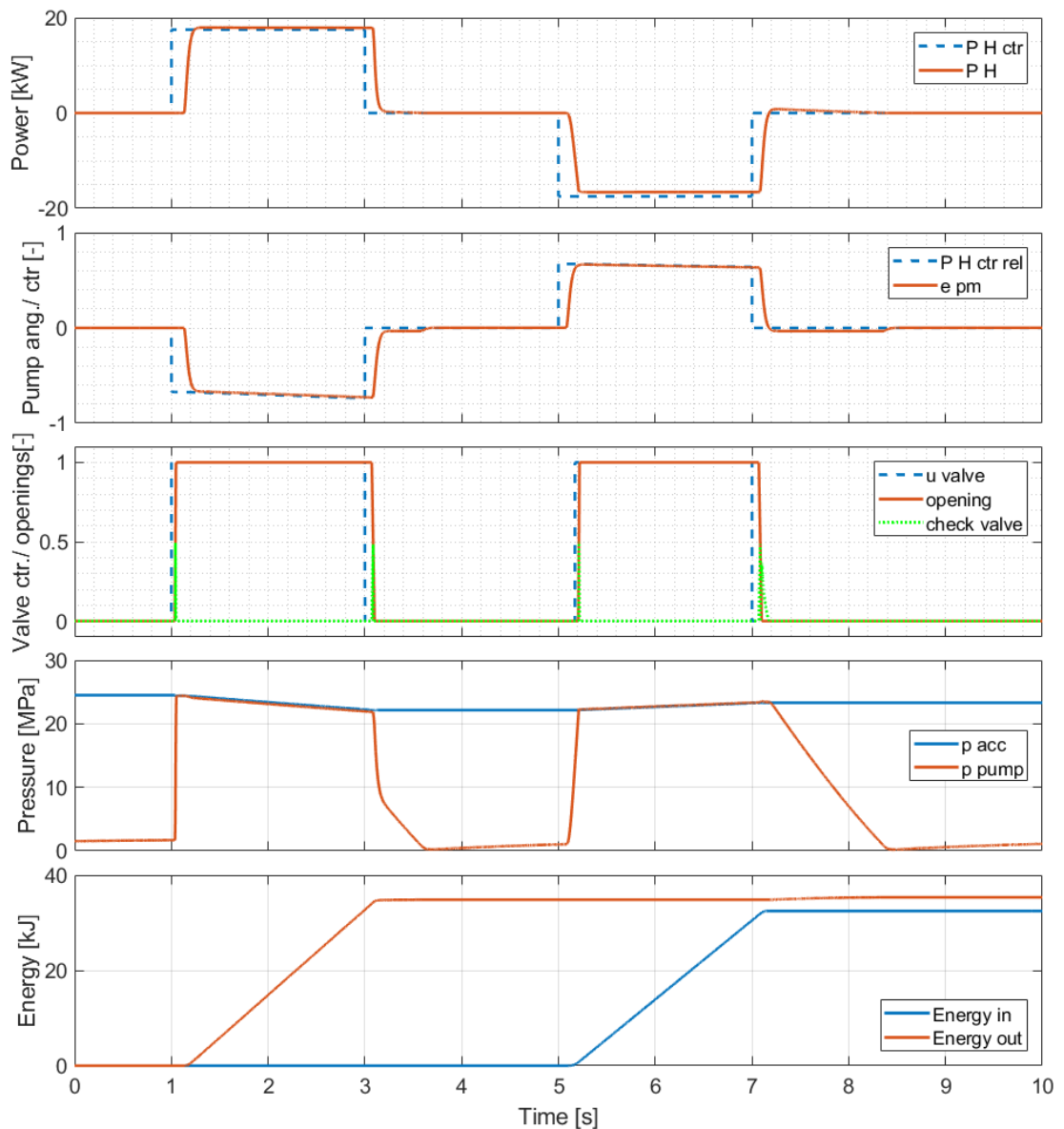
Kuva 49. Hydraulisen energiavaraston täysi lataus- ja purkusykli.

Selvästi dominoivin näistä on pumppumoottorin volumetrinen hyötysuhde, joka on ladattaessa 87,5–82,1 % ja purkaessa 89,3–85,0 laskien paineen kasvaessa, jolloin vuodot lisääntyvät. Ero latauksen ja purkamisen välillä johtuu paine-erosta venttiilin yli, jolloin ladattaessa pumpun lähtöliitäntässä on korkeampi paine kuin purkaessa. Kyseinen volumetrinen hyötysuhde on varsin matala aksiaalimäntäpumpulle tällä toiminta-alueella. Tämän takia hydraulismekaanista hyötysuhdetta ei mallinneta pumppu-moottorin momentin

laskentaan. Hydraulista energiavarausta käytettäessä pumppu-moottorin hyötysuhteella on varsin suuri merkitys saavutettaviin hyötyihin.

Akun täyteen lataaminen 1500 rpm kierrosnopeudella kestää noin 18 sekuntia ja purkaminen noin 14 sekuntia. Energiavarausta on saatavissa noin 10 sekuntia lisätehoa eikä tällöin tarvitse akkua tyhjentää täysin. Tämä mahdollistaa useampien lyhytkestoisten teho-
piikkien kompensoinnin.

Kuvassa 50 on esitetty täydellä akulla tapahtuva 2 sekunnin purku- ja latausyksi 1500 rpm kierrosnopeudella. Energiavaraustolta pyydetty teho on sekä purku- että latausvaiheessa 17,5 kW, joka on noin 66 % maksimitheosta tässä toimintapisteessä.



Kuva 50. Täydellä akulla tapahtuva 2 sekunnin purku ja lataus

Ensimmäisessä kuvaajassa nähdään energiavaraston ohjaus ja pumppu-moottorin akseliteho. Toisena kuvaajan on pumpun kulma ja suhteellinen ohjaus. Näistä kahdesta kuvaajasta nähdään energiavaraston vasteen nopeus. Purku ja lataus alkavat molemmat noin 200 ms kuluttua ohjauksen referenssistä. Tämä kesto muodostuu mallin signaalin siirtoviiveestä 70 ms ja pumppu-moottorin dynamiikasta noin 100 ms. Purkua lopettaessa järjestelmän vaste on hieman nopeampi, mikä selittyy paineen nopealla laskulla venttiilin sulkemisen jälkeen. Molempien askelohjausten jälkeen tehokuvaajassa näkyy pieni positiivinen teho, jonka kesto on lyhyempi, noin 500 ms, purkamisen jälkeen kuin latauksen jälkeen, noin 1,2 s. Tämä aika kuluu pumpun lähtöliitännän paineen laskuun tyhjäkäyntitasolle 2 MPa.

Kolmannessa kuvaajassa on venttiilin ohjaus ja vaste. Istukkatyyppisen venttiilin ominaisuuksiin kuuluu, että sulkeutuminen on avausta hitaampi, mikä näkyy kuvaajassa venttiilin nopeampana reagointina avaus-ohjeeseen kuin sulkemis-ohjeeseen. Latausta aloittaessa venttiilin ohjaus on noin 200 ms pumpun ohjausta jäljessä. Tämä selittyy ohjauslogiikan toiminnolla, joka avaa venttiilin vasta, kun pumpun lähtöliitännän paine on akun paineen tasolla, mikä nähdään kuvaajassa neljäs. Pumpun lähtöliitännän ja akun paineiden kuvaajassa nähdään myös paineen lasku pumpun lähtöliitännässä, kun energiavaraston ohjaus on nolla.

Viidennessä kuvaajassa on energiavarastoon ladattu energia ja energiavarastosta purettu energia. Yhtä pitkillä ja yhtä suurilla teho-ohjauksilla purettaessa ja ladattaessa ei täysin päästä yhtä suureen energiaan. Koska kyseessä on integroitu akseliteho ja vakioteho-ohjaus, joka on pienempi kuin maksimiteho, energiavarastoon olisi mahdollista ladata yhtä paljon energiaa kuin on purettu, käyttämällä isompaa pumpun kulmaa. Ohjauslogiikassa on kuitenkin tehty tietoinen valinta, ettei energiavarasto ladatessa yllä täysin ohjauslogiikan laskemaan maksimi lataustehoon. Vastaavasti purkaessa energiavarasto on asetettu ylittämään hieman laskennallinen maksimi purkuteho. Tämä näkyy myös kuvan 50 tehokuvaajassa, jossa energiavaraston teho ylittää teho-ohjeen purkaessa ja jää hieman teho-ohjetta pienemmäksi ladatessa.

6. HYDRAULISEN RINNAKKAISHYBRIDIN OHJAUS JA SÄÄTÖ

Luvussa 5 kuvattu hydraulinen energiavarasto liitetään luvun 4.3 kuvaamalla tavalla pyöräkuormaajan simulointimalliin. Tässä luvussa käsitellään päälogiikkaohjaimen sisältämän moottorin ohjausmoduulin kehitys, reaaliaikasmuloinnit ja saadut tulokset.

Kehitettyä hybridiohjausta verrataan kaupallista konetta kehittyneempään minimi kierrosnopeus-ohjaukseen, koska molemmat ohjaukset perustuvat dieselmoottorin kierrosnopeuden minimointiin. Tämän vertailuasetelman avulla saadaan parempi kuva hybridin suorituskyvystä.

6.1 Hybridiohjauksen kehittäminen

Kahden teholähteen järjestelmä tuo tehon tuottamiseen vapautta, mutta vaatii kahden teholähteen ohjaukseen logiikan, joka toimii energiatehokkaasti. Hydrostaattinen ajovoimansiirto poistaa mekaanisen kytkennän moottorin ja renkaiden välillä, mikä mahdollistaa vapaasti valittavan dieselmoottorin pyörimisnopeuden.

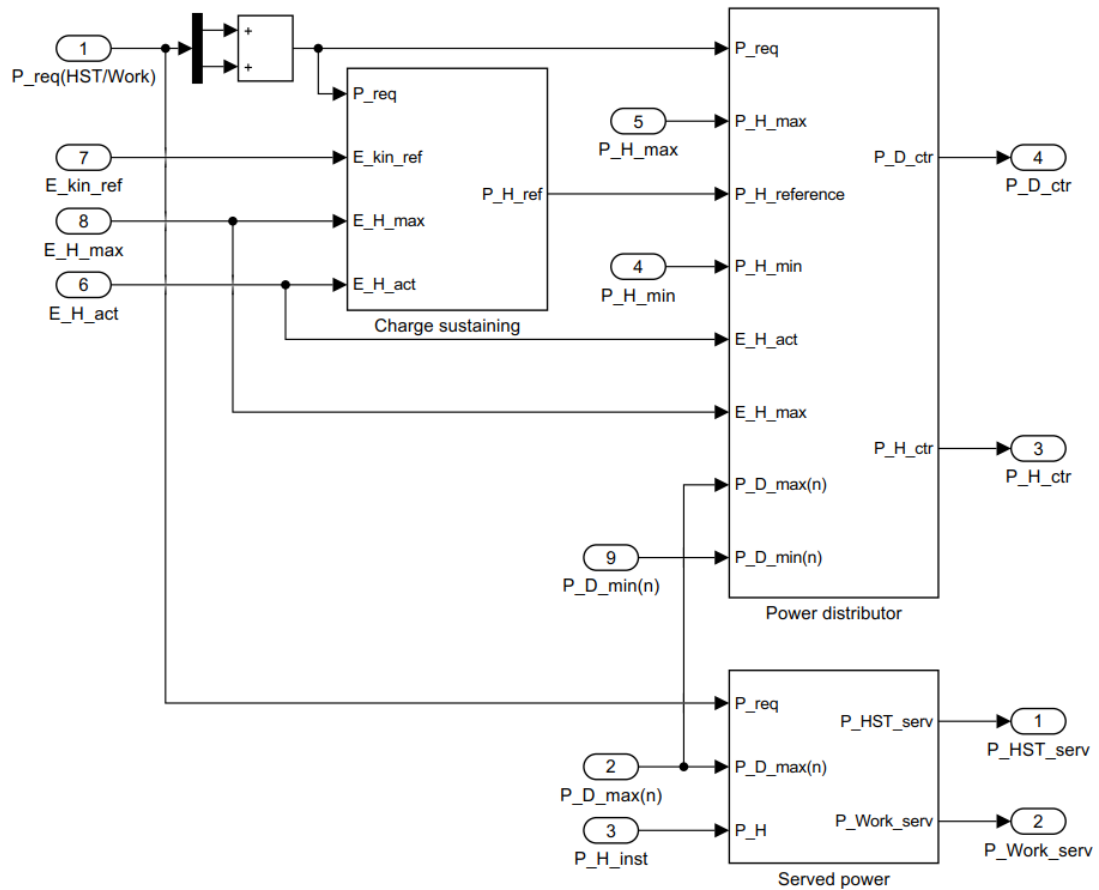
Taulukossa 4 on esitetty ohjauslogiikalle asetetut vaatimukset. Vaatimukset soveltuvat ainoastaan kyseisen rakenteen omaavaan hydrauliseen rinnakkaishybridiin, jossa on hydrostaattinen ajovoimansiirto.

Taulukko 4. Ohjauslogiikan toiminnalliset vaatimukset.

<i>Req_n</i>	Toiminnallinen vaatimus
<i>Req₁</i>	Ohjauslogiikan pitää ohjata moottorin kierrosnopeutta ajovoimansiirron ja työhydrauliikan moduulien laskeman tehotarpeen mukaisesti
<i>Req₂</i>	Ohjauslogiikan pitää säilyttää akun varaus valitulla tasolla pitkällä aikavälillä
<i>Req₃</i>	Ohjauslogiikan pitää tarvittaessa nostaa dieselmoottorin kierrosnopeutta, että akkua voidaan ladata täydellä teholla.
<i>Req₄</i>	Ohjauslogiikan pitää ohjata energiavarastoa korvaamaan tehotarve, joka ylittää dieselmoottorin maksimitohon kyseisellä kierrosnopeudella.
<i>Req₅</i>	Ohjauslogiikan pitää ohjata energiavarastoa korvaamaan tehotarve, joka ylittää dieselmoottorin maksimitohon.
<i>Req₆</i>	Ohjauslogiikan pitää ohjata energiavarastoa lataamaan akkua, mikäli dieselmoottorin kuormateho on matala kierrosnopeuden maksimitehoon nähden.
<i>Req₇</i>	Ohjauslogiikan pitää tarjota ajovoimansiirroilta takaisin saatava teho ensisijaisesti työhydrauliikalle.

<i>Req₈</i>	Ohjauslogiikan pitää ladata ajovoimansiirrolta takaisin saatava teho akkuun, mikäli työhydrauliikkaa ei käytetä.
<i>Req₉</i>	Ohjauslogiikan pitää rajata energiavaraston lataus- ja purkuteho mahdollisuuksien mukaan hyvän hyötysuhteen alueelle
<i>Req₁₀</i>	Ohjauslogiikan pitää ohjata energiavarasto tuottamaan hidastustehoa, mikäli akku on täysi ja ajovoimansiirrolta on saatavissa takaisin enemmän tehoa, kuin dieselmoottorin akselille voi syöttää.
<i>Req₁₁</i>	Ohjauslogiikan pitää toteuttaa ensisijaisesti ajovoimansiirron ja työhydrauliikan kierrosnopeuspyynnit.
<i>Req₁₂</i>	Ohjauslogiikan pitää jakaa tuotettu teho ajovoimansiirron ja työhydrauliikan moduuleille pyyntien suhteessa.

Hybridin ohjausjärjestelmän ylin taso on esitetty kuvassa 51. Sisääntuloina hybridilogiikkaan ovat: (1) P_{req} on ajovoimansiirron ja työhydrauliikan moduulien laskemat tehopyynnit, (6) paineakkuun ladattu energia, (4) energiavaraston suurin latausteho, (5) energiavaraston suurin purkuteho, (3) energiavaraston tuottama hetkellinen teho, (7) $E_{\text{kin,ref}}$ on nopeusreferenssistä laskettu liike-energiareferenssi, (8) $E_{\text{H,max}}$ on valittu energiavaraston suurin tavoitevaraustaso, (2) $P_{\text{D,max}}(n)$ on dieselmoottorin hetkellistä kierrosnopeutta vastaava maksimikuormitus ja (9) $P_{\text{D,min}}(n)$ on dieselmoottorin akselille syötettävä maksimiteho ilman että kierrosnopeus ryntää yli sallitun pyörimisnopeuden. Ulostuloina ovat: (1) $P_{\text{HST,serv}}$ on ajovoimansiirrolle käyttöön jaettu teho, (2) $P_{\text{Work,serv}}$ on työhydrauliikalle käyttöön jaettu teho, (3) $P_{\text{H,ctr}}$ on hybridin ohjeteho ja (4) $P_{\text{D,ctr}}$ on dieselmoottorin ohjeteho.



Kuva 51. Hybridijärjestelmän teholähteiden ohjauslogiikka.

Latauksen ylläpito moduuli toteuttaa vaatimukset 2 ja 3, se laskee paineakun varaustasolle tavoitetilaa, johon akun varaus pyritään saamaan ja se lasketaan yhtälöstä

$$E_{H,ref} = E_{H,max} - E_{kin,ref} \quad (16)$$

jonka mukaan koneen nopeusreferenssin ollessa 0, pyritään saavuttamaan suurin valittu varaustaso. Paineakun energian poikkeama tavoite-energiasta, tavoite-energian saavuttamisen tavoiteaika erikseen positiiviselle ja negatiiviselle poikkeamalle sekä saavuttamisnopeus eli energiavaraston tehoreferenssi lasketaan yhtälöiden

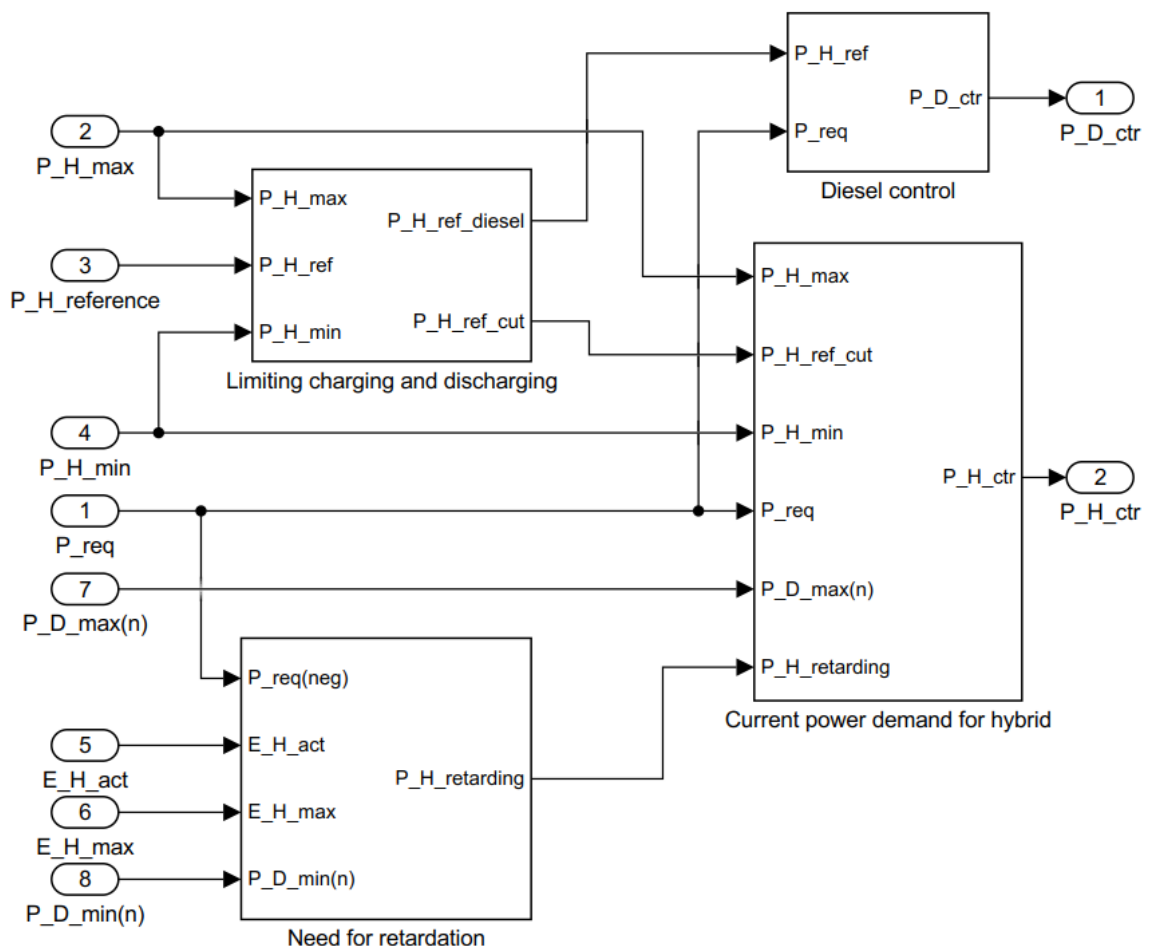
$$E_{H,\Delta ref} = E_{H,ref} - E_{H,act} \quad (17a)$$

$$t_{ref}(P_{req}) = \begin{cases} \frac{P_{req} t_{const}}{P_{D,max}}, & E_{H,\Delta ref} < 0 \\ \frac{(P_{D,max} - P_{req}) t_{const}}{P_{D,max}}, & E_{H,\Delta ref} \geq 0 \end{cases} \quad (17b)$$

$$P_{H,ref}(E_{H,\Delta ref}, t_{ref}) = \frac{E_{H,\Delta ref}}{t_{ref}} \quad (17c)$$

avulla, joissa $P_{D,max}$ on dieselmoottorin maksimiteho, ja t_{const} on valittu aikavakio. Aikavakiona käytetään tässä työssä 6 sekuntia. Yhtälössä (17b) tulokset saturoidaan pienimmillään yhteen sekuntiin, mikä estää nollalla jakamisen. Näin määritetyllä tavoiteajalla akkua ladataan matalan tehopyynnin aikana ja puretaan korkean tehopyynnin aikana. Latauksen ylläpito moduuli laskee yhtälöiden (16–17c) avulla energiavaraston alustavan lataus- tai purkutehoreferenssin, joka ohjataan sisääntulona tehon jakaja lohkolle.

Kuvassa 52 on esitetty tehonjakaja-moduulin lohkokaavio. Kyseinen lohko huolehtii vaatimuksista 1, 4, 5,6, 9 ja 10. Vaatimus 9 toteutetaan latauksen ja purkamisen rajoituksen lohkossa. Latauksen ylläpito-moduulilta tulevasta energiavaraston referenssistä lasketaan kynnsarvot, joilla lataus tai purku aloitetaan. Latauksen osalta kynnsarvoksi tulee 60 % maksimi lataustehosta ja purkamisen osalta 50 % maksimi purkutehosta. Itseisarvoltaan kasvavan referenssin pitää ylittää raja-arvot 25 % ennen kuin lataus- tai purkureferenssi aloitetaan, tällä estetään toistuva latauksen tai purun aloitus ja lopetus. Lataus ja purku ohjataan tapahtumaan ainoastaan täydellä teholla. Tällä pyritään saavuttamaan suurin mahdollinen polttoainesäästö energiavaraston hyötysuhteen maksimoinnilla.



Kuva 52. Tehonjakajan lohkokaavio

Dieselmoottorin ohjauslohko toteuttaa vaatimuksen 1. Dieselmoottorin teho-ohje muodostetaan tehopyynnin ja rajatun hybridireferenssin erotuksena yhtälön

$$P_{D,ctr} = P_{req} - P_{H,ref} \quad (19)$$

mukaan. Mikäli energiavaraston tavoitetila on pienempi kuin sen hetkinen varaus, hybridireferenssi on positiivinen ja poistaa osan moottorille tulevasta kuormituksesta ja päinvastoin.

Vaatimukset 4, 5 ja 6 toteutetaan hybridin hetkellisen tehotarpeen lohkoissa, joka lisää hybridireferenssiin hetkellisen tehotasapainon mukaisen osuuden. Hybridin teho-ohje lasketaan yhtälön

$$P_{H,ctr} = P_{H,ref} + P_{req} - P_{D,max}(n) \quad (20)$$

mukaan. Mikäli hetkellinen kuormitus on lähellä dieselmoottorin hetkellisellä kierrosnopeudella tuottamaa maksimitheoa, energiavarastolta pyydetään tehoa. Sama pätee myös tehopyynnin ollessa alle kyseisellä kierrosnopeudella dieselmoottorilta saatavissa olevan tehon, jolloin akkua pyritään lataamaan. Molemmissa tilanteissa myös rajoitetaan reagoitinopeutta tietyillä kynnsarvoilla, koska huomattavan pienet tehot huonontavat järjestelmän kokonaishyötysuhdetta. Avustustehotarpeeseen reagoidaan pienemmällä kynnyksellä ja voimakkaammin, koska liian suuri kuorma aiheuttaa dieselmoottorin hyytymisen.

Vaatus 10 toteutetaan hidastustarpeen laskevassa moduulissa, joka huomioi ajovoimansiirroilta takaisinsaataavan tehon, mikäli paineakku on ladattu täyteen. Tällöin moottorin kierrosnopeuden perusteella arvioidaan, kuinka paljon tehoa sen akselille pystytään syöttämään ilman moottorin ryntäämistä yli maksimi kierrosnopeuden. Mikäli tehoa jää yli, ohjataan energiavarasto tuottamaan hidastustehoa pumppaamalla öljyä painerajan läpi.

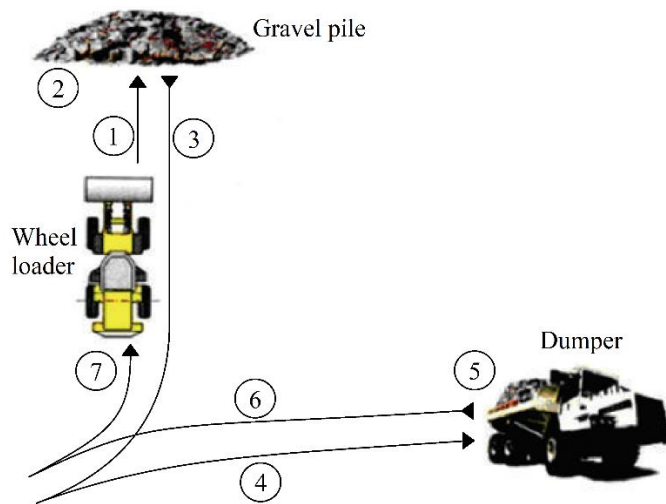
Kuvassa 51 näkyvä tehon tarjoamislohko toteuttaa vaatimukset 7 ja 12. Lohkossa Ajovoimansiirrolle ja työhydrauliikalle jaetaan tehopyyntien suhteessa dieselmoottorin ja energiavaraston tuottama hetkellinen teho yhtälön

$$P_{serv} = P_{D,max}(n) + P_{H,inst} \quad (21)$$

mukaan. Tehon tarjoamislohko ottaa huomioon myös ajovoimansiirroilta saatavan regeneratiivisen jarrutustehon. Takaisin saatava teho jaetaan ensisijaisesti työhydrauliikan käyttöön. Mikäli työhydrauliikkaa ei käytetä, ylimääräinen teho ladataan akkuun tehonjakaja-moduulin kautta. Näin vältetään takaisin saatavan tehon osalta ylimääräinen energianmuunnos.

6.2 Reaaliaikasmulointi

Reaaliaikasmulointi suoritetaan luvussa 4.3 kuvatulla järjestelmällä. Työsyklinä käytetään lyhyttä lastaussykliä. Syklin kulku nähdään kuvassa 53. Syklin alkaessa pyöräkuormaaja on kasaa kohti. Ensimmäinen vaihe (1) on kauhan laskeminen ja kiihdytys kasaa kohti, toisessa vaiheessa (2) ajetaan kasaa vauhdilla ja painaessa kauha kasaa vasten nostetaan ja taivutetaan kauha ylöspäin. Kauhaan saatava massa on 1000 kg. Tämän jälkeen (3) peruutetaan ja käännytään kuormattavana olevaa lava-autoa kohti samalla nostaten kauha ylös. Seuraavana (4) ajetaan kuorma-auton lähelle siten, että kauha on lavan yläpuolella, kauha kipataan lavalle (5) ja sen jälkeen suoristetaan. Peruuttaessa kuorma-autolta pois päin (6) aletaan laskea kauhaa lähelle aloitus-asentoon. Lopuksi (7) ajetaan pyöräkuormaaja alkuasentoon vastaavaan asentoon.



Kuva 53. Lyhyt lastaussykli. Muokattu lähteestä. [41]

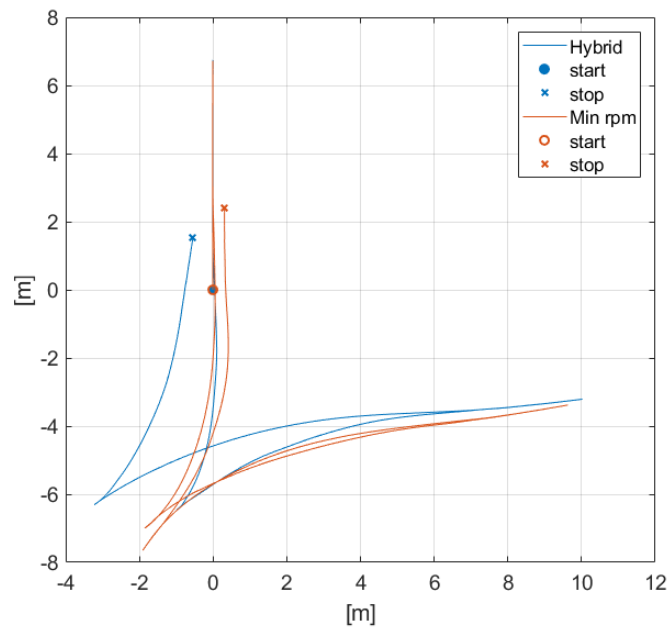
Sykli pyritään toteuttamaan kokoneen kuljettajan ohjausta vastaavalla tavalla, eli kasaa kohti ajetaan vauhdilla, ohjauksen suunnan muutokset tapahtuvat koneen vielä ollessa liikkeessä ja kuorma-auton lavaa lähestytään moottorijarrutuksella hidastaen. Oikealla koneella kuorma-auton lavaa lähestyttäessä käytetään tarvittaessa lisäksi jarrua, mitä ei simulointimallissa ole. Nopeampi lastaussykli myös tuo parhaiten esiin mallien väliset suorituskykyerot.

Simuloitaessa haarukoidaan energiavaranston tavoitteelle sopivin arvo kyseisessä syklissä. Hyvin pienellä energiavaranston tavoitteella polttoaineen kulutuksen osalta päästään pienimmällä kulutuksella. Tällöin kuitenkin avustava teho jää verrattain pieneksi matalan akun paineen takia, mikä alkaa hidastaa työsuorituksen nopeutta. Pienellä energiavaranston tavoitteella on vaikeuksia päästä samaan suoritusaikaan kuin isommalla varaustavoitteella. Hyvin lähelle samaa suoritusaikaa päästään 230 kJ varaustavoitteella. Tätä suu-

remmat varaustavoitteet eivät paranna suorituskykyä, vaan kuluttavat vain enemmän polttoainetta, mikä johtuu hybridin käytön sijoittumisesta keskimääräisesti pienemmän hyötysuhteen alueelle.

Sekä hybridillä, että MinRpm-ohjatulla koneella ajetaan kummallakin 10 erillistä lyhyttä lastaussykliä, joiden keskiarvona lasketaan syklin aikana kulunut polttoaine, kuljettu matka ja kuorman nostokorkeus. Tässä luvussa esitetään kahden keskiarvoa edustavan syklin kuvaajat ja niiden pohjalta arvioidaan toistettavuutta ja hybridin suorituskykyä. Lisäksi esitetään molempien koneiden syklikohtaiset kulutukset, matkat ja kuorman nostokorkeudet keskiarvoineen.

Kuvassa 54 on esitetty hybridin ja perinteisen koneen asema syklin aikana. Koneiden asemat vastaavat melko hyvin toisiaan, mutta reaaliaikaisessa ohjauksessa esiintyy vaihtelua. Kuvassa on merkitty molempien koneiden syklin alku ja loppu. Alkupisteet ovat luonnollisesti samat, koska malli alustetaan aina samaan pisteeseen. Kuten kuvassa 53 esitetään, syklissä kasa on ylhäällä ja lava, johon kuorma kipataan, on oikealla.

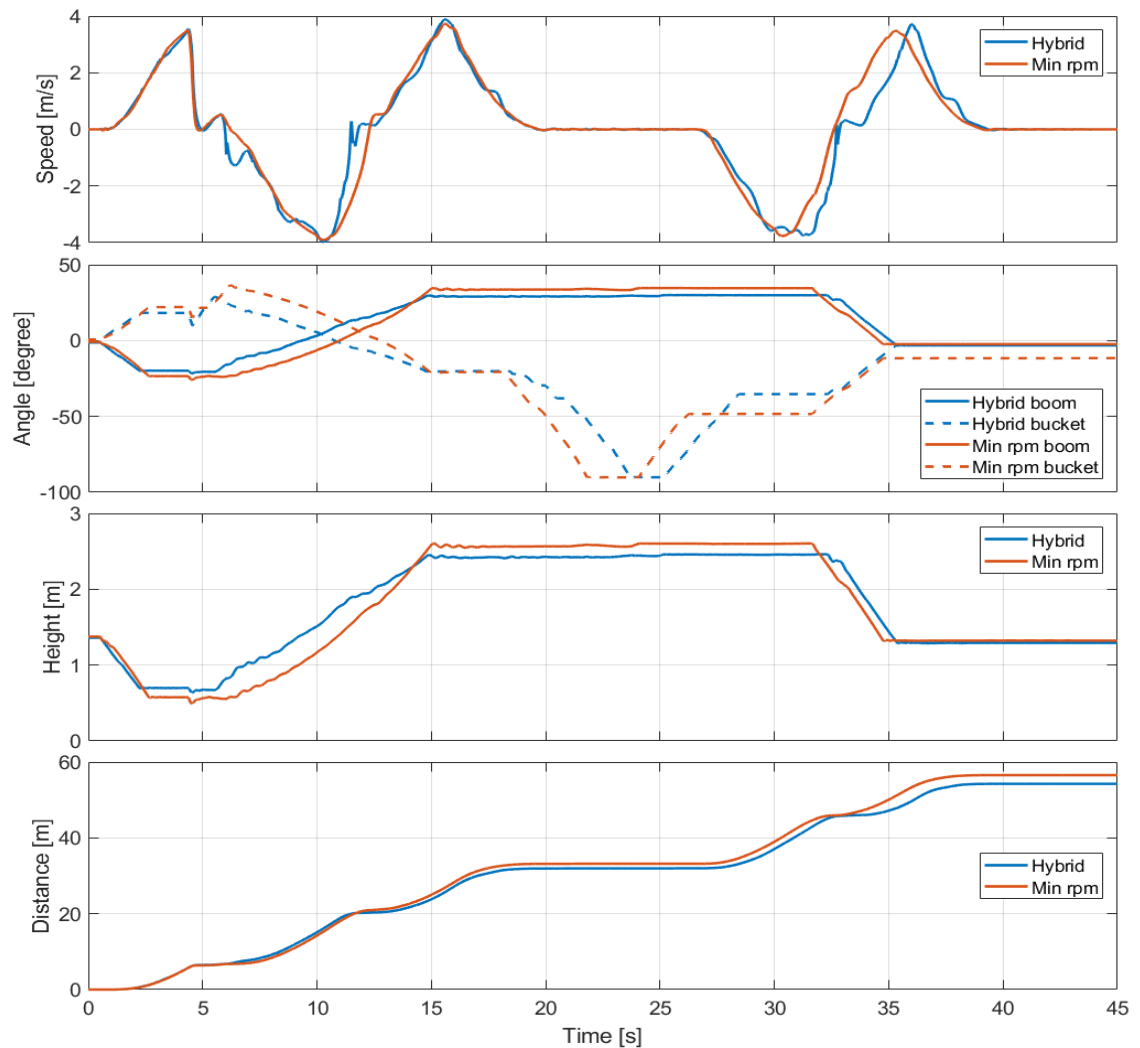


Kuva 54. Hybridin ja perinteisen koneen asema syklin aikana.

Kuvassa 55 on esitetty koneiden nopeus, puomin ja kauhan kulmat, kauhan korkeus, ja koneiden syklin aikana kulkemat matkat. Nopeuden sekä puomin ja kauhan kulmien kuvaajista erottuu syklin vaiheet, ensimmäisen viiden sekunnin aikana on kiihdytetty kasa kohti laskien samalla puomia ja osuttu kasaan, mikä näkyy nopeana nopeuden hidastumisena. Kasassa taivutetaan kauhaa ennen kuin aloitetaan peruuttamaan. Kasasta peruutetaan pois päin samalla nostaen kuormaa. Noin 12 sekunnin kohdalla aloitetaan kiihdytys kohti kuorma-auton lavaa samalla yhä nostaen kauhaa ylemmäs. Noin 19 sekunnin kohdalla on moottorijarrutuksella hidastettu kuorma-auton lavan viereen, mikä näkyy nopeu-

den hitaampana hidastumisena. 19–26 sekunnin aikana kuorma kipataan lavalle ja suoristetaan kauha, jonka jälkeen lähdetään peruuttamaan pois päin kuorma-autolta. Noin 33 sekunnin kohdalla aloitetaan kiihdytys kohti aloituspaikkaa ja samalla lasketaan kauhaa kohti alkuasemaa.

Nopeuskuvaajasta nähdään, että nopeudet molempiin suuntiin ovat samaa suuruusluokkaa, joten hybridillä on käytössään riittävästi tehoa kiihdytykseen. Hybridin osalta nopeuden muutokset eivät ole yhtä tasaisia kuin MinRpm-ohjatun koneen, mikä johtuu hybridin käytön kynnsarvoista. Erityisesti suunnanmuutoksissa on nykäyksiä. Kuten nopeuskuvaajasta voi olettaa, myös kuljetun matkan kuvaajat vastaavat varsin hyvin toisiinsa koneiden välillä.

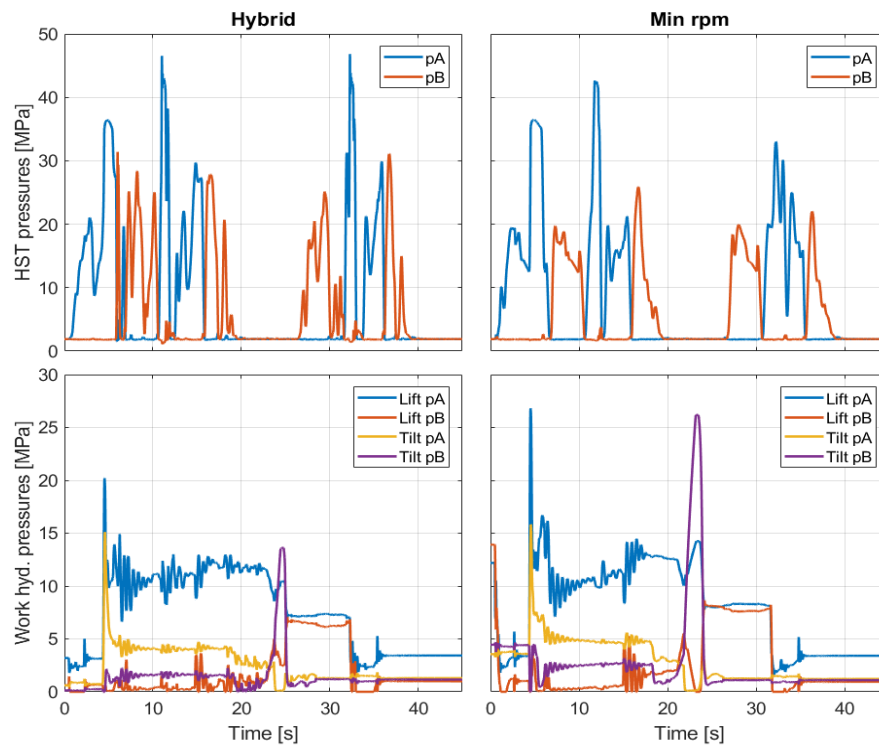


Kuva 55. Hybridin ja perinteisen koneen nopeuden, puomin ja kauhan kulmien, kauhan korkeuden ja kuljetun matkan kuvaajat.

Puomin ja kauhan kulmien kuvaajasta nähdään, että työliikkeet toistuvat tyydyttävällä tarkkuudella. Työliikkeistä nähdään pientä hitautta hybridin osalta verrattuna MinRpm-

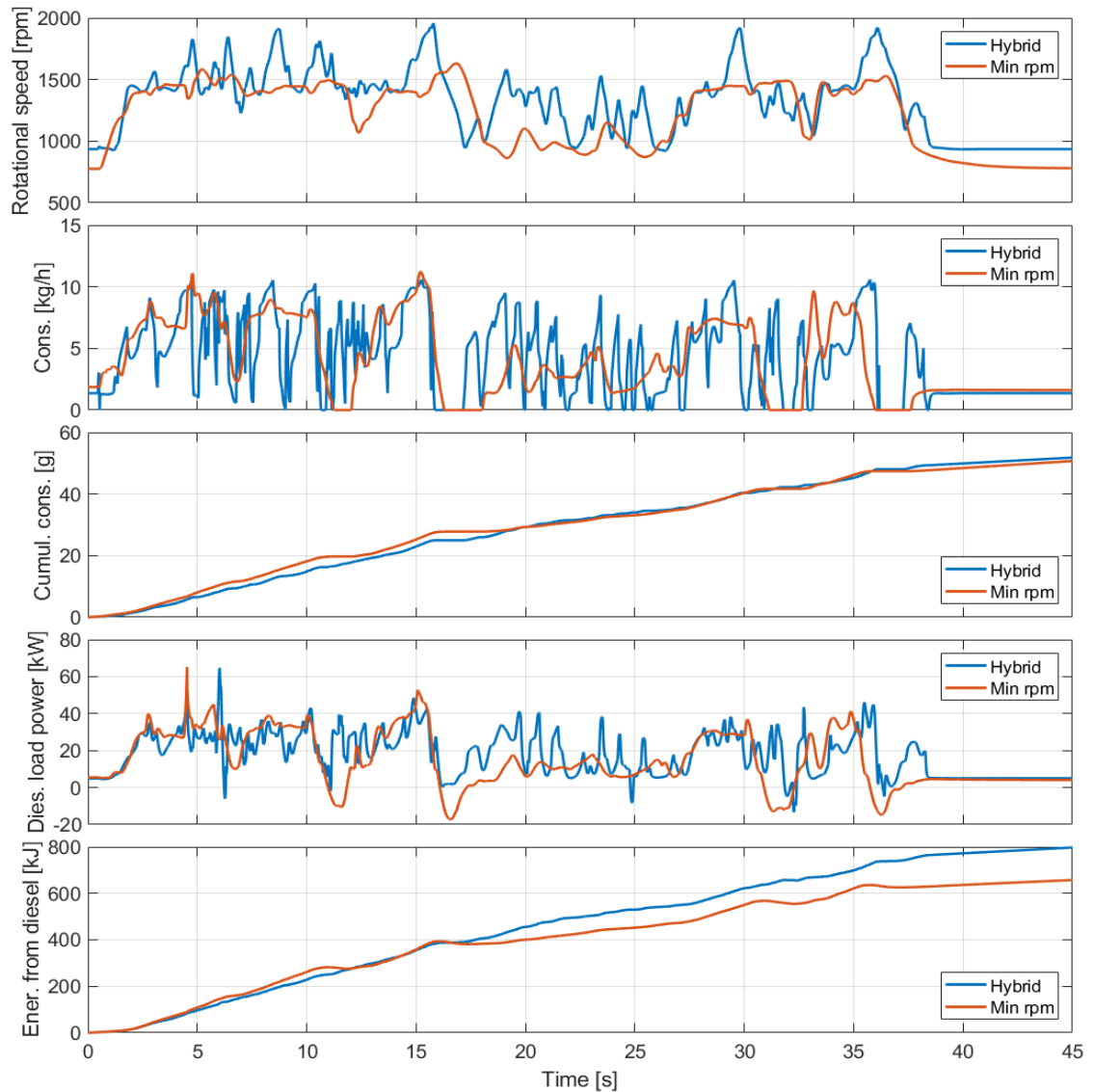
ohjattuun koneeseen. Sama näkyy vielä paremmin kauhan korkeuden kuvaajassa. Erityisesti kiihdytysvaiheessa ja kuormaa nostaessa työhydrauliikan tehoa rajoitetaan ajovoimansiirron pyytäessä huomattavasti enemmän tehoa.

Kuvassa 56 on esitetty ajovoimansiirron ja työhydrauliikan paineet molemmissa koneissa syklin aikana. Ajovoimansiirron paineissa nähdään yhtäläisyyksiä. Korkeimmat 3 piikkiä ajoittuvat järjestyksessä kasaan ajamiseen ja 2 nopeaan suunnan muutokseen. MinRpm-ohjatun koneen ajovoimansiirron paineet ovat huomattavasti tasaisemmat, kuin hybridin. Tämä näkyy myös kuvan 55 nopeuskuvaajissa. Värähtelyt ajovoimansiirron paineissa aiheuttavat kuljettajalle epämukavia kiihtyvyyden muutoksia. Energiavaraston käytön rajoittaminen varsin suurille suhteellisille tehoille lisää paineen vaihteluita, mutta kasvattaa energiavaraston kokonaishyötysuhdetta. Työhydrauliikan paineiden osalta huippupaineet eroavat varsin paljon. MinRpm-ohjatussa koneessa maksimipaineet ovat yli 250 baaria ja hybridissä maksimipaineet jäävät pääosin alle 150 baarin yhtä poikkeusta lukuun ottamatta. Korkeimmat piikit ajoittuvat syklissä kasaan ajamiseen ja kauhan kippaamiseen ääriasentoon. Työhydrauliikan paineiden erot johtuvat todennäköisesti hybridin dieselmoottorin tehoreservin rajallisuudesta verrattuna perinteiseen koneeseen. Nopeat värähtelyt työhydrauliikan paineissa ovat varsin suuriamplitudisia, jopa 50 baarin luokkaa. Työhydrauliikan mallia ei ole verifioitu ja mahdollisia nopean värähtelyn lähteitä ovat esimerkiksi työhydrauliikan pumpun säädin, vakio bulkkimoduuli ja proportionaaliventtiilien vuotamaton keskiasento.



Kuva 56. Hybridin ja perinteisen koneen ajovoimansiirron ja työhydrauliikan paineet.

Kuvassa 57 on esitetty dieselmootoreiden pyörimisnopeudet, kulutus, kumulatiivinen kulutus, dieselmootorin kuormateho, ja dieselmootorilta saatu energia syklin aikana. Hybridin kierrosnopeuskuvaaja vaihtelee huomattavasti rajummin kuin MinRpm-ohjattun, mikä kuvastaa hyvin työsyklin vaatiman tehon vaihtelua. Muutoin varsin yhtäläisesti kierrokset pysyvät liikkeen aikana korkealla. 19–26 sekunnin kohdalla tapahtuu kuorman kippaus lavalle, missä huomataan selvä ero hybridin ja perinteisen koneen kierrosnopeuksissa. Tämä johtuu hybridin tarpeesta ladata akkuun energiaa, joka on aiemmin syklin aikana kulutettu.



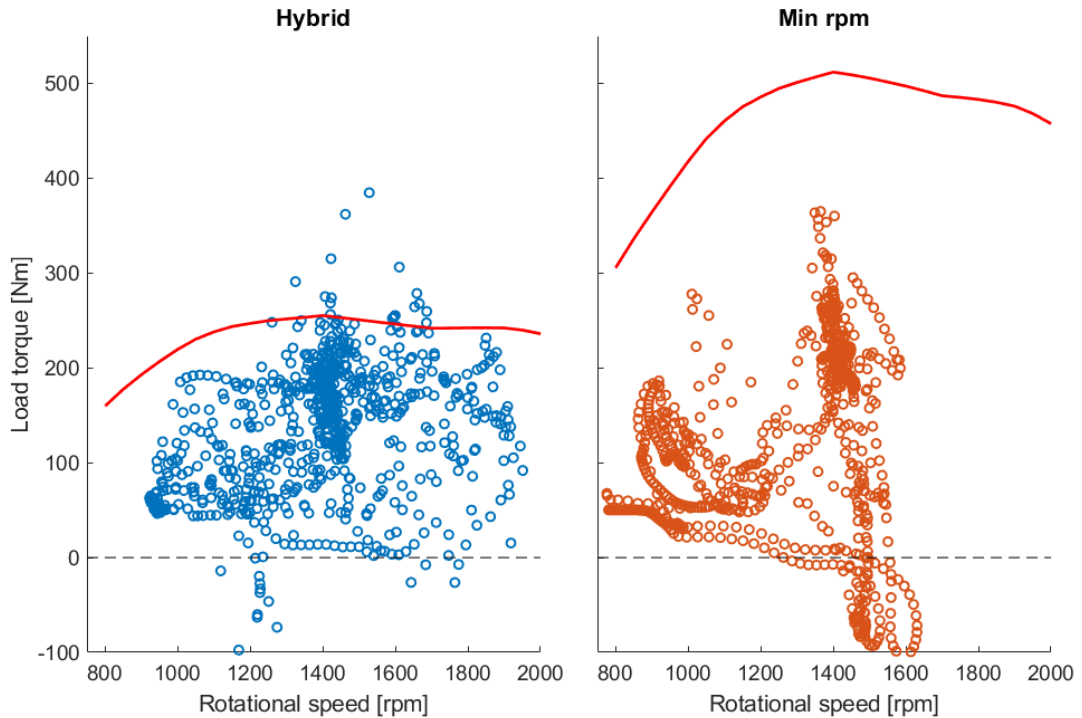
Kuva 57. Hybridin ja perinteisen koneen dieselmootorien toimintaa kuvaavat kuvaajat.

Kulutuksen kuvaajassa nähdään nopeasti vaihtelevaa kierrosnopeutta vastaava kulutus. Kumulatiivisen kulutuksen kuvaajassa nähdään, että syklin alussa hybridi kuluttaa vähemmän polttoainetta kuin MinRpm-ohjattu kone, mutta jo noin 18 sekunnin kohdalla kuorman kippauksen alussa hybridin kulutus on noussut samalle tasolle MinRpm-ohjattun

koneen kanssa. Loppusyklin ajan kumulatiivinen kulutus pysyy hyvin samalla tasolla molemmilla koneilla. Hybridin kulutus päättyy kuitenkin hieman korkeammalle syklin loppussa.

Dieselmoottorin kuormatehon kuvaajassa nähdään hybridillä energiavaraston tuottamia poikkeamia verrattuna MinRpm-ohjatun koneen dieselmoottorin kuormatehoon, joka on hetkittäin negatiivinen. Tämä tapahtuu hidastettaessa, kun ajovoimansiirron hydraulipumppu tuottaa tehoa moottorin akselille. Hybridissä tämä teho pyritään varastoimaan akkuun. Dieselmoottorilta otettu energia on hybridin osalta suurempi. Ero energioiden välillä on suurempi, mitä pelkän kulutuksen mukaan voisi olettaa. Tämä viittaa siihen, että moottorin kuormitus on tapahtunut hybridin osalta paremman hyötysuhteen alueella.

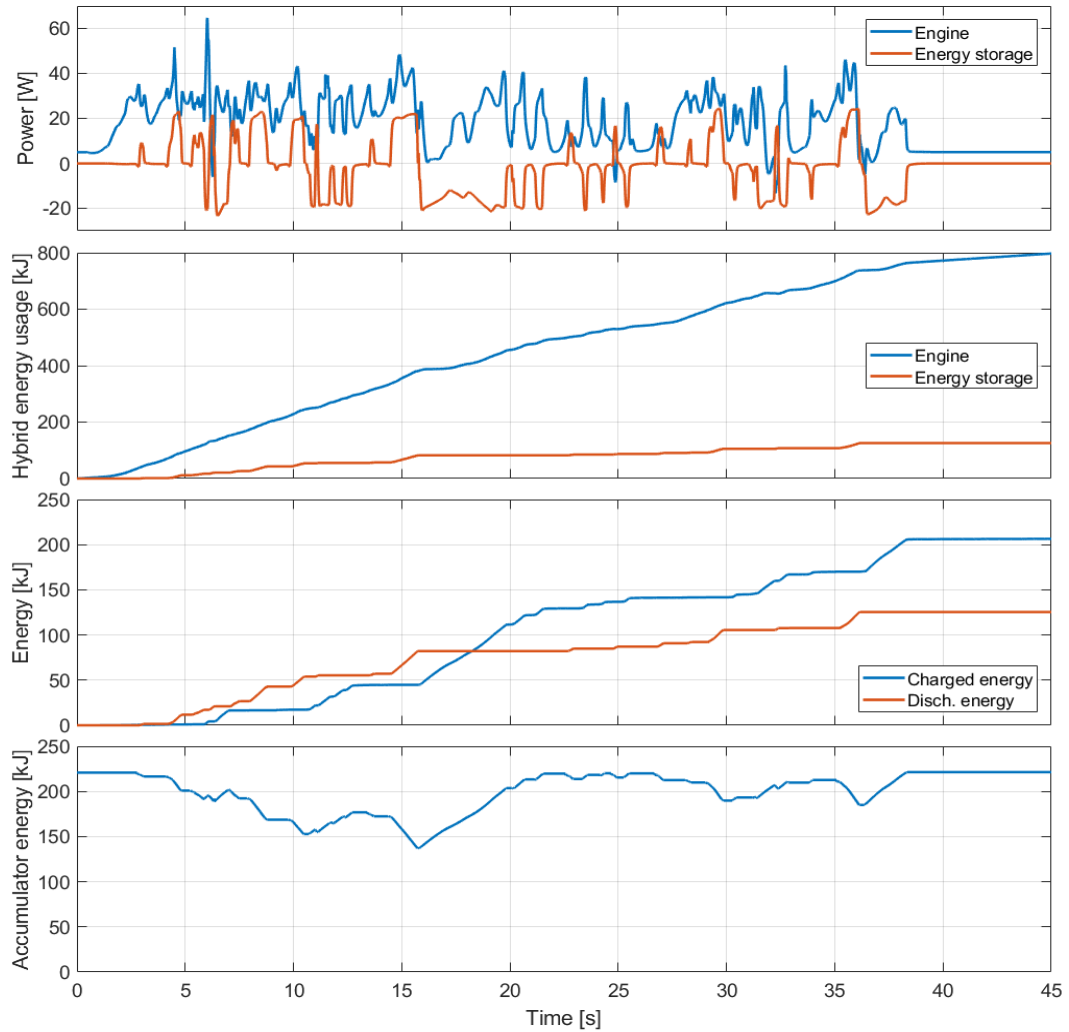
Kuvassa 58 nähdään molempien koneiden dieselmoottorien kuormamomentit kierrosnopeus–momentti-kuvaajissa. Pisteet on otettu 50 ms näytevälillä. Kuvaajissa on kirkkaan punaisella merkitty dieselmoottorien tuottamat maksimimomentit. Negatiivinen momentti tarkoittaa negatiivista kuormaa, eli järjestelmän hydrauliiikkapumput pyrkivät kiihdyttämään dieselmoottoria. MinRpm-ohjaus on testattu ja todettu toimivaksi M12-koneessa. Oikean puoleisessa kuvaajassa onkin varsin hyvin marginaalia moottorin tuottamaan maksimimomenttiin. Kuormamomenttipisteissä ei näy järjestelmän staattiset kuormat, kuten esimerkiksi dieselmoottorin apulaitteet ja jarrulataukseen käytettävä kylkipumppu. Lisäksi dieselmoottorin inertian kiihdyttämiseen on varattava riittävästi reserviä. Hybridin kuormamomentti ylittää hetkellisesti maksimimomentin. Ylitykset ovat kuitenkin niin lyhytkestoisia, ettei dieselmoottori ehdi hyytyä ja energiavarasto ehtii reagoida kasvavaan tehotarpeeseen. Dieselmoottorin mallin hyytyminen on testattu, joten sen osalta järjestelmän voi olettaa toimivan. Kulutus kuitenkin saturoituu maksimimomentin kohdalla, joten useat ylitykset voivat vääristää polttoaineen kulutusta.



Kuva 58. Hybridin ja perinteisen koneen dieselmoottorin toimintapisteet syklin aikana.

Molemmissa kuvaajissa nähdään tihentymät noin 1000 rpm ja 1400 rpm kohdalla. Osittain ne selittyvät ajovoimansiirron kierrosnopeuspyynnillä, mikä nostaa kierrosnopeuden juuri 1400 rpm alueelle. Kun tehoa ei tarvita, kannattaa kierrosnopeus laskea tyhjäkäyntinopeudelle. Hybridin dieselmoottori toimii paremman hyötysuhteen alueella, mikä näkyy kuvan 57 dieselmoottorilta saadun energian kuvaajassa.

Kuvassa 59 nähdään hybridin toimintaan liittyviä kuvaajia: dieselmoottorin kuormateho ja energiavaraston pumppumoottorin teho, syklin aikana tehollähteistä saadut energiat, energiavarastoon ladattu ja sieltä purettu energia, sekä akun sisältämä paineesta arvioitu energia. Tehokuvaajasta nähdään tilanteet, jolloin energiavarastoon ladataan energiaa, mutta ei kuormiteta dieselmoottoria 16 ja 36 sekunnin kohdilla. Näissä pisteissä saadaan varastoitua koneen liike-energiaa akkuun. Näitä seuraa kuitenkin diesel-moottorin kuormituksen kasvaminen, että akun latausta voidaan jatkaa. Nopeatempoisessa lastausykyllisissä useista pysähdyksistä huolimatta ajovoimansiirroilta energian takaisinsaanti on varsin vähäistä.



Kuva 59. Hybridin teholähteiden kuvaajat syklin aikana.

Teholähteiltä saaduista energioista nähdään, että valtaosa energiasta tulee dieselmoottorilta. Akkuun ladatun energian kuvaajasta nähdään, että akkua ei tyhjäytä kokonaan syklin aikana. Paineen vaihtelu akussa on 163–192 baaria. Energiavaraston käyttöastetta olisi mahdollista lisätä, mutta syklin loppuun mennessä energia täytyy ladata takaisin dieselmoottorin kierroksia kasvattamalla. Koska hydrostaattisen ajovoimansiirto mahdollistaa dieselmoottorin kierrosnopeuden vapaan valinnan, kannattaa dieselmoottorin kierrosnopeutta muuttaa tarpeen mukaan. Energiavarasto toimii ainoastaan avustavana järjestelmänä.

Taulukossa 5 on esitetty MinRpm-ohjatun koneen ja hybridin kulutukset 40 sekunnin aikana, kuljettu matka sekä kuorman nostokorkeus. Tuloksista nähdään, että hybridi kuluttaa polttoainetta keskimäärin 4,5 prosenttia MinRpm-ohjattua konetta enemmän. MinRpm-ohjattu kone nostaa kuorman keskimäärin noin 20 cm ylemmäs, mutta sillä ei ole huomattavaa vaikutusta polttoaineen kulutukseen.

Taulukko 5. *Reaaliaikasimuloinnin tulokset kulutuksen ja matkan osalta*

Sykli	Min rpm			Hybridi		
	Kulutus [ml]	Matka [m]	Nosto [m]	Kulutus [ml]	Matka [m]	Nosto [m]
1	56.30	54.09	1.95	59.13	57.23	1.88
2	56.19	51.97	2.09	61.07	56.86	1.87
3	56.93	52.56	1.71	60.40	57.29	2.03
4	57.90	57.3	1.76	59.90	53.79	1.67
5	57.67	56.56	1.98	61.31	55.61	1.80
6	58.69	58.43	2.24	59.18	55.46	1.49
7	57.48	56.98	2.09	61.39	55.72	2.04
8	57.08	56.35	2.25	58.23	56.35	1.76
9	59,60	60.9	2.21	56.99	54.74	1.81
10	58.71	57.29	2.07	59.42	54.26	1.75
Keskiarvo	57.65	56.24	2.03	59.70	55.73	1.81
Keskiahajonta	0.88	2.57	0.18	1.13	1.15	0.16
Kulutus [ml/m]	1.03			1.07		
Ero [%]	4.5					

Tuloksia vertaillessa on syytä muistaa, että hybridin ohjauslogiikkaa ei ole testattu oikeassa koneessa. On hyvin mahdollista, ettei esimerkiksi staattisille kuormille ole varattu riittävästi tehoa.

7. POHDINTAA

Tavoitteena oli toteuttaa hydraulinen hybridi keskikokoisen pyöräkuormaajan simulointimalliin ja toteuttaa kyseisen hybridiin energiatehokas sääntöpohjainen ohjauslogiikka. Toteutettua hybridiä vertailtiin MinRpm-ohjaustapaan, joka on kaupallista konetta kehittyneempi. Joten vertailtavina oli ohjauslogiikaltaan päivitetty kone ja lisäkomponenttien avulla hybridisoitu kone 50 % pienempitehoisella dieselmoottorilla. Vertailukohtat ovat mahdollisimman lähellä toisiaan, mikä takaa sen, että tulos antaa kuvan pelkän hybridisoinnin vaikutuksesta. Vertailukohtan valintaa tehdessä oli odotettavissa, että mahdolliset säästöt jäävät verrattain vähäisiksi ottaen huomioon MinRpm-ohjatun koneen polttoaineen säästön tuotantokoneeseen verrattuna.

Toteutettu hybridimalli kykeni samaan suoritteeseen MinRpm-ohjatun koneen kanssa. Hybridimalli kuitenkin kulutti keskimäärin 4.5 % enemmän polttoainetta kuin MinRpm-ohjattu kone. Pääosin syynä oli energiavaraston häviöteho. Kierrosnopeuden alentamisen esti työhydrauliikan ja ajovoimansiirron moduulien vaatimat kierrosnopeuspyynnit tilavuusvirran täyttämiseksi. Koska kyseessä oli hydrostaattisella ajovoimansiirrolla varustettu pyöräkuormaaja, kannatti teho lähtökohtaisesti tuottaa dieselmoottorilla, mikäli sen teho tai reagointinopeus riittivät. Näin vältettiin energiavaraston energianmuunnos mekaanisesta hydrauliseksi ja takaisin. Hybridin ohjauslogiikka lisäsi moottorilta saatavaa energiaa kulutettuun polttoaineeseen nähden, mikä on merkki siitä, että dieselmoottori toimii paremman hyötysuhteen alueella. Tämä antaa myös viitteitä siitä, että ohjauslogiikan toiminta on oikean suuntainen.

Hybridikoneella lyhyen lastaus syklin aikana energiavaraston kokonaishyötysuhde oli noin 60 %, mikä on varsin realistinen saavutettavissa oleva tulos. Hidastaessa ladattava regeneratiivinen jarrutusenergia jäi syklissä varsin vähäiseksi, koska sykli pyrittiin toteuttamaan kokeneen kuljettajan ohjausta vastaavasti. Tämä johti siihen, että varauksen säilyttämiseksi akkua oli ladattava dieselmoottorin kierrosnopeutta nostamalla. Lisäksi hydrostaattisen ajovoimansiirron kanssa jarrutusenergian talteenotossa voimalinja muodostui varsin pitkäksi ja epäedulliseksi. Energian talteenoton kannalta ajovoimansiirrossa tapahtuva energianmuunnos hukkaa energiaa. Jarrutusenergian talteenoton kannalta energiavarasto olisi järkevämpää sijoittaa ajovoimansiirron jälkeen. Tämä kuitenkin rajaisi energiavaraston käytön pelkästään ajoon. Dieselmoottorin akselille sijoittaminen mahdollistaa energiavaraston hyödyntämisen myös järjestelmissä, joissa energiaa saadaan takaisin työhydrauliikalta. Myös paineakun lataaminen dieselmoottoria kuormittamalla onnistuu tehokkaammin, kun energiavarasto on dieselmoottorin kanssa samalla akselilla.

Käyttäjäkokemuksen kannalta energiavaraston ohjaus pitäisi olla pehmeämpi, mikä kuitenkin kasvattaisi toiminta-aikaa pienillä suhteellisilla kierrostilavuuksilla, joilla häviötehon suhteellinen osuus on suuri. Tässä työssä rajoitettiin energiavaraston toiminta lähelle maksimitheoa, jolla pyrittiin polttoaineen kulutuksen pienentämiseen.

Hybridin ohjausjärjestelmän kehittäminen oli varsin haastavaa. Dynaamisen järjestelmän vasteista ei ollut helposti pääteltävissä, mistä ei toivottu toiminta johtui. Järjestelmän modulaarisuus kuitenkin helpotti tarkastelun rajaamista, jolloin oli mahdollista keskittyä vain tehollisten ohjauksen kehittämiseen. Tärkeimpänä kehittämisen apuvälineenä oli ohjauslogiikan itsenäinen simulointimalli, jota pystyi simuloimaan reaaliaikaisimuloinnin aikana tallennettujen signaalien avulla.

Energiavaraston malli yhdistää pumppu-moottorin volumetrisen hyötysuhteen ja dynamiikan. Lisäksi malli sisältää muun muassa venttiilin kuristuksen, venttiilin dynamiikan ja mäntä-tyyppisen paineakun tiivistekitkan. Nämä yhdessä takaavat varsin realistisen kuvan hydraulisen energiavaraston toiminnasta. Pumppu-moottorin malli ei ole pätevä energiavaraston tyhjäkäyntialueella, mikä vaikuttaa koko koneen tyhjäkäyntikulutukseen. Lisäksi pumppu-moottorin momentin ideaalinen mallinnus aiheuttaa hyötysuhteen vääristymää. Paineakun malli ei huomioi lämpöenergian vaihtoa ympäristön kanssa ja käytetyn van der Waalsin yhtälön lisäksi on kehitetty myös tarkempia yhtälöitä kaasutilavuuden mallintamiseen.

Hydraulista energiavarastoa suunniteltaessa kannattaa kiinnittää erityistä huomiota käytettävän pumppu-moottorin häviötehoon toiminta-alueella. Vaikuttavia tekijöitä ovat kierrosnopeus, paine-alue ja säätyvtilavuuksisilla pumpuilla kierrostilavuus. Energiavaraston käyttö kannattaa pyrkiä rajaamaan ainoastaan mahdollisimman suurille kierrostilavuuksille. Regeneratiivista energiaa hyödyntäessä hyötysuhteella ei ole niin suurta merkitystä, koska kyseinen energia perinteisessä järjestelmässä muutetaan hukkalämmöksi. Käytettävää painealuetta pohtiessa kannattaa ottaa huomioon pumppu-moottorin häviöteho paineen funktiona. Korkea paine tarjoaa suuremman vääntömomentin pienemmällä pumppu-moottorilla, mutta samalla kuitenkin kasvattaa vuotoja. Matalammalla painealueella paineakulta saatava tilavuusvirta ja paine pysyvät myös huomattavasti tasaisempina kuin korkeaa painetta käytettäessä.

Mallinnettu energiavarasto mukailee Bosch Rexrothin konseptia hydraulisesta vauhtipyörästä. Vastaavaa hydraulisen hybridin toteutusta hydrostaattisella ajovoimansiirrolla varustettuun pyöräkuormaajaan ei tullut työtä tehdessä vastaan. Usein rinnakkaishybridit on toteutettu mekaanisella välityksellä toteutettuihin järjestelmiin, joissa liikenopeus määrittelee dieselmootorin pyörimisnopeuden. Hydrostaattinen ajovoimansiirto tuo koneeseen sarjahybridille tyypillisen ominaisuuden; dieselmootorin kierrosnopeuden vapaan valinnan.

Dieselmoottorin malli ei ole alun perin mallinnettu kyseisen moottorin pohjalta. Mallin kulutuskartta pohjautuu tasapainotilan kulutukseen, mikä aiheuttaa virhettä dynaamisessa kuormituksessa. Ylikuormitus kuitenkin aiheuttaa dieselmoottorin mallin hyytymisen. Dieselmoottorin mallin tarkempi tarkastelu ei kuulunut tämän työn aihealueeseen, mutta se kannattaa huomioida virhelähteenä.

Hybridin toteutusmahdollisuuksia on valtavasti sekä konetyypin että topologian osalta. Yhtä universaalia optimaalista ratkaisua ei ole, vaan ratkaisu on aina tavalla tai toisella tapauskohtainen. Järjestelmän suunnittelussa täytyy ottaa huomioon aiottu työsykli vähintään tarvittavan tehojakauman osalta. Usein kuitenkin konetta käytetään moniin eri tarkoituksiin, mikä luo tarpeen yleispäteville ratkaisuille. Yleispätevän hybridijärjestelmän kapasiteetti on oltava riittävä. Ohjauksen toteutuksessa on mahdollista hyödyntää mittausdataan pohjaavia adaptiivisia toimintoja.

Hyväkään ohjauslogiikka ei pelasta huonoa topologiaa ja päinvastoin. Pohjimmiltaan hybridin ohjaus perustuu energiavaraston kestävään sekä tehokkaaseen käyttöön, tehotarpeen arviointiin ja teholähteiden väliseen tehonjakoon. Energianmuunnoksissa tapahtuvia tehohäviöitä minimoimalla päästään lähelle järjestelmän optimaalista suorituskykyä.

Sähköisellä ja hydraulisella hybridillä molemmilla on puolensa. Sähköisessä hybridissä litium-akuilla on hyvä energiatiheys ja superkondensaattoreilla on hyvä tehotiheys. Reaegointinopeus on myös sähköisissä omaa luokkaansa hydrauliseen verrattuna. Hydraulisessa hybridissä tehotiheys ja komponenttien edullisuus ovat vahvuuksia. Uusissa koneissa hyvin todennäköisesti sähköiset järjestelmät tulevat lisääntymään erityisesti ajon osalta. Kuitenkin tämänhetkisiä perinteisiä konetyyppejä on mahdollista parannella suoraan järjestelmään integroitavilla rinnakkaishybridiratkaisuilla. On myös mahdollista tehdä jälkiasennuksia ja päivittää käytettyjä koneita. Tällä saralla hydraulinen hybridi on varteenotettava vaihtoehto. Parhaimmillaan hydraulinen hybridi on suurten regeneratiivisten tehojen talteenotossa, kuten riittävän pitkäkestoisissa hidastuksissa ja toistuvissa kuormien laskussa.

Mikään energiavarastotyyppi ei pärjää kaikilla osa-alueilla. Eri energiavarastoja yhdistelemällä voidaan paikata toistensa heikkouksia. Esimerkiksi superkondensaattorilla voidaan paikata litium-akun tehotiheyden puutetta ja litium-akulla voidaan paikata hydraulisen energiavaraston energiatiheyttä. Yhdistelmät kuitenkin lisäävät järjestelmän kompleksisuutta, erityisesti eri muodoissa varastoitava energia, mikä luo omat haasteensa sekä ohjaukselle, että komponenttien sijoittelulle.

Mallinnettu hydraulinen energiavarasto ja sen tehoerustainen ohjaus on jälkiasennuskelpoinen ja liitettävissä periaatteessa mille tahansa pyörivälle akselille. Hybridin teholähteiden ohjauslogiikka sen sijaan toimii ainoastaan vastaavan fyysisen rakenteen omaavassa järjestelmässä soveltuvien ohjauksen moduulien kanssa. Tulosten varmistamiseksi

energiavaraston mallin verifiointi pitäisi tehdä komponenttien verifiointimittauksien pohjalta. Tässä työssä käytetty malli kuitenkin riittää antamaan realistisen kuvan energiavaraston toiminnasta.

Työkoneen hybridisointi muuttaa komponenttien toimintapisteitä ja vaatimuksia verrattuna alkuperäiseen, joten koko järjestelmä hyötyisi komponenttien uudelleenmitoituksesta ja ohjauksien sovittamisesta uusia vaatimuksia vastaaviksi. Komponenttien mitoituksen ja ohjauksien päivittämisen lisäksi hybridin ohjauslogiikkaa olisi mahdollista kehittää esimerkiksi sopeutuvaksi eri työsykleihin. Toteutuneen energiavaraston käytön pohjalta olisi mahdollista muokata energiavaraston tavoitilaa siten, että käyttö sijoittuisi korkean hyötysuhteen alueelle käyttötilanteesta riippumatta.

8. YHTEENVETO

Tässä työssä selvitettiin erilaisia tutkittuja hybriditoteutuksia työkoneisiin ja niiden erilaisia ohjaustapoja. Hybriditoteutuksia selvittäessä pyrittiin valikoimaan ainoastaan työkoneita, mutta esimerkkien vähyyden vuoksi myös muutama ajoneuvototeutus valikoitui mukaan. Topologioiden osalta esiteltiin sähköisistä ja hydraulisista hybrideistä rinnakkais- sarja- ja sarja-rinnakkaistoteutukset. Ohjaustapojen osalta esiteltiin sääntö- ja optimointipohjaisia ohjaustapoja esimerkkien kautta. Topologioiden osalta painotettiin hydraulisia toteutuksia ja ohjaustapojen osalta sääntöpohjaisia toteutuksia.

Työssä käytettiin Tampereen teknillisen yliopiston automaation ja hydrauliiikan laboratoriossa rakennetun pyöräkuormaajan pohjalta toteutettua simulointimallia. Kone on tutkimuskäytössä ja sen rakenne ja toiminta esiteltiin työn kannalta merkittävien osien.

Hydraulisen hybridin toteutuksista valittiin Bosch Rexrothin hydraulista vauhtipyörää mukaileva toteutustapa, jonka pääkomponentit ovat pumppu-moottori, venttiili ja paineakku. Hydraulinen energiavarasto mallinnettiin ja sille toteutettiin tehooperustainen ohjauslogiikka. Energiavarastomalli liitettiin valmiiseen keskikokoisen pyöräkuormaajan simulointimalliin rinnakkaishybriditoteutuksena ja toteutettiin kahden teholähteen sääntöpohjainen ohjauslogiikka, jolla pyrittiin polttoaineen säästöön. Hybrideille tyypillinen polttomoottorin pienentäminen toteutettiin skaalaamalla simulointimallin dieselmoottorin momenttikarttaa puolet pienemmäksi momentin ja polttoaineen ruiskutuksen suhteen. Lisäksi dieselmoottorin inertiaa pienennettiin noin 20 %.

Vertailu toteutettiin reaaliaikaisimulointina lyhyessä lastaussyklissä. Vertailukohdaksi valittiin pyöräkuormaajamalli kaupallista konetta kehittyneemmällä MinRpm-ohjauksella, joka itsessään säästää fyysisellä koneella tehtyjen mittauksien perusteella noin 30 % polttoainetta työsyklissä vastaavaan tuotantokoneeseen verrattuna. Ohjauksessa pyrittiin matkimaan kokeneen kuljettajan ohjausta, jolloin koneiden väliset erot saatiin parhaiten esiin.

Hybridi kykeni samaan työsuoritteeseen vertailukoneen kanssa, mutta polttoaineen säästö jäi toteutumatta. Hybridi kulutti keskimäärin 4,5 % vertailukonetta enemmän polttoainetta. Pääosin syynä oli energiavaraston hyötysuhde. Energiavaraston ohjaus rajattiin simuloinneissa varsin suurille suhteellisille tehoille hyötysuhteen kasvattamiseksi. Syklin aikana saavutetaan energiavarastolla noin 60 % kokonaishyötysuhde. Dieselmoottorin toiminta paremman hyötysuhteen alueella kasvattaa moottorilta saatua energiaa suhteessa kulutettuun polttoaineeseen, mikä viittaa ohjauslogiikan oikean suuntaiseen toimintaan. Saavutettu hyöty kuitenkin kului häviöihin energiavaraston energianmuunnoksissa. Dieselmoottorin kierrosnopeuden pienentämistä rajoittaa ajovoimansiirron ja työhydrauliiikan kierrosnopeuspyynnin tilavuusvirran täyttämiseksi. Ajovoimansiirrolta takaisin saatava teho jäi vähäiseksi koska koneen ei anneta rullata vapaasti liikesuuntaa muutettaessa,

vaan suunta muutetaan nopeasti. Tästä johtuen akkua oli ladattava dieselmoottorin kierrosnopeutta kasvattamalla.

Suoritettujen simulointien perusteella hydraulisen energiavarasto olisi riittävän nopea avustamaan dieselmoottoria dynaamisessa kuormituksessa. Energiavaraston malli kuitenkin vaatisi verifiointimittauksia vastaavilla komponenteilla. Lisäksi dieselmoottorin malli ei ole kyseisen moottorin pohjalta tehty, eikä siten välttämättä vastaa todellisen moottorin ominaisuuksia. Myös dieselmoottorin mallin skaalaaminen pienemmäksi lisää mallin epävarmuutta.

Tulosten perusteella hydraulisella rinnakkaishybridillä on mahdollista säästää polttoainetta verrattuna tämän hetkiseen tuotantokoneeseen, mutta jopa suurempaan polttoaineen säästöön on mahdollista päästä pelkällä dieselmoottorin kehittyneemmällä ohjauslogiikalla. Hydraulisen energiavarastoa suunniteltaessa kannattaa kiinnittää erityistä huomiota häviötehoon toiminta-alueella. Parhaimmillaan hydraulinen energiavarasto on suurilla regeneratiivisilla tehoilla, esimerkiksi jarrutusenergian talteenotossa tai toistuvissa kuorman laskuissa.

LÄHTEET

- [1] Solenoid operated valves pilot operated poppet type 2-way normally closed Special cavity, 021-E, Bosch Rexroth, Literature number: RE 18323-37, 2018, 4 p. Saatavissa: <http://apps.boschrexroth.com/products/compact-hydraulics/CH-Catalog/>.
- [2] Axial piston units with DS2 secondary control A4VSG Series 10 and 3x, Bosch Rexroth, Materiaalnumero: RE 92058, 2017, 36 p. Saatavissa: <https://www.boschrexroth.com/en/xc/products/product-groups/industrial-hydraulics/topics/systems/secondary-control/documentation-and-tools/documentation-and-downloads-9>.
- [3] Axial piston variable pump A10V(S)O Series 31, Bosch Rexroth, Materiaalnumero: RE 92701, 2016, 60 p. Saatavissa: https://www.boschrexroth.com/variouss/utilities/mediadirectory/index.jsp?language=en-GB&publication=NET&filterMediatype=1584&search_query=92701&search_action=submit.
- [4] Blasenspeicher, Bosch Rexroth, Materiaalnumero: RD 50171, 2016, 20 p. Saatavissa: https://www.boschrexroth.com/variouss/utilities/mediadirectory/index.jsp?language=en-GB&publication=NET&filterMediatype=1584&search_query=50171&search_action=submit&edition_enum=re50171.
- [5] Hydraulic Flywheel HFW Efficient drive concept for energy recuperation, Bosch Rexroth, Materiaalnumero: RE98716, 2015, 2 p. Saatavissa: http://www.boschrexroth.com/variouss/utilities/mediadirectory/download/index.jsp?object_nr=RE98716.
- [6] How the Hybrid Excavator System Works, Caterpillar, web page. Saatavissa (viitattu 17.10.2018): https://www.cat.com/en_US/articles/solutions/construction/how-the-cat-336ehhybridsystemworks.html.
- [7] Komatsu Hydraulic Excavator HB 215LC-1 Hybrid, Komatsu, Materiaalnumero: UESS14402, 2012, 20 p. Saatavissa: <https://webassets.komatsu.eu/displayBrochure.ashx?id=82172>.
- [8] BODAS RC Controllers, Bosch Rexroth USA, web page. Saatavissa (viitattu 23.08.2018): <https://www.boschrexroth.com/en/us/products/product-groups/goto-products/goto-hydraulics/mobile-electronics/bodas-rc-controllers/index>.
- [9] Emission Standards, Ecopoint Inc., internetsivu. Saatavissa (viitattu 28.08.2018): <https://www.dieselnets.com/standards/eu/nonroad.php>.

- [10] Hydraulic Accumulators in Hybrid Technology, Hydac International, Materiaal-
numero: E 10.140.0/05.12, 8 p. Saatavissa: [https://www.hydac.com/fileadmin/
pdb/pdf/PRO00000000000000000001014000011.pdf](https://www.hydac.com/fileadmin/pdb/pdf/PRO00000000000000000001014000011.pdf).
- [11] An in-depth look at John Deere's 644K electric hybrid wheel loader (WOC
2013), Randall-Reilly, internetsivu. Saatavissa (viitattu 4.6.2018):
[https://www.equipmentworld.com/an-in-depth-look-at-john-deeres-644k-
electric-hybrid-wheel-loader-woc-2013/](https://www.equipmentworld.com/an-in-depth-look-at-john-deeres-644k-electric-hybrid-wheel-loader-woc-2013/).
- [12] LX1 prototype hybrid wheel loader delivers around 50% fuel efficiency im-
provement during customer testing, Volvo Construction Equipment, internetsivu.
Saatavissa (viitattu 28.5.2018): [https://www.volvoce.com/united-states/en-us/
about-us/news/2017/lx1-prototype-hybrid-wheel-loader/](https://www.volvoce.com/united-states/en-us/about-us/news/2017/lx1-prototype-hybrid-wheel-loader/).
- [13] References, Driverless container transport system AGV, Bosch Rexroth, inter-
netsivu. Saatavissa (viitattu 16.10.2018): [https://www.boschrex-
roth.com/en/xc/products/product-groups/industrial-
hydraulics/topics/systems/secondary-control/references/references-20](https://www.boschrex-roth.com/en/xc/products/product-groups/industrial-hydraulics/topics/systems/secondary-control/references/references-20).
- [14] Series vs Parallel vs Series/Parallel Drivetrains, Union of Concerned Scientists,
internetsivu. Saatavissa (viitattu 28.5.2018): [https://www.ucsusa.org/
clean-vehicles/electric-vehicles/series-vs-parallel-drivetrains](https://www.ucsusa.org/clean-vehicles/electric-vehicles/series-vs-parallel-drivetrains).
- [15] Toyota Hybrid System (THS II), Toyota, internetsivu. Saatavissa (viitattu
1.6.2018): [http://www.toyota-global.com/innovation/environmental_
technology/technology_file/hybrid/hybridssystem.html](http://www.toyota-global.com/innovation/environmental_technology/technology_file/hybrid/hybridssystem.html).
- [16] M. Ahopelto, J. Backas, R. Ghabcheloo, K. Huhtala, Improved Energy Effi-
ciency and Controllability of Mobile Work Machines by Reduced Engine Rota-
tional Speed, Proceedings of the International Mechanical Engineering Congress
and Exposition, San Diego, California, USA, November 15–21, 2013, The
American Society of Mechanical Engineers ASME, New York, NY, pp. 1-8.
- [17] M. Ahopelto, K. Huhtala, Prediction of drive torque in hydraulic wheel loader,
Proceedings of the ASME/BATH 2014 Symposium on Fluid Power and Motion
Control, Bath, United Kingdom, September 10-12, 2014, The American Society
of Mechanical Engineers ASME, New York, NY, pp. 1-8.
- [18] C. Bennink John Deere 644K Hybrid Electrifies Loader Operation, AC Business
Media, internetsivu. Saatavissa (viitattu 4.6.2018):
[https://www.forconstructionpros.com/equipment/earthmoving/article/
10894788/john-deere-644k-hybrid-electrifies-wheel-loader-operation](https://www.forconstructionpros.com/equipment/earthmoving/article/10894788/john-deere-644k-hybrid-electrifies-wheel-loader-operation).

- [19] A. Boukehili, Y.T. Zhang, Q. Zhao, C.Q. Ni, H.F. Su, G.J. Huang, Hybrid vehicle power management modeling and refinement, *International Journal of Automotive Technology*, Vol. 13, Iss. 6, 2012, pp. 987-998.
- [20] K. Çağatay Bayindir, M.A. Gözükcük, A. Teke, A comprehensive overview of hybrid electric vehicle: Powertrain configurations, powertrain control techniques and electronic control units, *Energy Conversion and Management*, Vol. 52, Iss. 2, 2011, pp. 1305-1313.
- [21] T. Deppen O., A. Alleyne G., K. Stelson A., J. Meyer J., Optimal Energy Use in a Light Weight Hydraulic Hybrid Passenger Vehicle, *Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control.*, Vol. 134, Iss. 4, 2012, pp. 1-11.
- [22] K. Einola, Prestudy on Power Management of a Cut-To-Length Forest Harvester with a Hydraulic Hybrid System, *Proceedings of the 13th Scandinavian International Conference on Fluid Power*, Linköping, Sweden, June 3-5, 2013, Linköping University, Linköping, pp. 71-83.
- [23] K. Einola, A. Kivi, First Experimental Results of a Hydraulic Hybrid Concept System for a Cut-to-Length Forest Harvester, *Proceedings of the Fourteenth Scandinavian International Conference on Fluid Power*, Tampere, Finland, May 20-22, 2015, Tampere University of Technology, Tampere, pp. 1-13.
- [24] A. Ellman, R. Piché, A Modified Orifice Flow Formula for Numerical Simulation, in: S.S. Nair, R.S. Chandran (ed.), *Fluid Power Systems and Technology 1996*, Collected papers presented at the 1996 ASME International Mechanical Engineering Congress and Exposition November 17-22, 1996, Atlanta, Georgia, ASME Press, New York, USA, 1996, pp. 59-62.
- [25] Z. Filipi, Y.J. Kim, Hydraulic Hybrid Propulsion for Heavy Vehicles: Combining the Simulation and Engine-In-the-Loop Techniques to Maximize the Fuel Economy and Emission Benefits, *Oil & Gas Science and Technology -Revue d'IFP Energies nouvelles*, Vol. 65, Iss. 1, 2010, pp. 155-178.
- [26] Z. Filipi, H. Fathy, J. Hagen, A. Knafl, R. Ahlawat, J. Liu, D. Jung, D. Assanis, H. Peng, J. Stein, Engine-in-the-Loop Testing for Evaluating Hybrid Propulsion Concepts and Transient Emissions – HMMWV Case Study, *SAE Transactions*, Vol. 115, 2006, pp. 23-41.
- [27] S. Grammatico, A. Balluchi, E. Cosoli, A series-parallel hybrid electric powertrain for industrial vehicles, *Proceedings of the Vehicle Power and Propulsion Conference*, Lille, France, September 1-3, 2010, Institute of Electrical and Electronics Engineers, New York, NY, pp. 1-6.

- [28] M. Gruver Doyle Inside development of the Volvo CE LX1 as the hybrid-electric loader goes into field testing, Randall-Reilly, internetsivu. Saatavissa (viitattu 28.5.2018): <https://www.equipmentworld.com/inside-development-of-the-volvo-ce-lx1-as-the-hybrid-electric-loader-goes-into-field-testing/>.
- [29] G. Han, W. Zheng, Operating principles and experimental research on the hydraulic retarder of automatic transmission, Proceedings of the 2nd International Conference on Electronic and Mechanical Engineering and Information Technology, EMEIT 2012, Shenyang, China, September 7, 2012, Atlantis Press, Paris, France, pp. 175-179.
- [30] H.B. Hansen, P.W. Rasmussen, Modeling Hydraulic Accumulators for use in Wind Turbines, Proceedings of the 13th Scandinavian International Conference on Fluid Power, Linköping, Sweden, June 3-5, 2013, Linköping University, Linköping, pp. 327-334.
- [31] E. Heemskerk, M. Brand, K. Vogl, The future starts now – Electronification enables new hydraulic solutions, Mobile 2017 Perspectives and Dialogue: Next Level of Safety, Efficiency and Automation Conference for Mobile Applications, Augsburg, Germany, June 28-29, 2017, Bosch Rexroth AG, Elchingen, Germany, pp. 151-156.
- [32] R. Hippalgaonkar, M. Ivantysynova, A Series-Parallel Hydraulic Hybrid Mini-Excavator with Displacement Controlled Actuators, Proceedings of the 13th Scandinavian International Conference on Fluid Power, Linköping, Sweden, June 3-5, 2013, Linköping University, Linköping, pp. 31-42.
- [33] T.H. Ho, K.K. Ahn, Design and control of a closed-loop hydraulic energy-regenerative system, Automation in Construction, Vol. 22, 2012, pp. 444-458.
- [34] S. Hui, J. Ji-hai, W. Xin, Torque control strategy for a parallel hydraulic hybrid vehicle, Journal of Terramechanics, Vol. 46, Iss. 6, 2009, pp. 259-265.
- [35] S. Hui, J. Junqing, Research on the system configuration and energy control strategy for parallel hydraulic hybrid loader, Automation in Construction, Vol. 19, Iss. 2, 2010, pp. 213-220.
- [36] C. Hung, T. Vu, C. Chen, The Development of an Optimal Control Strategy for a Series Hydraulic Hybrid Vehicle, Applied Sciences, Vol. 6, Iss. 4, 2016, pp. 1-18.
- [37] C.C. Lee, Fuzzy Logic in Control Systems: Fuzzy Logic Controller-Part I, IEEE Transactions on Systems, Man, and Cybernetics, Vol. 20, Iss. 2, 1990, pp. 404-418.

- [38] C.Y. Liu, K.J. Jiang, Y. Zhang, Design and use of an eddy current retarder in an automobile, *International Journal of Automotive Technology*, Vol. 12, Iss. 4, 2011, pp. 611-616.
- [39] J. Liu, H. Peng, Modeling and Control of a Power-Split Hybrid Vehicle, *IEEE Transactions on Control Systems Technology*, Vol. 16, Iss. 6, 2008, pp. 1242-1251.
- [40] Logset, Logset 12H GTE Hybrid, Logset, 6 p. Saatavissa: https://www.logset.com/sites/default/files/product-pdf/LOGSET_12H%20GTE%20Hybrid_FI.pdf.
- [41] W. Ma, Y. Zhang, C. Liu, S. Wang, Prediction Method of the Fuel Consumption of Wheel Loaders in the V-Type Loading Cycle, *Mathematical Problems in Engineering*, Vol. 2015, 2015, pp. 1-12.
- [42] S. Miyashita, S. Zhang, K. Sanada, A study on a mathematical model of gas in accumulator using van der Waals equation, *Proceedings of the 15th Scandinavian International Conference on Fluid Power*, Linköping, Sweden, June 7-9, 2017, Linköping University, Linköping, pp. 237-242.
- [43] A. Rajagopalan, G. Rizzoni, Y. Guezennec, *Development of Fuzzy Logic and Neural Network Control and Advanced Emissions Modeling for Parallel Hybrid Vehicles*, 2001, 46 p.
- [44] K. Renz, K. Vogl, M. Brand, Hydraulic Energy Storage for Hydrostatic Travel Drives, *ATZoffhighway*, Vol. 3, Iss. 2, 2010, pp. 62-70.
- [45] F.R. Salmasi, Control Strategies for Hybrid Electric Vehicles: Evolution, Classification, Comparison, and Future Trends, *IEEE Transactions on Vehicular Technology*, Vol. 56, Iss. 5, 2007, pp. 2393-2404.
- [46] F.R. Salmasi, Control Strategies for Hybrid Electric Vehicles: Evolution, Classification, Comparison, and Future Trends, *IEEE Transactions on Vehicular Technology*, Vol. 56, Iss. 5, 2007, pp. 2393-2404.
- [47] M. Sprengel, M. Ivantysynova, Neural network based power management of hydraulic hybrid vehicles, *International Journal of Fluid Power*, Vol. 18, Iss. 2, 2017, pp. 79-91.
- [48] J. Taylor, W. Rampen, D. Abrahams, A. Latham, Demonstration of a Digital Displacement Hydraulic Hybrid Bus, *Artemis Intelligent Power*, Loanhead, 2015, 6 p. Saatavissa: <http://www.artemisip.com/wp-content/uploads/2016/03/2015-Taylor-et-al-Demo-of-DD-Hyd-Hybrid-Bus.pdf>.

- [49] J. Tervonen, Pyöräkuormaajan energiankulutuksen tutkiminen, Tampereen teknillinen yliopisto, Tampere, 2014, 105 p. Saatavissa: <http://URN.fi/URN:NBN:fi:tty-201406061284>.
- [50] J. Wang, Z. Yang, S. Liu, Q. Zhang, Y. Han, A comprehensive overview of hybrid construction machinery, *Advances in Mechanical Engineering*, Vol. 8, Iss. 3, 2016, pp. 1-15.
- [51] L. Wang, Stable Adaptive Fuzzy Control of Nonlinear Systems, *IEEE Transactions on Fuzzy Systems*, Vol. 1, Iss. 2, 1993, pp. 146-155.
- [52] P. Wang, L. Wei, W. Yuan, The study on Continuous braking of heavy vehicle, *Applied Mechanics and Materials*, Vol. 602-605, 2014, pp. 21-24.
- [53] Q. Xiao, Q. Wang, Y. Zhang, Control strategies of power system in hybrid hydraulic excavator, *Automation in Construction*, Vol. 17, Iss. 4, 2008, pp. 361-367.
- [54] Q. Xin, Engine brake performance in diesel engine system design, in: Q. Xin (ed.), *Diesel Engine System Design*, Woodhead Publishing, Cambridge, 2013, pp. 395-461.
- [55] L. Ye, D. Li, Y. Ma, B. Jiao, Design and Performance of a Water-cooled Permanent Magnet Retarder for Heavy Vehicles, *IEEE Transactions on Energy Conversion*, Vol. 26, Iss. 3, 2011, pp. 953-958.