

LAPPEENRANNAN TEKNILLINEN YLIOPISTO

Teknillinen tiedekunta

Sähkötekniikan koulutusohjelma

**HYBRIDIKÄYTÖN MITOITUS LIKKUVAN TYÖKONEEN
ENERGIAN TALTEENOTTOJÄRJESTELMÄKSI**

Työn tarkastajat: Professori Juha Pyrhönen, TkT Lasse Laurila

Työn ohjaajat: Professori Juha Pyrhönen, TkT Lasse Laurila

Lappeenranta, 10.11.2008

Paula Immonen

Tähkäkuja 10

55800 Imatra

p. 050 5110 396

TIIVISTELMÄ

Lappeenrannan teknillinen yliopisto

Teknillinen tiedekunta

Sähkötekniikan koulutusohjelma

Tekijä: Paula Immonen

Nimi: **Hybridikäytön mitoitus liikkuvan työkoneen energian
talteenottojärjestelmäksi**

Diplomityö

Vuosi: 2008

105 sivua, 61 kuvaa, 25 taulukkoa ja 1 liite.

Tarkastajat: Professori Juha Pyrhönen
TkT Lasse Laurila

Hakusanat: Sähköisen energian talteenotto, hybridikäyttö, hybridikäytön mitoitus

Työssä tarkastellaan sähköisiä energian talteenottomahdollisuuksia liikkuvissa työkoneissa. Työssä esitetään kolme erityyppistä liikkuvaan työkoneeseen soveltuvaa sähköisen energian talteenottojärjestelmää sekä mitoitetaan hybridikäyttö kahdelle erityyppiselle työkonesovellukselle kuormituskäyrien perusteella. Lisäksi työssä lasketaan hybridijärjestelmää käyttämällä saavutettava energiansäästö nykyiseen käyttöön verrattuna.

ABSTRACT

Lappeenranta University of Technology
Faculty of Technology Degree
Programme in Electrical Engineering

Author: Paula Immonen

Title: **Dimensioning of a hybrid drive for mobile work equipment for
energy recovery**

Master's thesis

Year: 2008

105 pages, 61 figures, 25 tables and 1 appendix

Examiners: Professor Juha Pyrhönen
D.Sc. Lasse Laurila

Keywords: electrical energy recovery, hybrid drive, dimensioning of hybrid drive

This Master's thesis presents three different electrical energy recovery systems for mobile work machine, such as forwarders and warehouse trucks. In this study, a hybrid drive is dimensioned for two kinds of applications on the basis of the load curve. In addition, energy saving achieved by using the hybrid system is calculated compared with the present drive.

ALKUSANAT

Tämä työ on tehty Lappeenrannan teknillisen yliopiston sähkötekniikan osastolla. Diplomityö on tehty osana TEKES:n Sähköinen energian talteenotto ja uudelleenkäyttö työkoneissa (ENTALT)-projektissa. Projektiin ovat osallistuneet Lappeenrannan teknillisen yliopiston sähkökäyttötekniikanlaboratorion lisäksi Tampereen teknillisen yliopiston tehoelektroniikan laitos ja FIMA (Forum for Intelligent Machines), johon kuuluu useita työkoneita valmistavia yrityksiä.

Kiitokset professori Juha Pyrhöselle ja TkT Lasse Laurilalle työhön liittyvistä neuvoista ja kommentteista. Kiitokset myös muille projektissa mukana olleille henkilöille, jotka ovat edesauttaneet työni valmistumista.

SISÄLLYSLUETTELO

ALKUSANAT

KÄYTETYT MERKINNÄT JA LYHENTEET	3
1 JOHDANTO	6
1.1 Liikkuvien työkoneiden käyttöympäristöt.....	6
1.1.1 Energiansäästömahdollisuudet	7
1.2 Hybridivoimansiirto	10
1.3 Hydraulijärjestelmät	13
1.3.1 Avoin hydraulijärjestelmä.....	14
1.3.2 Suljettu hydraulijärjestelmä	17
1.4 Hydraulikomponentit.....	19
1.4.1 Hydraulipumput.....	19
1.4.2 Hydraulimoottorit	25
1.4.3 Sylinterit.....	27
1.5 Työn tavoitteet ja saavutukset.....	30
2 ENERGIAN TALTEENOTTOJÄRJESTELMÄT.....	31
2.1 Suljettu hydraulijärjestelmä ajovoimansiirrossa ja puomiliikkeessä	31
2.1.1 Ajovoimansiirto.....	34
2.1.2 Puomiliike	35
2.2 Suljettu hydraulijärjestelmä ajovoimansiirrossa ja avoin hydraulijärjestelmä puomiliikkeessä.....	37
2.2.1 Puomiliike	38
2.3 Sähköinen ajovoimansiirto ja avoin hydraulijärjestelmä puomiliikkeessä	39
2.3.1 Ajovoimansiirto.....	41
2.3.2 Puomiliike	41
2.4 Sähkökäyttö	41
2.4.1 Sähkökone.....	42
2.4.2 Taajuusmuuttaja	44
2.5 Energiavarasto.....	46
2.5.1 Akut	46

2.5.2	Superkondensaattorit	47
2.5.3	Hybridienergiavarastot	49
3	HYBRIDIKÄYTÖN MITOITUS.....	50
3.1	Energiaa talteenottava järjestelmä.....	50
3.1.1	Hybridikäyttö	56
3.1.2	Kuorman jakaminen dieselmoottorin ja sähkökoneen välille	62
3.1.3	Jakovaihteeton energian talteenottojärjestelmä.....	69
3.1.4	Sähkökäytön mitoitus energian talteenottojärjestelmään	73
3.1.5	Energian talteenotto ilman hybridikäyttöä.....	78
3.2	Hybridikäyttö ilman kuormalta takaisin palautettavissa olevaa tehoa.....	82
3.2.1	Sähkökoneen mitoitus hybridijärjestelmään	94
4	JÄRJESTELMÄN EDUT	98
4.1	Primäärienergiensäästöt.....	98
4.2	Päästösäästöt	99
5	YHTEENVETO.....	101
	LÄHTEET	103
LIITE I	Hydrauliikan piirrosmerkit	

KÄYTETYT MERKINNÄT JA LYHENTEET

C	kapasitanssi
D_r	roottorin halkaisija
E	energia
E_p	potentiaalienergia
E_{PM}	vastasähkömotorinen voima
g	putoamiskiihtyvyys
H	lämpöarvo
h	korkeus
k	dieselmoottorin ominaiskulutus
L	pituus
L_d	tahti-induktanssi
l_d	suhteellinen tahti-induktanssi
l_r	roottorin pituus
N	lukumäärä
m	massa
n	pyörimisnopeus
P	teho
p	paine
q	tilavuusvirta
T	vääntömomentti
t	aika
U	jännite
V	tilavuus
V_k	kierrotilavuus

Kreikkalaiset kirjaimet

α	kulma
σ_{tan}	tangentiaalinen jännitys

η	hyötysuhde
η_D	dieselmoottorin hyötysuhde
$\eta_{D,tot}$	dieselmoottorin kokonaishyötysuhde
η_{vol}	volumetrinen hyötysuhde

Alaindeksit

anto	anto
D	diesel
cycle	sykli
elect	sähköinen
ev	energiavarasto
inv	invertteri
jv	jakovaihde
kuorma	kuorma
l	lataus
loss	häviöt
max	maksimi
mean	keskimääräinen
otto	otto
p	purku
r	roottori
recov	talteen saatava
save	säästetty
sk	sähkökone
tan	tangentiaalinen
teh	tehollinen
tot	kokonais-
util	suoraan hyödynnettävä
v	vaihe

Lyhenteet

CO	Hiilimonoksidi
DC	Tasasähkö
d	Magneettiakselin pitkittäinen suunta roottorikoordinaatistossa
Li-ion	Litium-ion
NiMH	Nikkeli-metallihydridi
NO _x	Typenoksidi
PMSM	Kestomagneettitahtikone
q	Magneettiakselin poikittainen suunta roottorikoordinaatistossa

1 JOHDANTO

Nykyisissä liikkuvissa työkoneissa dieselmoottoria käytetään mekaanisen energian tuottajana, joten vain alle 40 % polttoaineesta otettavasta energiasta pystytään hyödyntämään koneen työliikkeissä. Hydraulikkajärjestelmissä suuri osa energiasta kuluu häviöihin. Erityisen kiusallista on potentiaalienergian muuttuminen lämmöksi hydraulijärjestelmän venttiileissä. Nykyisin häviöiksi kuluvan ja lämmöksi muutettavan energian hyödyntäminen parantaisi koneiden hyötysuhdetta sekä polttoainetaloutta ja laskisi maksimitehontarvetta. Samalla työkoneista saataisiin päästöjen pienentyessä aiempaa ympäristöystävällisempiä. Lisäksi energian talteenotto pienentäisi myös työkoneiden hydraulijärjestelmien jäähtymisen tarvetta, kun energiaa ei enää muutettaisi lämmöksi. Nykyisissä työkoneissa energian talteenottoa käytetään kuitenkin vielä erittäin vähän. Aiemmin alalla tehdyt tutkimukset esimerkiksi paineakkujen tai mekaanisten energian talteenottojärjestelmien soveltamisesta eivät ole johtaneet menestyksellisiin lopputuloksiin. Sähkötekniikan hyödyntäminen tarjoaa kuitenkin uusia mahdollisuuksia energian talteenotolle. Hybridijärjestelmillä on saavutettavissa arviolta kymmenien prosenttien polttoainesäästöjä. /8/

Liikkuvia työkoneita käytetään hyvin erilaisissa ympäristöissä ja erilaisiin tarkoituksiin, koneissa käytetään kuitenkin samankaltaista tekniikkaa. Seuraavassa on tarkemmin esitelty erilaisia työkoneita ja niiden käyttöympäristöjä.

1.1 Liikkuvien työkoneiden käyttöympäristöt

Liikkuvia työkoneita käytetään erilaisissa ympäristöissä erilaisiin tarkoituksiin. Koneissa käytetään samankaltaista tekniikkaa ajovoimansiirron ja työhydrauliikan toteutukseen. Liikkuvien työkoneiden käyttöympäristöt riippuvat paljolti kyseessä olevasta koneesta. Liikkuvia työkoneita käytetään kaivoksissa, satamissa, metsissä sekä varastoissa. Käyttöympäristö asettaa erityyppisille työkoneille, kuten pyöräkuormaajille, konttilukeille, kuormatraktoreille sekä trukeille, ominaiset vaatimuksensa. Käyttöympäristö voi olla pölyinen, likainen tai kostea ja se voi sisältää eroosioivia aineita. Ympäristön lämpötila on myös keskeinen tekijä erityisesti jäähtymisen kannalta. Käyttöympäristö asettaa myös energian talteenottojärjestelmälle sekä

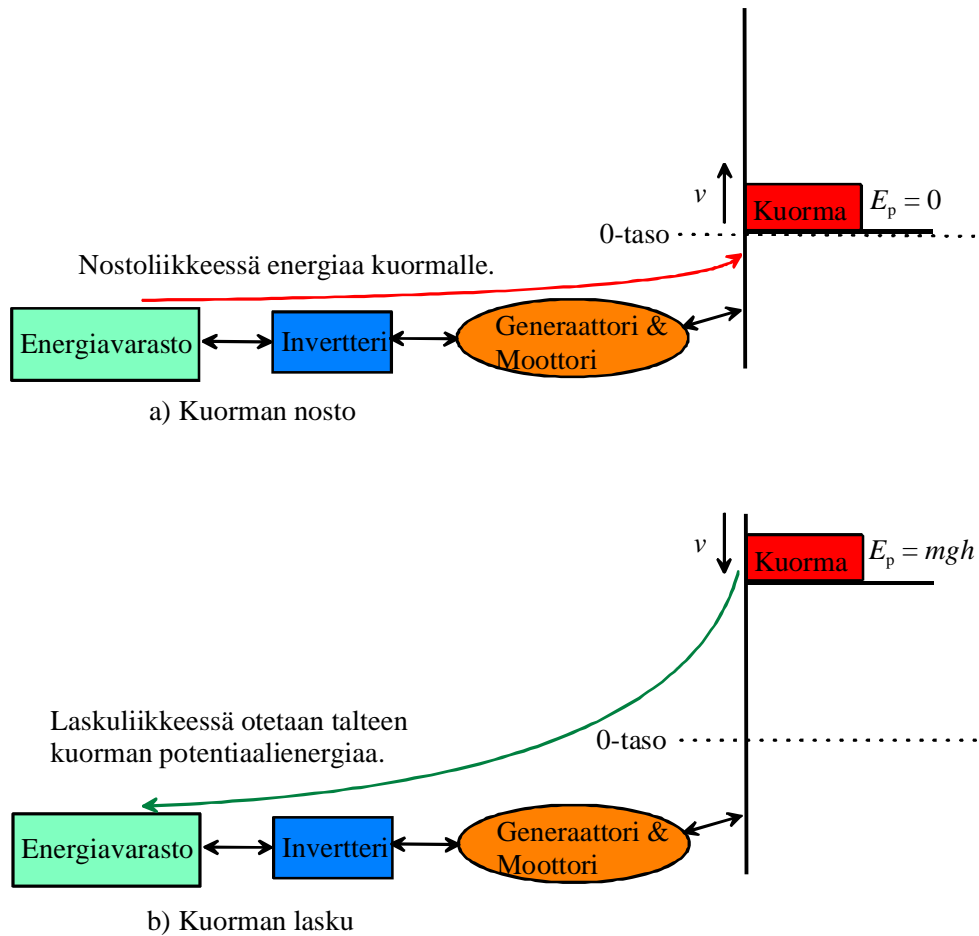
järjestelmässä käytettävälle sähkökäytölle omat vaatimuksensa. Sähkökoneelle on valittava kotelointiluokka käyttöympäristöstä riippuen ja koneen jäähdytystapa riippuu valittavasta kotelointiluokasta. Liikkuvien työkoneiden käyttöympäristön pölyisyydestä ja kosteudesta johtuen sähkökoneen tulee usein olla rakenteeltaan suljettu. Suljettu rakenne takaa suuren käyttövarmuuden erilaisissa käyttöolosuhteissa, mutta rajoittaa tiettyjen avointa rakennetta edellyttävien jäähdytysmenetelmien käyttöä. Käyttöympäristöllä on siis suuri merkitys sähkökoneen koteloinnin ja valittavan jäähdytysmenetelmän kannalta. /23/

1.1.1 Energiansäästömahdollisuudet

Työkoneissa energian talteenotto on mahdollista sekä ajovoimansiirrosta että erityyppisistä taakan laskuliikkeistä. Ajovoimansiirrosta energian talteenotto olisi mahdollista alamäkeen ajettaessa tai työkoneita jarrutettaessa. Nykyisin liike-energia muutetaan usein lämmöksi työkoneen erilaisissa jarrujärjestelmissä.

Taakan laskuliikkeessä taas voitaisiin ottaa talteen taakan potentiaalienergiaa. Työkoneissa esiintyy taakan nostoliikkeen lisäksi aina myös laskuliikettä, jonka aikana kuorman mekaaninen potentiaalienergia yleensä kuluu häviöiksi esimerkiksi muuttamalla lämmöksi hydrauliventtiilin ohjausreunassa tai sähkökäyttöisessä järjestelmässä taajuudenmuuttajan välipiiriin liitetyissä jarruvastuksissa. Kuvassa 1 on esitetty energian siirtymistä kuorman nosto- ja laskuliikkeen aikana energian talteenottojärjestelmällä varustetussa työkoneessa. Kuorman nostoliikkeen aikana energia siirtyy energiavarastosta kuormalle ja muuttuu kuorman potentiaalienergiaksi E_p kuorman noustessa (kuva 1 a). Kuorman ollessa ylhäällä sillä on tietty massasta m ja korkeudesta h riippuva potentiaalienergia (1), jota kuormaa laskettaessa otetaan talteen ja varastoidaan energiavarastoon (kuva 1 b). Energiavarastoon varastoitua talteen saatua energiaa voidaan hyödyntää kuormaa nostettaessa.

$$E_p = mgh \quad (1)$$



Kuva 1. Energian siirtyminen energian talteenottojärjestelmässä kuorman a) nosto- ja b) laskuliikkeen aikana.

Talteen otetun energian varastointi ja uudelleenkäyttö työkonen liikkeissä antavat mahdollisuuden säästää energiaa. Dieselmääräisessä työkonessa saavutetaan polttoainesäästöjä ja sähkökäyttöisessä työkonessa ulkopuolisen latausenergian säästöä. Dieselmääräisen työkonen polttoaineen kulutusta voidaan vähentää suorittamalla osa toiminnoista sähkökoneella (talteen otetusta energiasta). Dieselmääräisen työkonen kokoa voidaan myös pienentää, kun sähkökone energiavarastoinen vastaa osasta työtä.

Lisäksi energiaa voidaan säästää myös välillisesti työympäristössä, kun työkonen päästöjä ja jäähdytyksen tarvetta saadaan pienennetyksi. Esimerkiksi kaivoksissa, joissa dieselmääräiset lastaajat työskentelevät, ongelmana ovat korkea lämpötila sekä vaaralliset pakokaasut. Näin ollen kaivoksia joudutaan jäähdyttämään ja tuulettamaan, mikä aiheuttaa suuren osan kaivosten käyttökustannuksista. Pienentämällä työkonen

lämmöksi kuluvia häviöitä ja päästöjä saadaan pienennetyksi kaivoksen jäähtymisen ja tuuletuksen energiantarvetta.

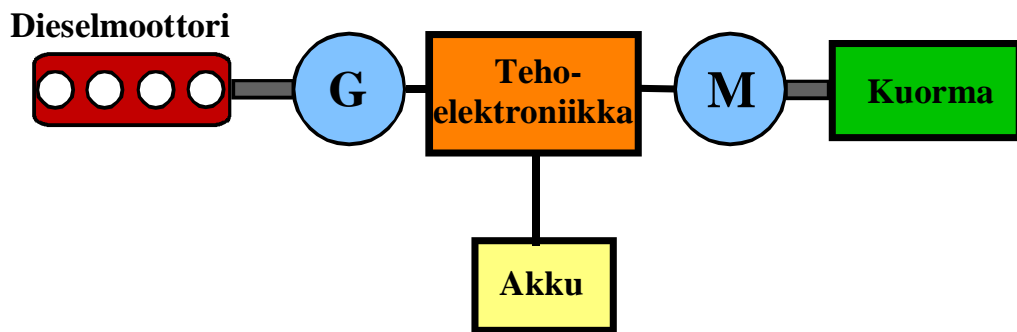
Liikkuvilla työkoneilla mekaaninen energia kehitetään yleensä dieselmototorin avulla ja ajovoimansiirron sekä toimilaitteiden käyttö hoidetaan usein hydraulikan välityksellä. Liikkuvilla työkoneilla ajovoimansiirto on usein toteutettu joko hydrostaattis-mekaanisesti tai sähköisenä ajovoimansiirtona. Ajovoimansiirron toteutus riippuu työkoneen käyttöympäristöstä. Esimerkiksi metsäkoneiden ajovoimansiirto toteutetaan hydrostaattis-mekaanisesti, kun taas varastoissa käytettävien trukkien ja satamissa käytettävien konttilukkioiden käyttöympäristö on tasainen, joten vääntötarve ei ole yhtä suuri kuin metsäkoneiden tapauksessa, ja ajovoimansiirto voidaan helposti toteuttaa myös sähköisesti.

Liikkuvilla työkoneilla voimanlähteenä toimii yleensä useimmiten dieselmototori, jonka polttoaineesta voidaan tuottaa mekaanista energiaa parhaimmillaan vain noin 40 % hyötysuhteella. Hyötysuhde kuitenkin vaihtelee suuresti mototorin käyntinopeuden ja vääntömomentin muuttuessa ja optimaalisen toiminnan alue on varsin kapea. Lisäksi riittävän huipputehon ja vääntömomentin saavuttamiseksi työkoneen dieselmototori on usein suuritehoinen verrattuna työkoneen keskimääräiseen tehon tarpeeseen. Tällöin normaalitehon tarpeessa dieselmototorin kapasiteetista käytetään hyödyksi vain hyvin pientä osaa, ja toiminta on epätaloudellista. Ratkaisuna kyseiseen ongelmaan olisi hybridijärjestelmä, jossa sähkömototori tuottaisi dieselmototorin keskimääräisestä tehontarpeesta poikkeavat tehon vaihtelut. Hybridivoimansiirron periaatteena onkin tuottaa polttomototorilla kuorman tarvitsema keskimääräinen teho sekä sähkömototorin ja energiavaraston avulla keskimääräisestä tehontarpeesta poikkeavat vaihtelut. Hybridivoimansiirtoon pohjautuva järjestelmä siis sopisi ainakin periaatteessa varsin hyvin liikkuvan työkoneen energiankäytön parantamiseen ja päästöjen vähentämiseen.

1.2 Hybridivoimansiirto

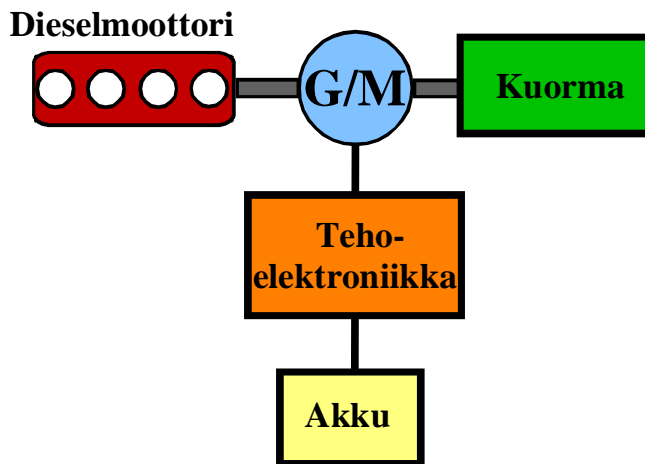
Hybridivoimansiirrolla tarkoitetaan järjestelmää, jonka väännön- tai voimanlähteenä on useampi erityyppinen moottori. Nykyään lähes kaikki merkittävimmät henkilöautovalmistajat kehittävät hybridiajoneuvoja, joissa on polttomoottorin lisäksi sähkömoottori. Hybriditekniikka on myös siirtymässä suurempiin ajoneuvoihin. Esimerkiksi Volvo on tuomassa tuotantoonsa hybridikuormurin vuonna 2009 ja VTT sekä Kabus Oy ovat kehittäneet dieselsähköistä rinnakkaishybridilinja-autoa. Liikkuvan työkonteen energian talteenottojärjestelmä voidaan toteuttaa esimerkiksi hybridivoimansiirtorakenteella, jossa voimanlähteenä on sekä diesel- että sähkömoottori. Hybridivoimansiirron rakenne voidaan toteuttaa kolmella eri tavalla, sarja-, rinnakkais- sekä jaetun tehon hybridivoimansiirtona. /13/, /20/

Sarjahybridi pohjautuu dieselsähköiseen voimansiirtoon, jossa polttomoottorilla pyöritetään generaattoria, jonka tuottama sähköinen energia syötetään sähkömoottorikäyttöille. Dieselmotori toimii siis ikäänkuin sähköä tuottavana voimalaitoksena. Sähkömoottorilla tuotetaan koko kuorman vaatima teho. Polttomoottorilla pyöritetään vain generaattoria, eikä sillä ole mekaanista yhteyttä kuormaan. Sarjahybridin etuna on, että polttomoottori voidaan tarvittaessa sammuttaa ja polttomoottorin toimintapiste vapaasti valita. Heikkoutena taas voidaan pitää monia energian muunnoksia ja siitä seuraavaa hyötysuhteen laskua. Lisäksi sarjahybridissä tarvitaan kaksi sähkökonetta ja sähkömoottorin on yksin kyettävä tuottamaan suuri hetkellinen teho ja vääntömomentti. Linja- ja henkilöautojen hybridikäytöt ovat parhaimmillaan kaupunkiajossa, nopeuksien ollessa pieniä, kun taas maantieajossa ajo on järkevää suorittaa vain polttomoottorilla. Tähän sarjahybridi ei puolestaan sovellu, koska polttomoottoria ei voida erikseen kytkeä voimansiirtoon. Samanlainen logiikka pätee myös työkonsovelluksiin, joissa pienillä tehontarpeilla hybridikäyttö on edullinen, kun taas dieselmotorin toimiessa optimaalisella tehoalueella hybridikäytöstä saatava hyöty pienenee. Sarjahybridin periaatteellinen rakenne on esitetty kuvassa 2. /2/, /16/



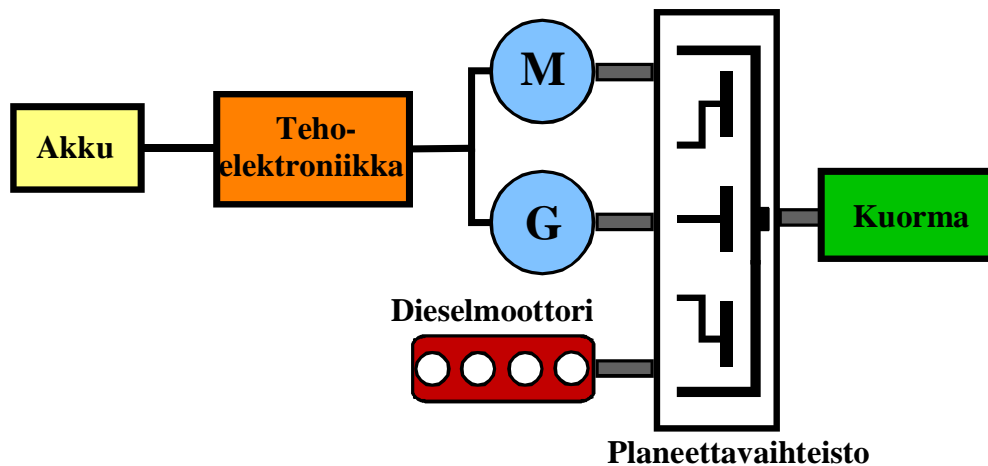
Kuva 2. Sarjahybridin periaatteellinen rakenne.

Rinnakkaishybridissä dieselmoottori on kytketty mekaanisesti kuormalle, ja se tuottaa tehoa kuormalle sähkömoottorin kanssa rinnan. Vääntömomentti kuormalle voidaan ottaa samanaikaisesti sekä poltto- että sähkömoottorista. Vaihtoehtoisesti sähkö- tai polttomoottori voi tuottaa myös itsenäisesti kaiken kuorman vaatiman vääntömomentin. Jarrutuksessa sähkömoottori toimii generaattorina ja regeneroi energiaa energiavarastoon. Sarjahybridiin verrattuna rinnakkaishybridin etuna on se, että tarvitaan vain yksi sähkökone. Järjestelmällä saavutetaan yleensä sarjahybrididiä suurempi hyötysuhde, lisäksi rinnakkaishybridissä sähkökoneen ei tarvitse yksin kyetä tuottamaan kuorman tarvitsemaa huipputehoa, sillä sähkö- ja polttomoottoria voidaan käyttää rinnakkain. Näin vältetään tietyissä tilanteissa sarjahybridille ominaiselta energian muuntamiselta muodosta toiseen, joka heikentää hyötysuhdetta. Rinnakkaishybridin huonona puolena voidaan pitää sitä, että polttomoottorin toimintapistettä ei pystytä valitsemaan yhtä vapaasti kuin sarjahybridin tapauksessa, mutta taitavalla järjestelmän ohjauksella on saavutettavissa hyvä energiatalous. Kuvassa 3 on esitetty rinnakkaishybridin periaatteellinen rakenne. /2/, /16/



Kuva 3. Rinnakkaishybridin periaatteellinen rakenne.

Jaetun tehon hybridissä voidaan yhdistää planeettavaihteiston avulla sarja- ja rinnakkaishybridien hyviä ominaisuuksia, mutta tällöin mekaanisesta järjestelmästä tulee monimutkainen. Tällaista tekniikkaa on kuitenkin sovellettu mm. joissain hybridihenkilöautoissa viime aikoina. Polttomoottoria voidaan käyttää optimaalisella vääntömomentilla ja se voi välittää voimaa kuormalle sekä pyörittää generaattoria, joka tuottaa sähköistä energiaa sähkömoottorille. Kuvassa 4 on esitetty jaetun tehon hybridin periaatteellinen rakenne. /2/, /16/



Kuva 4. Jaetun tehon hybridin periaatteellinen kaavio.

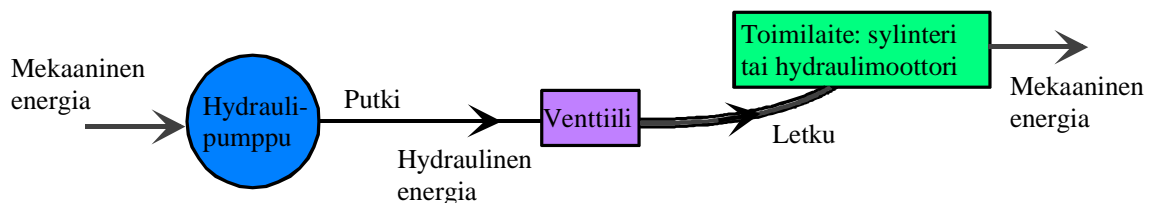
Hybridivoimansiirtorakenne voidaan toteuttaa myös kevythybridinä, jossa sähkömoottori on kytketty rinnakkaishybridin tapaan polttomoottorin rinnalle, mutta mitoitettu selvästi polttomoottorin tehoa pienemmäksi. Yleisimmässä

kevythybridirakenteessa käynnistingeneraattori on asennettu vauhtipyörän tilalle. Sähköisestä voimatuesta moottorille vastaa käynnistingeneraattori kampiakselin päässä. Kevythybridissä keskeistä on se, kuinka voimansiirto pystyy pitämään polttomoottorin jatkuvasti taloudellisella, sopivasti kuormitetulla alueella. /25/

Yhteenvedona todettakoon, että toteuttamalla dieselmoottorin sisältävän liikkuvan työkonen voimansiirto hybridivoimansiirtona voidaan työkonen dieselmoottorin mitoitusta pienentää ja hyötysuhdetta parantaa. Tällöin dieselmoottori voisi toimia suurimman osan ajasta lähellä optimaalista toiminnan aluetta eikä työkonen dieselmoottoria tarvitsisi mitoittaa huipputehon mukaan

1.3 Hydraulijärjestelmät

Hydraulijärjestelmä muodostaa energian siirtoketjun, jossa mekaaninen energia muunnetaan hydraulipumpun avulla hydrauliseksi ja siirretään letkuja ja putkia pitkin venttiilien kautta toimilaitteelle, jossa energia muunnetaan takaisin mekaaniseksi energiaksi. Kuvassa 5 on esitetty periaatteellinen kaavio energiansiirrosta hydraulijärjestelmässä.



Kuva 5. Energian siirtyminen hydraulijärjestelmässä.

Hydraulijärjestelmien edut muihin energian siirtotapoihin ovat suunnittelun vapaus, sillä energiaa voidaan siirtää tuottokohteesta käyttökohteelle letkuja ja putkia pitkin sopivinta reittiä, sekä komponenttien suuri voima- tai vääntötiheys, jonka vuoksi laitteistot saadaan pieniksi ja keveiksi. Hydraulinen energian- ja tehonsiirto voidaan toteuttaa joko hydrostaattisesti tai hydrodynaamisesti. Hydrostaattisessa tehonsiirrossa siirrettävä energia sidotaan paine- eli potentiaalienergiaksi ja hydrodynaamisessa tehonsiirrossa nesteen liike-energiaksi. Liikkuvissa työkoneissa käytetään yleensä hydrostaattista tehonsiirtoa, joten hydraulijärjestelmien kuvauksessa keskitytään

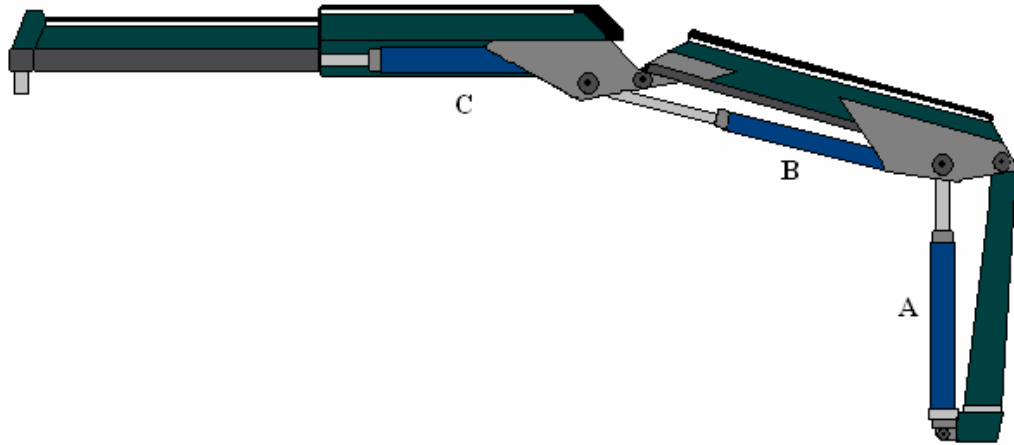
ainoastaan hydrostaattisen tehonsiirron kuvaukseen. Hydraulijärjestelmät ovat erityisen käyttökelpoisia sovelluksissa, joissa tarvitaan suurta vääntöä ja voimaa. Siksi niitä käytetäänkin yleisesti liikkuvissa työkoneissa, eikä niille tällä hetkellä ole olemassa varsinaisia kilpailijoita. Esimerkiksi sähkömagnetismin avulla tuotettavat sähkömekaaniset jännitykset edustavat vain pientä murto-osaa hydrauliiikan tuottamien paineiden suuruudesta. Hydrostaattiset tehonsiirtojärjestelmät voidaan jakaa rakenteensa perusteella avoimiin ja suljettuihin järjestelmiin. /11 s.11/, /14 s.5/

1.3.1 Avoin hydraulijärjestelmä

Avoimelle hydraulijärjestelmälle on tyypillistä suuri, avoin öljysäiliö, josta öljy imetään ja johon se toimilaitteelta palaa. Avoimen järjestelmän pumppu on yleensä yksisuuntainen eli pumpun kehittämä tilavuusvirta on vain yhteen suuntaan. Toimilaitteen liikesuuntia ei tällöin voida ohjata pumpulla, vaan siihen käytetään venttiileitä. Tällaista järjestelmää kutsutaankin venttiiliohjatuksi. Avoimessa järjestelmässä öljy jäähtyy suuressa öljysäiliössä, joten järjestelmän jäähdytyksestä ei tarvitse erikseen huolehtia. Avoimia järjestelmiä käytetään yleisimmin sylinterikäytöissä, mutta moottorikäytöt ovat myös mahdollisia. /11 s.13/

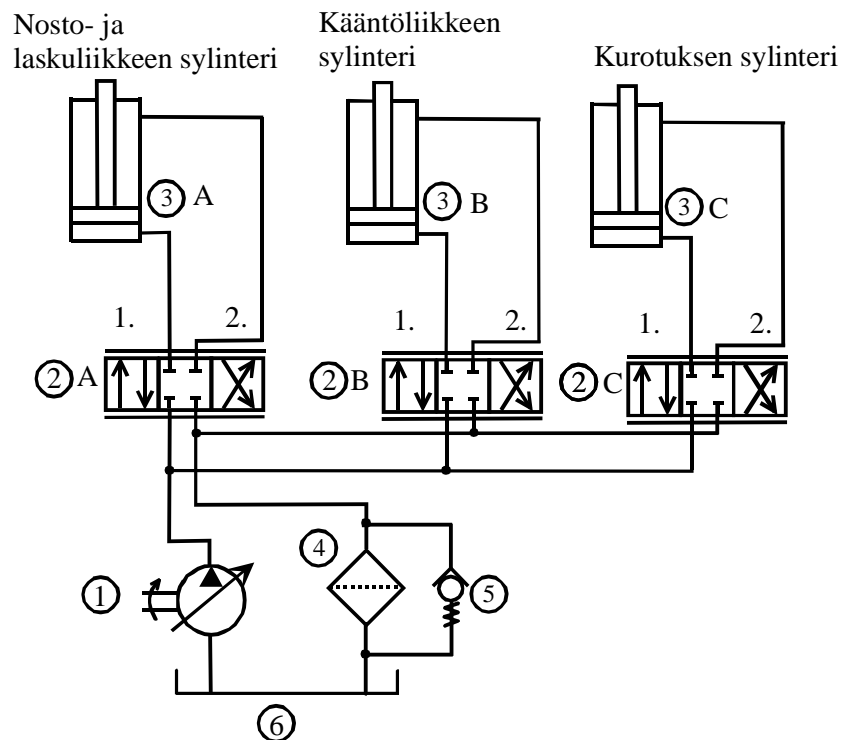
Työkoneissa työhydrauliikka on usein toteutettu avointa hydraulipiiriä käyttäen. Työhydrauliikalle hydraulipumppuja on normaalisti yksi, mutta joissain tapauksissa pumppuja voi olla useitakin. Hydraulipiirin pumppua pyöritetään joko diesel- tai sähkömoottorilla työkoneesta riippuen. Säätilavuuspumppua pyöritetään yleensä dieselmoottorilla, jonka pyörimisnopeus pyritään pitämään vakiona dieselmoottorin omalla sisäisellä säätöpiirillä kuormituksesta riippumatta. Vakiotilavuuspumppua taas pyöritetään yleensä sähkömoottorilla, jonka pyörimisnopeutta muuttamalla muutetaan pumpulta saatava tilavuusvirta. Yhtä säätilavuuspumppua kohden on tyypillisesti useita venttiiliohjattuja toimintoja, kuten esimerkiksi kuormaimen nosto- ja laskuliike, kääntö ja kurotus. Tällaisessa tapauksessa pumpun paine optimoidaan pääliikkeelle, jolloin toissijaisten liikkeiden ohjaus voi toimia varsin heikolla hyötysuhteella. Puomiliikkeessä sylinterin nostoliike hoidetaan ohjaamalla öljy hydraulipumpulta sylinterille ja laskuliikkeen aikana sylinteristä öljysäiliöön palaava tilavuusvirta

kuristetaan venttiilin ohjausreunassa, jolloin puomin potentiaalienergia muuttuu järjestelmässä lämpöenergiaksi. Kuvassa 6 on esimerkki työkoneen puomista.



Kuva 6. Esimerkki kolmisylinterisestä työkoneen puomista.

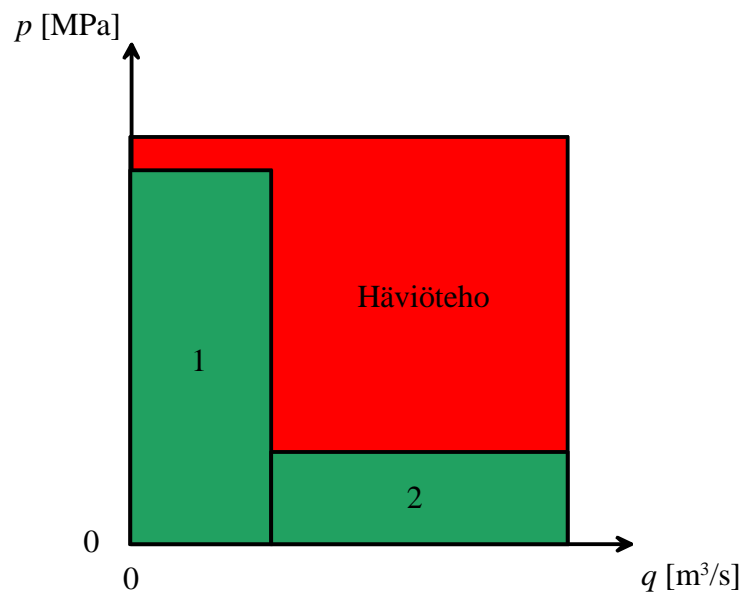
Kuvan 6 puomissa on kolme erillistä hydraulisylinteriä, joilla ohjataan puomin eri toimintoja. Sylinterillä A hoidetaan puomin nosto- ja laskuliikettä, sylinterillä B puomin vertikaalista kääntöliikettä ja sylinterillä C puomin kurotusta. Kuvassa 7 on esitetty hydraulikaavio työkoneen työhydrauliikkajärjestelmän periaatteellisesta toteutuksesta, jolla puomia käytetään.



Kuva 7. Esimerkki työkoneneen avoimesta työhydraulipiiristä. Työhydraulikka sisältää kolme sylinteriä.

Kuvan 7 hydraulipiirissä hydraulipumpulta (1) ohjataan tilavuusvirta halutulle toimilaitteen sylinterille (3) venttiilien (2) avulla. Jos esimerkiksi puomi halutaan nostaa, venttiili A on asennossa 1 ja muut venttiilit ovat keskiasennossa. Venttiilin voi kuvitella luistiksi, joka asennossa 1 siirretään oikealle niin, että sylinterin öljyputket kytkeytyvät pumpulta tulevaan linjaan ja säiliölle palaavaan linjaan. Vastaavasti asennossa 2 luisti siirretään vasempaan, jolloin tapahtuu vastaava kytkentä kuin edellä, mutta nyt männän ”alapuolella” oleva öljy pääsee virtaamaan takaisin säiliöön ja ”yläpuolelle” imetään säiliöstä korvaavaa öljyä. Keskimmaisessä luistin asennossa sylinterin öljykanavat on tukittu, eikä sen mäntä pääse liikkumaan. Sylinteriltä öljy palaa takaisin öljysäiliöön (6) suodattimen (4) kautta. Suodattimen rinnalla on vastaventtiili (5), josta öljy pääsee virtaamaan öljysäiliöön suodattimen tukkeutuessa. Toimilaitteiden yhtäaikaiset toiminnot ovat myös mahdollisia, mutta vähän painetta vaativat toiminnot edellyttävät öljynpaineen häviöllistä kuristamista.

Kuvan 7 kaltaisessa järjestelmässä, jossa yksi pumppu tuottaa tehon useille toimilaitteille voivat häviöt kasvaa suuriksi, etenkin, jos käytetään kahta toimintoa yhtä aikaa. Tapauksessa, jossa toinen toimilaite tarvitsee suuren paineen ja toinen suuren tilavuusvirran ja pienen paineen häviöt ovat suurimmillaan. Yksi pumppu pystyy tuottamaan vain yhden tilavuusvirran ja paineen kerrallaan. Pumpun tilavuusvirran tuotto voidaan täsmätä vastaamaan järjestelmän tarvetta, mutta paineen täytyy vastata suurinta tarvetta. Tällöin pienempää painetta vaativissa toiminnoissa häviöt ovat suuret, koska ylimääräinen paine-ero täytyy muuttua toiminnoissa lämmöksi, sillä muuten liikkeet olisivat toivottua nopeampia. Kuvassa 8 on esitetty hyöty- ja häviöteho tilanteessa, jossa yksi pumppu tuottaa paineen ja tilavuusvirran kahdelle yhtäaikaiselle toiminnolle.



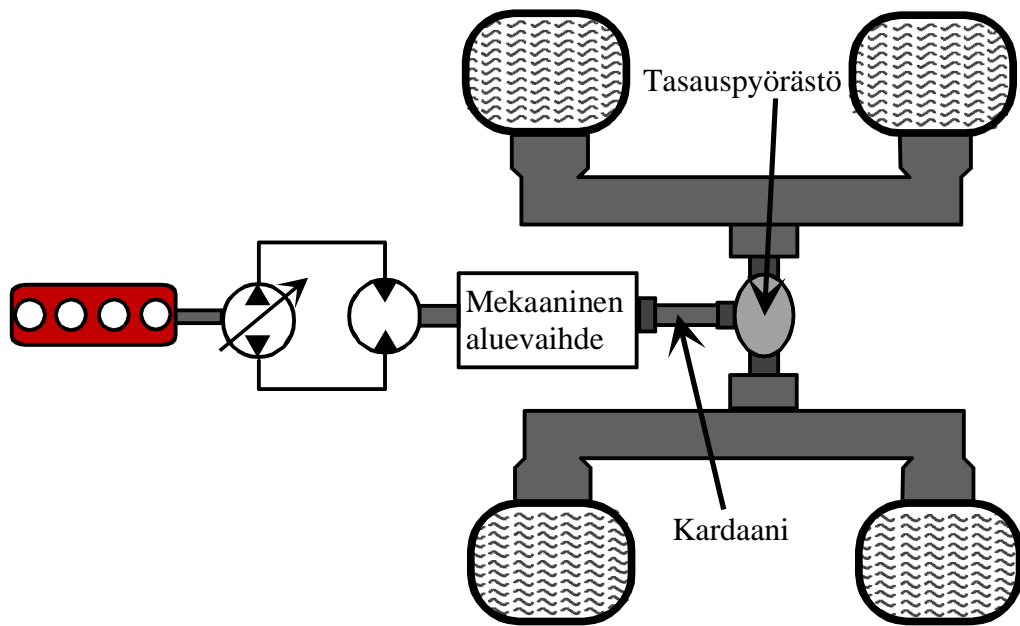
Kuva 8. Hyöty- ja häviötehot tapauksessa, jossa yksi pumppu tuottaa tehon kahdelle yhtäaikaiselle toiminnolle. Toiminto 1 vaatii suuren paineen ja toiminto 2 toimii pienellä paineella, mutta sen tilavuusvirta on suuri.

1.3.2 Suljettu hydraulijärjestelmä

Suljetuissa hydraulijärjestelmissä ei ole suurta öljysäiliötä, vaan toimilaitteelta palaava öljy ohjataan takaisin pumpun imupuolelle. Järjestelmän pumppuna on usein kaksisuuntainen säätötilavuuspumppu, jolloin tilavuusvirran suunnalla voidaan ohjata

toimilaitteen liikesuuntia sekä pumpun kierrostilavuudella toimilaitteen liikenopeutta. Tällaista järjestelmää kutsutaankin pumppuohjatuksi. Öljyn tilavuus suljetuissa järjestelmissä on pieni, joten öljyn jäähtytyksestä on huolehdittava erikseen. Jäähdytystä ja järjestelmän vuotojen kompensointia varten tarvitaan pieni syöttöpumppu ja säiliö. Suljetulla järjestelmällä käytettävän toimilaitteen on oltava symmetrinen, sillä pumpulta lähtevän tilavuusvirran on tultava samansuuruisena takaisin imupuolelle, jotta pumppu saa täyttönsä. Suljettua hydraulijärjestelmää sovelletaan usein moottorikäytöissä. /11 s.14/

Liikkuvilla työkoneilla, joissa ajovoimansiirto on toteutettu hydrostaattis-mekaanisesti, käytetään normaalisti suljettua hydraulijärjestelmää, sillä tällöin saavutetaan parempi energiataloudellisuus kuin avointa hydraulijärjestelmää käytettäessä. Dieselmoottori pyörittää ajovoimansiirron hydraulipiirin säätötilavuuksista hydraulipumppua, jonka aikaansaama tilavuusvirta ohjataan ajovoimansiirron hydraulimoottorille. Ajovoimansiirron hydraulipiiri sisältää yleensä yhden hydraulipumpun ja yhden hydraulimoottorin. Hydraulimoottoria voi seurata esimerkiksi mekaaninen aluevaihte, jolla on esimerkiksi kaksi ajonopeusaluetta, kardaani, tasauspyörästö ja alennusvaihteet, jolla veto jaetaan työkoneen pyörille. Ajovoimansiirron jarrutusliike hoidetaan hydraulipumpun jakolevyn kulmaa säätämällä. Kuvassa 9 on esitetty työkoneen ajovoimansiirron periaatteellinen toteutus. Kyseistä ajovoimansiirtojärjestelmää voidaan käyttää esimerkiksi kuormatraktoreissa.



Kuva 9. Periaatekuva liikkuvan työkonteen ajovoimansiirron toteutuksesta.

1.4 Hydraulikomponentit

Hydraulisessa tehonsiirrossa tärkeimmät komponentit ovat pumput, moottorit ja sylinterit. Olennaisia komponentteja hydraulisessa tehonsiirtojärjestelmässä ovat myös venttiilit sekä letkut ja putket. Venttiilien avulla ohjataan tehonsiirtokomponenttien toimintaa, säädellään paineen ja tilavuusvirran suuruutta sekä ohjataan tilavuusvirran suuntaa. Letkujen ja putkien avulla taas hoidetaan öljyn kuljetus pumpun ja toimilaitteen välillä. Seuraavassa esitellään tarkemmin hydraulipumppujen ja -moottoreiden ominaisuuksia ja toimintaperiaatetta sekä sylinterien rakennetta.

1.4.1 Hydraulipumput

Hydraulipumpulla muunnetaan pumpun tehonlähteenä toimivan sähkö- tai polttomoottorin pyörivä mekaaninen energia hydrauliseksi energiaksi. Hydraulipumput jaetaan rakenteensa perusteella hammaspyörä-, ruuvi-, siipi- ja mäntäpumppuihin. Erilaisilla pumpun rakenteilla saadaan aikaan erilaisia ominaisuuksia hyötysuhteessa, käyttöpainessa ja säädettävyydessä. Käyttökohteelle asetetut vaatimukset määräävät useimmiten valittavan pumpputyypin. Liikkuvissa työkonneissa käytetään tyypillisesti aksiaalimäntäpumppuja, mutta joissain yksinkertaisissa toiminnoissa voidaan käyttää myös hammaspyöräpumppuja. /11 s.92/

Rakenteen mukaisen jaon lisäksi pumput jaetaan niistä saatavan virtauksen perusteella yksi- ja kaksisuuntaisiin pumppuihin. Yksisuuntaista pumppua voidaan käyttää vain yhteen suuntaan ja tällöin pumpusta saadaan virtaus vain yhteen suuntaan. Yksisuuntaisia pumppuja käytetään tyypillisesti avoimissa hydraulijärjestelmissä, joissa toimilaitteen liikesuuntia ohjataan venttiilein. Kaksisuuntainen pumppu taas mahdollistaa virtauksen molempiin suuntiin. Virtauksen suunta voidaan kääntää joko pumpun käyttöakselin pyörimissuuntaa muuttamalla tai pumpun sisäisen mekanismin avulla. Kaksisuuntaisia pumppuja käytetään tyypillisesti suljetuissa järjestelmissä. /11 s.92/

Lisäksi pumput jaetaan vakio- ja säätötilavuuspumppuihin. Vakiotilavuuspumppu antaa tietyllä pyörimisnopeudella vakiona pysyvän tilavuusvirran. Säätötilavuuspumpulla taas voidaan muuttaa tilavuusvirtaa pyörimisnopeudesta riippumatta. Pumpputyypeistä ainoastaan siipi- ja mäntäpumput voivat olla säätötilavuuspumppuja. /11 s.92/

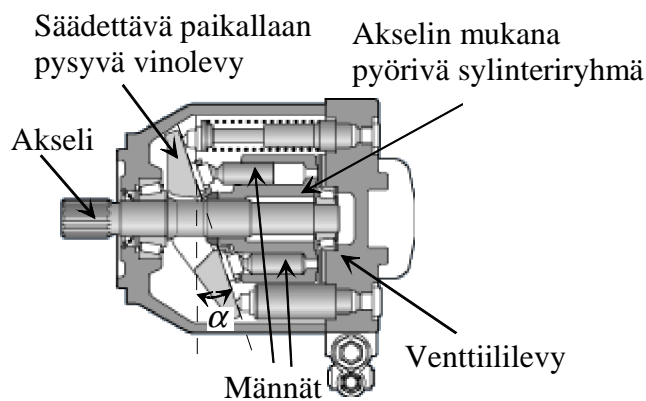
Hydraulipumppujen toimintaperiaate ja ominaisuuksia

Hydraulipumput ovat toimintaperiaatteeltaan hydrostaattisia eli ne toimivat syrjäytysperiaatteella, jolla tarkoitetaan pumpun kammioden koon jaksottaista vaihtelua. Kammion tilavuuden kasvaessa, imujakson aikana paine kammiossa pienenee, jolloin imukanavasta virtaa öljyä kammioon. Kammion tilavuuden pienentyessä painejakson aikana, paine kammiossa kasvaa ja öljy virtaa ulos pumpun paineliitännästä. Hydraulipumput toimivat siis järjestelmän tilavuusvirran kehittäjinä eli ne siirtävät öljyn imuliitännästä paineliitännään. Järjestelmään syntyy paine vasta, kun pumpun tuottaman virtauksen etenemistä vastustetaan. Seuraavassa on esitetty tarkemmin mäntä- ja hammaspyöräpumppujen ominaisuuksia sekä niiden toimintaperiaatetta. /9/, /11 s.93/

Mäntäpumput voivat olla joko vakio- tai säätötilavuuspumppuja ja ne voidaan luokitella mäntien sijoittelujen perusteella aksiaalimäntä-, radiaalimäntä- ja rivimäntäpumppuihin. Mäntäpumpuissa öljy siirretään pumpun imupuolelta painepuolelle männän edestakaisen liikkeen avulla. Tilavuusvirran ohjaukseen tarvitaan joko venttiiliohjaus tai mekaaninen pakko-ohjaus jakolevyä käyttäen. Liikkuivissa työkoneissa käytetään

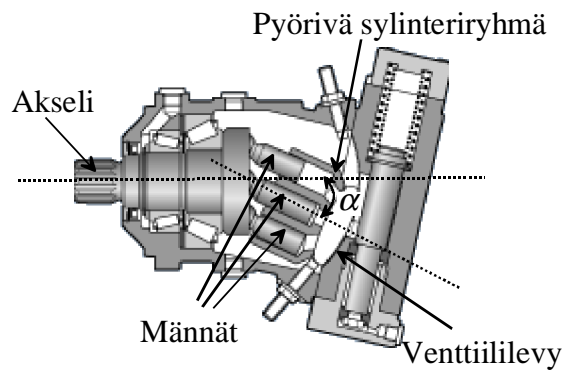
mäntäpumpuista pääasiassa suoraroottori- eli vinolevypumppuja tai kulmaroottori- eli vinoakselipumppuja. /11 s.112/

Aksiaalipumppeihin kuuluvassa suoraroottoripumpussa sylinteriryhmä pyörii käyttöakselin mukana mäntiä liikuttavan vinolevyn pysyessä paikallaan. Sylinteriryhmä pyörii vinolevyä vasten, johon männät ovat jatkuvassa kosketuksessa. Sylinteriryhmän pyöriessä vinolevy saa aikaan mäntien edestakaisen liikkeen. Vinolevypumppu on säätötilavuuksinen ja sen kierrostilavuutta voidaan säätää vinolevyn ja käyttöakselin välistä kulmaa muuttamalla. Kuvassa 10 on esitetty periaatekuva vinolevynpumpusta. Vinolevypumpun suurimmat käyttöpainet ovat noin 20 – 35 MPa ja pyörimisnopeus 1500 – 3000 min⁻¹. /11 s.118/



Kuva 10. Vinolevypumpun periaatekuva. (Bosch Rexroth). Pumpua säädetään kulmalla α . Kulman ollessa nolla, ei saada tuottoa. Tuotto kasvaa sitä mukaa kun kulma poikkeaa nolasta.

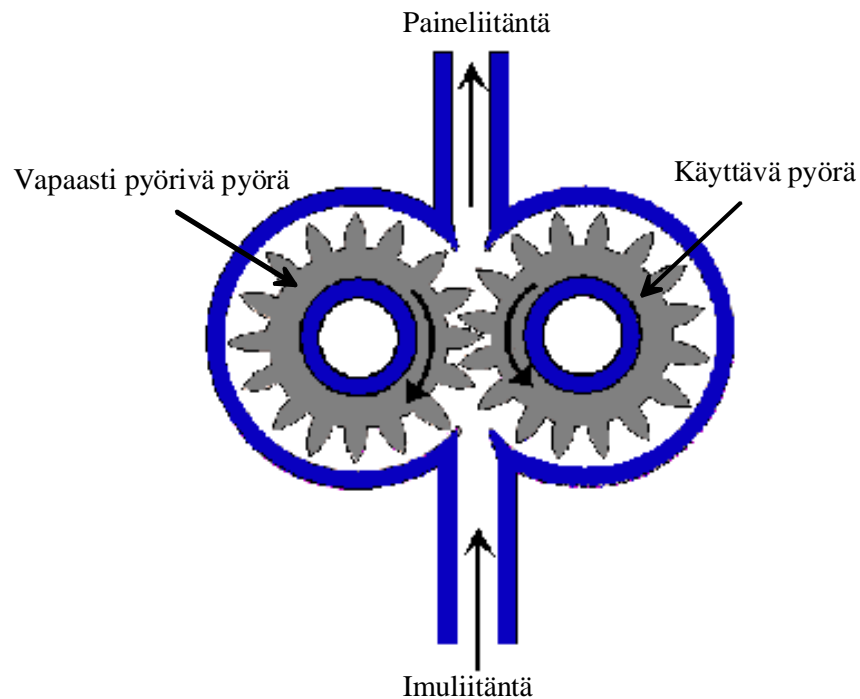
Vinoakselipumpussa männät taas sijaitsevat pyörivässä sylinteriryhmässä, joka on kallistettu käyttöakseliin nähden tiettyyn kulmaan. Käyttöakselin ja sylinteriryhmän välinen kulma saa aikaan mäntien liikkeen pumppua pyöritettäessä. Kuvassa 11 on periaatteellinen kuva vinoakselipumpusta. Vinoakselipumpun suurimmat sallitut käyttöpainet ovat noin 16 – 35 MPa ja pyörimisnopeusalue vaihtelee 800 – 8000 min⁻¹ välillä. /11 s.119/



Kuva 11. Vinoakselipumppu periaatekuva. (Bosch Rexroth)

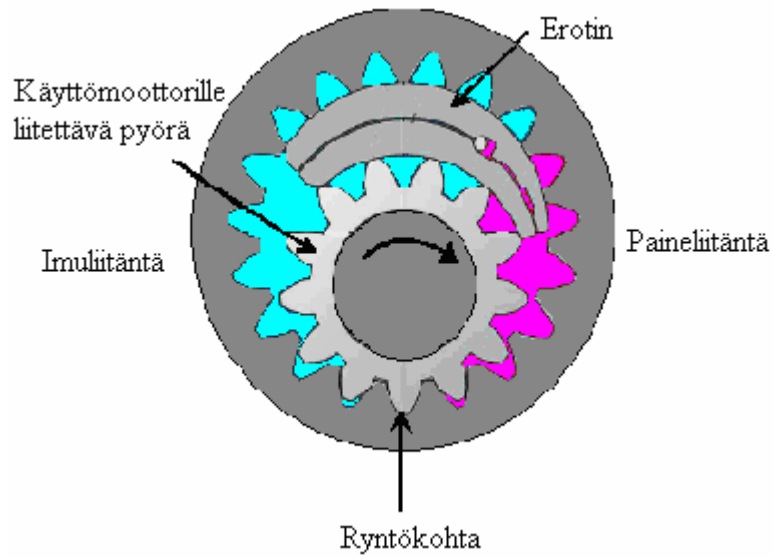
Hammaspyöräpumput ovat vakioilavuuspumppuja. Hammaspyöräpumput voidaan jaotella hammaspyörien keskinäisen sijainnin perusteella ulkoryntöisiksi ja sisäryntöisiksi hammaspyöräpummuiksi ja hammaspyörien lukumäärän perusteella kaksi- ja monipyöräisiksi pummuiksi. Liikkuvissa työkoneissa käytetään yleensä ulkoryntöisiä kaksipyöräisiä pumppuja tai sisäryntöisiä pumppuja. /11 s.100/

Kuvassa 12 on esitetty kaksipyöräinen ulkoryntöinen hammaspyöräpumppu. Hammaspyörästä toinen on käyttävä pyörä, joka kytketään käyttömootorin akselille ja toinen on vapaasti pyörivä pyörä. Vastakkaisiin suuntiin pyörivät hammaspyörät siirtävät öljyä imuliitännästä paineliitännään pumpun seinämän ja hammasvälien muodostamassa kammiossa. Ulkoryntöisen hammaspyöräpumpun suurin sallittu paine on tyypillisesti 14 – 21 MPa ja pyörimisnopeus alue on noin 500 – 5000 min⁻¹. Hammaspyöräpumput ovat edullisia ja siksi niitä käytetäänkin työkoneen yksinkertaisissa sovelluksissa. /11 s.102/, /14 s.14/



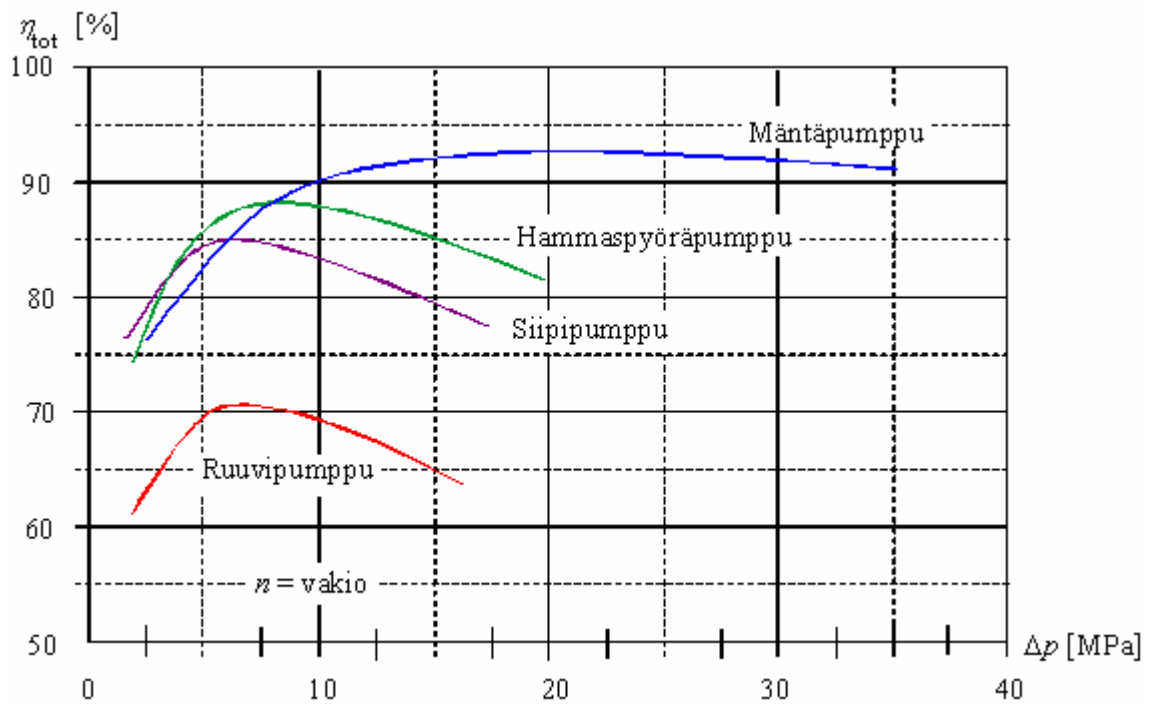
Kuva 12. Ulkoryntöinen hammaspyöräpumppu.

Erottimella varustetun sisäryntöisen hammaspyöräpumpun toiminta on hyvin samankaltaista ulkoryntöisen hammaspyöräpumpun kanssa. Sisempänä oleva ulkopuolelta hammastettu pyörä kytetään käyttömoottorille ja ulompi sisäpuolelta hammastettupyörä pyörii samaan suuntaan sisemmän pyörän kanssa. Hammaspyörät eroavat toisistaan ryntökohdan jälkeen, jolloin hammasvälien tilavuus kasvaa aiheuttaen imuvaikutuksen ja hammasvälit täyttyvät imuliitännästä tulevalle öljyllä. Neste siirtyy sisä- ja ulkopyörän hammasväleissä painekammioon erottimen toimiessa tiivistävänä kappaleena. Hammaspyörien lähestyessä toisiaan hammasvälien tilavuus pienenee, jolloin öljy siirtyy paineliitäntään. Sisäryntöisen hammaspyöräpumpun normaalipyörimisnopeus alue on $500 - 4000 \text{ min}^{-1}$ ja suurimmat paineet noin $10 - 14 \text{ MPa}$. Sisäryntöisen hammaspyöräpumpun tuottama tilavuusvirta on hieman tasaisempaa kuin ulkoryntöisen pumpun, johtuen hammasvälien tilavuuden tasaisemmasta muutoksesta ryntökohdassa. Kuvassa 13 on esitetty sisäryntöinen hammaspyöräpumppu. /11 s.102/



Kuva 13. Sisäryntöinen hammaspyöräpumppu.

Pumppujen kokonaishyötysuhteet vaihtelevat käytettävästä paineesta riippuen. Erityyppisillä pumpuilla hyötysuhde vaihtelee eri tavalla paineen funktiona. Esimerkiksi mäntäpumpuilla hyötysuhde on hyvä suurillakin paineilla. Mäntäpumppuja käytetäänkin tyypillisesti työkonneissa, joissa hydraulipiirin paine-ero on suuri. Kuvassa 14 on esitetty eri pumpputyypin kokonaishyötysuhteen riippuvuus paine-erosta.



Kuva 14. Eri pumpputyypin kokonaishyötysuhteen riippuvuus paine-erosta. /11 s.98/

1.4.2 Hydraulimoottorit

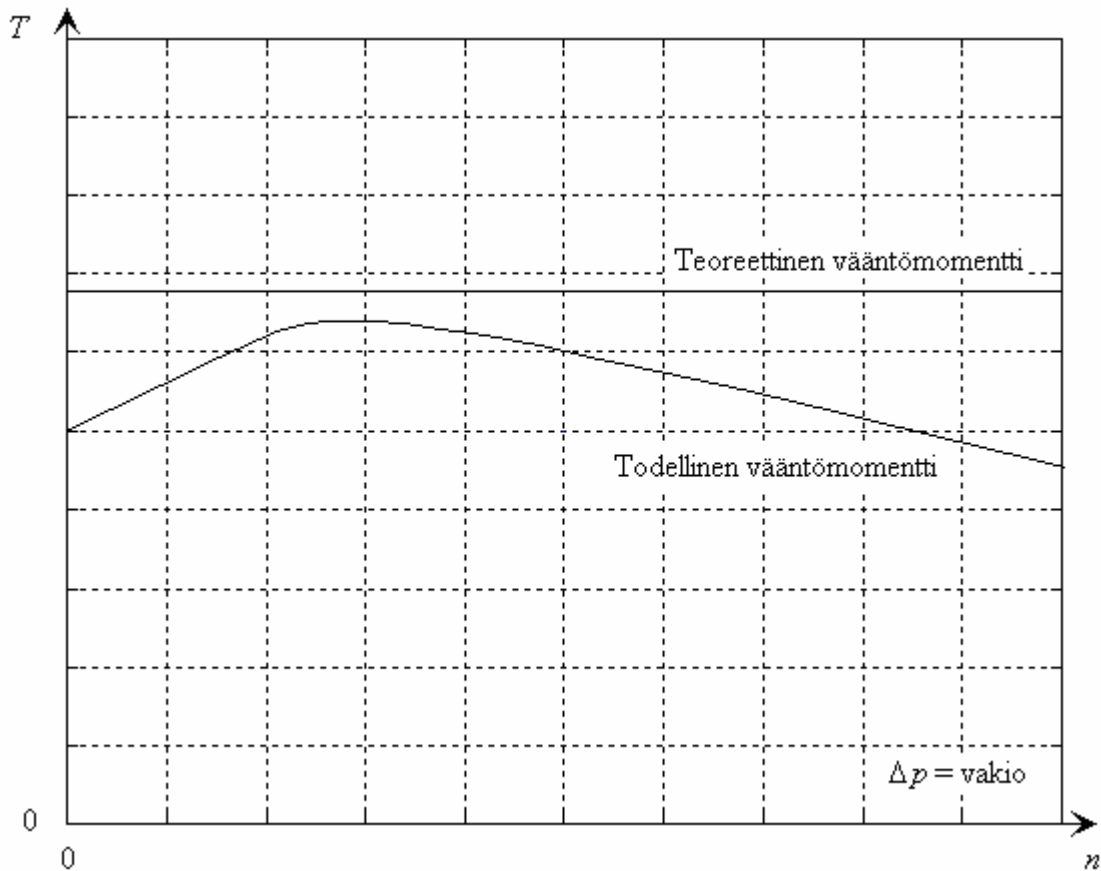
Hydraulimoottorit ovat periaatteessa hydraulipumppujen vastakohta. Hydraulimoottorit muuttavat pumppujen tuottaman hydraulisen energian takaisin pyöriväksi mekaaniseksi energiaksi, vääntömomentiksi ja pyörimisliikkeeksi. Rakenteeltaan hydraulimoottorit muistuttavat hydraulipumppuja. Hydraulimoottorit voivatkin toimia pumppuina ja pumput moottoreina. Koneet ovat siis resiprookkisia. /14 s.20/

Hydraulimoottorit jaetaan hydraulipumppujen tapaan rakenteensa puolesta hammaspyörä-, siipi- ja mäntämoottoreihin. Lisäksi myös moottorit jaetaan vakio- ja säätötilavuusmoottoreihin. Moottorit voidaan jakaa myös pyörimissuunnan perusteella yksi- ja kaksisuuntaisiin moottoreihin. Yksisuuntaisissa moottoreissa liitännät ovat kiinteitä ja moottori pyörii vain yhteen suuntaan. Kaksisuuntaisissa moottoreissa pyörimissuunnan vaihto toteutetaan kääntämällä liitäntöihin tulevan virtauksen suunta. /11 s.121/

Hydraulimoottoreiden ominaisuuksia ja toimintaperiaate

Hydraulimoottoreille on ominaista, että niistä saadaan suuria vääntöjä ja tehoja kokoonsa nähden. Hydraulimoottorit sopivatkin vaativiin olosuhteisiin, sillä hydraulijärjestelmä on tiivis ja moottorissa syntyvä lämpö siirtyy väliaineen mukana.

Hydraulimoottorilta saatava vääntömomentti pyörimisnopeuden funktiona on kuvan 15 mukainen. Teoreettinen vääntömomentti pyörimisnopeuden funktiona on vakio, mutta todellisuudessa vääntömomentti on kuitenkin hieman pienempi pienillä pyörimisnopeuksilla, samoin pyörimisnopeuden kasvaessa vääntömomentti pienenee, johtuen virtausvastuksista sekä kitkavoimista.

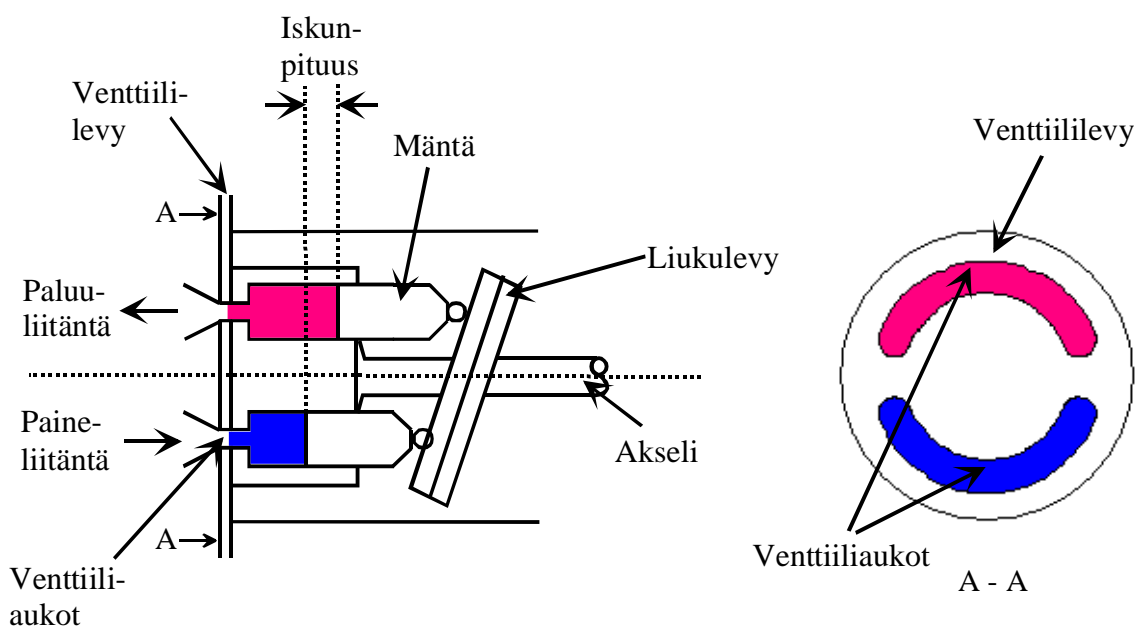


Kuva 15. Hydraulimoottorin teoreettinen ja todellinen vääntömomentti pyörimisnopeuden n funktiona. /11 s.127/

Hydraulimoottorit toimivat pumppujen tapaan syrjäytymisperiaatteella, mutta toiminta on käänteinen. Moottoriin tuotava paineenalainen öljy ohjataan kammioon, joissa paine aiheuttaa syrjäytyselimiin kohdistuessaan voiman ja tämä voima saa aikaan moottoria pyörittävän vääntömomentin. Seuraavassa on tarkemmin selvitetty liikkuvissa työkonneissa käytettävien aksiaalimäntämoottoreiden toimintaperiaatetta. /11 s.122/

Aksiaalimäntämoottoreissa paineen vaikutuksesta liikkuvat männät pyörittävät akselilla olevaa vinolevyä. Paine- ja paluujaksojen jako moottorin eri sylintereille tapahtuu tavallisesti akselin mukana pyörivän liukulevyn avulla. Staattoriaksiaalimoottorissa sylinteriryhmä on kiinteä ja pyörimisliike syntyy vinolevylle. Suoraroottori- ja kulmaroottorityyppisissä moottoreissa taas sylinteriryhmä on pyörivä ja vääntömomentti välitetään sylinteriryhmästä akselille. Liukulevy voi olla myös säädettävä, jolloin moottorin pyörimisnopeutta ja samalla vääntömomenttia voidaan

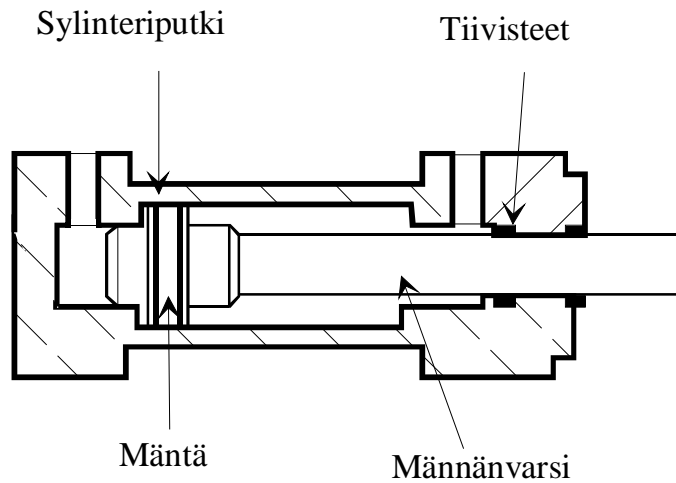
säätää muuttamalla liukulevyn kulmaa. Säädettävälavuuksisen moottorin kierrostilavuutta voidaan säätää portaattomasti maksimi- ja minimiliukulevy kulman välillä. Liukulevykulman ollessa maksimissaan, moottorilla on suuri vääntömomentti ja pieni kierrosnopeus ja vastaavasti liukulevykulman ollessa pieni, moottorilla on pieni vääntömomentti, mutta suuri pyörimisnopeus. Nollakulmalla nopeus on teoriassa ääretön, mutta vääntö vastaavasti nolla. Kuvassa 16 on esitetty yksinkertaistettuna säädettävälavuuksisen vinolevyymoottorin rakennetta. /9/, /18 s.69/



Kuva 16. Säädettävälavuuksisen vinolevyaksaalimäntämoottorin rakenne.

1.4.3 Sylinterit

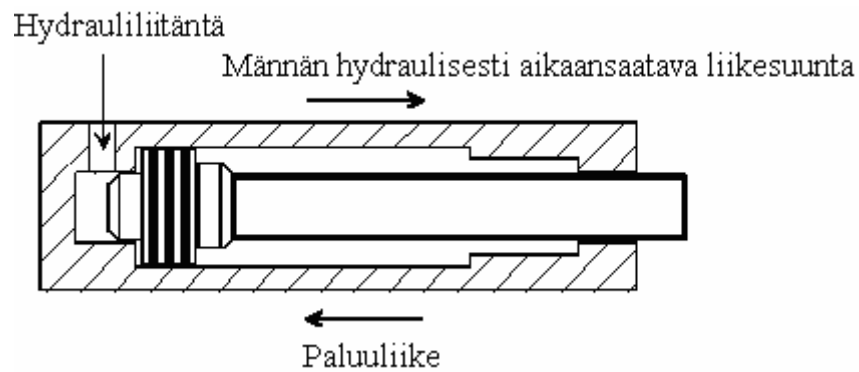
Hydraulpumppujen tuottama energia voidaan moottoreiden lisäksi muuttaa mekaaniseksi energiaksi myös sylintereiden avulla. Sylintereiden avulla tuotettava liike on suoraviivaista lineaariliikettä. Kuvassa 17 on esitetty yksinkertaistettuna sylinterin perusrakenne. Sylinterin pääosat ovat sylinteriputki, mäntä, männänvarsi sekä tiivisteet. Toimintaperusteensa mukaan sylinterit jaetaan yksitoimisiin ja kaksitoimisiin sylintereihin. /11 s.141/, /17 s.141/



Kuva 17. Kaksitoimisen hydraulisyylinterin perusrakenne. Tämä sylinteri soveltuu avoimeen hydraulipiiriin, koska varren syrjäyttämää tilavuutta ei ole kompensoitu toisella puolella.

Yksitoimiset sylinterit

Yksitoimista sylinteriä voidaan käyttää hydraulisesti vain yhteen suuntaan, paluuliike aikaansaadaan joko ulkoisen kuorman tai jousivoiman avulla. Sylinterillä on siis vain yksi työsuunta ja samalla vain yksi hydrauliliitântä. Kuvassa 18 on esitetty yksitoimisen sylinterin rakenne. Yksitoimiset sylinterit ovat rajoitettujen käyttömahdollisuuksiensa takia melko harvinaisia. /11 s.141/



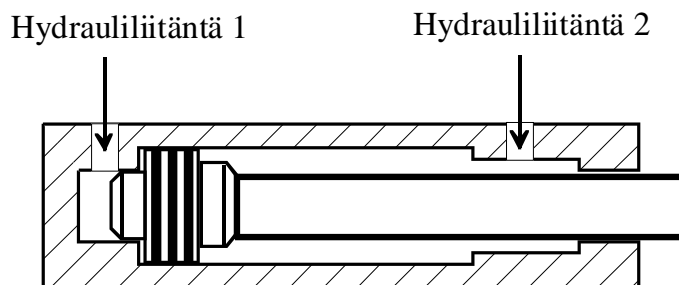
Kuva 18. Yksitoimisen sylinterin yksinkertaistettu rakennekuva. Kuvaan on merkitty männän liikesuunta pumpun painaessa öljyä sylinteriin. Paluuliike on saatava aikaiseksi ulkoisen voiman avulla.

Kaksitoimiset sylinterit

Kaksitoimista sylinteriä voidaan käyttää hydraulisesti molempiin suuntiin. Sylinterillä on siis kaksi työsuuntaa ja kaksi hydrauliliitântää. Näin paine voidaan tuoda joko

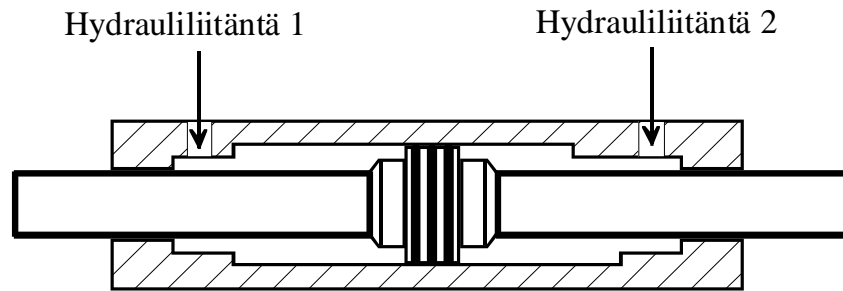
männän ala- tai yläpuolelle. Kaksitoimiset sylinterit jaotellaan yksi- ja kaksipuolisella männänvarrella varustettuihin sylintereihin sekä teleskooppisylintereihin. Kuvassa 19 on esitetty yksipuolisella männänvarrella varustetun kaksitoimisen sylinterin rakennekuva ja kuvassa 20 kaksipuolisella männänvarrella varustetun kaksitoimisen sylinterin rakennekuva.

Yksipuolisella männän varrella varustetussa sylinterissä kammioden pinta-alat ovat eri suuret. Tästä seuraa, että voimat ja nopeuden erisuuntaisilla liikkeillä ovat erisuuret, vaikka käytettäisiinkin samaa syöttöpainetta ja tilavuusvirtaa. Yksipuolisella männänvarrella varustetut sylinterit ovat epäsymmetrisiä, joten ne eivät sovellu käytettäviksi suljetuissa järjestelmissä, sillä samansuuruisen tilavuusvirran, joka suljetun järjestelmän pumpulta lähtee, täytyy myös tulla takaisin pumpun imupuolelle, jotta pumppu saa täyttönsä. Tietyllä konstruktiolla yksipuolisella männän varrella varustettu sylinteri voidaan kuitenkin toteuttaa symmetrisenä. Yksipuolisia kaksitoimisia sylintereitä käytetään paljon liikkuvissa työkoneissa. /11 s.143/



Kuva 19. Yksipuolisella männänvarrella varustetun kaksitoimisen sylinterin yksinkertaistettu rakennekuva. Huomaa, että sylinterin voima eri suuntiin on erisuuruinen samalla paineella toimittaessa.

Kaksipuoleisella männänvarrella varustetuissa sylintereissä männän pinta-alat ovat yhtä suuret männän eri puolilla. Tällöin myös voimat ja nopeudet ovat yhtä suuria molempiin liikesuuntiin, käytettäessä samaa painetta ja tilavuusvirtaa. Kaksipuoleisella männänvarrella varustetut sylinterit ovat symmetrisiä toimilaitteita, joten ne soveltuvat käytettäväksi myös suljetuissa järjestelmissä. /17 s.144/



Kuva 20. Kaksipuolisella männänvarrella varustetun kaksitoimisen sylinterin yksinkertaistettu rakennekuva. Rakenne soveltuu suljettuihin hydraulijärjestelmiin.

1.5 Työn tavoitteet ja saavutukset

Työn tavoitteena on kuvata erityyppisiin liikkuviin työkonisiin soveltuva energian talteenottojärjestelmä, jonka avulla työkonien primaarienergian käyttöä saadaan pienennetyksi ottamalla energiaa talteen työkonien toimintojen hukkaan menevästä energiasta ja käyttämällä sitä uudelleen työkonien liikkeissä. Energian talteenottojärjestelmän tulisi soveltua ahtaisiin työkonisiin sekä sen tulisi kestää työkonien käyttöympäristön sille asettamat vaatimukset.

Järjestelmä tulisi mitoittaa sovelluskohtaisesti siten, että järjestelmää käyttämällä saavutettava energiansäästö saataisiin mahdollisimman suureksi. Työssä pyritään esimerkkimitoitusten perusteella etsimään mitoitusperiaatetta, jonka avulla saavutettava energiansäästö saataisiin optimoiduksi.

Energian talteenottojärjestelmällä varustetulla työkonella olisi saavutettavissa parempi energiantaloudellisuus sekä pienemmät häviöt nykyisiin työkonisiin verrattuna. Sähkökonetta käyttämällä työkonien dynamiikkaa voitaisiin saada entistä paremmaksi sekä päästöjen pienentyessä työkonien ympäristövaikutukset pienenisivät.

2 ENERGIAN TALTEENOTTOJÄRJESTELMÄT

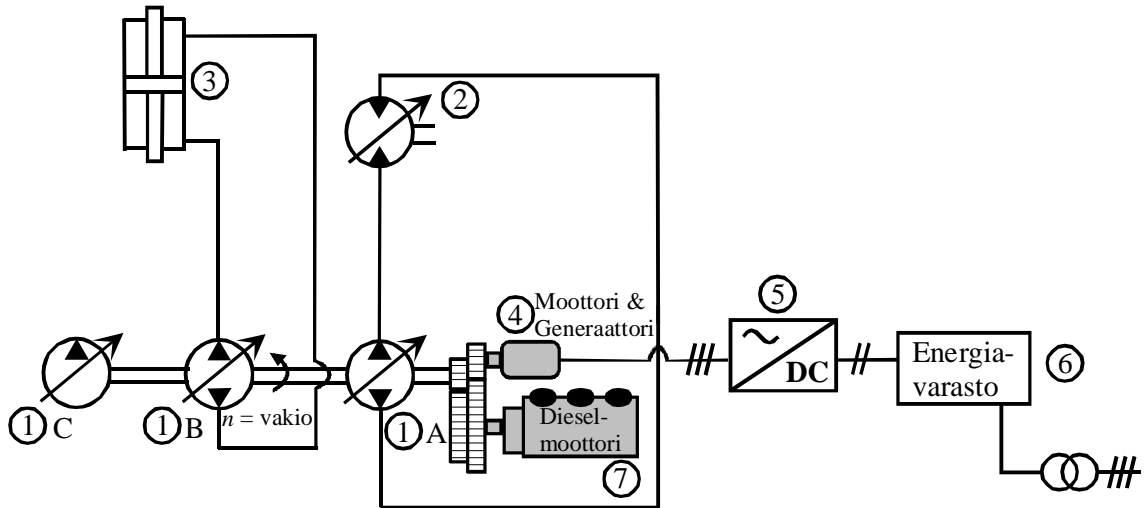
Eri tavalla toteutettujen työkoneiden ajovoimansiirto ja puomiliike vaativat erilaiset energian talteenottojärjestelmät. Tässä luvussa on esitetty energian talteenottojärjestelmät kolmelle erilaiselle ajovoimansiirron ja puomiliikkeen yhdistelmälle. Energian talteenottojärjestelmän toteutus riippuu kyseessä olevasta työkonesovelluksesta. Yhteistä useille sovelluksille on kuitenkin tilanahtaus. Energian talteenottojärjestelmä tulisi saada mahdollisimman pieneen tilaan, sillä työkoneet ovat usein jo valmiiksi ahtaita, eikä talteenottojärjestelmälle ole ylen määrin tilaa. Paino ei kaikissa sovelluksissa niinkään ole ongelma, jos sen avulla saadaan lasketuksi työkoneen painopistettä alemmas. Esimerkiksi varastotrukeista saataisiin koneen painopisteen laskiessa aikaisempaa stabiilimpia. Metsätyökoneilla paino ei sen sijaan ole toivottava ominaisuus, sillä etenkin Suomessa metsävarojen lisäkäyttö ja kunnan talvien puuttuminen ovat aiheuttaneet sen, että puuta on saatava metsistä myös silloin, kun maa ei ole roudassa. Tällöin maapohja on pehmeää ja perinteisen metsätyökoneen jäljet painuvat syvään ja metsään tulee painavan koneen myötä enemmän korjuuvauriota. /24/

2.1 Suljettu hydraulijärjestelmä ajovoimansiirrossa ja puomiliikkeessä

Kuvassa 21 on esitetty periaatteellinen kaavio suljetulla hydraulijärjestelmällä toteutetun ajovoimansiirron ja puomiliikkeen energian talteenottoon. Toiminto, josta energiaa otetaan talteen toteutetaan omalla hydraulipiirillä, sillä muuten järjestelmä vaatisi monimutkaisen venttiilirakenteen tai erillisen hydraulimoottorin ja sähkökoneen energian talteenottoon. Lisäksi toiminnon oma pumppupiiri jo sinällään parantaa kyseisen toiminnon hydraulijärjestelmän hyötysuhdetta, koska yhdenaikaisia eri painetasoja vaativia toimintoja ei käytetä.

Järjestelmässä on siis kolme erillistä hydraulipumppua: oma pumppu ajovoimansiirrolle, oma pumppu nostotoiminnolle, josta energiaa otetaan talteen sekä oma pumppu muille työhydrauliikan toiminnoille. Hydraulipumput (1) A, B ja C

pyörivät aina, vaikka öljyä ei tarvittaisikaan toiminnossa. Tällöin pumpun vinolevy säädetään nollakulmalle, jolloin pumpulta ei lähde tilavuusvirtaa.



Kuva 21. Jakovaihteellisen energian talteenottojärjestelmän periaatteellinen kaavio suljetulla hydraulijärjestelmällä toteutettuun ajovoimansiirtoon ja puomiliikkeeseen.

Järjestelmän osat:

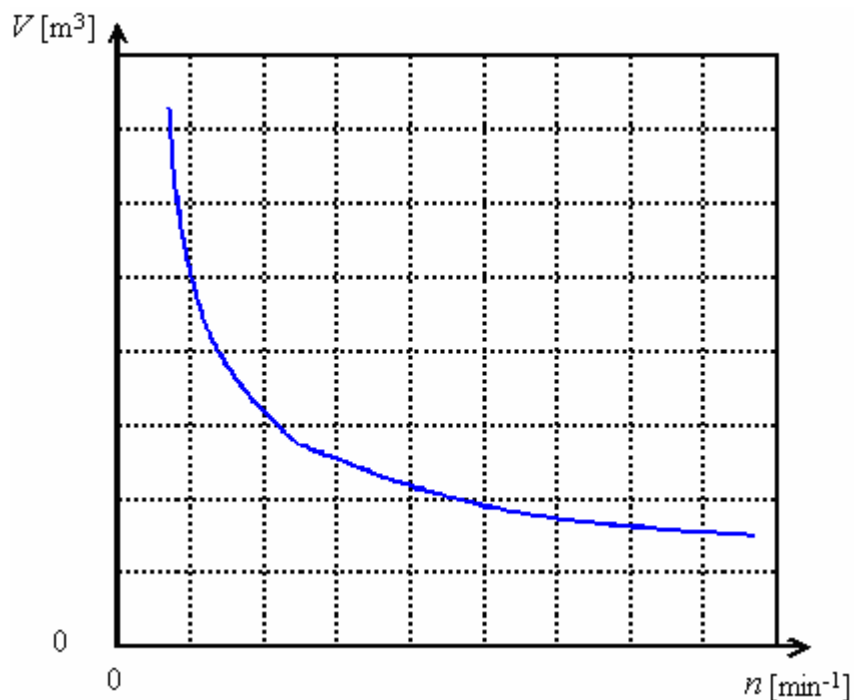
1. Säättötilavuusaksiaalimäntäpumppu,
 - A. Ajovoimansiirron pumppu, toimii myös moottorina (suljettu hydraulipiiri)
 - B. Puomin nostoliikkeen pumppu, toimii myös moottorina (suljettu hydraulipiiri)
 - C. Muiden puomitoimintojen pumppu (avoin hydraulipiiri)
2. Ajovoimansiirron aksiaalimäntämoottori, toimii myös pumppuna
3. Toimilaitteen sylinteri
4. Dieselmoottorin rinnalla käyvä sähkökone (moottori-generaattori)
5. Taajuusmuuttaja
6. Energiavarasto
7. Dieselmoottori

Järjestelmä on rakenteeltaan rinnakkaishybridi. Dieselmoottorilla (7) pyöritetään ylennysvaihteen välityksellä säättötilavuuspumppuja (1) ja sähkökonetta (4) tietyllä teho-, vääntö- ja pyörimisnopeusalueelle. Dieselmoottorin rinnalla on sähkökone, joka

huolehtii järjestelmän suuremmista kuormituksen vaihteluista. Dieselmoottorin ja sähkökoneen keskinäistä toimintaa on tarkemmin esitetty kappaleessa 3 Hybridikäytön mitoitus.

Dieselmoottorin ja sähkökoneen välillä käytetään ylennysvaihdetta. Ylennysvaihdetta käytetään, jotta sähkökoneen pyörimisnopeutta saadaan suuremmaksi. Ilman ylennysvaihdetta sähkökoneen ja hydraulipumppujen pyörimisnopeus olisi sama dieselmoottorin pyörimisnopeuden kanssa. Dieselmoottorin pyörimisnopeus järjestelmään sopivassa dieselmoottorin kokoluokassa on tyypillisesti alle 2500 min^{-1} , mikä on sähkökoneelle kohtalaisen pieni pyörimisnopeus.

Sähkökoneen roottorin koko ja massa ovat kääntäen verrannollisia sähkökoneen pyörimisnopeuteen. Jos sähkökone yhdistettäisiin dieselmoottorin akselille suoraan ilman ylennysvaihdetta, sähkökone pyörisi dieselmoottorin kanssa samalla nopeudella ja koneesta tulisi kooltaan kohtalaisen suuri. Kuvassa 22 on esitetty roottorin tilavuus pyörimisnopeuden funktiona. /21 s.169/



Kuva 22. Tietyn tehosen sähkökoneen roottorin tilavuus pyörimisnopeuden funktiona.

Hydraulipumpun tuottama tilavuusvirta q riippuu kierrostilavuudesta V_k ja pyörimisnopeudesta n yhtälön

$$q = \eta_{\text{vol}} n V_k \quad (2)$$

mukaan, missä η_{vol} on pumpun volumetrinen hyötysuhde. Mitä suurempaa pyörimisnopeutta pumppujen pyörittämiseen käytetään, sitä pienemmän kierrostilavuuden pumppua voidaan käyttää saman tilavuusvirran tuottamiseksi. Sopiva nopeuden nosto pienentää sähkökoneen lisäksi myös hydraulipumppuja. Ylennysvaihteen lisääminen on siis sähkökoneen lisäksi suotavaa myös hydraulipumppujen kannalta. Ylennysvaihte on toteutettu jakovaihteena siten, että pyörimisnopeudet saadaan sovitettua optimaalisiksi sekä dieselmoottorille, sähkökoneelle että hydraulipumpuille.

Järjestelmässä energiaa voidaan ottaa talteen sekä ajovoimansiirrosta että puomitoiminnon laskuliikkeestä. Kyseisten piirien hydraulipumppuja käytetään moottoreina energian talteenoton aikana.

2.1.1 Ajovoimansiirto

Ajovoimansiirtopiirissä on säätötilavuusaksiaalimäntäpumppu (1) A sekä säätötilavuusaksiaalimäntämoottori (2). Dieselmoottori pyörittää jakovaihteen välityksellä säätötilavuuspumppua, josta tilavuusvirta ohjataan ajovoimansiirron säätötilavuusmoottorille. Moottorin pyörimissuunta ja samalla työkoneen liikkeensuunta määritellään pumpun tilavuusvirran suunnalla, jota ohjataan pumpun jakolevyn kallistussuunnalla. Liikkeen nopeus määräytyy pumpun kierrostilavuudesta, jota säädellään jakolevyn kallistuskulmalla sekä moottorin jakolevyn kallistuskulmasta. Pumpun saturoiduttua voidaan ajonopeutta kasvattaa pienentämällä moottorin jakolevyn kallistuskulmaa, jolloin moottorin akselin pyörimisnopeus kasvaa vääntömomentin pienentyessä. Työkoneen liikkeen nopeutta siis hallitaan hydraulipumpun ja -moottorin jakolevyn kulmaa säätämällä.

Ajovoimansiirron osalta energiaa voidaan ottaa talteen jarrutuksissa ja alamäkeen ajettaessa. Ajovoimansiirron hydraulimoottori (2) toimii tällöin hydraulipumppuna ja säätötilavuuspumppu (1) A moottorina. Saatavalla energialla pyritään ensisijaisesti keventämään dieselmoottorin kuormaa, jos energiaa tarvitaan samanaikaisesti jossain muussa liikkeessä. Jos energian käyttäminen hyväksi jossain muussa toiminnossa ei ole mahdollista, muunnetaan se sähköiseksi energiaksi ja varastoidaan energiavarastoon.

2.1.2 Puomiliike

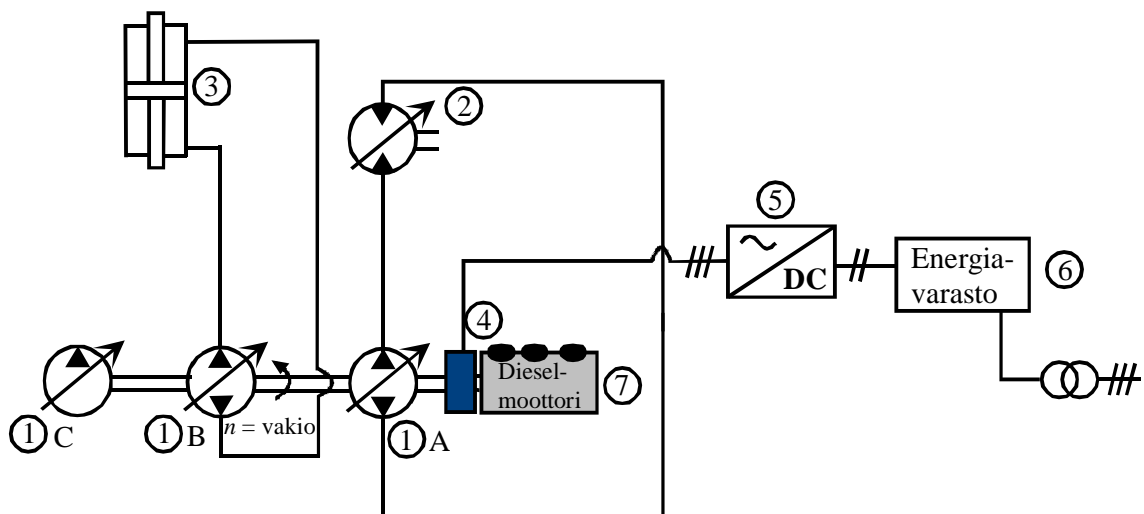
Puomin nosto- ja laskuliikkeen hydraulipiirissä on säätötilavuuksinen aksiaalimäntämoottori (1) B sekä nosto- ja laskuliikkeen toteuttava kaksitoiminen kaksipuoleisella männänvarrella varustettu sylinteri (3). Dieselmoottori pyörittää ylennysvaihteen välityksellä säätötilavuuspumppua (1) B, josta tilavuusvirta ohjataan sylinterille. Sylinterin liikkeen suunta määritellään pumpun tilavuusvirran suunnalla, jota ohjataan pumpun jakolevyn kallistussuunnalla. Liikenopeus taas määritellään pumpun kierrostilavuudella, jota säädelään pumpun jakolevyn kallistuskulmalla.

Pidettäessä kuormaa ylhäällä säätötilavuuspumppu (1) B säädetään nollakulmalle, jolloin öljy ei pääse virtaamaan pumpun läpi. Kuorman laskuliikkeen aikana säätötilavuuspumppu toimii moottorina. Saatavalla energialla pyritään ensisijaisesti keventämään dieselmoottorin kuormaa, kuten ajovoimansiirrosta talteen saatavalla energiallakin, jotta vältytään turhilta energian muunnoksilta ja muunnoksissa tapahtuvilta energiahäviöiltä.

Kyseistä energian talteenottojärjestelmää voidaan soveltaa esimerkiksi metsätyökoneissa. Järjestelmän etuina voidaan pitää sähkökoneen helpohkoa säätöä. Nopeudensäätö voidaan toteuttaa hystereesisäätönä. Lisäksi energian talteenottojärjestelmässä tarvitaan ainoastaan yksi sähkökone, joka toimii sekä puomiliikkeen että ajovoimansiirron energian talteen ottajana. Järjestelmässä tarvitaan suhteellisen vähän komponentteja ja se on olemassa olevan tekniikan kannalta kohtalaisen järkevä ratkaisu. Järjestelmän haittapuolena on erillisten hydraulipiirien määrän kasvaminen, sillä järjestelmä vaatii oman pumpun ja hydraulipiirin jokaiselle toiminnolle, josta energiaa halutaan ottaa talteen. Lisäksi dieselmoottorin, sähkökoneen

ja hydraulipumppujen välissä käytetään jakovaihdetta. Jakovaihteella on tietty hyötysuhde, joka aiheuttaa häviöitä energian talteenottojärjestelmässä. Jakovaihteen myötä järjestelmässä on enemmän kuluvia osia, jotka vaativat huoltoa. Jakovaihteen voi tietysti jättää pois, mutta silloin suoraan dieselin kampiakselille liitettävän sähkökoneen koko kasvaa.

Suljetun hydraulijärjestelmän ajovoimansiirron ja puomiliikkeen energian talteenottojärjestelmä voidaan toteuttaa myös ilman jakovaihdetta kuvan 23 kaltaisella järjestelmällä. Järjestelmä toimii samalla tavoin kuin jakovaihteellinen järjestelmä, mutta sähkökone on nyt integroitu suoraan dieselmootorin vauhtipyörälle. Vauhtipyörälle integroidulla sähkökoneella voidaan korvata dieselmootorin starttimoottori sekä laturi. Integroidun sähkökoneen avulla muutetaan talteen saatava mekaaninen energia sähköiseksi energiaksi ja avustetaan dieselmoottoria suurissa kuormitustilanteissa antamalla lisää vääntömomenttia ja tehoa.

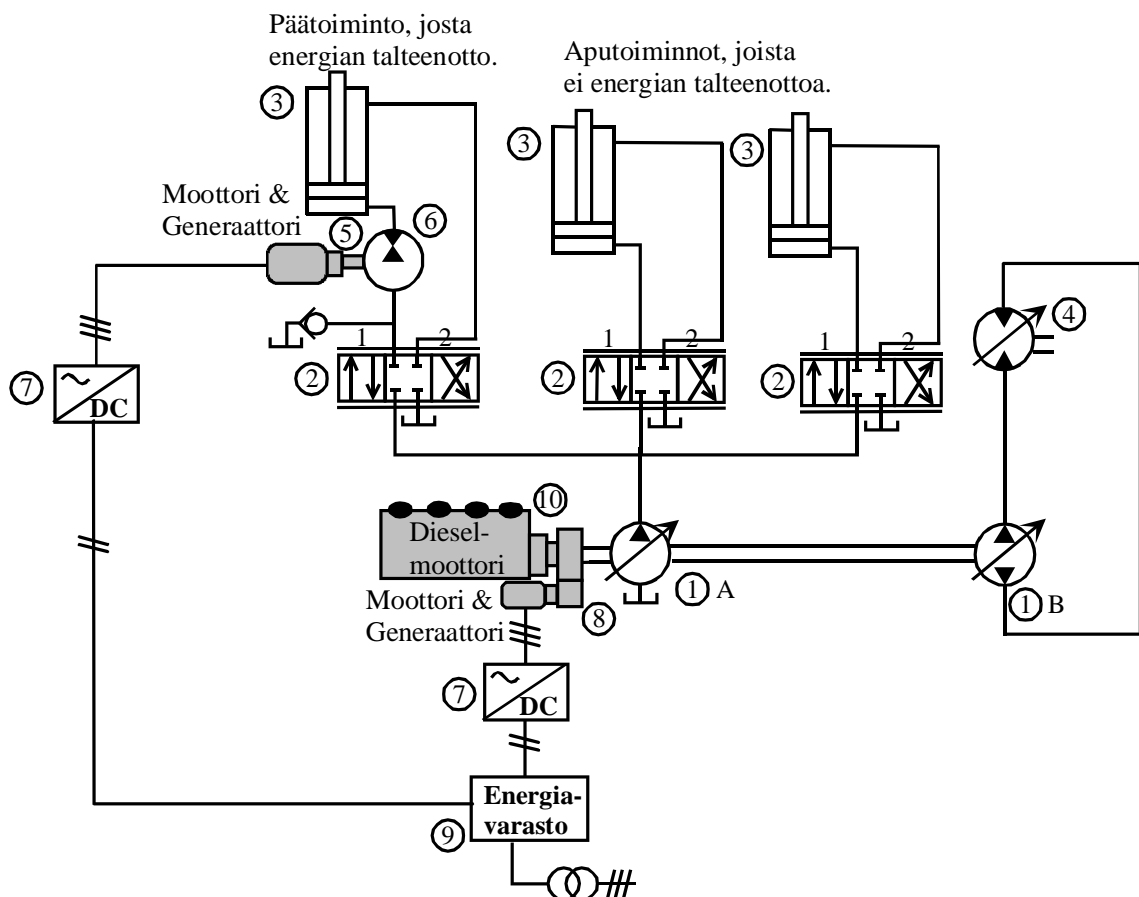


Kuva 23. Jakovaihteettoman energian talteenottojärjestelmän periaatteellinen kaavio suljetulla hydraulijärjestelmällä toteutettuun ajovoimansiirtoon ja puomiliikkeeseen.

Jakovaihteettoman järjestelmän etuna jakovaihteelliseen järjestelmään verrattuna on kokonaishyötysuhteen kasvaminen, kun häviöllinen jakovaihte jää pois energiansiirtoketjusta. Toisaalta sähkökone ja hydraulipumput pyörivät nyt samalla nopeudella dieselmootorin kanssa, joten ne ovat kooltaan hieman suurempia, kuin jakovaihteellisen järjestelmän tapauksessa.

2.2 Suljettu hydraulijärjestelmä ajovoimansiirrossa ja avoin hydraulijärjestelmä puomiliikkeessä

Kuvassa 24 on esitetty periaatteellinen kaavio suljetulla hydraulijärjestelmällä toteutetun ajovoimansiirron ja avoimella hydraulijärjestelmällä toteutetun pääpuomiliikkeen energian talteenottoon. Järjestelmä soveltuu käytettäväksi sovelluksissa, joissa puomiliike toteutetaan avoimella hydraulijärjestelmällä ja samalla hydraulipumpulla halutaan käyttää muita työhydrauliikan toimintoja energian talteenoton aikana. Ajovoimansiirron energian talteenotto tapahtuu samalla tavalla kuin energian talteenottojärjestelmässä, jossa sekä puomi- että ajovoimansiirto on toteutettu suljettua hydraulijärjestelmää käyttäen.



Kuva 24. Energian talteenottojärjestelmän periaatteellinen kaavio suljetulla hydraulijärjestelmällä toteutettuun ajovoimansiirtoon ja avoimella järjestelmällä toteutettuun puomiliikkeeseen.

Järjestelmän osat:

1. Hydraulipumppu
 - A. Työhydrauliikan pumppu, (avoin järjestelmä)
 - B. Ajovoimansiirron pumppu, toimii myös moottorina, (suljettu järjestelmä)
2. Suuntaventtiili
3. Toimilaitteen sylinteri
4. Ajovoimansiirron säätötilavuusmoottori, toimii myös pumppuna
5. Puomiliikkeen energian talteenoton sähkökone
6. Hydraulipumppu-moottori
7. Taajuusmuuttaja
8. Ajovoimansiirron apumoottori ja generaattori
9. Energiavarasto
10. Dieselmoottori

2.2.1 Puomiliike

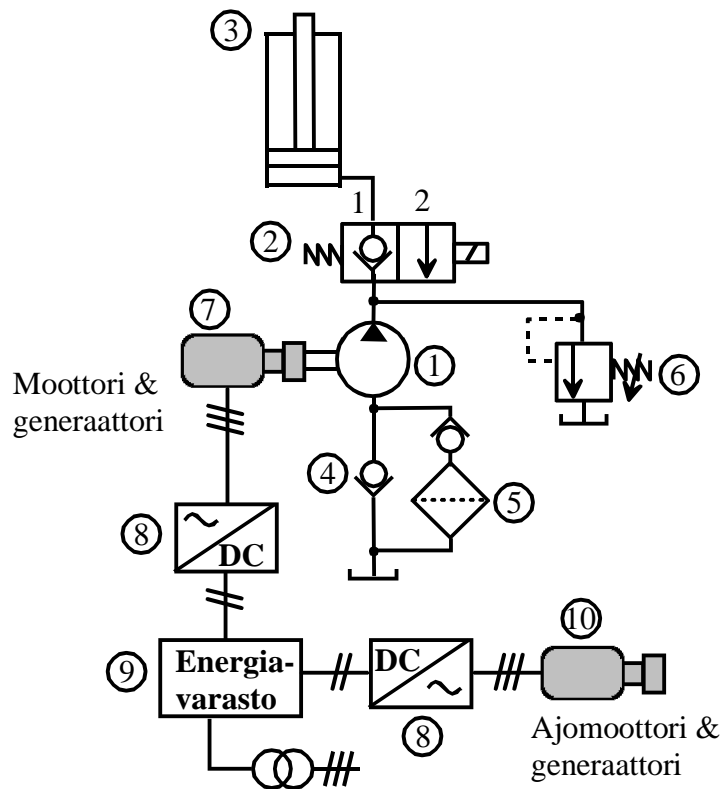
Työhydrauliikkaa hoidetaan dieselmoottorin (10) ja sähkömoottorin (8) yhdistelmällä. Kuorman nostoliikkeen aikana tilavuusvirta ohjataan säätötilavuuspumpuilta (1) A suuntaventtiilejä (2) käyttäen halutulle toimilaitteen sylinterille. Päätoiminnon kuorman nostoa voidaan lisäksi avustaa pumppu-moottorin (6) ja sähkömoottorin (5) avulla. Pumppu-moottori toimii nostoliikkeen aikana paineen kasvattajana. Käytettäessä hydraulipumppuja sarjassa järjestelmän säädön tulisi kyetä hoitamaan työn jakautuminen molemmille pumpuille. Nostonopeutta säädellään hydraulipumpun (1) A tapauksessa säätötilavuuspumpun jakolevyn kulmaa säätämällä ja pumppu-moottorin (6) tapauksessa sähkökoneen (5) pyörimisnopeutta säätämällä.

Kuormaa laskettaessa öljy virtaa vakio tilavuuspumppu-moottorin (6) läpi. Hydraulipumppu-moottori pyörittää generaattoria (5), jonka avulla säädellään kuorman laskunopeutta ja muutetaan energia sähköiseksi. Sähköinen energia muutetaan tasasähköksi taajuusmuuttajan avulla ja varastoidaan energiavarastoon.

Järjestelmän hyvä puoli on se, että hydraulipumpulla (1) A voidaan käyttää muita toimintoja energian talteenoton aikana. Haittoja taas ovat komponenttien suuri määrä. Järjestelmässä tarvitaan kaksi sähkökonetta sekä hydraulipumppu-moottori. Järjestelmän säätö on myös vaativaa. Erityisesti kuorman nostossa kuorman jakaminen kahdelle hydraulipumpulle voi olla haastavaa, sillä hydraulijärjestelmät ovat luonteeltaan jäykkiä ja helposti käy niin, että kuorman nosto jää yhden pumpun varaan. Myös sähkökoneen (5) säätö laskuliikkeessä on vaativaa, sillä sähkökoneen tulee huolehtia kuorman hallitusta laskusta nolllanopeudesta alkaen.

2.3 Sähköinen ajovoimansiirto ja avoin hydraulijärjestelmä puomiliikkeessä

Työkone voidaan toteuttaa myös sähköisesti, ilman dieselmoottoria. Sähköinen järjestelmä sopii laitteisiin, joita käytetään paikoissa, joissa sähköverkko on lähellä, jotta energiavarastoa voidaan ladata tarvittaessa. Kuvassa 25 on esitetty energian talteenottojärjestelmän periaatekaavio sähköisesti toteutetulle ajovoimansiirrolle ja avoimelle puomihydrauliikalle. Kyseinen järjestelmä soveltuu käytettäväksi laitteissa, joissa kuorman lasku hoituu maan vetovoiman vaikutuksesta, sillä järjestelmässä käytetään yksitoimista sylinteriä, jolloin kuormaa ei ole mahdollista ajaa alas pakottamalla. Järjestelmää voidaan käyttää esimerkiksi varastotrukeissa.



Kuva 25. Energian talteenottojärjestelmän periaatekaavio, jossa ajovoimansiirto on toteutettu sähköisesti ja puomiliike avointa hydraulijärjestelmää käyttäen.

Järjestelmän osat:

1. Hydraulipumppu, toimii myös moottorina
2. Venttiili
3. Toimilaitteen sylinteri, yksitoiminen
4. Vastaventtiili
5. Suodatin
6. Paineenrajoitusventtiili
7. Nostomoottori
8. Taajuusmuuttaja
9. Energiavarasto
10. Ajomoottori

2.3.1 Ajovoimansiirto

Ajovoimansiirto on toteutettu järjestelmässä täysin sähköisesti. Ajomoottori (10) toimii jarrutustilanteissa generaattorina ja muuttaa jarrutustilanteissa työkoneen liike-energian sähköiseksi. Sähköinen energia muutetaan taajuusmuuttajan (8) avulla tasasähköksi ja varastoidaan energiavarastoon.

2.3.2 Puomiliike

Puomiliike on toteutettu avoimella hydraulijärjestelmällä. Hydraulipiirissä on vakiotilavuuksinen hammasratashydraulipumppu (1), venttiili (2) sekä yksitoiminen toimilaitteen sylinteri (3). Kuormaa nostettaessa servokäyttö ominaisuuksin varustettu sähkömoottori (7) pyörittää vakiotilavuuspumppu-moottoria (1), josta tilavuusvirta ohjataan sylinterille (3). Kuorman ollessa ylhäällä venttiili (2) on asennossa 1, jolloin kuorma ei pääse valumaan alas.

Kuormaa ei ajeta hydraulisesti pakottamalla alas, vaan laskuliike aiheutuu maan vetovoiman vaikutuksesta. Kuormaa laskettaessa venttiili (2) vaihdetaan asennosta 1 asentoon 2, jolloin öljy pääsee vapaasti virtaamaan venttiilin läpi. Venttiilin asennon muutos hoidetaan siten, että vältetään ikäviltä nytkähdyksiltä ja värähtelyiltä kuormaa laskettaessa. Kuormaa laskettaessa öljy virtaa moottorina toimivan pumpun läpi suodattimen (5) kautta öljysäiliöön. Pumpun painepuolelta on paineenrajoitusventtiililtä (6) liitäntä öljysäiliöön. Venttiilissä avautuu virtaustie säiliöön, kun tulopaine on venttiilin sulkuvoimaa vastaavaa tulopainetta suurempi. Moottorina toimiva hydraulipumppu pyörittää generaattoria, jonka avulla säädellään kuorman laskunopeutta ja muutetaan energia sähköiseksi. Sähköinen energia muutetaan tasasähköksi taajuusmuuttajan avulla ja varastoidaan energiavarastoon.

2.4 Sähkökäyttö

Energian talteenottojärjestelmän sähkökäyttö muodostuu sähkökoneesta ja taajuusmuuttajasta. Sähkökoneella avustetaan dieselmoottoria suuren kuormituksen tilanteissa ja ladataan energiaa energiavarastoon pienen kuormituksen tilanteissa. Taajuusmuuttajalla taas ohjataan sähkökonetta ja muunnetaan energiavarastosta

sähkökoneelle syötettävä tasajännite vaihtojännitteeksi ja sähkökoneelta energiavarastoon varastoitava vaihtojännite tasajännitteeksi.

2.4.1 Sähkökone

Energian talteenottojärjestelmän sähkökone voidaan sijoittaa dieselmoottorin rinnalle, jolloin sähkökone on rakenteeltaan perinteinen sylinterin muotoinen kone. Sähkökone voidaan integroida myös dieselmoottorin vauhtipyörälle, jolloin sähkökone on enemmän kiekon muotoinen.

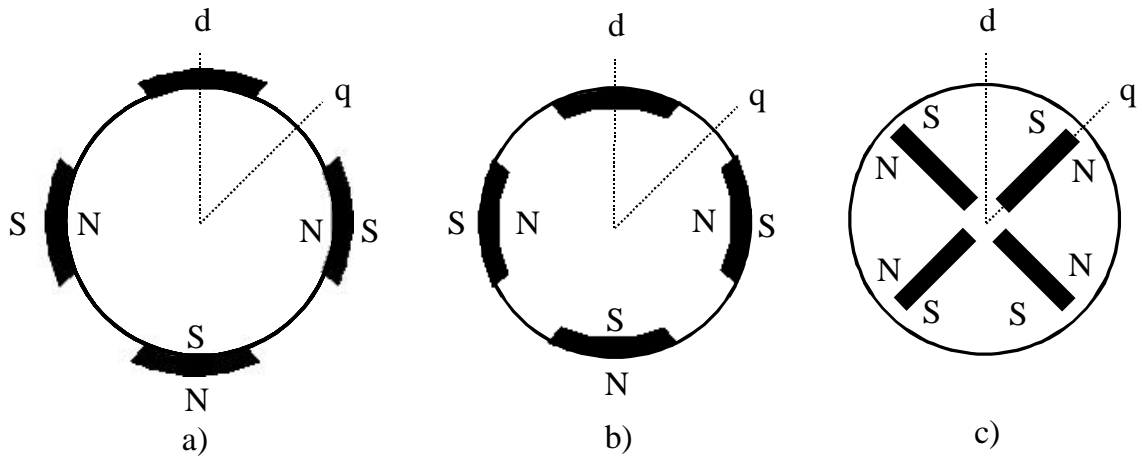
Energian talteenottojärjestelmän sähkökoneelta vaaditaan mm. korkeaa hetkellistä tehoa, korkeaa tehotehiheyttä, pientä kokoa, nopeaa vääntövastetta, hyvää hyötysuhdetta ja korkeaa luotettavuutta. Nykyisissä hybridiajoneuvoissa käytettäviä sähkökonetyyppejä ovat mm. kestopagneettitahtikoneet (PMSM), epätahtikoneet ja molemmiin puolin avonapaiset reluktanssikoneet. /7/

Energian talteenottojärjestelmän sähkökoneeksi soveltuu hyvin kestopagneettitahtikone sen useiden hyvien ominaisuuksien vuoksi. Kestopagneettitahtikoneella on hyvä hyötysuhde, suuri vääntömomentti ja tehotehiheys. Hyvän hyötysuhteen ansiosta kestopagneettitahtikoneessa tapahtuvat häviöt ovat suhteellisen pienet verrattuna muihin konetyyppeihin. Lisäksi suuren vääntömomentin ja suuren tehotehiheyden ansiosta sähkökoneesta saadaan kooltaan pienempi kuin muita konetyyppejä käytettäessä. Seuraavassa on kerrottu lyhyesti kestopagneettitahtikoneesta ja sen ominaisuuksista.

Kestopagneettitahtikone ja sen ominaisuudet

Tahtikone on kiertokenttäkone, jossa roottori eli napapyörä pyörii paikallaan pysyvän staattorin monivaihekäämitykseen syötetyn vaihtovirran luoman pyörivän magneettikentän kanssa samassa tahdissa, koneen ollessa pysyvyystilassa. Tahtikoneen staattorissa on useimmiten kolmivaiheinen käämitys ja kestopagneettitahtikoneen tapauksessa koneen roottorin käämitys on korvattu kestopagneeteilla. Kestopagneettitahtikoneen toiminta perustuu ilmapäälivun ja staattorivirran vuorovaikutukseen.

Kestomagneettitahtikoneen ominaisuudet riippuvat koneen roottorin rakenteesta. Kestomagneetit voidaan asentaa roottorin pinnalle (kuva 26 a), jolloin rakenne vastaa umpinapaista tahtikonetta, sillä magneettien suhteellinen permeabiliteetti on lähellä ykköstä. Tällöin koneen ilmaväli on lähes yhtä suuri koko roottorin kehällä ja pitkittäinen ja poikittainen magnetointi-induktanssi ovat lähes yhtä suuret. Kestomagneettimateriaali hyödynnetään tehokkaimmin pinta-asennuskoneissa, jolloin kone tuottaa myös suhteellisesti suurimman kippivääntömomentin. Kestomagneetit voidaan asentaa myös roottorin sisään (kuva 26 c) useisiin eri asentoihin, jolloin saadaan muutamaa poikkeusta lukuun ottamatta avonapainen kone, jonka poikittainen tahti-induktanssi on suurempi kuin pitkittäinen. /21/



Kuva 26. Esimerkkejä kestopäinmagneettikoneen roottori rakenteista a) pinta-asennetut magneetit, roottori luonteeltaan umpinapainen, b) pinnalle upotetut magneetit, roottori luonteeltaan avonapainen c) radiaalisesti upotetut magneetit, roottori luonteeltaan avonapainen. Kuviin on piirretty myös roottorin pitkittäisakseli d ja poikittaisakseli q .

Kestomagneettitahtikoneesta saatava huippuvääntömomentti riippuu pääasiassa koneen tahti-induktanssista L_d yhtälön

$$T_{\max} \propto \frac{U_v E_{PM}}{L_d} \quad (3)$$

mukaan, jossa U_v on vaihejännite ja E_{PM} on kestopäinmagneettien luomasta käännyksestä derivaatioitu vastasähkömotorinen voima. Täten kestopäinmagneettitahtikoneen induktanssien tulisi olla pienet. Kestomagneettitahtikoneen suhteellinen tahti-

induktanssin l_d saa enintään olla 0,635, jotta 1,6:en $\frac{T_{\max}}{T_n}$ -suhde saavutetaan nimellisvuolla.

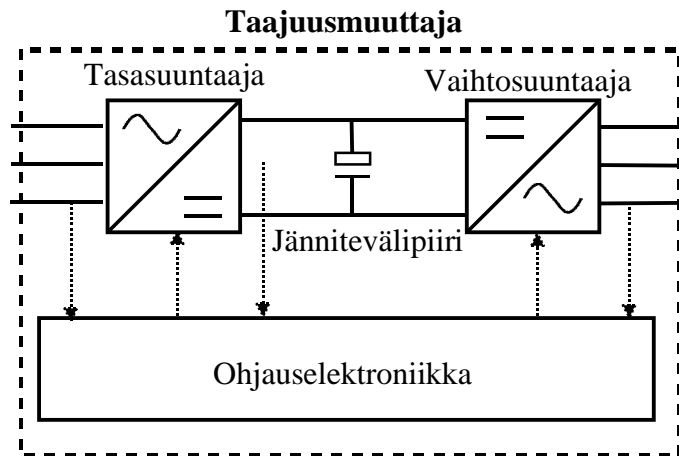
Servokäyttö

Tiettyjen sovellusten energian talteenottojärjestelmän sähkökoneeksi soveltuu myös servokäyttö-ominaisuuksilla varustettu sähkökone. Servokäytöllä tarkoitetaan asento- ja nopeus takaisinkytkettyä ja säädettyä sähkömoottorikäyttöä, jolla on suuri toimintatarkkuus. Servomoottorille on ominaista pieni hitausmomentti sekä suuri vääntömomentti. Lisäksi servomoottoreilla tulee olla hyvä dynamiikka eli moottorin on kyettävä nopeisiin kiihdytyksiin ja jarrutuksiin. Täten servomoottoreiden induktanssit ja hitausmomentti ovat suhteellisen pienet, jotta moottori kykenee reagoimaan nopeasti kuormituksen muutoksiin. Servomoottori soveltuu käytettäväksi esimerkiksi kuvassa 25 esitetyn energian talteenottojärjestelmän nostomoottorina (6).

2.4.2 Taajuusmuuttaja

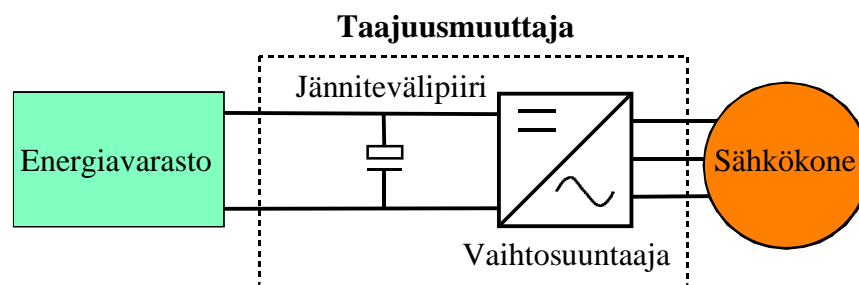
Taajuusmuuttajaa eli invertteriä käytetään energian talteenottojärjestelmässä muuttamaan energiavarastosta sähkökoneelle tuleva tasajännite vaihtojännitteeksi ja sähkökoneelta tuleva vaihtojännite tasajännitteeksi, jolloin sähkökoneelta tuleva energia voidaan varastoida energiavarastoon. Taajuusmuuttajan avulla myös ohjataan sähkökonetta syöttämällä sähkökoneelle halutun taajuista ja amplitudista jännitettä.

Yleisin taajuusmuuttajatyyppe on jännitevälipiirimuuttaja, joka koostuu tasasuuntaajasta, välipiiristä ja vaihtosuuntaajasta sekä ohjauselektronikasta. Kuvassa 27 on esitetty jännitevälipiiri taajuusmuuttajan periaatteellinen lohkokaaio. /22 s.6.1, 6.34/



Kuva 27. Yleisimmin käytössä olevan jännitevälipiiritaaajuusmuuttajan lohkokaavio.

Työkonesovelluksessa energiavarastona ovat tasajännitteiset akut, superkondensaattorit tai näiden yhdistelmät, joten taajuusmuuttajassa ei tarvita tasasuuntaajaosaa. Energiavarasto voidaan kytkeä joko suoraan tai DC-DC hakkurin kautta jännitevälipiiriin.



Kuva 28. Työkoneen energian talteenottojärjestelmään soveltuva taajuusmuuttaja, jossa energiavarasto on kytketty suoraan taajuusmuuttajan jännitevälipiiriin.

Taajuusmuuttajan vaihtosuuntaaja koostuu kuudesta IGB-tehotransistorista sekä niiden kanssa vastarinnan kytketyistä tehodiodeista. IGB-transistoreja sekä tehodiodeja tarvitaan molempia kaksi vaihetta kohti. Vaihtosuuntaajalla muodostetaan välipiirin tasajännitteestä halutun taajuista sekä amplitudista vaihtojännitettä, joka syötetään sähkökoneelle. Taajuusmuuttajan lähtöjännite- ja taajuus muodostetaan PWM-tekniikalla.

2.5 Energiavarasto

Olenainen osa energian talteenottojärjestelmää on myös energiavarasto, johon varastoidaan sähkökoneen tarvitsema energia sekä talteen saatavaa energiaa. Kappaleessa esitetään energianvarastolta toivottavia ominaisuuksia sekä esitellään pintapuolisesti muutamia liikkuviin työkoneisiin soveltuvia sähköisiä energiavarastoja.

Erilaiset liikkuvat työkoneet luovat erilaisia vaatimuksia energian talteenottojärjestelmän energiavarastolle. Energiavarastolta voidaan vaatia suurta hetkellistä tehoa tai pidempää energian tarvetta. Energiavarasto tulee myös mitoitaa sovelluskohtaisesti siten, että se pystyy varastoimaan riittävästi energiaa ja tehoa. Energiavaraston nopea ja yksinkertainen lataus on myös toivottava ominaisuus tietyissä työkonesovelluksissa. Esimerkiksi sähköisissä trukeissa olisi toivottavaa, että energiavarasto pystyttäisiin lataamaan mahdollisimman helposti ja nopeasti esimerkiksi kahvitauon aikana. Tällöin koko trukkipasiteetti olisi käytössä työvuoron aikana. Olisi myös toivottavaa, että energiavarasto olisi fyysisiltä mitoiltaan mahdollisimman pieni, sillä liikkuvissa työkoneissa ongelmana on usein tilaonta. Tärkeä ominaisuus on myös energiavaraston hyvä hyötysuhde, sillä energia halutaan varastoida mahdollisimman tehokkaasti. Lisäksi energiavaraston tulisi olla huoltovapaa ja ympäristöystävällinen. Potentiaalisia liikkuviin työkoneisiin soveltuvia energiavarastoja ovat tietyntyyppiset akut ja superkondensaattorit sekä näiden yhdistelmät. /7/

2.5.1 Akut

Nykyisin ajoneuvoissa käytettäviä akkutyyppejä ovat mm. lyijy-, nikkeli-metallihydridi- (NiMH) ja litium-ioni akut (Li-ion). Akut voidaan toimintansa perusteella jakaa teho- ja energia-akkuihin. Tehoakut varastoivat ja tuottavat lyhyitä tehopiikkejä ja energia-akut taas tuottavat pienemmän hetkellisen tehon, mutta ne tuottavat energiaa pidemmän aikaa. /1/

Edullisia lyijyakkuja käytetään paljon autoissa apulaitteiden energiavarastona. Lyijyakut ovat luotettavia, mutta niiden käyttöikä on suhteellisen lyhyt ja energiatiheys kohtalaisen pieni. Lyijyakku ei sovellu käytettäväksi energian talteenottojärjestelmissä pienen energiatihetyensä ja huonon hyötysuhteensa vuoksi. Suurten energiamäärien

lataaminen ei onnistu lyijyakkuihin. Nikkeli-metallihydridiakku on vielä nykyään suosituin akkutyyppeistä hybridiajoneuvoissa. NiMH-akkujen etuja ovat pikalataus- ja syväpurkumahdollisuus sekä suuri energiatiheys. Ongelmana taas ovat suuri itsepurkaus ja ns. muisti-ilmiö, joka rajoittaa akun kapasiteettia käytössä, joissa akkua ei ladata ja pureta akun kannalta optimaalisesti. /1/, /15/

Li-ion akku sen sijaan on houkutteleva teknologiavaihtoehto hybridiajoneuvoihin suuren energiatiheydensä vuoksi. Li-ion akun etuna muihin akkutyyppeihin on myös korkea hyötysuhde sekä se, ettei niissä esiinny NiMH-akuissa esiintyvää muisti-ilmiötä. Li-ion akun ominaisuudet energian talteenottojärjestelmän energiavarastoiksi ovat parhaimmat verrattuna muihin akkutyyppeihin. Li-ion akkuteknologian ongelmana on kuitenkin vielä kohtalaisen kallis hinta sekä ylilatautumisesta seuraava epästabiiliusongelma, joka voidaan kuitenkin estää ylilatautumissuojilla. /15/

Akuissa energiatiheys on yleensä kohtalaisen suuri, mutta akkujen tehoteho ei riitä vastaamaan kaikkiin hybridiajoneuvojen vaatimuksiin. Sovelluksiin, joissa täytyy saada suuri teho lyhyessä ajassa, sopivat paremmin superkondensaattorit.

2.5.2 Superkondensaattorit

Li-ion akkujen lisäksi superkondensaattorit ovat toinen potentiaalinen energiavarastovaihtoehto energian talteenottojärjestelmään. Superkondensaattori on kondensaattori, mutta sen toiminta muistuttaa akun toimintaa, vaikka sähkökemiallista reaktiota ei tapahdukaan. Superkondensaattoreille on ominaista suuri tehoteho, hyvä hyötysuhde, soveltuvuus eri lämpötiloihin, huoltovapaus sekä nopea lataus- ja purkaus aika, sillä superkondensaattori voidaan varata sekunneissa. Superkondensaattoreilla on siis useita etuja akkuihin verrattuna. Lisäksi superkondensaattoreiden elinikä on huomattavasti akkuja pidempi. Superkondensaattori kestää miljoonia lataus-purkaus syklejä, sillä elektrodeilla ei tapahdu kemiallista reaktiota. Lataus-purkausjaksojen lukumäärät eivät olekaan merkittävässä osassa superkondensaattorin ikääntymisprosessissa vaan suurempi merkitys on lämpötilalla ja kondensaattorilevyjen välisellä jännitteellä. Mitä korkeampi lämpötila ja levyjen välinen jännite on, sitä nopeammin superkondensaattori ikääntyy. /1/, /16/

Superkondensaattoreiden huonoina puolina voidaan pitää pientä energiatiheyttä ja nopeaa itsepurkausta. Lisäksi superkondensaattorin jännite laskee kondensaattorin luonteen mukaisesti nopeasti purkaustilanteissa. Superkondensaattorista saatava energia ΔE riippuu kondensaattorin kapasitanssista C sekä kondensaattorin jännitteen muutoksesta ΔU seuraavasti

$$\Delta E = \frac{1}{2} C (\Delta U)^2. \quad (4)$$

Jos superkondensaattorin jännitevälistä voidaan esim. käyttää puolet, saadaan energiaksi 75 % nimellisestä energiasta. Superkondensaattorit sopivat hyvin sovelluksiin, joissa tarvitaan nopeita tehopiikkejä ja joissa syklit ovat lyhyitä. Esimerkiksi VTT:n ja Kabus Oy:n kehittämässä rinnakkaishybridilinja-autossa jarrutusenergia otetaan talteen pelkästään superkondensaattoreihin, eikä erillisiä akkupaketteja käytetä lainkaan energian talteenotossa. Hybridilinja-autosta löytyy kaksi 390 V, 0,35 kWh ja 17,8 F Maxwellin superkondensaattorimoduulia. Superkondensaattorit sopivat hyvin esimerkiksi liikkuvien työkoneiden huippukuorman energianlähteeksi sekä jarrutusenergian talteenottoon, mutta pienen energiatiheyden takia ne eivät kuitenkaan yksin sovellu kaikkiin energian talteenottojärjestelmäsovelluksiin. Taulukossa 1 on esitetty erityyppisten energiavarastojen ominaisuuksia. /1/, /3/, /8/, /20/

Taulukko 1. Energiavarastojen ominaisuuksia. Hyötysuhde on ilmoitettu yhteen suuntaan. Esimerkiksi lyijyakku ladattaessa ja purettaessa saadaan vain 64 % alkuperäisestä energiasta käyttöön. /1/, /4/, /5/, /6/, /10/, /26/

Energiavarasto	Energiatiheys [Wh/kg]	Energiatiheys [Wh/l]	Tehotiheys [W/kg]	Hyötysuhde [%]
Lyijyakku	28	86	75	80
NiMH-akku	55	170	140	78
Li-ion akku	95	200	1000	98
Superkondensaattori	2,3	2,9	2900	90 – 98

2.5.3 Hybridienergiavarastot

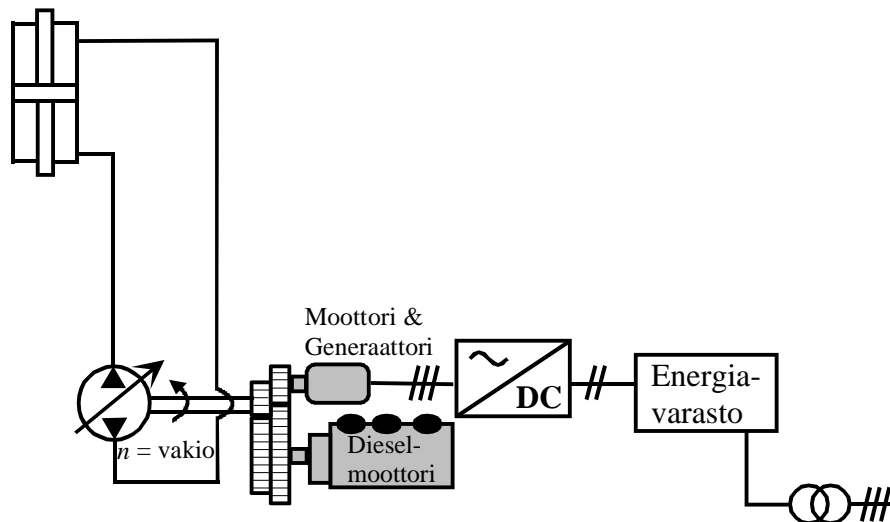
Energian talteenottojärjestelmän energiavarasto on mahdollista toteuttaa myös hybridienergiavarastona, jossa akut toimivat pääenergialähteenä ja superkondensaattorit pitävät huolta tehopiikeistä. Tällöin akkujen tehovaatimukset pienentyvät ja voidaan käyttää pienempiä akkuja. Hybridienergiavarasto, jossa on yhdistetty akku sekä superkondensaattori vaikuttaa lupaavalta tavalta täyttää energian talteenottojärjestelmän energia- ja tehovaatimukset.

3 HYBRIDIKÄYTÖN MITOITUS

Luvussa mitoitetaan rinnakkaishybridiperiaatteeseen perustuva energian talteenottojärjestelmä suljetulla hydraulijärjestelmällä toteutettuun puomiliikkeeseen sekä vertaillaan saavutettavaa energiansäästöä, jos kyseisestä työkonsovelluksessa talteen saatavissa oleva energia hyödynnettäisiin saman tien ilman hybridikäyttöä dieselmoottorin kuormitusta alentaen. Lisäksi luvussa tutkitaan hybridikäytön soveltuvuutta työkonsovellukseen, jonka kuormituskäyrässä on säännöllisesti kuormitushuippuja, mutta järjestelmässä ei ole takaisinpäin palautettavissa olevaa energiaa.

3.1 Energiaa talteenottava järjestelmä

Kappaleessa on mitoitettu hybridikäyttö kuvan 29 kaltaiselle työkonsoen puomiliikkeen energian talteenottojärjestelmälle. Sähkökone on mitoitettu siten, että dieselmoottorin kokoa voidaan pienentää. Alunperin työkonsoessa on käytetty 136 kW dieselmoottoria.



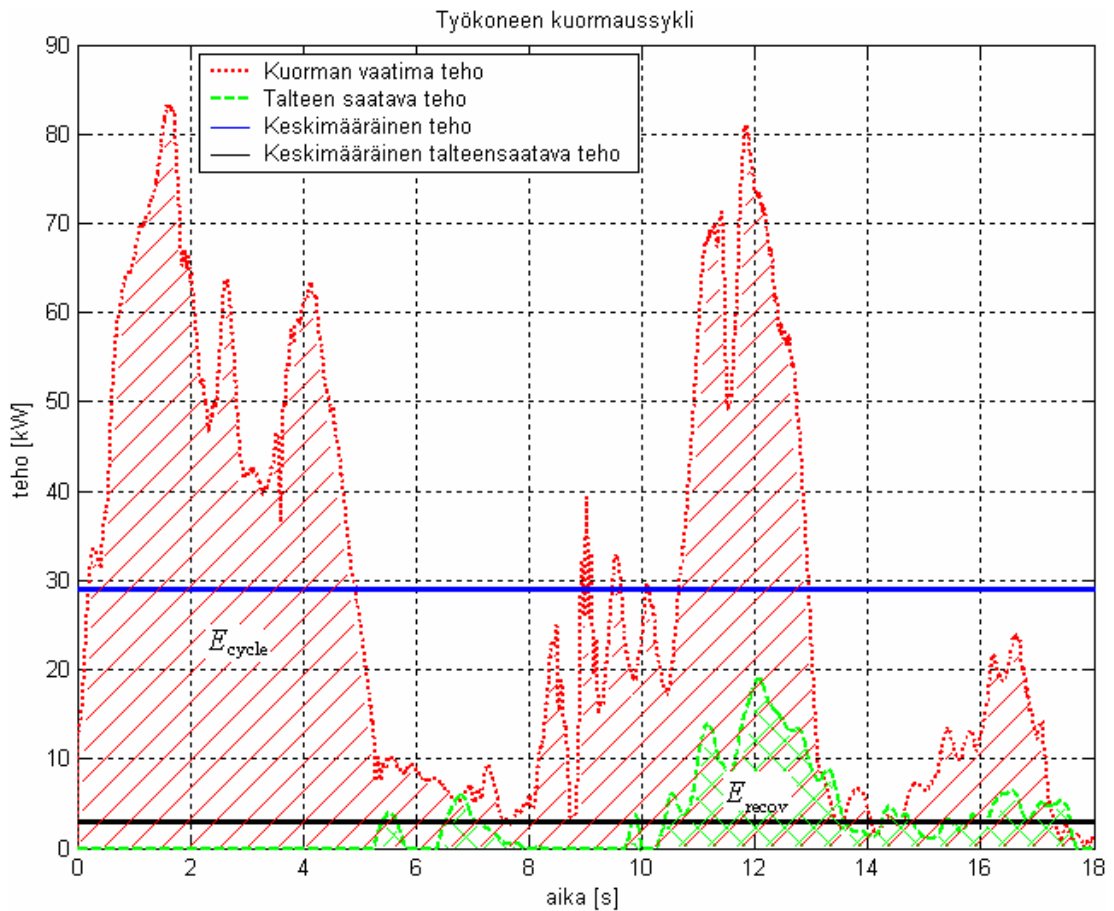
Kuva 29. Energian talteenottojärjestelmä työkonsoen puomiliikkeeseen. Järjestelmä sisältää dieselmoottorin pyörimisnopeudesta riippuen lisäksi mahdollisesti jakovaihteiston, jolla nostetaan pyörimisnopeutta pumpulle ja sähkökoneelle sopivaksi. Järjestelmä sisältää useita samalle akselille integroituja säätötilavuuspumppuja, jotka eivät näy kuvassa.

Työkoneen työhydrauliikan hydraulipumppuna käytetään säätötilavuuksista Bosch Rexroth:n A4VTG pumppua, joka toimii tarvittaessa myös moottorina. Pumpun tekniset tiedot on esitetty taulukossa 2.

Taulukko 2. Bosch Rexroth A4VTG pumpun teknisiä tietoja. (Bosch Rexroth)

Kierrostilavuus max	$V_{k,max}$	71	[cm ³]
Pyörimisnopeus ($V_{k,max}$)	n_{max}	3300	[min ⁻¹]
Tilavuusvirta (n_{max})	q_{Vmax}	234	[l/min]
Teho ($\Delta p = 280$ bar)	P_{max}	156	[kW]
Vääntömomentti ($\Delta p = 280$ bar)	T_{max}	451	[Nm]
Paino	m	46	[kg]

Kuvassa 30 on esitetty työkoneen kuormauskäyrän sykli, kun kuorma nostetaan maasta koneen kuormatilaan. Kuormaa nostetaan aikavälillä 1 – 5 sekuntia, 5 – 8 sekunnin kohdalla lähestytään kuorman kanssa kuormatilaa, jolloin puomiliikkeen nopeudet pienenevät ja samalla tehon tarve vähenee. Laskuliike nostosylinterissä tapahtuu välillä 10 – 17 sekuntia. Nykyisessä käytössä potentiaalienergia muutetaan tällöin lämmöksi venttiilin ohjausreunassa. Tämä energia olisi otettavissa talteen pääosin käyttämällä säätötilavuuspumppua moottorina laskun ajan ja siten tukemalla dieselmoottorin toimintaa.



Kuva 30. Työkoneen kuormauskäyrän sykli lastattaessa puutavaraa työkoneen kuormatilaan.

Kuvaan on piirretty kuorman vaatiman tehon lisäksi kuorman vaatima keskimääräinen teho, puomiliikkeestä talteen saatavissa oleva teho ajan funktiona ja keskimääräinen puomiliikkeestä talteen saatavissa oleva teho. Tässä tapauksessa talteen saatavissa oleva energia on pieni, koska kyseessä on kuormaus tilanne ja palautuvaa energiaa saataisiin vain laskettaessa kuorma lähtötasoa korkeammalle, esimerkiksi nostettaessa kuorma maasta työkoneeseen ja toisaalta uutta nostoa aloitettaessa laskettaessa puomin omapaino alas. Käyrässä kuorman vaatima teho edustaa koko työhydrauliikan useiden pumppujen yhdessä ottamaa tehoa, ja palautuva teho on ainoastaan päälliikkeestä (puomiliike) talteen saatavissa oleva teho. Kuvasta huomataan, että mikäli puomiliikkeen hydraulikäyttö olisi regeneratiivinen, voitaisiin dieselmototorin kuormitusta vähentää erityisesti 12:n sekunnin kohdalla, jossa kuormitushuippu voitaisiin laskea noin 81:sta kW:sta noin 62:een kW:iin. Kuorman vaatima teho ja talteen saatavissa oleva teho riippuvat kuormattavan puun koosta, ja niitä voidaan

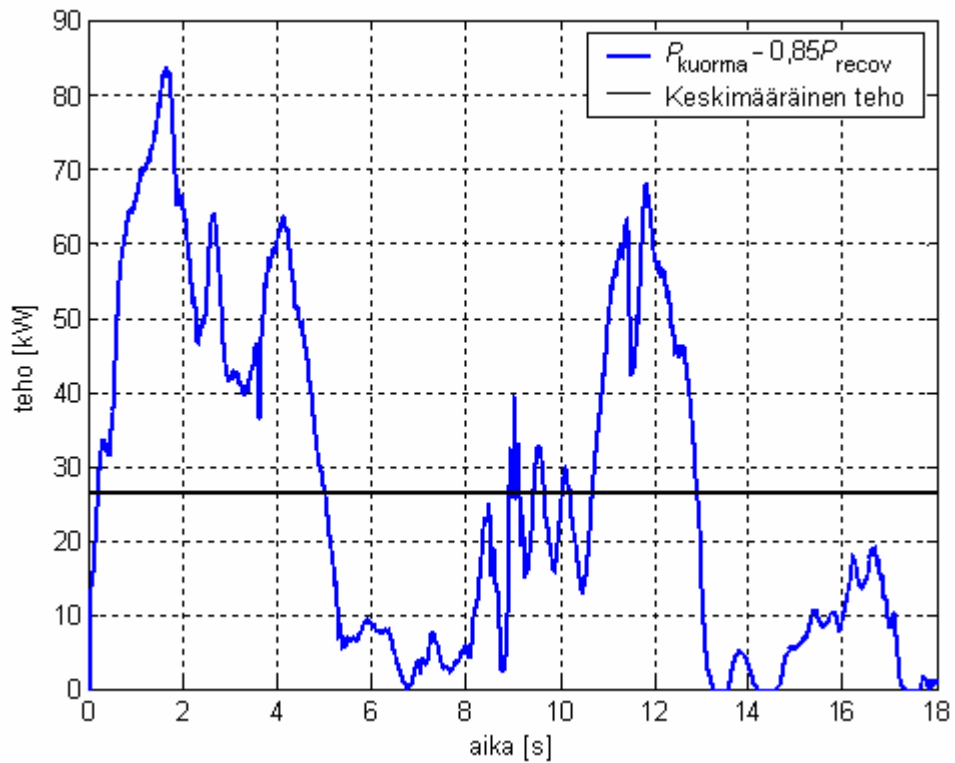
skaalata eri suuntiin puun koosta riippuen. Taulukossa 3 on esitetty kuvan 30 tehokäyristä laskettuja maksimiteho- ja energia-arvoja.

Taulukko 3. Kuvan 30 kuormituskäyrästä lasketut tehot ja energiat.

Syklin hetkellinen maksimitehontarve	P_{\max}	83,5	kW
Syklin keskimääräinen tehontarve	P_{mean}	29,1	kW
Sykliin käytetty energia	E_{cycle}	523,1	kJ
Talteen saatavissa olevan tehon hetkellinen maksimi	$P_{\max, \text{recov}}$	19,1	kW
Keskimääräinen talteen saatavissa oleva teho	$P_{\text{mean, recov}}$	3,0	kW
Talteen saatavissa oleva energia	E_{recov}	54,2	kJ
Suoraan hyödynnettävissä oleva palautuva energia	E_{util}	44,7	kJ
Sähköksi talletettavan energian osuus	E_{elect}	1,33	kJ

Kuvassa 30 esitetyn työkoneen kuormituskäyrästä havaitaan, että talteen saatavissa oleva energia voitaisiin tässä tapauksessa lähes täysin käyttää suoraan moottoreiksi muuttuvien pumppujen avulla kuormalle, eikä palautuvaa energiaa tarvitsisi juuri muuttaa sähköenergiaksi ja varastoida energiavarastoon. Hyödynnettävästä talteen saatavasta energiasta voidaan noin 97 % käyttää suoraan kuormaan ja noin 3 % täytyisi varastoida energiavarastoon. Tässä mielessä olisi perusteltua pohtia työkoneen hydraulipumppujen ohjausjärjestelmiä ja kehittää niitä niin, että laskuliikkeissä ei käytettäisi häviöllistä venttiilisäätöä vaan säädettäisiin pumppua niin, että laskuliike saataisiin halutuksi. Energiansäästö olisi tässä tapauksessa merkittävää ilman hybridijärjestelmääkin.

Oletetaan, että hydraulisesti talteen saatavaa energiaa voidaan hyödyntää 85 % hyötysuhteella pienentämään dieselmoottorin kuormitusta. Kuvassa 31 on esitetty kuormituskäyrän positiiviset arvot, kun siitä on vähennetty talteen saatava energia olettaen, että 85 % energiasta voidaan käyttää hyödyksi ja loput 15 % kuluvat häviöiksi. Taulukossa 4 on esitetty kuvan 31 käyrästä laskettu teho ja energia-arvoja.



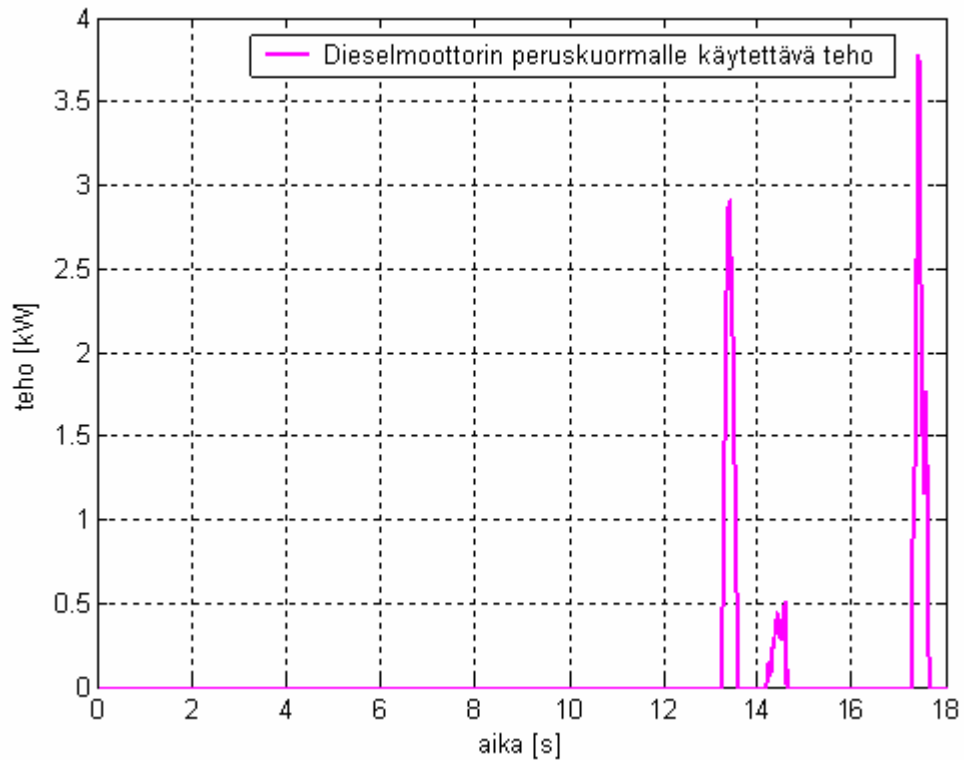
Kuva 31. Sykliin vaadittava teho, kun nykyisen kuorman vaatimasta tehosta on vähennetty talteen saatava teho, joka pystytään hyödyntämään 85 % hyötysuhteella.

Taulukko 4. Kuvan 31 tehokäyrästä laskettuja energia- ja tehoarvoja.

Syklin hetkellinen maksimitehontarve	P_{\max}	83,5	kW
Syklin keskimääräinen tehontarve	P_{mean}	26,6	kW
Sykliin vaadittava energia	E_{cycle}	478	kJ
Säästetty energia verrattuna edelliseen	E_{save}	44,7	kJ

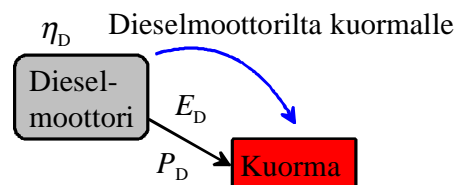
Aivan kaikkea talteen saatavaa energiaa ei kuitenkaan pystytä suoraan käyttämään kuormaukseen. Energia voidaan joko varastoida energiavarastoon tai se voidaan hyödyntää dieselmoottorin peruskuorman pienentämiseen. Sykliin vaadittava kokonaisteho saadaan lisäämällä kuormituksen vaatimaan tehoon dieselmoottorin peruskuorma, joka on dieselmoottorin koosta riippuen 10 – 15 kW. Dieselmoottorin peruskuorma koostuu hydraulipumppujen tyhjänäpyörityshäviöistä, vesipumpusta, laturista, viskosta ja muista dieselmoottorin loiskuormista.

Käytettäessä talteen saatavaa energiaa dieselmoottorin peruskuorman pienentämiseen talteen saatavaa energiaa ei tarvitsisi ollenkaan muuttaa sähköiseksi ja varastoida energiavarastoon. Kuvassa 32 on esitetty talteen saatavasta energiasta dieselmoottorin peruskuormalle käytettävän tehon käyrä.



Kuva 32. Esimerkkisyklistä talteen saatava teho, joka käytetään dieselmoottorin peruskuormalle. Peruskuormalle käytettävän tehon aikaintegraali on 1,33 kJ ja sinänsä merkityksettömän pieni.

Nykyisessä käytössä dieselmoottorin teho saadaan suoraan pumppukuormalle, joten dieselmoottorista kuormalle saatava teho P_D vastaa kuorman vaatimaa tehoa P_{kuorma} . Kuvassa 33 on esitetty nykyisen käytön energian ja tehosiirtokaavio.

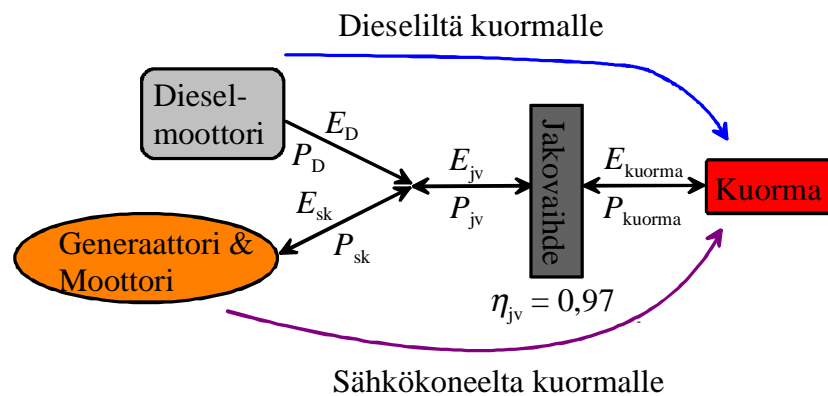


Kuva 33. Nykyisen käytön energian ja tehosiirtokaavio.

3.1.1 Hybridikäyttö

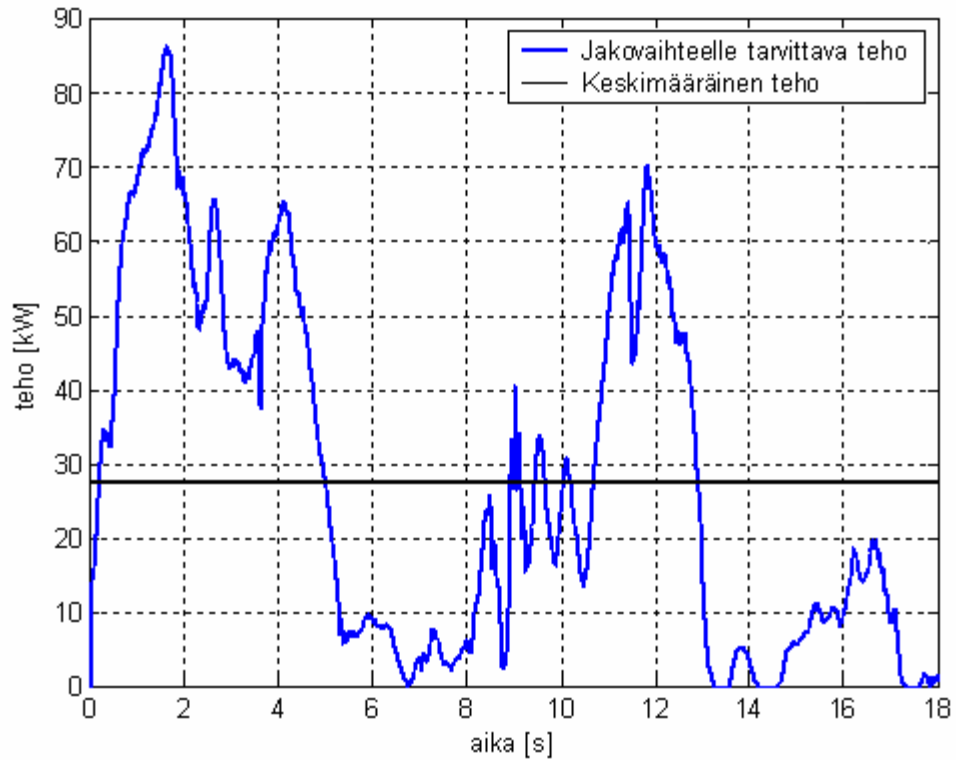
Hybridikäytössä ajatuksena on, että dieselmoottorin kokoa voitaisiin pienentää merkittävästi nykyisestä ja käyttää dieselmoottoria lähellä käytön keskitehoa niin, että pääosasta kuormitusvaihtelusta vastaa sähkökäyttö. Kuvan 29 kaltaisessa energian talteenottojärjestelmässä dieselmoottorin ja kuorman välissä on esitetty mahdollinen jakovaihte, jonka hyötysuhde on noin 97 %. Jotta kuormalle saadaan kuvassa 30 esitetyn käyrän mukainen teho, olisi jakovaihteelle tulevan tehon oltava $P_{jv} = \frac{P_{kuorma}}{0,97}$.

Kuvassa 34 on esitetty energian ja tehonsiirtokaavio, mikäli kuorman ja dieselmoottorin välillä on jakovaihte.



Kuva 34. Hybridikäytön energian ja tehonsiirtokaavio, kun dieselmoottorin ja kuorman välillä on jakovaihte.

Jakovaihteelle tarvittavan tehon käyrä on esitetty kuvassa 35. Taulukossa 5 on esitetty kuvan 35 käyrästä laskettuja teho ja energia-arvoja.

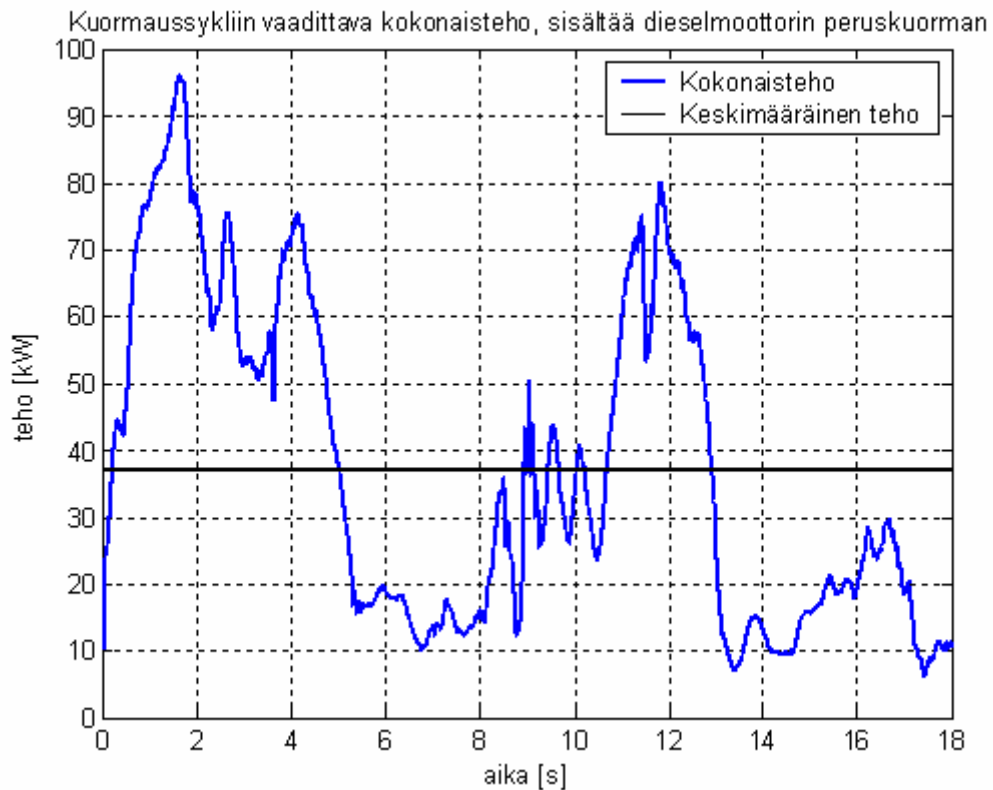


Kuva 35. Jakovaihteelle tarvittavan tehon käyrä. Dieselmoottorin ja kuorman välillä olevan jakovaihteen hyötysuhde on 97 %.

Taulukko 5. Kuvan 35 jakovaihteelle tarvittavan tehon käyrästä laskettuja energia- ja tehoarvoja.

Jakovaihteen hetkellinen maksimitehontarve	$P_{jv, \max}$	86,1	kW
Jakovaihteen keskimääräinen tehontarve	$P_{jv, \text{mean}}$	27,4	kW
Jakovaihteelle vaadittava energia	E_{jv}	493,2	kJ

Koko kuormaussykliin tarvittavan tehon käyrä jakovaihteellisessa energian talteenottojärjestelmässä on esitetty kuvassa 36 olettaen, että energian talteenottojärjestelmässä käytettävän dieselmoottorin peruskuorma on 10 kW.



Kuva 36. Kuormaussykliin jakovaihteellisessa järjestelmässä vaadittava kokonaisteho, kun talteen saatava teho ja dieselmoottorin peruskuorma on otettu huomioon.

Kuormaussykliin tarvittava keskimääräinen teho on noin 37 kW. Dieselmoottoria ei kuitenkaan voida mitoittaa suoraan keskimääräisen tehontarpeen mukaan, sillä dieselmoottorin ja generaattorin yhdessä energiavarastoon varastoiman energian tulee vastata sähkökoneen energiavarastosta vaatimaa energiaa. Taulukossa 6 on esitetty jakovaihteen, sähkökoneen, invertterin ja energiavaraston hyötysuhteet. Hyötysuhteet on valittu käyttäen tyypillisiä nimellispisteen arvoja muutaman kymmenen kilowatin tehoisille laitteille. Keskinopean kestoplaneettakoneen pitäisi näillä toiminta-arvoilla saavuttaa helposti keskimääräinen 94 % hyötysuhde. Taajuusmuuttajan hyötysuhdearvo on tyypillinen nykyaikaisen teollisuustaajuusmuuttajan hyötysuhde nimellispisteessä. Energiavaraston hyötysuhde perustuu superkondensaattoreiden valmistajien antamiin tietoihin.

Taulukko 6. Hybridijärjestelmän eri komponenttien hyötysuhteet.

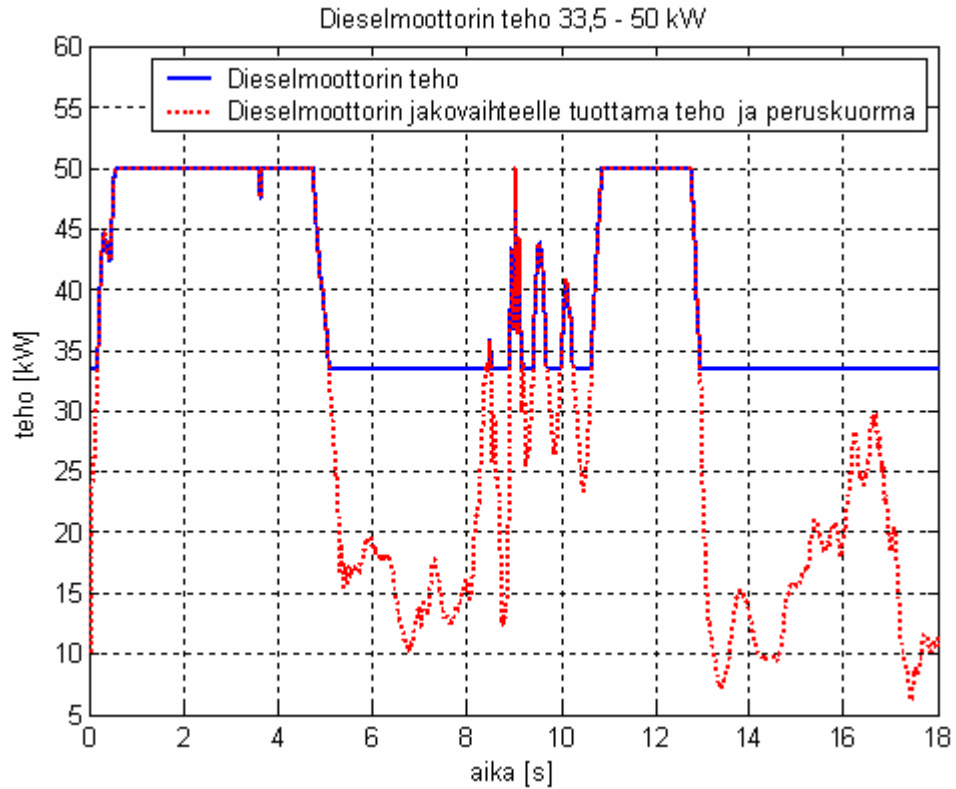
Jakovaihde	η_{jv}	0,97
Sähkökone	η_{sk}	0,94
Invertteri	η_{inv}	0,985
Energiavarasto	η_{ev}	0,93

Taulukossa 6 esitettyjä hyötysuhteita laskuissa käyttäen, dieselmoottorin tulisi käydä jatkuvasti noin 41 kW teholla, jotta dieselmoottorin ja generaattorin yhdessä tuottama energiavarastoon varastoitava energia riittäisi vastaamaan sähkökoneen energiavarastosta tarvitsemaa energiaa. Taulukossa 7 on esitetty muutamia energia-arvoja dieselmoottorin käydessä eri tehoilla. Taulukossa on esitetty energia-arvoja vain dieselmoottorin tehoille, joilla dieselmoottorin ja generaattorin energiavarastoon varastoima energia riittää vastaamaan sähkökoneen energiavarastosta tarvitsemaa energiaa ($\Delta E > 0$).

Taulukko 7. Energia-arvoja jakovaihteellisen hybridijärjestelmän dieselmoottorin käydessä eri tehoilla.

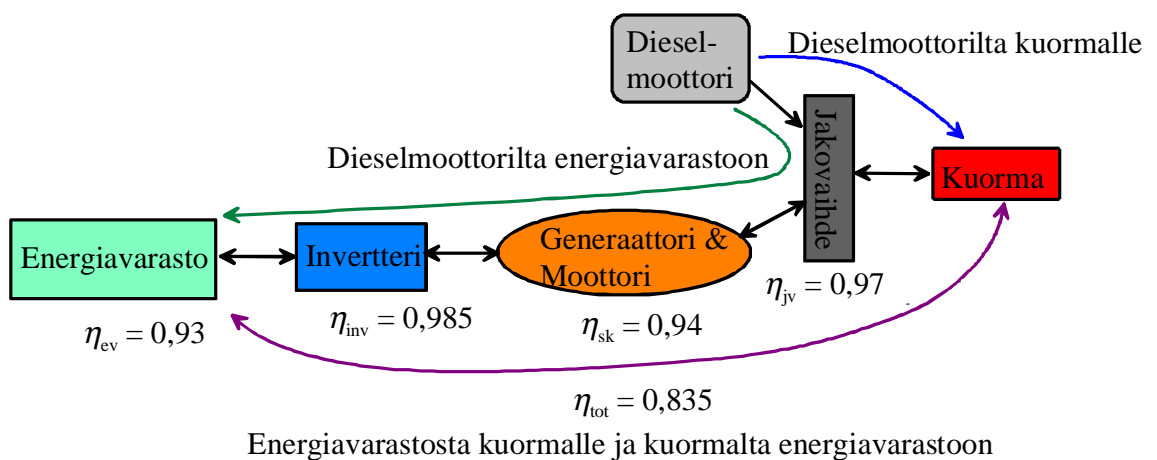
Dieselmoottorin toiminta-alue	41	33,5 – 50	34,5 – 48,5	37,5 – 45	[kW]
Kuorman energiantarve E_{kuorma}	478	478	478	478	kJ
Jakovaihteelle tarvittava energia E_{jv}	493	493	493	493	kJ
Dieselin kokonaisenergia $E_{D,anto}$	738	718	718	727	kJ
Dieselmoottorin peruskuorma	179	179	179	179	kJ
Dieselmoottorilta saatava energia E_D	559	539	539	548	kJ
Dieselin jakovaihteelle tuottama energia $E_{D->jv}$	327	385	376	354	kJ
Dieselin energiavarastoon tuottama energia $E_{D->ev}$	232	154	163	194	kJ
Sähkökoneelta jakovaihteelle vaadittava energia E_{sk}	166	108	117	139	kJ
Kokonaishyötysuhde energiavarastoa purettaessa $\eta_{tot,p}$	0,86	0,86	0,86	0,86	
Energiavarastosta jakovaihteelle tarvittava energia $E_{ev->sk} = E_{sk}/\eta_{tot,p}$	193	126	136	162	kJ
Kokonaishyötysuhde energiavarastoa ladattaessa $\eta_{tot,l}$	0,84	0,84	0,84	0,84	
Dieselistä energiavarastoon saatava energia $E_{ev} = \eta_{tot,l} E_{D->ev}$	195	129	137	163	kJ
$\Delta E = E_{ev} - E_{ev->sk}$	2	3	1	1	kJ
Häviöenergia E_{loss}	243	222	224	233	kJ

Taulukkoon 7 on laskettu järjestelmän häviöenergia. Häviöenergiaa saadaan pienennetyksi, jos dieselmoottori ei käy vakioteholla, vaan dieselmoottorin teho muuttuu jonkin verran kuormituksen mukaan. Pienin energian muunnoksissa tapahtuva häviöenergia saavutetaan dieselmoottorin tehon vaihdella 33,5 – 50 kW välillä. Kuvassa 37 on esitetty dieselmoottorin tehon vaihtelu kuormituksen mukaan.



Kuva 37. Dieselmootorin teho vaihtelee 33,5 – 50 kW välillä kuormituksen mukaan.

Kuvassa 38 on esitetty energian siirtymistä jakovaihteellisen hybridijärjestelmän eri komponenttien välillä. Kuvan 38 ja taulukossa 7 esitettyjen energia-arvojen perusteella voidaan selittää, miksi häviöenergia on suurempi dieselmootorin käydessä vakioteholla.



Kuva 38. Energian siirtyminen jakovaihteellisessä hybridijärjestelmässä.

Dieselmoottorin käydessä vakioteholla kuormituksesta riippumatta, dieselmoottorilta saadaan suoraan kuormalle vähemmän energiaa kuin, jos dieselmoottorin teho kasvaisi kuormituksen kasvaessa. Dieselmoottorin antama energia saadaan kuormalle 97 % mekaanisella hyötysuhteella. Jos taas dieselmoottorin antama energia varastoidaan ensin energiavaraston ja syötetään vasta sieltä sähkökoneen kautta kuormalle, energiasta voidaan hyödyntää vain 70 % ja loput 30 % kuluvat häviöihin. Turhia energian muunnoksia tulee välttää, sillä energian muunnoksissa osa energiasta kuluu aina häviöihin. Energian talteenottojärjestelmän hyöty saavutetaan kuitenkin siinä, että dieselmoottorin teho voidaan optimoida parhaan hyötysuhteen alueelle. Kuorma tulee jakaa järkevästi diesel- ja sähkömoottorin välille, jotta häviöt saadaan minimoiduksi ja hyötysuhde optimoiduksi.

Tarkastelun tuloksena havaitaan, että jakovaihteen käyttö hybridikäytössä tulee hieman kyseenalaiseksi, sillä sen hyötysuhde on noin 97 %. Jakovaihteen käyttöä ehdotettiin alunperin, koska raskaaseen käyttöön tarkoitettujen suurten dieselmoottoreiden sopiva pyörimisnopeus on tyypillisesti vain esimerkiksi 1500 min^{-1} , ja näin hitaista suoraan dieselmoottorin akselille kiinnitettävistä generaattoreista tulisi melko raskasrakenteisia eikä työkoneessa välttämättä olisi tilaa tällaiselle ratkaisulle.

Tarkastelussa on kuitenkin huomattu, että nykyisen dieselmoottorin koko on todella suuri verrattuna käytön keskitehoon. Mikäli dieselmoottori mitoitetaan merkittävästi nykyistä pienemmäksi, voitaneen sen pyörimisnopeutta hieman nostaa, jolloin vauhtipyörään integroitava generaattori nousee mielenkiinnon kohteeksi. Erityisesti tätä ratkaisua puoltaisi jakovaihteen häviöiden poisjäänti.

3.1.2 Kuorman jakaminen dieselmoottorin ja sähkökoneen välille

Energian talteenottojärjestelmässä kuorman jakaminen dieselmoottorin ja sähkökoneen välille on tärkeässä osassa. Väärällä mitoituksella energian talteenottojärjestelmällä varustetun työkoneen energiantarve ja häviöt voivat kasvaa jopa suuremmiksi kuin ainoastaan dieselkäyttöisen työkoneen energiantarve ja häviöt.

Taulukossa 8 on esitetty energian talteenottojärjestelmään soveltuvan noin 60 kW dieselmoottorin ominaiskulutus ja hyötysuhteet eri tehoalueilla dieselmoottorin käydessä vakiopyörimisnopeudella $n = 2000 \text{ min}^{-1}$. Hyötysuhteet on laskettu seuraavasti

$$\eta_D = \frac{3,6 \text{ MJ}}{kH} \quad , \quad (5)$$

jossa k on dieselmoottorin ominaiskulutus kilogrammoina kilowattituntia kohti ja H dieselöljyn lämpöarvo $H = 43 \text{ MJ/kg}$. Kyseinen dieselmoottorin hyötysuhde kertoo millä hyötysuhteella dieselmoottori muuttaa kemiallisen energian mekaaniseksi energiaksi. /12/

Taulukko 8. 60 kW dieselmoottorin hyötysuhteet ja kulutus eri tehoalueilla välillä 30 – 50 kW dieselmoottorin pyöriessä vakionopeudella $n = 2000 \text{ min}^{-1}$.

Tehoalue P [kW]	Hyötysuhde η_D [%]	Kulutus [g/kWh]
46,1 <	42,39	197,5
37,7 – 46,1	41,86	200
32,7 – 37,7	41,34	202,5
30,4 – 32,7	40,84	205
< 30,4	40,35	207,5

Lasketaan dieselmoottorin ottama kemiallinen energia dieselmoottorin ominaiskulutuksen avulla käyttäen yhtälöä

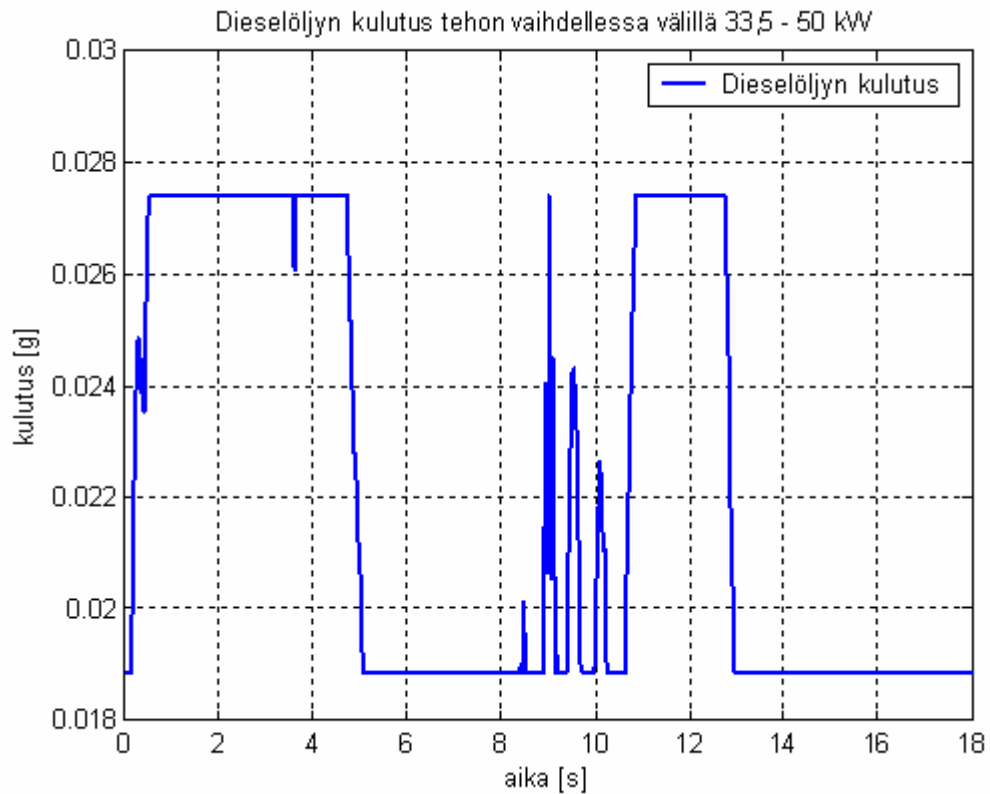
$$E_{D,otto} = \int_{t_{tot}} \frac{P(t)k(t)H}{3600} dt \quad . \quad (6)$$

Taulukkoon 9 on laskettu dieselmoottorin ominaiskulutuksen avulla dieselmoottorin ottama kemiallinen energia, kokonaishyötysuhde ja järjestelmän kokonaishäviöenergiat dieselmoottorin käydessä eri tehoilla.

Taulukko 9. 60 kW dieselmoottorin hyötysuhteet ja energiat sen toimiessa eri tehoalueilla jakovaihteellisessa hybridijärjestelmässä. Dieselmoottorin kokonaishyötysuhde ottaa huomioon myös dieselmoottorin peruskuorman.

Dieselmoottorin toiminta-alue	41	33,5 – 50	34,5 – 48,5	37,5 – 45	[kW]
Dieseliltä kuormalle saatava energia E_D	559	539	539	548	kJ
Dieselin antoenergia $E_{D,anto}$	738	718	718	727	kJ
Dieselin ottama kemiallinen energia, $E_{D,otto}$	1763	1716	1720	1750	kJ
Dieselmoottorin kokonaishyötysuhde $\eta_{D,tot}$	31,7	31,4	31,3	31,3	%
Kokonaishäviöt $E_{tot,loss}$	1268	1220	1226	1256	kJ
Energiavarastoon jäävä energia ΔE	2	3	1	1	kJ

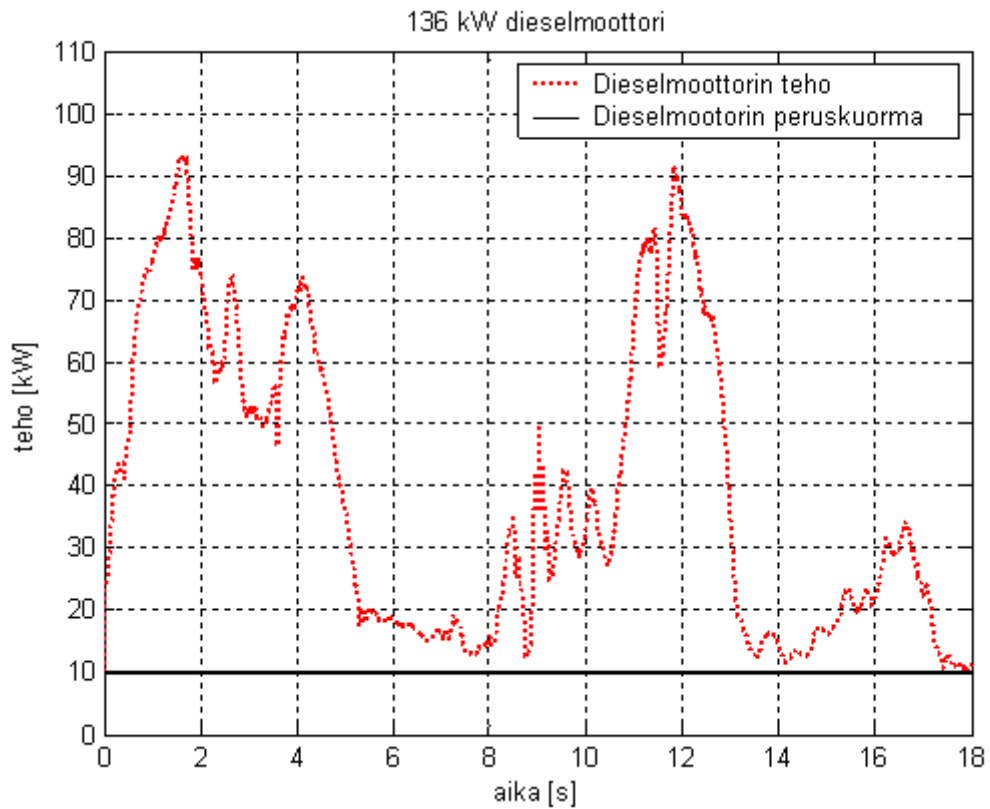
Dieselmoottorin ottama energia on pienimmillään dieselmoottorin käydessä vaihtelevalla teholla 33,5 – 50 kW. Kuvassa 39 on esitetty dieselöljyn kulutus dieselmoottorissa ajan funktiona, kun dieselmoottorin teho vaihtelee välillä 33,5 – 50 kW. Öljyn ominaiskulutus vaihtelee tällöin välillä 197,5 – 202,5 g/kWh ja hyötysuhde välillä 41,34 – 42,39 %. Kyseinen hyötysuhde kertoo kuinka paljon dieselmoottorin ottamasta kemiallisesta energiasta saadaan mekaanista työtä. Lisäksi on otettava huomioon dieselmoottorin peruskuorma, joka laskee hyötysuhdetta jonkin verran.



Kuva 39. Dieselöljyn kulutus 60 kW dieselmootorissa ajan funktiona esimerkisyklin aikana dieselmootorin tehon vaihdellessa kuormituksen mukaan välillä 33,5 – 50 kW.

Nykyinen käyttö

Työkoneessa käytetään nykyisin 136 kW dieselmootoria, jonka peruskuormaksi on oletettu 13 kW. Dieselmootorin teho vaihtelee tällöin kuvassa 30 esitetyn kuormaussyklin tapauksessa 13 kW ja 96 kW välillä, kuvan 40 esittämällä tavalla. Dieselmootorin antama energia on 757 kJ, josta 234 kJ kuluu dieselmootorin peruskuormalle.



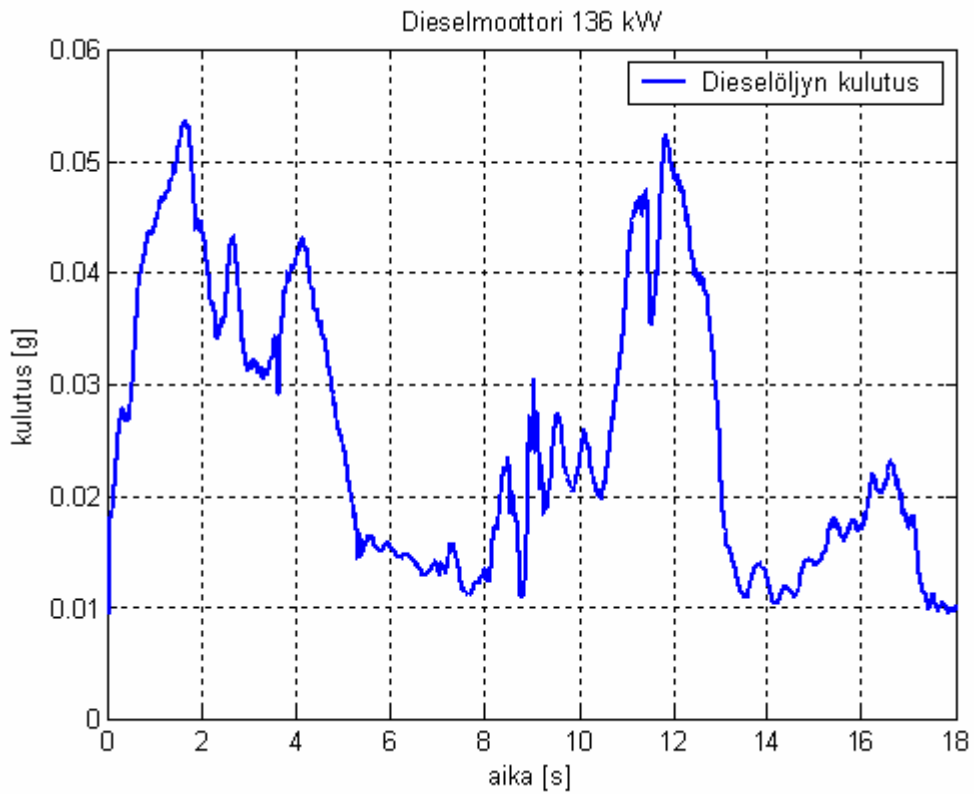
Kuva 40. Dieselmoottorin teho kuvassa 30 esitetyn kuormausyökin tapauksessa, dieselmoottorin peruskuorma on otettu huomioon.

Työhydrauliikkaa käytettäessä dieselmoottorin pyörimisnopeus pyritään pitämään vakiona kuormituksesta riippumatta, edellyttäen, että teho riittää. Taulukossa 10 on esitetty dieselmoottorin ominaiskulutus ja hyötysuhteet eri tehoalueilla, dieselmoottorin pyöriessä vakionopeudella 1200 min^{-1} .

Taulukko 10. Dieselmoottorin kulutus ja hyötysuhde eri tehoalueilla, vakiopyörimisnopeudella $n = 1200 \text{ min}^{-1}$.

Tehoalue, P [kW]	Hyötysuhde η_D [%]	Kulutus [g/kWh]
122 <	42,39	197,5
88,0 – 122	41,86	200
68,5 – 88,0	41,34	202,5
59,7 – 68,5	40,84	205
54,0 – 59,7	40,35	207,5
51,5 – 54,0	39,87	210
47,8 – 51,5	39,40	212,5
44,6 – 47,8	38,94	215
40,8 – 44,6	38,49	217,5
39,6 – 40,8	38,05	220
37,7 – 39,6	37,63	222,5
35,2 – 37,7	37,21	225
33,3 – 35,2	36,80	227,5
31,5 – 33,3	36,40	230
27,6 – 31,5	35,63	235
27,0 – 27,6	34,88	240
25,1 – 27,0	34,17	245
24,5 – 25,1	33,49	250
13,8 – 24,5	32,83	255
< 13,8	32,20	260

Kuvassa 41 on esitetty dieselöljyn kulutus dieselmoottorissa ajan funktiona, kun dieselmoottorin teho vaihtelee kuvassa 40 esitetyn käyrän mukaisella tavalla. Lasketaan dieselöljyn kulutuksen avulla dieselmoottorin ottama kemiallinen energia yhtälöllä (6). Dieselmoottorin ottaman energian avulla saadaan lasketuksi dieselmoottorin keskimääräinen hyötysuhde kyseisen kuormausyökin aikana. Kyseisellä kuormituskäyrällä dieselmoottorin ottama kemiallinen energia on 1965 kJ, joten keskimääräiseksi hyötysuhteeksi saadaan 38,5 %. Tällöin dieselmoottoriin syötetystä energiasta saadaan energiaa kuormalle 26,6 % hyötysuhteella.



Kuva 41. Dieselöljyn kulutus 136 kW dieselmoottorissa ajan funktiona, kuvassa 40 esitetyn syklin aikana.

Taulukkoon 11 on koottu nykyisen 136 kW dieselmoottorin hyötysuhde ja eri energia arvoja sekä hybridijärjestelmän 60 kW dieselmoottorin hyötysuhteet ja energiat sen toimiessa eri tehoilla sekä dieselmoottorin ottaman energian pieneneminen nykyisin käytössä olevaan dieselmoottoriin verrattuna. Lisäksi taulukossa on esitetty dieselöljyn kulutus kuormausykyissä.

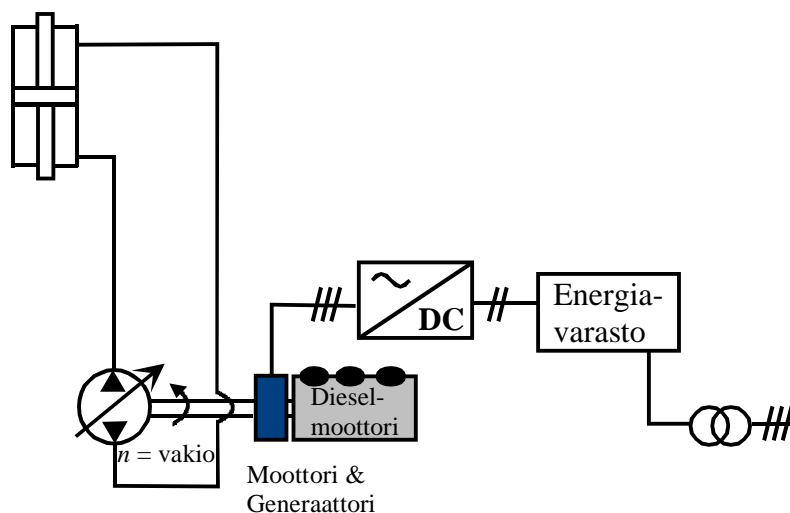
Taulukko 11. Alkuperäinen 136 kW dieselmoottori vs. 60 kW hybridikäyttö, jossa sähkökone on yhdistetty dieselmoottorin akselille jakovaihteen välityksellä.

Dieselmotoonin nimellisteho	136	60				kW
Dieselmotoonin toiminta alue	13 - 136	41	33,5 - 50	34,5 - 48,5	37,5 - 45	kW
Dieselin ottama kemiallinen energia työsyklin aikana $E_{D,otto}$	1965	1763	1716	1720	1750	kJ
Dieselmotoonin hyötysuhde $\eta_{D,tot}$	26,6	31,7	31,4	31,3	31,3	%
Tarvittava energia pienenee nykyiseen verrattuna	0	10,3	12,7	12,5	10,9	%
Häviöt yhteensä $E_{tot,loss}$	1442	1268	1220	1226	1256	kJ
Häviöt pienenevät nykyiseen verrattuna	0	12,1	15,4	15	12,9	%
Dieselöljyn kulutus syklin aikana	45,7	41	39,9	40	40,7	g

Energian talteenottojärjestelmästä syntyvä energiasäästö on suurimmillaan dieselmoottorin tehon vaihdella 33,5 – 50 kW välillä. Tällöin energian talteenottojärjestelmällä varustettu työkone tarvitsee noin 249 kJ vähemmän energiaa kuormaussykliä kohti. Dieselmoottorin ottama energia pienenee noin 12,7 % nykyiseen dieselmoottoriin verrattuna.

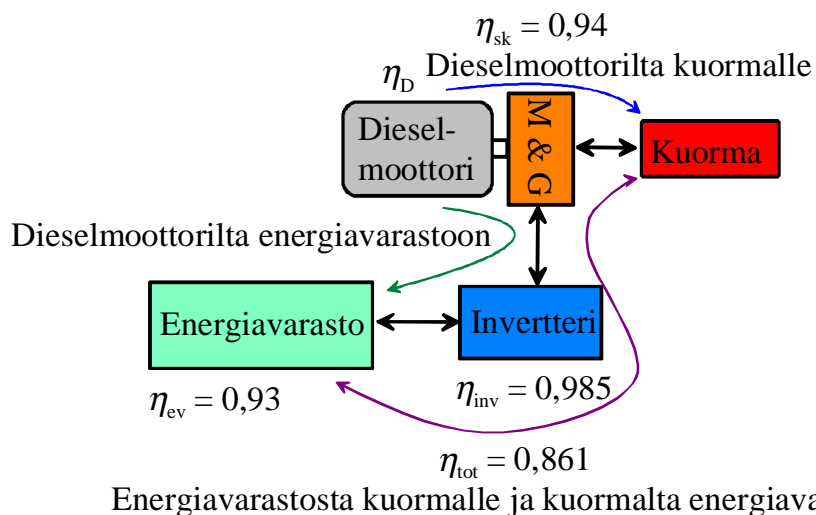
3.1.3 Jakovaihteeton energian talteenottojärjestelmä

Lasketaan vertailun vuoksi jakovaihteettomassa energian talteenottojärjestelmässä syntyvä energiansäästö. Tarkastellaan syntyvää energiansäästöä kuvan 42 kaltaisessa jakovaihteettomassa energian talteenottojärjestelmässä, jossa sähkökone on integroitu suoraan dieselmoottorin vauhtipyörälle.



Kuva 42. Energian talteenottojärjestelmä työkoneen puomiliikkeeseen. Sähkökone on integroitu dieselmoottorin vauhtipyörälle. Järjestelmä sisältää useita samalle akselille integroituja säätötilavuuspumppuja, jotka eivät näy kuvassa.

Dieselmoottorin antama teho samoin kuin sähkökoneelta saatava teho saadaan nyt suoraan kuormalle. Kuvassa 43 on esitetty energian siirtyminen kuvan 42 kaltaisessa energian talteenottojärjestelmässä.



Kuva 43. Energian siirtyminen järjestelmässä, jossa sähkökone on integroitu dieselmoottorin vauhtipyörälle.

Koko kuormaussykliin tarvittavan tehon käyrä jakovaihteettoman energian talteenottojärjestelmän tapauksessa on esitetty kuvassa 44 olettaen, että energian talteenottojärjestelmässä käytettävän dieselmoottorin peruskuorma on 10 kW.



Kuva 44. Kuormaussykliin jakovaihteettomassa järjestelmässä vaadittava kokonaisteho, kun talteen saatava teho ja dieselmoottorin peruskuorma on otettu huomioon.

Kuormaussykliin tarvittava keskimääräinen teho on noin 36 kW. Dieselmoottoria ei kuitenkaan voida mitoittaa suoraan keskimääräisen tehontarpeen mukaan, sillä dieselmoottorin ja generaattorin yhdessä energiavarastoon varastoiman energian tulee vastata sähkökoneen energiavarastosta vaatimaan energiaa. Kuvassa 43 esitettyjä hyötysuhteita laskuissa käyttäen, dieselmoottorin tulee käydä jatkuvasti noin 40 kW teholla, jotta dieselmoottorista saatava energia riittää kattamaan kuorman ja dieselmoottorin peruskuorman energian tarpeen sekä dieselmoottorilta energiavarastoon saatava energia riittää vastaamaan sähkökoneen energiavarastosta tarvitsemaa energiaa.

Taulukossa 12 on esitetty muutamia energia-arvoja dieselmoottorin käydessä eri tehoilla. Taulukossa on esitetty energia-arvoja vain dieselmoottorin tehoille, joilla dieselmoottorin energiavarastoon varastoima energia riittää vastaamaan sähkökoneen energiavarastosta tarvitsemaa energiaa ($\Delta E > 0$).

Taulukko 12. Energia-arvoja jakovaihteettoman hybridijärjestelmän 60 kW dieselmoottorin toimiessa eri tehoalueilla.

Dieselmoottorin toiminta-alue	40	33 - 48	32,5 - 48,5	36 - 44	kW
Kuorman energiantarve E_{kuorma}	478	478	478	478	kJ
Dieselin kokonaisenergia $E_{D,anto}$	720	699	697	704	kJ
Dieselmoottorin peruskuorma	179	179	179	179	kJ
Dieseliltä saatava energia E_D	317	369	372	344	kJ
Dieselin energiavarastoon tuottama energia $E_{D->ev}$	224	151	146	181	kJ
Sähkökoneelta kuormalle vaadittava energia E_{sk}	161	109	106	134	kJ
Kokonaishyötysuhde energiavarastoa purettaessa $\eta_{tot,p}$	0,86	0,86	0,86	0,86	
Energiavarastosta kuormalle tarvittava energia $E_{ev->kuorma} = E_{sk}/\eta_{tot,p}$	187	127	123	156	kJ
Kokonaishyötysuhde energiavarastoa ladattaessa $\eta_{tot,l}$	0,86	0,86	0,86	0,86	
Dieselistä energiavarastoon saatava energia $E_{ev} = \eta_{tot,l} E_{D->ev}$	193	130	126	156	kJ
$\Delta E = E_{ev} - E_{ev->sk}$	6	3	3	0	kJ
Häviöenergia E_{loss}	236	218	216	226	kJ

Pienin energian muunnoksissa tapahtuva häviöenergia saavutetaan dieselmoottorin tehon vaihdellessa 32,5 – 48,5 kW välillä. Lasketaan dieselmoottorin ottama energia taulukossa 8 esitettyjä dieselmoottorin ominaiskulutuksia apuna käyttäen yhtälöllä (6). Taulukkoon 13 on laskettu dieselmoottoreiden ottamat energiat, keskimääräinen hyötysuhde, järjestelmän kokonaishäviöenergiat, dieselöljyn kulutus sekä tarvittavan energian ja häviöiden pieneneminen nykyiseen verrattuna 60 kW dieselmoottorin käydessä eri tehoilla.

Taulukko 13. Alkuperäinen 136 kW dieselmoottori vs. 60 kW hybridikäyttö, jossa sähkökone on integroitu dieselmoottorin vauhtipyörälle.

Dieselmotoon nimellisteho	136	60				kW
Dieselmotoonin toiminta-alue	13-136	40	32,5- 48,5	33 - 48	36 - 44	kW
Dieselin ottama kemiallinen energia työsyklin aikana, $E_{D,otto}$	1965	1720	1677	1675	1694	kJ
Dieselin keskimääräinen hyötysuhde työsyklin aikana $\eta_{D,tot}$	26,6	31,5	30,9	31,1	30	%
Tarvittava energia pienenee nykyiseen verrattuna	0	12,5	14,7	14,8	13,8	%
Häviöt yhteensä $E_{tot,loss}$	1442	1236	1196	1194	1216	kJ
Häviöt pienenevät nykyiseen verrattuna	0	14,3	17,1	17,2	15,7	%
Dieselöljyn kulutus syklin aikana	45,7	40	39	38,9	39,4	g

Energian talteenottojärjestelmästä syntyvä energiasäästö on suurimmillaan dieselmoottorin tehon vaihdella 33 – 48 kW välillä. Tällöin energian talteenottojärjestelmällä varustettu työkone tarvitsee noin 292 kJ vähemmän energiaa kuormaussykliä kohti. Dieselmoottorin ottama energia pienenee noin 15 % nykyiseen dieselmoottoriin verrattuna.

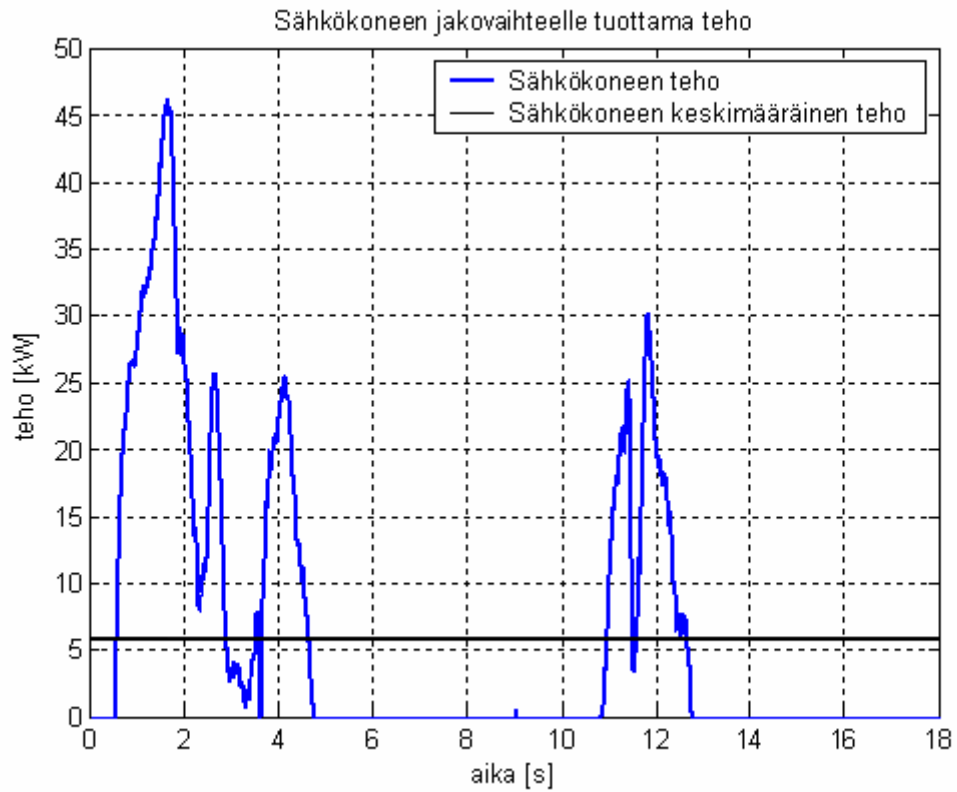
Mitä suuremmalla teholla dieselmoottori käy sitä vähemmän energiaa kuormalle tarvitaan sähkökoneelta ja sitä vähemmän häviöitä tapahtuu energianmuunnoksissa, toisaalta tällöin dieselmoottorin tehoalue on laajempi, eikä dieselmoottori enää välttämättä toimikaan jatkuvasti parhaalla hyötysuhdealueella, jolloin dieselmoottorissa tapahtuvat suhteelliset häviöt kasvavat. Dieselmoottorin toiminta-alue tulisi valita siten, että järjestelmässä tapahtuvat kokonaishäviöt saadaan mahdollisimman pieniksi, jolloin myös dieselmoottorin ottama kemiallinen energia pienenee.

3.1.4 Sähkökäytön mitoitus energian talteenottojärjestelmään

Sähkökoneen mitoitus

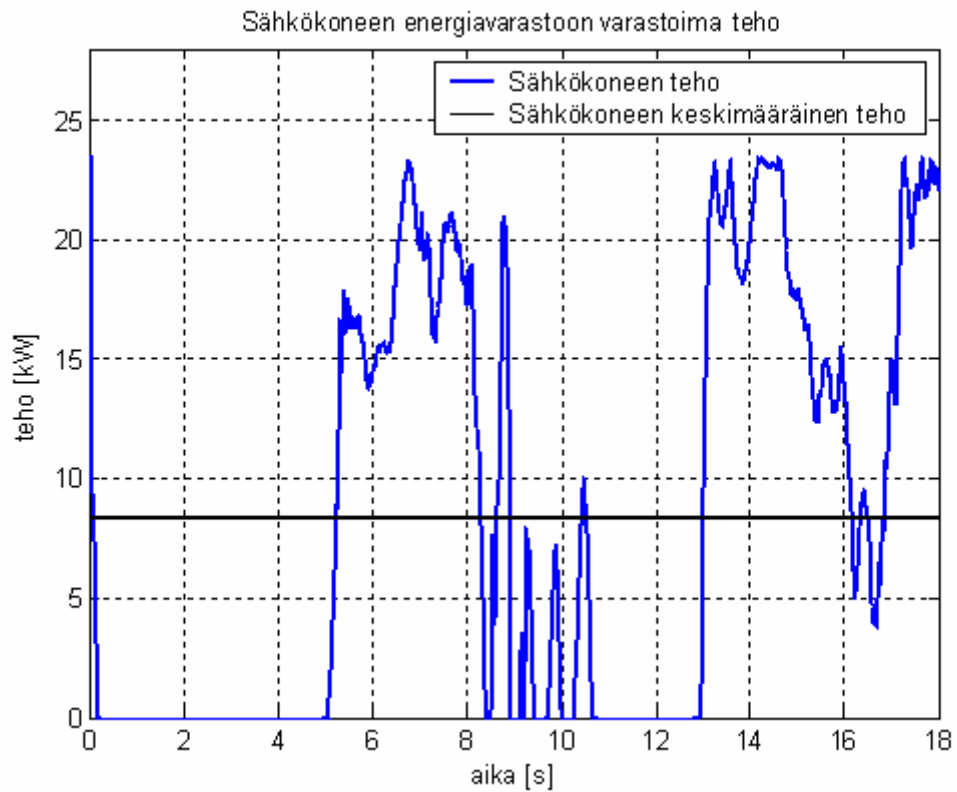
Energian talteenottojärjestelmässä käytettävä sähkökone on mitoitettava siten, että se kykenee huolehtimaan kuormituksen vaihteluista. Kuvassa 35 esitetyn tehokäyrän mukaan jakovaihteelle tarvittava maksimiteho on noin 86 kW. Jos dieselmoottori tuottaa jakovaihteellisessa järjestelmässä maksimissaan 50 kW tehon, sähkökoneen tulee pystyä tuottamaan vähintään noin 46 kW, sillä 10 kW dieselmoottorin tehosta

käytetään dieselmoottorin peruskuormalle. Kuvassa 45 on esitetty sähkökoneelta jakovaihteelle kuvan 35 kaltaisessa kuormituksessa vaadittava teho, kun dieselmoottorin teho vaihtelee 33,5 – 50 kW välillä.



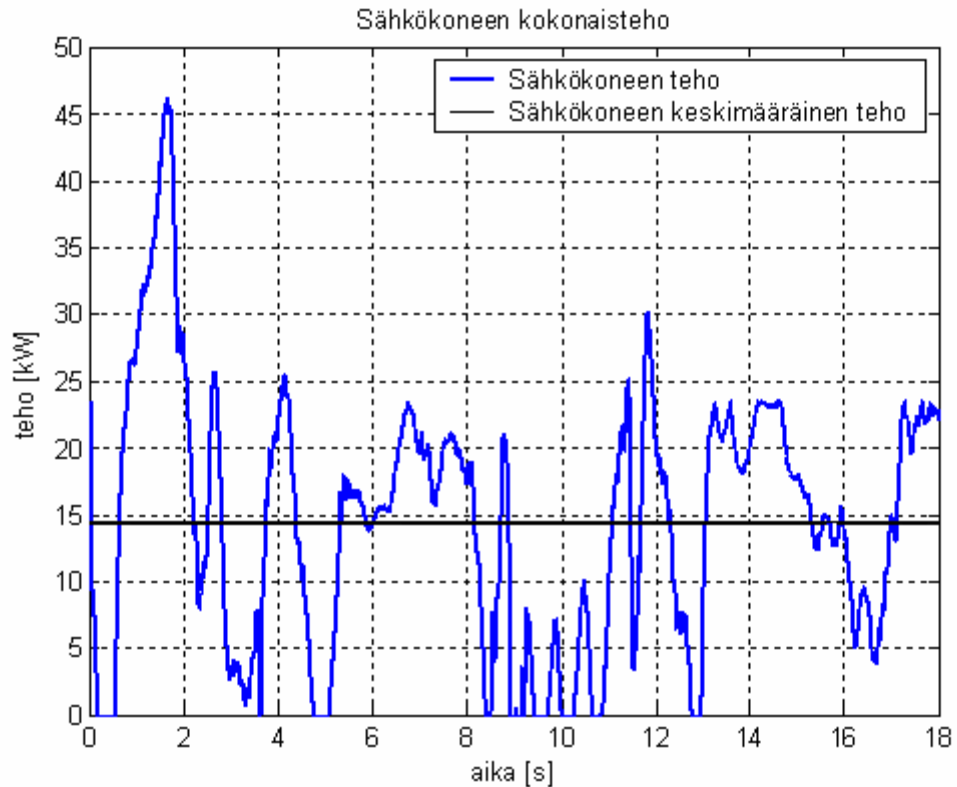
Kuva 45. Sähkökoneen jakovaihteelle tuottaman tehon käyrä esimerkkisyklissä, dieselmoottorin tehon vaihdelta kuormituksen mukaan 33,5 – 50 kW välillä. Sähkökone toimii moottorina.

Sähkökone toimii myös generaattorina ja lataa energiavarastoa pienemmän kuormituksen tilanteissa. Kuvassa 46 on esitetty sähkökoneen tehokäyrä sen toimiessa generaattorina ja ladatessa energiavarastoa.



Kuva 46. Sähkökoneen energiavarastoon tuottaman tehon käyrä esimerkisyklissä, dieselmoottorin tehon vaihdellessa kuormituksen mukaan 33,5 – 50 kW välillä. Sähkökone toimii generaattorina.

Sähkökone toimii kuormaussyklissä vuoroin moottorina ja vuoroin generaattorina kuormitustilasta riippuen. Kuvassa 47 on esitetty sähkökoneen kokonaisteho ja keskimääräinen teho ajan funktiona.



Kuva 47. Sähkökoneen kokonaisteho ajan funktiona esimerkisyklissä, dieselmoottorin tehon vaihdella kuormituksen mukaan 33,5 – 50 kW välillä.

Sähkökoneelta esimerkisyklissä vaadittava maksimiteho on noin 46 kW ja sähkökoneen keskimääräinen teho on noin 15 kW. Mitoitetaan sähkökone maksimitehon mukaan. Oletetaan sähkökoneen maksimitehon ja nimellistehon suhteeksi 1,6, tällöin sähkökoneen nimellistehon tulee olla vähintään noin 29 kW. Mitoitetaan sähkökone kuitenkin suuremmaksi ja valitaan 35 kW kone. Teholtaan 60 kW dieselmoottorista ja nimellisteholtaan 35 kW sähkökoneesta, jonka maksimitehon ja nimellistehon suhde on 1,6, saadaan maksimissaan tehoa 116 kW.

Jakovaihteettomassa järjestelmässä, jossa dieselmoottorin teho vaihtelee välillä 33 – 48 kW, sähkökoneelta vaadittava maksimiteho on noin 45 kW ja sähkökoneen keskimääräinen teho noin 14 kW. Mitoitetaan sähkökone maksimitehon mukaan ja oletetaan sähkökoneen maksimitehon ja nimellistehon suhteeksi 1,6. Tällöin sähkökoneen nimellistehon tulee olla vähintään noin 28 kW. Mitoitetaan sähkökone kuitenkin suuremmaksi ja valitaan 35 kW sähkökone.

Käyttöön vaadittavan sähkökoneen vääntömomentin tehollinen arvo voidaan laskea sähkökoneen tehokäyrästä seuraavaa yhtälöä käyttäen

$$T_{\text{teh}} = \sqrt{\frac{1}{N} \sum_{i=1}^N \left(\frac{P_i}{2\pi n} \right)^2}. \quad (7)$$

Sähkökoneen roottorin koko riippuu tarvittavasta vääntömomentista. Lasketaan mitoitetun nimellisteholtaan 35 kW sähkökoneen roottorin halkaisija ja pituus sähkökoneen nimellisvääntömomentin avulla. Kestomagneettitahtikoneen tangentialiselle jännitykselle on käytetty arvoa $\sigma_{\text{tan}} = 25$ kPa. Tällöin roottorin halkaisija ja pituus saadaan määritellyksi yhtälöllä

$$T_n = \frac{\pi}{2} D_r^2 l_r \sigma_{\text{tan}}, \quad (8)$$

jossa D_r on roottorin halkaisija ja l_r on roottorin pituus. /21/

Järjestelmässä käytettävän sähkökoneen koko on siis verrannollinen koneesta saatavaan vääntömomenttiin. Mitä suurempaa vääntömomenttia sähkökoneelta vaaditaan, sitä suurempi sähkökone on kooltaan. Sähkökoneen pyörimisnopeutta nostamalla saadaan sama akseliteho aikaan pienemmällä vääntömomentilla ja samalla sähkökoneen kokoa saadaan pienemmäksi.

Taulukossa 14 on esitetty sähkökoneen parametrit sekä mitoitetun sähkökoneen arvioitu fyysinen koko. Parametrit on esitetty jakovaihteellisen järjestelmän sähkökoneelle sekä dieselmoottorin vauhtipyörälle integroitavalle sähkökoneelle.

Taulukko 14. Sähkökoneen parametrit ja arvioitu koko jakovaihteellisessa järjestelmässä sekä järjestelmässä, jossa sähkökone on integroitu dieselmoottorin vauhtipyörälle.

	Järjestelmässä jakovaihde		Sähkökone integroitu dieselmoottorin vauhtipyörälle		
	Vaadittu	Mitoitettu	Vaadittu	Mitoitettu	
P_n	15	35	14	35	kW
P_{max}	46	56	45	56	kW
n_n	6000	6000	2000	2000	min ⁻¹
T_n	24	56	67	167	Nm
T_{max}	73	89	215	267	Nm
T_{max}/T_n	3	1,6	3,2	1,6	Nm
T_{teh}	28		82		Nm
σ_{tan}		25		25	kPa
D_r		0,1		0,295	m
l_r		0,15		0,05	m
m		~ 50		~ 60	kg
D		~ 0,28		~ 0,4	m
L		~ 0,29		~ 0,15	m

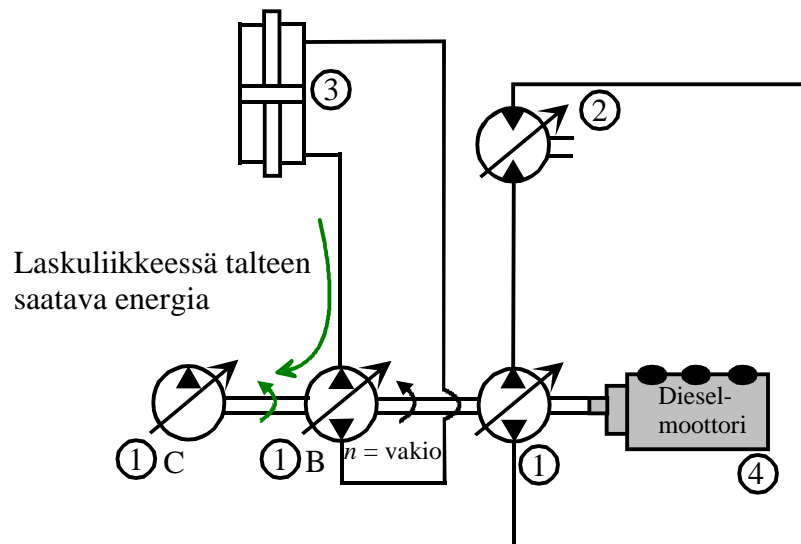
Taajuusmuuttajan mitoitus

Taajuusmuuttaja voidaan mitoittaa, kun tiedetään sähkökoneen tarvitsemat virrat. Taajuusmuuttajat kestävät nimellisvirtaansa suurempia virtoja huomattavasti lyhyemmän ajan kuin sähkökoneet, joten taajuusmuuttaja tulee mitoittaa sähkökoneen ottaman huippuvirran mukaan. Liikkuvassa työkoneessa, jossa verkkosähköä ei ole saatavilla, on otettava huomioon myös sopiva välipiirin DC-jännitetaso suhteessa energiavaraston jännitteeseen. Näiden ei välttämättä tarvitse olla samat, jos käytössä on DC-DC -hakkuri jännitteen nostoon.

3.1.5 Energian talteenotto ilman hybridikäyttöä

Energiansäästöä voidaan saavuttaa myös ilman hybridijärjestelmää, toteuttamalla nykyinen puomikäyttö siten, että laskuliikkeissä nykyisin lämmöksi muutettavalla energialla avustettaisiin dieselmoottoria muissa työhydrauliikan toiminnoissa tai kevennettäisiin dieselmoottorin peruskuormaa. Kuvan 30 kaltaisessa esimerkkisyklissä

laskuliikkeen energiasta olisi 97 % suoraan hyödynnettävissä muissa työhydrauliikan toiminnoissa. Järjestelmä tulisi tällöin toteuttaa siten, että puomiliikettä hoidettaisiin omalla suljetun piirin säädettävälavuudsisella hydraulipumpulla. Järjestelmän periaatteellinen hydraulikaavio on esitetty kuvassa 48.



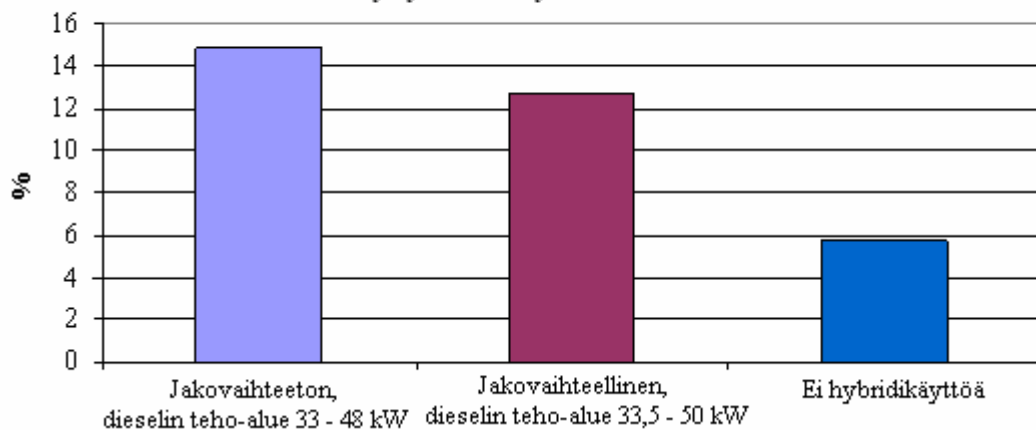
Kuva 48. Ilman hybridijärjestelmää toteutetun työkoneen periaatteellinen hydraulikaavio, jossa laskuliikkeessä palautuvaa energiaa voidaan hyödyntää muissa samanaikaisissa hydraulipumpulla 1 C hoidettavissa työhydrauliikan toiminnoissa.

Käytettäessä nykyistä 136 kW dieselmoottoria kyseisessä järjestelmässä, dieselmoottorin ottama energia olisi noin 1853 kJ. Tällaisella hydraulikalla toteutettu työkone tarvitsisi noin 112 kJ vähemmän energiaa kuormausyksiä kohti, kuin nykyinen käyttö, jolloin energiansäästöä syntyisi noin 5,7 % nykyiseen käyttöön verrattuna. Taulukoon 15 on koottu eri tavoilla toteutetuilla järjestelmillä saavutettavat energiansäästöt nykyiseen käyttöön verrattuna. Energiansäästöt on esitetty myös graafisesti kuvassa 49.

Taulukko 15. Eri tavoilla toteutettujen järjestelmien vertailua. Jakovaihteeton ja jakovaihteellinen ovat hybridikäytöllä varustettuja energian talteenottojärjestelmiä. Ei hybridikäyttöä tarkoittaa tässä laskuliikkeen energian siirtämistä samanaikaisesti muihin toimintoihin.

	Nykyinen käyttö	Jakovaihteeton	Jakovaihteellinen	Ei hybridikäyttöä	
Dieselmotoren teho	136	60	60	136	kW
Dieselmotoren toiminta-alue	13 – 96	33 – 48	33,5 – 50	13 – 96	
Sähkömoottori	ei	on	on	ei	
Sähkömoottorin nimellisteho	-	35	35	-	kW
Sähkömoottorin pyörimisnopeus	-	2000	6000	-	min ⁻¹
Dieselin ottama kemiallinen energia työsyklin aikana	1965	1675	1716	1853	kJ
Dieselin keskimääräinen hyötysuhde työsyklin aikana	26,6	31,1	31,4	28,7	%
Energiansäästö nykyiseen käyttöön verrattuna	0	14,8	12,7	5,7	%
Kokonaishäviöt	1442	1194	1220	1321	kJ
Häviöt pienenevät nykyiseen käyttöön verrattuna	0	17,2	15,4	8,4	%
Dieselmotoren kulutus työsyklin aikana	45,7	38,9	39,9	43,1	g

Energiansäästö energian talteenottojärjestelmässä nykyiseen käyttöön verrattuna

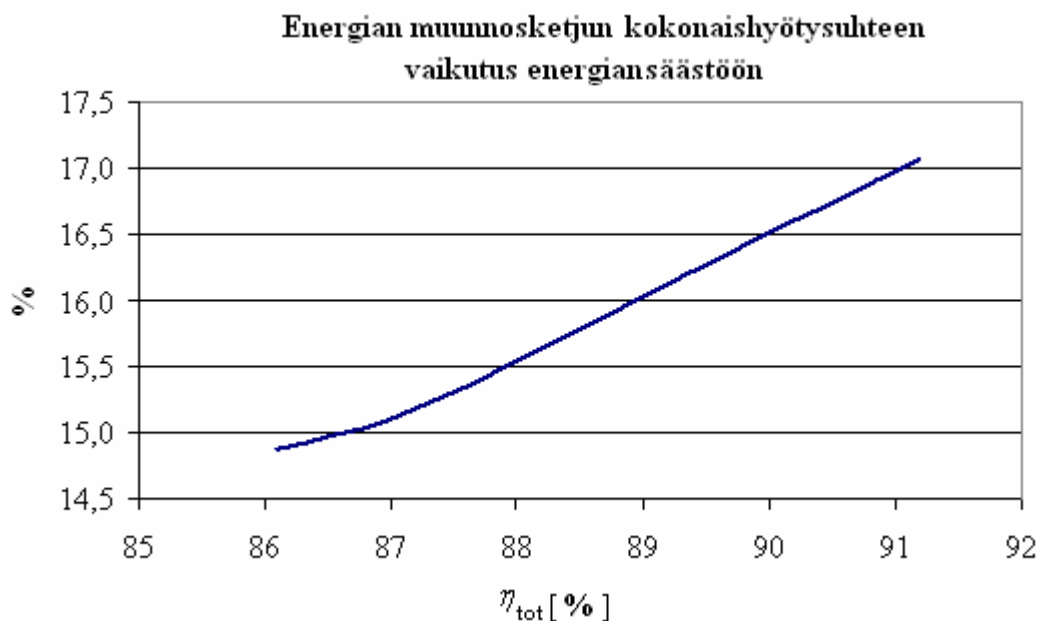


Kuva 49. Energiansäästö nykyiseen käyttöön verrattuna jakovaihteettomassa, jakovaihteellisessa ja hybridikäyttötönnässä energian talteenottojärjestelmässä.

Energian talteenottojärjestelmässä käytettävien komponenttien, kuten sähkökoneen, taajuusmuuttajan ja energiavaraston hyötysuhteet vaikuttavat saavutettavaan energiansäästöön. Häviöitä syntyy erityisesti muutettaessa dieselmoottorin mekaaninen energia sähköiseksi ja varastoitaessa se energiavarastoon sekä käytettäessä energiavarastoon varastoitua energiaa kuormalle. Jakovaihteettoman järjestelmän energian muunnosketjun hyötysuhde yhteen suuntaan on

$$\eta_{\text{tot}} = \eta_{\text{ev}} \eta_{\text{inv}} \eta_{\text{sk}} \cdot \quad (9)$$

Ladattaessa energiavarastoa dieselmoottorin antama mekaaninen energia saadaan varastoitua hyötysuhteella η_{tot} ja käytettäessä energiavarastoon varastoitu energiaa kuormalle, energiavaraston energiaa saadaan kuormalle hyötysuhteella η_{tot} . Energianmuunnosketjun kokonaishyötysuhde energiavarastoa ladatessa ja purettaessa on siis sama. Laskelmissa on käytetty energian talteenottojärjestelmän komponenteilla taulukossa 6 esitettyjä hyötysuhdearvoja. Energian muunnosketjun kokonaishyötysuhde yhteen suuntaan on tällöin jakovaihteettomassa järjestelmässä 86,1 % ja saavutettava energiansäästö 14,8 %. Kuvassa 50 esitetään kuinka jakovaihteettoman energian talteenottojärjestelmän energian muunnosketjun kokonaishyötysuhde vaikuttaa saavutettavaan energiansäästöön.

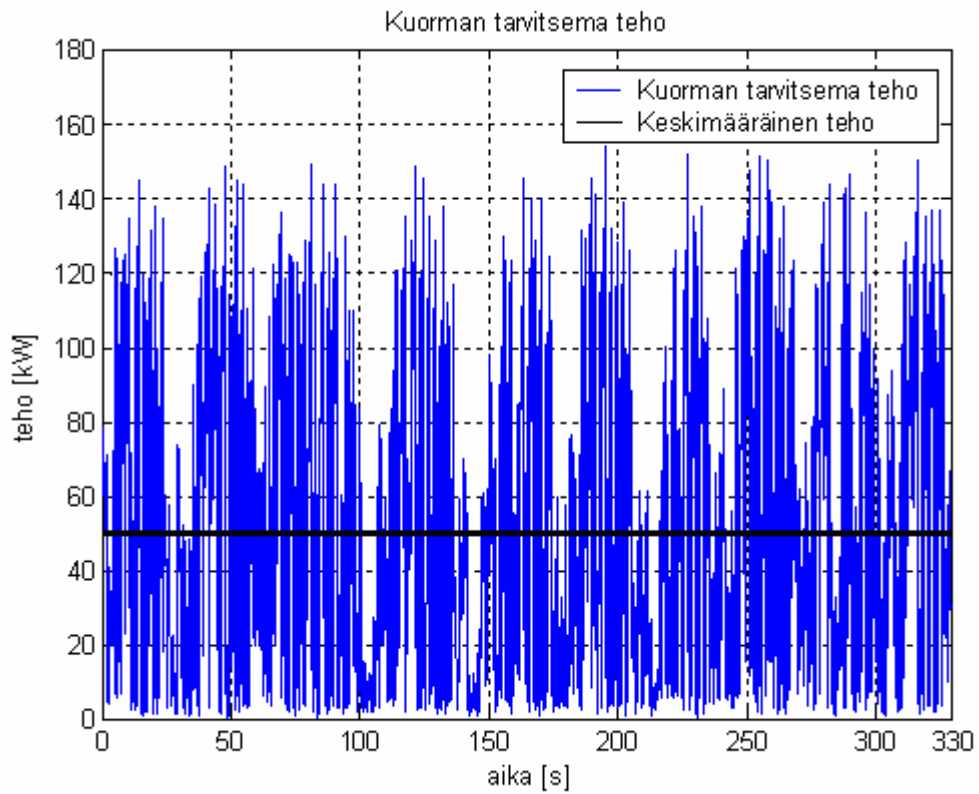


Kuva 50. Jakovaihteettoman järjestelmän energian muunnosketjun kokonaishyötysuhteen η_{tot} vaikutus saavutettavaan energiansäästöön.

Saavutettava energiansäästö saadaan nostettua noin 17 %:iin, energian muunnosketjun kokonaishyötysuhteen η_{tot} ollessa 91 %. Kyseinen hyötysuhde saavutettaisiin, jos sähkökoneen hyötysuhde saataisiin nostettua 96 %:iin ja energiavaraston hyötysuhde 96,4 %:iin, invertterin hyötysuhteen ollessa 98,5 %.

3.2 Hybridikäyttö ilman kuormalta takaisin palautettavissa olevaa tehoa

Joissain työkonetyypeissä talteensaatava energia on mitättömän pieni tai sitä ei ole ollenkaan saatavissa. Tässä kappaleessa on tutkittu, kuinka paljon energiansäästöä saavutettaisiin toteuttamalla työkone hybridikäyttönä siten, että kuorman vaatima teho tuotettaisiin sekä diesel- että sähkömoottorilla, mutta kuormalta ei olisi talteen saatavissa olevaa energiaa. Tällaisessa järjestelmässä osa dieselmootorin tehosta lataisi energiavarastoa tilanteissa, joissa kuorma ei tarvitsisi tukea sähkökoneelta. Mitoitetaan sähkökone ja dieselmoottori hybridityökonesovellukseen, jossa energiaa ei ole saatavissa talteen kuormalta. Kuvassa 51 on esitetty kyseisen sovelluksen kuorman tarvitsema teho ajan funktiona. Kuvaan on piirretty kuorman tarvitseman tehon lisäksi kuorman keskimääräinen teho, joka on noin 50 kW. Kuorman vaatima huipputeho on 153 kW ja koko syklin energia noin 16,5 MJ.

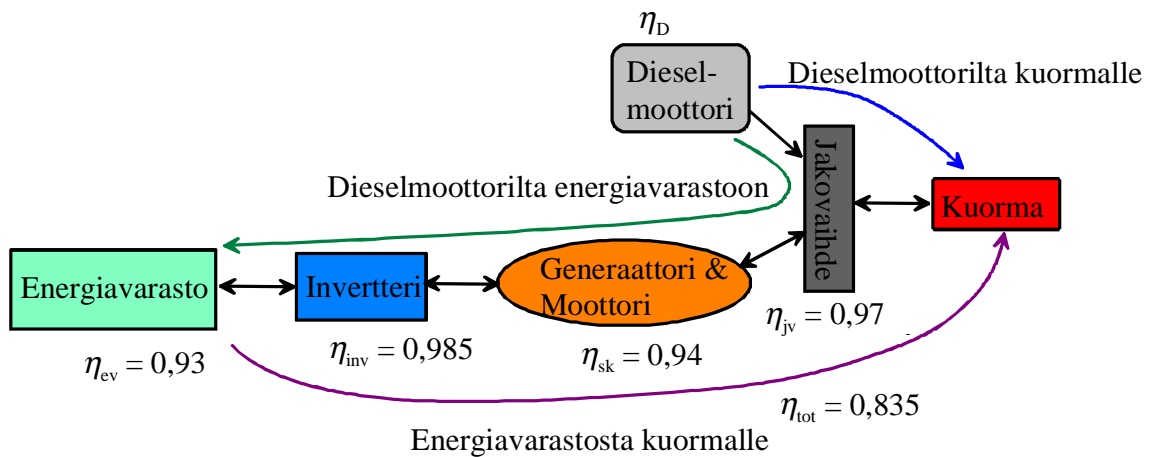


Kuva 51. Erään työkonsovelluksen kuorman tarvitsema teho ajan funktiona.

Jakovaihteellinen järjestelmä

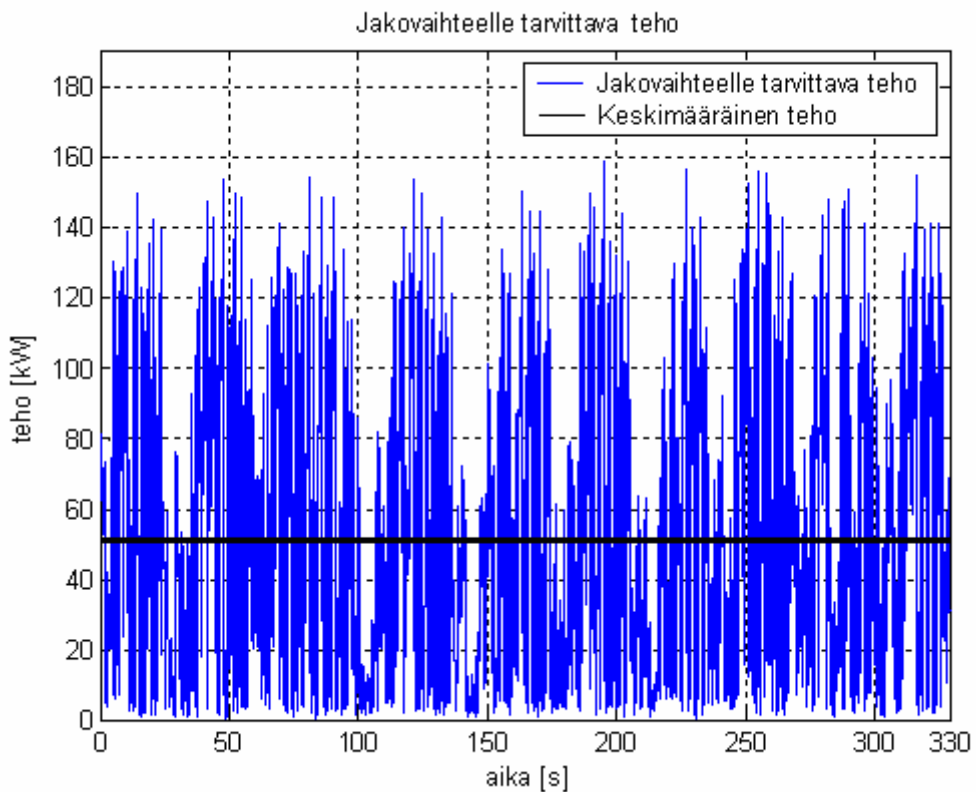
Hybridijärjestelmä on toteutettu kuvan 52 kaltaisella tavalla, jossa dieselmoottorin ja kuorman välissä on jakovaihde. Jakovaihteen hyötysuhteeksi oletetaan 97 %, jolloin

$$\text{jakovaihteelle tarvittava teho on } P_{\text{ju}} = \frac{P_{\text{kuorma}}}{0,97}.$$



Kuva 52. Hybridikäytön energian- ja tehonsiirtokaavio, kun dieselmoottorin ja kuorman välillä on jakovaihte. Järjestelmässä kuormalta ei ole talteen saatavissa olevaa energiaa.

Jakovaihteelle tarvittavan tehon käyrä on esitetty kuvassa 53. Taulukossa 16 on esitetty kuvan 53 käyrästä laskettuja teho ja energia-arvoja.

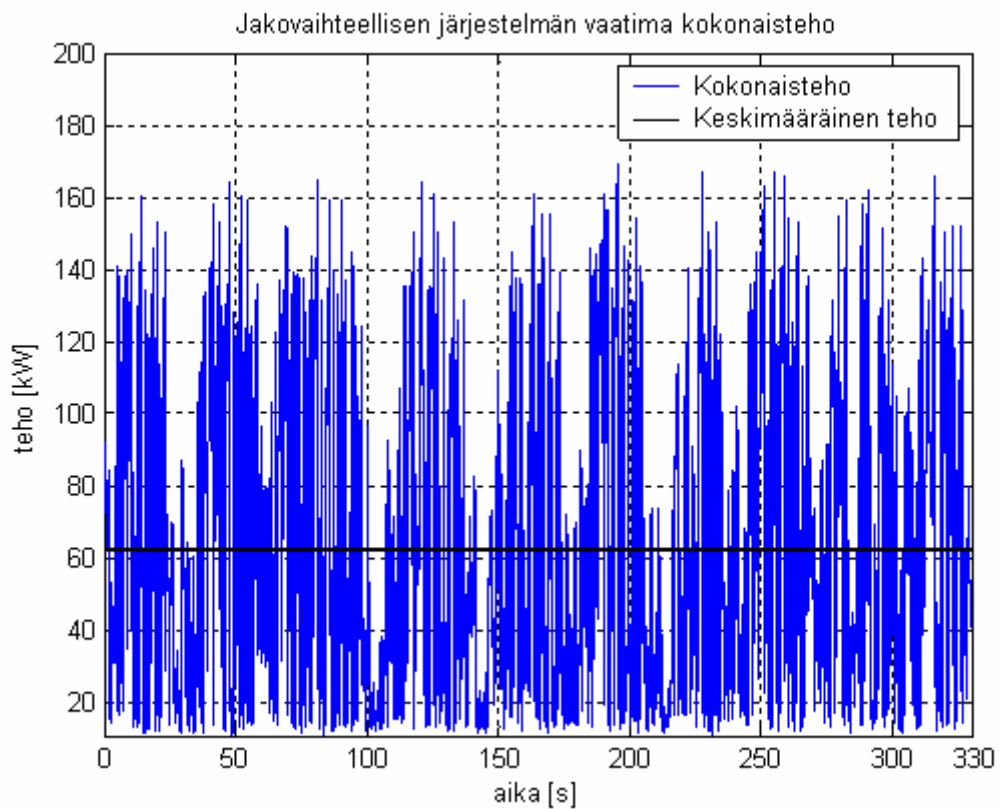


Kuva 53. Jakovaihteelle tarvittavan tehon käyrä.

Taulukko 16. Jakovaihteelle tarvittavan tehon käyrästä lasketut tehot ja energia.

Syklin hetkellinen maksimitehontarve	P_{\max}	159	kW
Syklin keskimääräinen tehontarve	P_{mean}	52	kW
Sykliin käytetty energia	E_{cycle}	17	MJ

Kuvassa 54 on esitetty jakovaihteellisen hybridijärjestelmän kokonaistehon käyrä ajan funktiona. Käyrä sisältää jakovaihteelle tarvittavan tehon lisäksi dieselmoottorin peruskuorman 11 kW.



Kuva 54. Jakovaihteellisen järjestelmän kokonaisteho ajan funktiona.

Kuvaan on piirretty kokonaistehon lisäksi keskimääräinen teho. Taulukossa 17 on esitetty tehokäyrästä lasketut teho ja energia-arvot.

Taulukko 17. Jakovaihteellisen hybridijärjestelmän tehokäyrästä lasketut tehot ja energiat.

Syklin hetkellinen maksimitehontarve	P_{\max}	170	kW
Syklin keskimääräinen tehontarve	P_{mean}	63	kW
Sykliin käytetty energia	E_{cycle}	21	MJ

Kuvassa 52 esitettyjä hyötysuhteita laskuissa käyttäen, dieselmoottorin tulisi käydä jatkuvasti noin 68,5 kW teholla, jotta dieselmoottorin ja generaattorin yhdessä energiavarastoon tuottama energia riittäisi vastaamaan sähkökoneen energiavarastosta tarvitsemaa energiaa. Taulukossa 18 on esitetty muutamia energia-arvoja dieselmoottorin toimiessa eri tehoalueilla.

Taulukko 18. Energia-arvoja jakovaihteellisen hybridijärjestelmän dieselmoottorin toimiessa eri tehoalueilla.

Dieselmoottorin toiminta-alue	68,5	61,5 – 75,5	61 – 76	64 – 72	kW
Kuorman energiantarve E_{kuorma}	16,5	16,5	16,5	16,5	MJ
Jakovaihteelle tarvittava energia E_{jv}	17	17	17	17	MJ
Dieselin peruskuorman energian tarve	3,6	3,6	3,6	3,6	MJ
Syklin kokonaisenergian tarve	20,6	20,6	20,6	20,6	MJ
Dieselin kokonaisenergia $E_{D,anto}$	22,6	22,1	22,1	22,2	MJ
Dieselin jakovaihteelle tuottama energia $E_{D->jv}$	12,3	13,2	13,3	12,9	MJ
Dieselin energiavarastoon tuottama energia $E_{D->ev}$	6,7	5,3	5,2	5,7	MJ
Sähkökoneelta jakovaihteelle vaadittava energia E_{sk}	4,7	3,8	3,7	4,1	MJ
Kokonaishyötysuhde energiavarastoa purettaessa $\eta_{kok,p}$	0,86	0,86	0,86	0,86	
Energiavarastosta jakovaihteelle tarvittava energia $E_{ev->sk} = E_{sk}/\eta_{tot,p}$	5,5	4,4	4,3	4,8	MJ
Kokonaishyötysuhde energiavarastoa ladattaessa $\eta_{tot,l}$	0,84	0,84	0,84	0,84	
Dieselistä energiavarastoon saatava energia $E_{ev} = \eta_{tot,l} E_{D->ev}$	5,6	4,5	4,4	4,8	MJ
$\Delta E = E_{ev} - E_{ev->sk}$	0,16	0,03	0,07	0,02	MJ
Häviöenergia E_{loss}	1,84	1,47	1,43	1,58	MJ

Taulukkoon 18 on laskettu järjestelmän häviöenergia. Häviöenergiaa ja samalla dieselmoottorin kokonaisenergian tarvetta saataisiin pienennetyksi, jos dieselmoottori ei kävisi vakioteholla 68,5 kW, vaan dieselmoottorin teho muuttuisi jonkin verran kuormituksen mukaan.

Hybridijärjestelmään soveltuvan noin 86 kW dieselmoottorin ominaiskulutuksen voidaan olettaa olevan 0,195 kg/kWh, dieselmoottorin käydessä jatkuvasti vakioteholla tai dieselmoottorin tehon vaihdelta pienellä alueella. Dieselmoottorin ottama kemiallinen energia voidaan nyt laskea yhtälön (6) avulla. Taulukkoon 19 on laskettu

dieselmoottorin ottama kemiallinen energia sen käydessä eri tehoalueilla, kun oletetaan että hybridijärjestelmässä käytettävän dieselmoottorin kulutus käytettävällä tehoalueella on 0,195 kg/kWh.

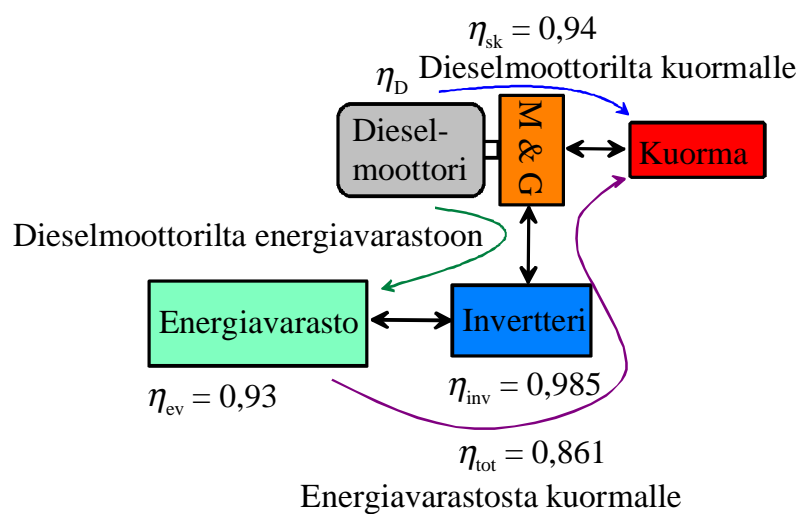
Taulukko 19. 86 kW dieselmoottorin hyötysuhteet ja energiat sen toimiessa eri tehoalueilla jakovaihteellisessa hybridijärjestelmässä.

Dieselmoottorin toiminta-alue	68,5	61.5 – 75,5	61 – 76	64 – 72	kW
Kuormalle saatava energia	19	18,5	18,5	18,6	MJ
Dieselistä saatava energia $E_{D,anto}$	22,6	22,1	22,1	22,2	MJ
Dieselin ottama kemiallinen energia, $E_{D,otto}$	52,2	51,5	51,4	51,7	MJ
Dieselin kokonaishyötysuhde $\eta_{D,tot}$	36,4	35,9	36	36	%
Järjestelmän häviöt yhteensä $E_{tot,loss}$	35,3	34,5	34,3	34,7	MJ
Energiavarastoon jäävä energia ΔE	0,16	0,03	0,07	0,02	MJ

Kyseisellä työsyklillä dieselmoottorin ottama energian on pienin dieselmoottorin tehon vaihdellessa 61 – 76 kW välillä. Dieselmoottorin ottama energia on tällöin 51,4 MJ ja dieselmoottorin ottamasta kemiallisesta energiasta saadaan energiaa kuormalle 36 % hyötysuhteella.

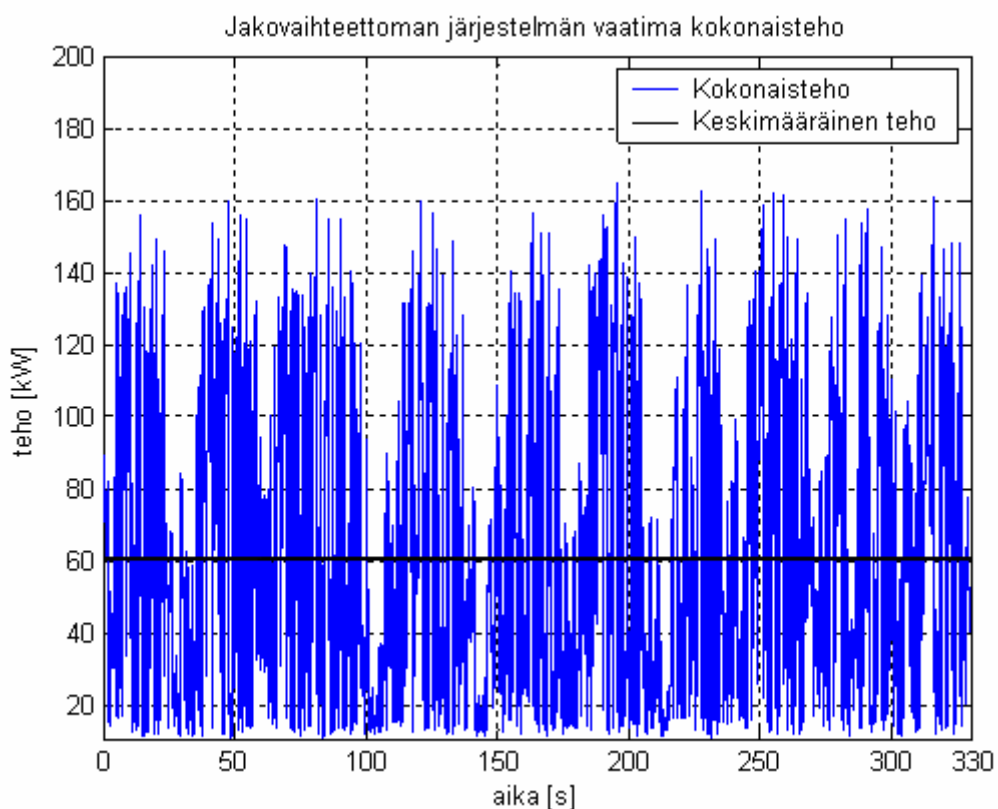
Jakovaihteeton järjestelmä

Toteutetaan työkonesovelluksen hybridijärjestelmä kuvan 55 kaltaisella tavalla, ilman jakovaihdetta siten, että sähkökone integroidaan dieselmoottorin vauhtipyörälle.



Kuva 55. Hybridikäytön energian ja tehonsiirtokaavio, kun sähkökone on integroitu suoraan dieselmoottorin vauhtipyörälle.

Jakovaihteettoman hybridijärjestelmän kokonaistehontarve on esitetty kuvassa 56. Taulukossa 20 on esitetty kuvan 56 käyrästä laskettuja teho ja energia-arvoja.



Kuva 56. Jakovaihteettoman järjestelmän kokonaisteho ajan funktiona.

Taulukko 20. Jakovaihteettoman hybridijärjestelmän kokonaistehokäyrästä lasketut tehot ja energia.

Syklin hetkellinen maksimitehontarve	P_{\max}	165	kW
Syklin keskimääräinen tehontarve	P_{mean}	61	kW
Sykliin käytetty energia	E_{cycle}	20	MJ

Kuvassa 55 esitetyjä hyötysuhteita laskuissa käyttäen, jakovaihteettoman hybridikäytön dieselmoottorin tulisi käydä jatkuvasti noin 66 kW teholla, jotta dieselmoottorin ja generaattorin yhdessä energiavarastoon tuottama energia riittäisi vastaamaan sähkökoneen energiavarastosta tarvitsemaa energiaa. Taulukossa 21 on esitetty muutamia energia-arvoja dieselmoottorin toimiessa eri tehoalueilla.

Taulukko 21. Energia-arvoja jakovaihteettoman hybridijärjestelmän 86 kW dieselmoottorin toimiessa eri tehoalueilla.

Dieselmoottorin toiminta-alue	66	60 – 73	59 – 74	kW
Kuorman energiantarve E_{kuorma}	16,5	16,5	16,5	MJ
Dieselin peruskuorman energian tarve	3,6	3,6	3,6	MJ
Syklin kokonaisenergian tarve	20,1	20,1	20,1	MJ
Dieselin kokonaisenergia $E_{D,\text{tot}}$	21,8	21,5	21,4	MJ
Dieselin kuormalle tuottama energia $E_{D \rightarrow \text{kuorma}}$	11,9	12,8	12,9	MJ
Dieselin energiavarastoon tuottama energia $E_{D \rightarrow \text{ev}}$	6,3	5,1	4,9	MJ
Sähkökoneelta kuormalle vaadittava energia E_{sk}	4,6	3,7	3,6	MJ
Kokonaishyötysuhde energiavarastoa purettaessa $\eta_{\text{tot,p}}$	0,86	0,86	0,86	
Energiavarastosta kuormalle tarvittava energia $E_{\text{ev} \rightarrow \text{kuorma}} = E_{\text{sk}}/\eta_{\text{tot,p}}$	5,3	4,3	4,2	MJ
Kokonaishyötysuhde energiavarastoa ladattaessa $\eta_{\text{tot,l}}$	0,86	0,86	0,86	
Dieselistä energiavarastoon saatava energia $E_{\text{ev}} = \eta_{\text{tot,l}} E_{D \rightarrow \text{ev}}$	5,4	4,4	4,2	MJ
$\Delta E = E_{\text{ev}} - E_{\text{ev} \rightarrow \text{sk}}$	0,069	0,084	0,028	MJ
Häviöenergia	1,63	1,32	1,27	MJ

Taulukkoon 21 on laskettu järjestelmän häviöenergia. Häviöenergiaa ja samalla dieselmoottorin kokonaisenergian tarvetta saataisiin pienennetyksi, jos dieselmoottori ei kävisi vakioteholla 66 kW, vaan dieselmoottorin teho muuttuisi jonkin verran kuormituksen mukaan.

Lasketaan jakovaihteettoman hybridijärjestelmän dieselmoottorin ottama energia työsyklillä yhtälöä (6) käyttäen. Taulukkoon 22 on laskettu dieselmoottorin ottama

energia sen toimiessa eri tehoalueilla, kun oletetaan että hybridijärjestelmän 86 kW dieselmoottorin kulutus käytettävällä tehoalueella on 0,195 kg/kWh.

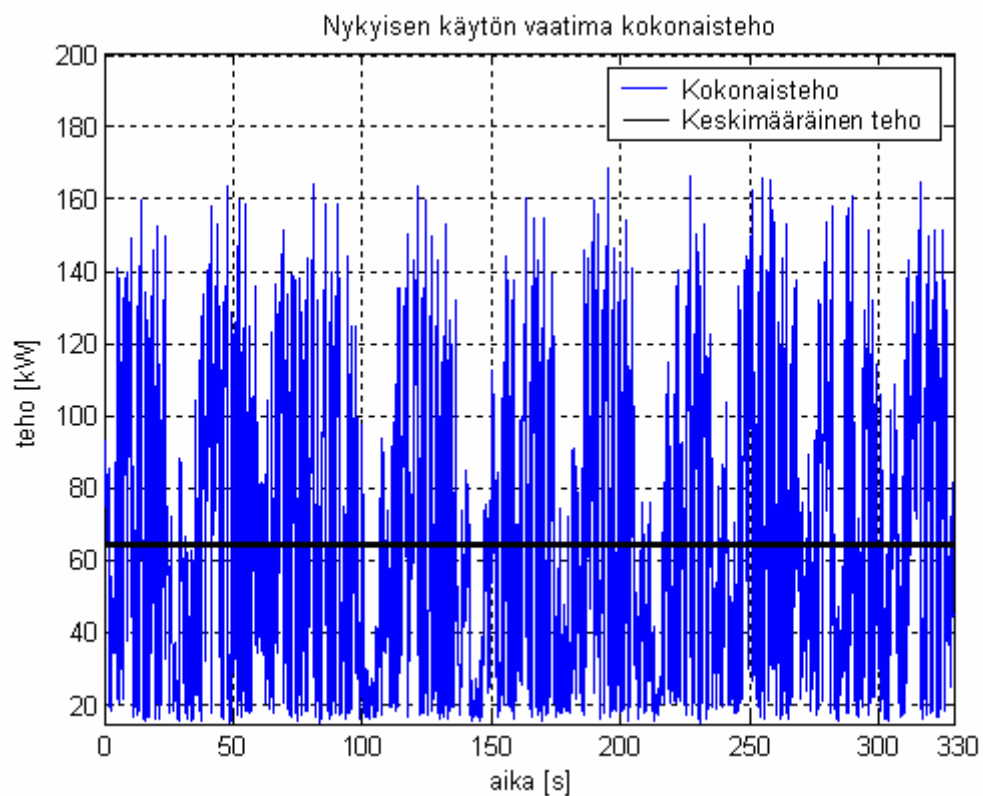
Taulukko 22. 86 kW dieselmoottorin hyötysuhteet ja energiat sen toimiessa eri tehoalueilla jakovaihteettomassa hybridijärjestelmässä.

Dieselmoottorin toiminta-alue	66	60 – 73	59 – 74	kW
Kuormalle saatava energia	18,2	17,9	17,8	MJ
Dieselistä saatava energia $E_{D,anto}$	21,8	21,5	21,4	MJ
Dieselin ottama kemiallinen energia, $E_{D,otto}$	50,7	50,1	49,9	MJ
Dieselin kokonaishyötysuhde $\eta_{D,tot}$	35,9	35,7	35,7	%
Järjestelmän häviöt yhteensä $E_{tot,loss}$	34,1	33,5	33,4	MJ
Energiavarastoon jäävä energia ΔE	0,07	0,08	0,03	MJ

Kyseisellä työsyklillä dieselmoottorin ottama energia on pienin dieselmoottorin tehon vaihdella 59 – 74 kW välillä. Dieselmoottorin ottama kemiallinen energia on tällöin 49,9 MJ ja dieselmoottorin ottamasta kemiallisesta energiasta saadaan energiaa kuormalle 35,7 % hyötysuhteella.

Nykyinen käyttö

Nykyisessä käytössä dieselmoottorin peruskuorman oletetaan olevan noin 15 kW ja dieselmoottorin teho vaihtelee kuormituksen mukaan 15 kW ja 168 kW välillä kuvan 57 tehokäyrän mukaan. Dieselmoottorin pyörimisnopeus pyritään pitämään vakiona kuormituksesta riippumatta, edellyttäen, että teho riittää.



Kuva 57. Dieselmoottorin kokonaisteho nykyisessä käytössä.

Taulukossa 23 on esitetty dieselmoottorin kulutus ja hyötysuhteet eri tehoalueilla dieselmoottorin pyöriessä vakionopeudella 1800 min^{-1} .

Taulukko 23. Dieselmoottorin kulutus ja hyötysuhde eri tehoalueilla, vakiopyörimisnopeudella $n = 1800 \text{ min}^{-1}$.

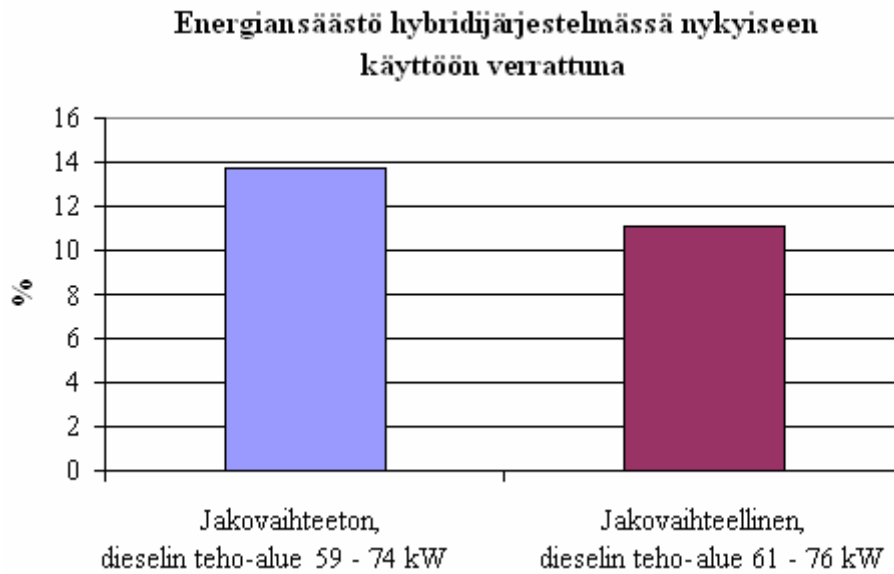
Tehoalue, P [kW]	Kulutus [g/kWh]	Hyötysuhde η_D [%]
$137,6 <$	210	39,9
$123,5 - 137,6$	212,5	39,4
$102,7 - 123,5$	215	38,9
$92,4 - 102,7$	217,5	38,5
$82 - 92,4$	220	38,1
$75,4 - 82$	222,5	37,6
$70,7 - 75,4$	225	37,2
$65 - 70,7$	227,5	36,8
$62,2 - 65$	230	36,4
$59,4 - 62,2$	235	35,6
$55,6 - 59,4$	240	34,9
$47,5 - 55,6$	245	34,2
$15,1 - 47,5$	250	33,5

Lasketaan dieselmoottorin kulutuksen avulla dieselmoottorin ottama energia yhtälöä (6) käyttämällä. Kuvan 57 syklillä dieselmoottorin ottama kemiallinen energia on 57,8 MJ. Tällöin dieselmoottorin ottamasta kemiallisesta energiasta saadaan energiaa kuormalle 28,5 % hyötysuhteella. Taulukkoon 24 on koottu eri tavoilla toteutetuilla järjestelmillä saavutettavat energiansäästöt.

Taulukko 24. Eri tavoilla toteutettujen järjestelmien vertailua.

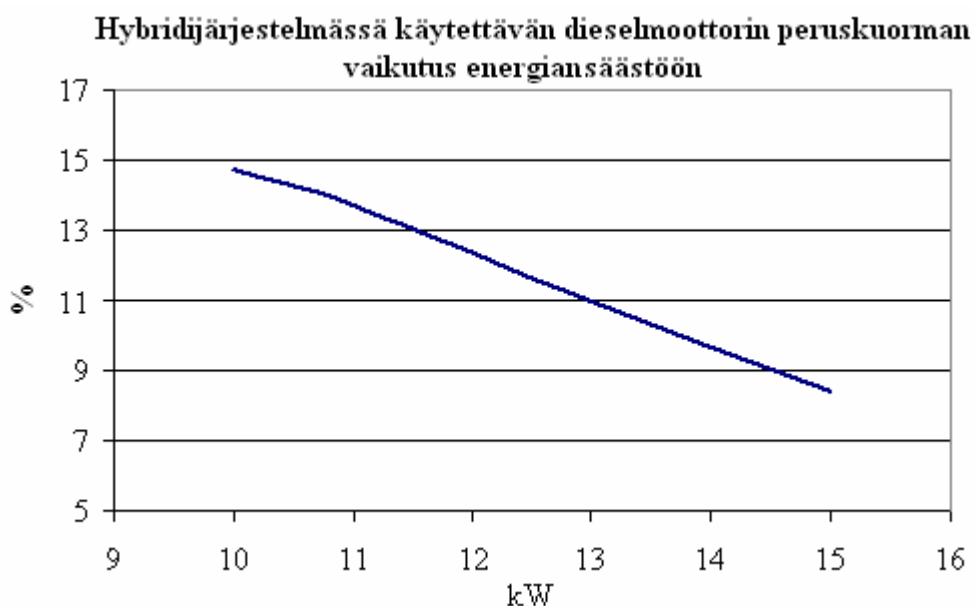
	Nykyinen käyttö	Jakovaihteeton	Jakovaihteellinen	
Dieselmoottorin toiminta-alue	15 – 168	59 – 74	61 – 76	kW
Kuormalle saatava energia	16,5	17,8	18,5	MJ
Dieselin ottama kemiallinen energia työsyklin aikana	57,8	49,9	51,4	MJ
Dieselmoottorin antama energia työsyklin aikana	21,4	21,4	22,1	MJ
Dieselin kokonaishyötysuhde	28,5	35,7	36	%
Energiansäästö nykyiseen käyttöön verrattuna	0	13,7	11,1	%
Häviöt	41,3	33,4	34,3	MJ
Häviöt pienenevät nykyiseen käyttöön verrattuna	0	19,1	16,9	%
Dieselöljyn kulutus työsyklin aikana	1,35	1,16	1,20	kg

Hybridijärjestelmällä saavutettaisiin suurin energiansäästö, jos järjestelmä toteutettaisiin jakovaihteettomana järjestelmänä, jossa sähkökone olisi integroitu suoraan dieselmoottorin akselille. Tällöin energiansäästö nykyiseen järjestelmään verrattuna olisi noin 14 % dieselmoottorin tehon vaihdellessa 59 – 74 kW välillä. Jos taas dieselmoottorin ja kuorman väliin lisättäisiin jakovaihte, hybridijärjestelmällä saavutettava energiansäästö olisi noin 11 %, dieselmoottorin tehon vaihdellessa 61 – 76 kW välillä. Kuvassa 58 on esitetty graafisesti järjestelmissä saavutettava energiansäästö nykyiseen käyttöön verrattuna.



Kuva 58. Energiansäästö nykyiseen käyttöön verrattuna jakovaihteettomassa ja jakovaihteellisessa hybridijärjestelmässä, josta energiaa ei oteta talteen.

Hybridijärjestelmässä käytettävän dieselmoottorin peruskuorman suuruus vaikuttaa saavutettavaan energiansäästöön. Tarkkaa tietoa dieselmoottorin peruskuormista ei ole ollut saatavilla, joten kuvassa 59 on esitetty dieselmoottorin peruskuorman vaikutus energiansäästöön jakovaihteettomassa hybridijärjestelmässä. Mitä pienempi on käytettävän dieselmoottorin peruskuorma, sitä suuremmat ovat hybridikäyttöisen työkoneen energiansäästöt nykyiseen käyttöön verrattuna.

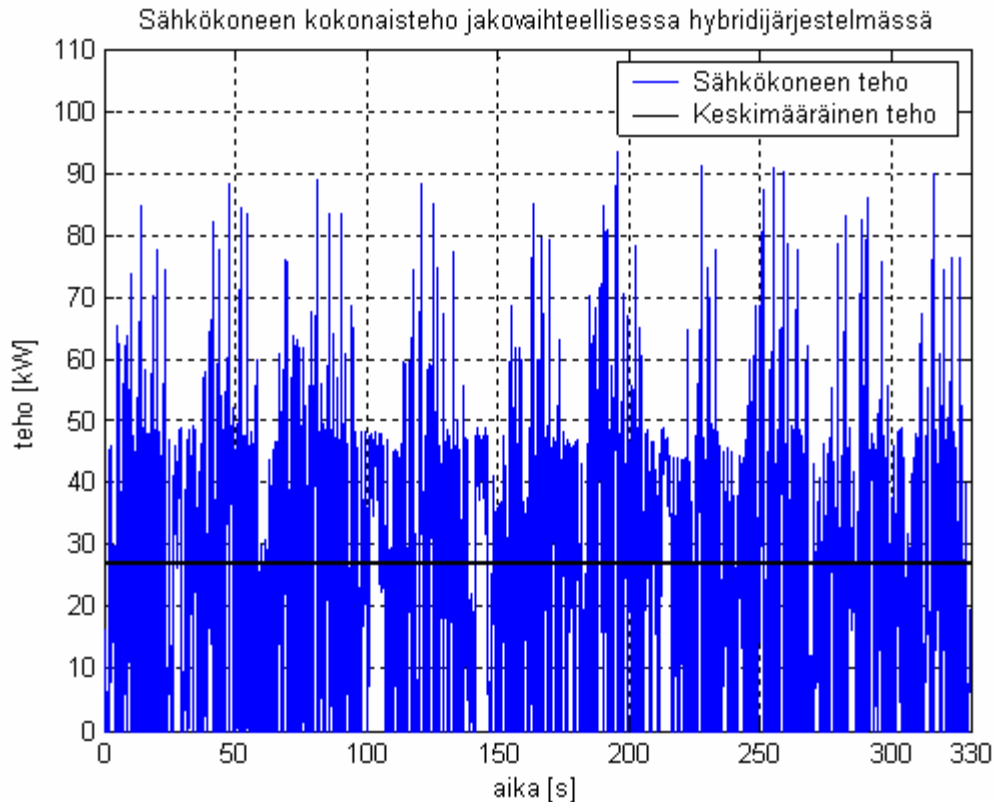


Kuva 59. Hybridijärjestelmässä käytettävän dieselmoottorin peruskuorman vaikutus saavutettavaan energiansäästöön jakovaihteettomassa järjestelmässä nykyiseen käyttöön verrattuna.

3.2.1 Sähkökoneen mitoitus hybridijärjestelmään

Jakovaihteellinen hybridijärjestelmä

Energian talteenottojärjestelmässä käytettävä sähkökone on mitoitettava siten, että se kykenee huolehtimaan kuormituksen vaihteluista. Sähkökone toimii järjestelmässä moottorina suuren kuormituksen tilanteissa, avustaen dieselmoottoria ja pienen kuormituksen tilanteissa generaattorina ladaten energiavarausta. Kuvassa 60 on esitetty jakovaihteellisen hybridijärjestelmän sähkökoneen kokonaisteho ja keskimääräinen teho ajan funktiona kuvan 53 kaltaisella työsyklillä, dieselmoottorin tehon vaihdellessa 61 – 76 kW välillä. Tällöin dieselmoottori tuottaa jakovaihteelle korkeintaan 65 kW tehon, sillä 11 kW kuluu dieselmoottorin peruskuormalle.



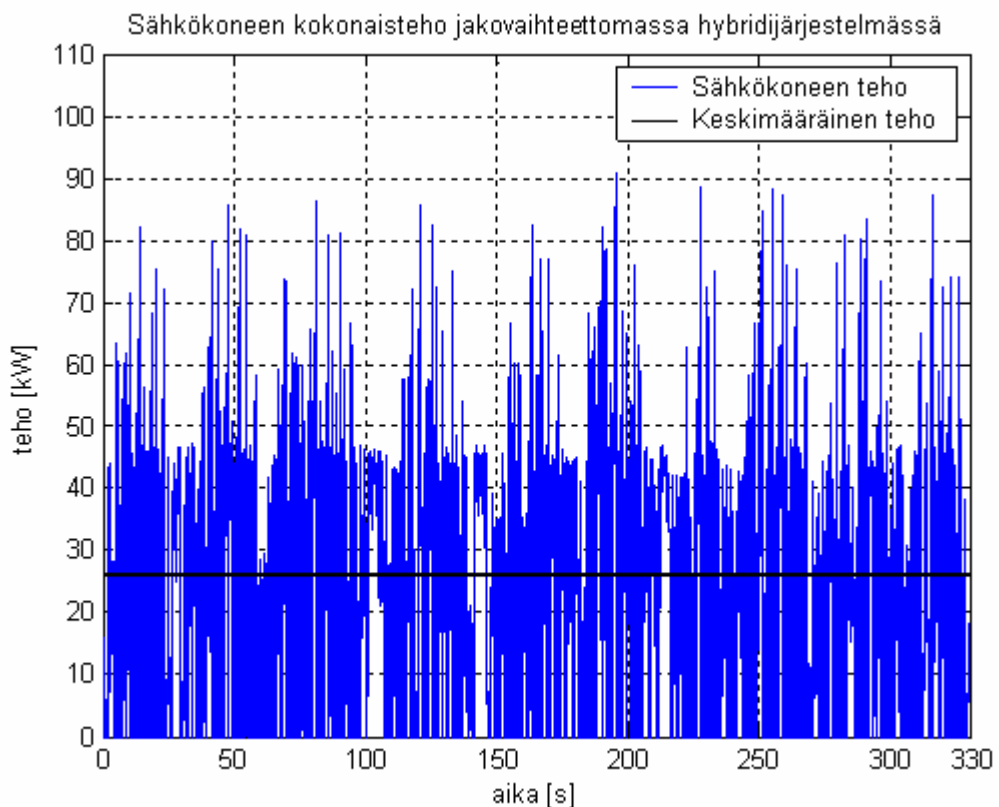
Kuva 60. Jakovaihteellisen järjestelmän sähkökoneen kokonaisteho työsyklissä, dieselmoottorin tehon vaihdellessa välillä 61 – 76 kW.

Sähkökoneen maksimitehon tarve on noin 94 kW ja keskimääräinen tehon tarve noin 27 kW. Mitoitetaan sähkökone maksimitehon mukaan ja oletetaan sähkökoneen maksimitehon ja nimellistehon suhteeksi 1,6. Sähkökoneen nimellistehon tulee olla vähintään 59 kW. Mitoitetaan sähkökone kuitenkin suuremmaksi ja valitaan 70 kW kone. Tällöin sähkökoneelta saatava maksimiteho on 112 kW. Sähkökoneen ja dieselmoottorin välillä on jakovaihte, jonka avulla sähkökoneen pyörimisnopeus nostetaan nopeuteen 6000 min^{-1} .

Lasketaan käyttöön vaadittava sähkökoneen vääntömomentin tehollinen arvo yhtälöä (7) käyttäen. Sähkökoneen roottorin koko riippuu tarvittavasta vääntömomentista. Lasketaan mitoitettun nimellisteholtaan 70 kW sähkökoneen roottorin halkaisija ja pituus sähkökoneen nimellisvääntömomentin avulla. Tällöin roottorin halkaisija ja pituus saadaan määriteltyä yhtälöllä (8). Yhtälöllä laskettu roottorin koko on esitetty taulukossa 25.

Jakovaihteeton hybridijärjestelmä

Kuvassa 61 on esitetty jakovaihteettoman hybridijärjestelmän sähkökoneen kokonaisteho ja keskimääräinen teho ajan funktiona kuvan 51 kaltaisella työsyklillä, dieselmoottorin tehon vaihdellessa 59 – 74 kW välillä. Tällöin dieselmoottori tuottaa kuormalle korkeintaan 63 kW tehon, sillä 11 kW kuluu dieselmoottorin peruskuormalle.



Kuva 61. Jakovaihteettoman hybridijärjestelmän sähkökoneen kokonaisteho työsyklissä, dieselmoottorin tehon vaihdellessa välillä 59 – 74 kW.

Jakovaihteettoman järjestelmän sähkökoneen maksimitehon tarve on noin 91 kW ja keskimääräinen tehon tarve 26 kW. Mitoitetaan sähkökone maksimitehon mukaan ja oletetaan sähkökoneen maksimitehon ja nimellistehon suhteeksi 1,6. Sähkökoneen nimellistehon tulee olla vähintään 57 kW. Mitoitetaan sähkökone kuitenkin suuremmaksi ja valitaan 70 kW kone. Tällöin sähkökoneelta saatava maksimiteho on 112 kW.

Taulukossa 25 on esitetty sähkökoneen parametrit sekä mitoitettun sähkökoneen arvioitu fyysinen koko. Parametrit on esitetty jakovaihteellisen järjestelmän sähkökoneelle sekä dieselmoottorin vauhtipyörälle integroitavalle sähkökoneelle.

Taulukko 25. Sähkökoneen parametrit ja arvioitu koko jakovaihteellisessa järjestelmässä sekä järjestelmässä, jossa sähkökone on integroitu dieselmoottorin vauhtipyörälle.

	Järjestelmässä jakovaihte		Sähkökone integroitu diesel- moottorin vauhtipyörälle		
	Vaadittu	Mitoitettu	Vaadittu	Mitoitettu	
P_n	27	70	26	70	kW
P_{max}	94	112	91	112	kW
n_n	6000	6000	1800	1800	min ⁻¹
T_n	44	111	138	371	Nm
T_{max}	149	178	483	594	Nm
T_{max}/T_n	3,4	1,6	3,5	1,6	Nm
T_{teh}	52		165		Nm
σ_{tan}		25		25	kPa
D_r		0,14		0,37	m
l_r		0,15		0,07	m
m		~ 65		~ 95	kg
D		~ 0,32		~ 0,47	m
L		~ 0,29		~ 0,17	m

4 JÄRJESTELMÄN EDUT

Energian talteenottojärjestelmä tuo useita etuja nykyisiin diesel- ja sähkökäyttöisiin työkonsovelluksiin. Energian talteenottojärjestelmän avulla työkonsoista saadaan energiataloudellisempia, sillä nykyisin häviöihin kuluva energia otetaan talteen. Samalla myös työkonsoen häviöt saadaan pienemmiksi, jolloin jäädytykseen tarvittava teho ja energia pienenevät. Lisäksi työkonsoen dynamiikkaa voidaan parantaa sähkökäytön avulla ja dieselmoottorikäyttöisten työkonsoiden päästöjä saadaan pienennettyä.

4.1 Primäärienergiansäästöt

Nykyisissä työkonsoissa on usein suuritehoinen dieselmoottori, jotta moottori kykenee vastaamaan huippukuormitustilanteisiin. Suurimman osan ajasta dieselmoottorin tehosta käytetään kuitenkin vain pientä osaa ja dieselmoottorin toiminta on epätaloudellista. Dieselmoottori voi toimia suurimman osan ajasta esimerkiksi 225 g/kWh ominaiskulutusalueella, kun parhaimmillaan moottori voisi toimia ominaiskulutuksella 195 g/kWh. Hybridijärjestelmän ansiosta dieselmoottoria voitaisiin laskelmien mukaan pienentää aiempaan dieselmoottoriin verrattuna noin puolesta kolmasosaan sovelluksesta riippuen. Tällöin dieselmoottori toimisi pienellä tehoalueella ja se voitaisiin optimoida toimimaan jatkuvasti parhaalla hyötysuhdealueella, jolloin dieselmoottorin primäärienergian käyttöä voitaisiin pienentää. Se kuinka paljon dieselmoottorin ottamaa energiaa saataisiin pienennettyä, riippuu hyvin paljon työkonsovelluksesta ja työsyklistä sekä siitä millaisella hyötysuhdealueella nykyisin käytössä oleva dieselmoottori toimii. Lisäksi varsinkin dieselkäyttöisissä työkonsoissa on otettava huomioon, että energian muunnoksissa tapahtuvat häviöt pienentävät saavutettavissa olevaa energiansäästöä, sillä dieselmoottorin olisi tuotettava myös häviöihin kuluva energia. Tämän vuoksi dieselmoottorin ja sähkökonsoen keskinäisen toiminnan jakaminen on merkittävässä osassa hybridikäyttöä mitoittaessa.

Työsyklissä talteen saatavan energian määrä vaikuttaa myös suuresti energiansäästöön. Työkonsovelluksesta riippuen laskuliikkeissä ja jarrutuksissa tehoa kuluu häviöihin muutamasta kilowatista useisiin kilowatteihin. Otettaessa nykyisin häviöksi kuluva

energia talteen, saadaan energian talteenoton ja uudelleenkäytön avulla työkoneiden primäärienergian käyttöä vähennettyä. Primäärienergian käytön pienentyessä saavutettaisiin myös muita etuja. Esimerkiksi akkukäyttöisten trukkien latausvälejä ja dieselkäyttöisten moottoreiden ympäristövaikutuksia saataisiin pienennettyä.

4.2 Päästösäästöt

Dieselmoottorikäyttöisten ajoneuvojen ja työkoneiden päästöjä koskevia säännöksiä on kiristetty jatkuvasti usean vuoden ajan. Hybridikäytön ja energian talteenottojärjestelmän avulla saataisiin vähennettyä dieselmoottorin aiheuttamia päästöjä. Dieselmoottorin päästöjä saadaan pienennettyä pienentämällä polttoaineenkulutusta ja tehontarvetta käyttämällä hybridijärjestelmää, jolloin dieselmoottorin energian tarvetta saadaan pienennettyä ja mm. jarrutusenergiaa voidaan ottaa talteen. Lisäksi kiristyvät päästömääräykset vaikuttavat huonontavasti dieselmoottorin reagoitokykyyn äkillisissä huipputehontarvetilanteissa. Hybridijärjestelmässä sähkökone kuitenkin kykenisi vastaamaan hyvin äkillisiin kuormituksen muutoksiin, joten dieselmoottorin päästömääräyksistä johtuva reagoitokyvyn huononeminen voitaisiin kompensoida sähkökoneen avulla ilman päästöongelmia. /27/, /28/

Dieselmoottorin säänneltyjä päästöjä ovat typen oksidi (NO_x)-, hiukkas-, hiilimonoksidi (CO)- sekä hiilivety päästöt. Näistä dieselmoottorin päästöistä hiilivety ja CO-päästöt ovat helposti hallittavissa, toisin kuin NO_x- ja hiukkaspäästöt. Dieselmoottorin NO_x-päästöjä muodostuu erityisesti dieselmoottorin kuormituspiikkien seurauksena. Samoin dieselmoottorin hiukkaspäästöjä muodostuu erityisesti voimakkaiden kuormituksen muutoksen seurauksena. /19/, /28/

Hybridijärjestelmissä, joissa dieselmoottorin teho vaihtelee pienellä alueella ja sähkökone avustaa dieselmoottoria suuremman kuormituksen tilanteissa, dieselmoottorin ei tarvitse reagoida voimakkaisiin kuormituksen muutoksiin, eikä toimia päästöjen kannalta epäedullisissa toimintapisteissä. Tällöin dieselmoottorin hiukkas- ja NO_x-päästöjä ei muodostuisi yhtä paljon kuin nykyisin, jolloin dieselkäyttöisten työkoneiden ympäristövaikutukset pienenisivät.

Hybridijärjestelmä mahdollistaisi myös helposti dieselin apulaitteiden käyttämisen sähköllä, jolloin turhaa puhaltamista tai pumppausta voitaisiin tehokkaasti välttää ja hybridin hyötysuhdetta nostaa. Tätä kautta hybridin energiansäästö voisi olla nyt laskettua merkittävämpi. Tätä puolta ei tässä työssä ole kuitenkaan selvitetty.

5 YHTEENVETO

Työn tavoitteena oli kuvata liikkuviin työkoneisiin soveltuva energian talteenottojärjestelmä, jonka avulla työkoneissa nykyisin häviöiksi kuluva ja lämmöksi muuttuva energia pystyttäisiin ottamaan talteen ja hyödyntämään uudelleen koneen työliikkeissä. Näin työkoneiden kokonaisenergiantarve ja syntyvät häviöt saataisiin pienemmiksi ja samalla työkoneet ympäristöystävällisemmiksi.

Kuvatut työkoneen energian talteenottojärjestelmät pohjautuvat dieselsähköiseen rinnakkaishybridiperiaatteeseen tai täyssähköiseen järjestelmään ja ne soveltuvat käytettäväksi hydraulikalla toteutettuihin työliikkeisiin sekä hydraulisesti tai täyssähköisesti toteutettuun ajovoimansiirtoon. Dieselsähköinen rinnakkaishybridikäyttö mitoitettiin kahdelle eri työkonesovellukselle työkoneiden esimerkkisykliin perusteella. Hybridijärjestelmässä dieselmoottorin toiminta-alue rajoitettiin parhaalle hyötysuhdealueelle sähkökoneen vastatessa suuremmista kuormituksen vaihteluista. Kyseisissä työkoneiden esimerkkisykleissä talteen saatavissa olevaa energiaa ei ollut ollenkaan tai talteen saatavissa olevan energian osuus oli pieni ja palautuva teho ei missään esimerkkisyklin tilanteessa ylittänyt dieselmoottorilta vaadittavaa tehoa. Hybridikäytön mitoituksessa pääpaino olikin kuorman jakamisessa dieselmoottorin ja sähkökoneen välille, siten että energianmuunnoksissa tapahtuvat häviöt sekä sykliin vaadittava energia saatiin minimoitua. Toisenlaisilla työkoneen esimerkkisykleillä, kuten kuormaa purettaessa ylemmältä tasolta alemmalle, voisi tilanne olla edullisempi.

Energianmuunnoksissa tapahtuvien häviöiden ja sykliin tarvittavan energian minimoimiseksi hybridikäyttöä mitoittaessa tulisi ottaa huomioon, että mitä suuremmalla teholla dieselmoottori käy sitä vähemmän energiaa kuormalle tarvitaan sähkökoneelta. Tällöin energianmuunnoksissa tapahtuvat häviöt saadaan pieniksi. Toisaalta tällöin dieselmoottori ei välttämättä toimi jatkuvasti parhaalla hyötysuhdealueella, jolloin dieselmoottorin ottama energia kasvaa. Dieselmoottorin toiminta-alue tulisikin valita niin, että järjestelmän kokonaishäviöt saataisiin mahdollisimman pieniksi.

Laskelmat kuitenkin osoittivat, että esimerkkisykliä tapauksessa olisi saavutettavissa yli kymmenen prosentin energiansäästöjä nykyiseen käyttöön verrattuna, vaikka talteen saatavissa olevan energian osuus ei ollut suuri. Lisäksi hybridijärjestelmällä varustetun työkoneen päästöt pienenisivät, sillä kuormituspiikeistä, joissa dieselmoottorin päästöjä erityisesti muodostuu, vastaisi sähkökone. Näin työkoneen reagoitukyky ei tulevaisuudessa kiristyvien päästömääräyksien seurauksena huonontuisi, mitä se nykyisen pelkän dieselkäytön tapauksessa luultavasti tekisi.

LÄHTEET

- /1/ Alanen, Raili; Koljonen, Tiina; Hukari, Sirpa; Saari, Pekka, Energian varastoinnin nykytila, 2003, VTT Tiedotteita - Research Notes: 2199, ISBN 951-38-6160-0

- /2/ Andersson Christian, Observations on Electric Hybrid Bus Design. 2001, Department of Industrial Electrical Engineering and Automation, Lund University, Lund. Viitattu 15.9.2007. Verkkojulkaisu <http://www.iea.lth.se/publications/Theses/LTH-IEA-1026.pdf>

- /3/ Andrew F. Burke, Batteries and Ultracapacitors for Electric, Hybrid, and Fuel Cell Vehicles. Proceedings of the IEEE, Vol. 95, No. 4, April 2007

- /4/ Ashley S. Surging ahead with ultracapacitors, Mechanical Engineering, VOL. 117, Feb 1995

- /5/ Ceraolo M., Di Donato A., Miulli C, Microcycle-based Efficiency of Hybrid Vehicle Batteries, Vehicle Power and Propulsion, 2005 IEEE Conference, Sept. 2005

- /6/ Cerovský Zdenek, Mindl Pavel, Hybrid drive with super-capacitor energy storage. FISITA. Conference Barcelona, F193m, 2004

- /7/ Chan C. C., The State of the Art of Electric, Hybrid, and Fuel Cell Vehicles. Proceedings of the IEEE, Vol. 95, No. 4, April 2007

- /8/ Domonyi Harri, Linja-auto säästölinjalla. Tekniikan Maailma 2/2008

- /9/ Fonselius Jaakko, Rinkinen Jari, Vilenius Matti. Koneautomaatio, Hydrauliiikka II. 1995

- /10/ Frank M. Harris and Mark J. Schimpf. Zinc-Air Rechargeable Batteries for Mobile Power, AER Energy Resources, 1994
- /11/ Kauranne Heikki, Kajaste Jyrki, Vilenius Matti. 1999. Hydraulitekniiikan perusteet. 1999. 354 s. WSOY
- /12/ Lehto Heikki, Luoma Tapani. Energia yhteiskunnassa. 1994. Tammi
- /13/ Leino, Raili, Volvon hybridikuormuri tulee vuonna 2009. Tekniikka ja Talous 18.10.2007
- /14/ Louhos Pekka. Ajoneuvo- ja työkonehydrauliikat. 1978. Tampere, Suomen Autotekniikan Liitto ry. 190 s. ISBN 951-9155-03-1
- /15/ Lukic S. M., Khateeb S. A., Al-Hallaj S., Selman J. R., and Emadi A. On the Suitability of a New High-Power Lithium Ion Battery for Hybrid Electric Vehicle Applications. Proc. SAE 2003 Future Transportation Technology Conference, Costa Mesa, CA, June 2003
- /16/ Mehrdad Ehsani, Yimin Gao, Miller John M.. Hybrid Electric Vehicles: Architecture and Motor Drives. Proceedings of the IEEE, Vol. 95, No. 4, April 2007
- /17/ Mäkinen Reijo. Hydrauliiikka 1, 1984. Keuruu. Otava. 203 s. ISBN 951-1-04236-X
- /18/ Mäkinen Reijo. Hydrauliiikka 2. 1988. Keuruu. Otava. 149 s. ISBN 951-1-04572-5
- /19/ Neste Oil. Dieselpolttoaineopas. 2007. ISBN 978-952-5656-07-7

- /20/ Pitkänen Kari. Hybridibussi juo dieseliä kolmanneksen vähemmän. Etelä Saimaa Vilkku-liite 3.12.2007

- /21/ Pyrhönen Juha. Pyörivän sähkökoneen suunnitteleminen. Opetusmoniste

- /22/ Pyrhönen Juha. Sähkökäytöt. Lappeenrannan teknillinen korkeakoulu. 2001

- /23/ Teknisiä tietoja ja taulukoita. ABB

- /24/ Tiilikainen Tenho. Ympärivuotinen puunkorjuu vaatii uudenlaista tekniikkaa. Etelä-Saimaa 26.1.2007

- /25/ Vaahtola Tapani, Hybridien jaottelu. 2007. Tuulilasi 1/2007

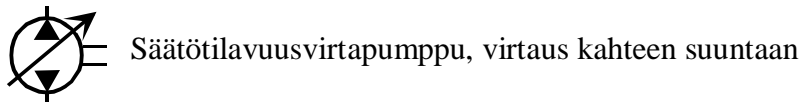
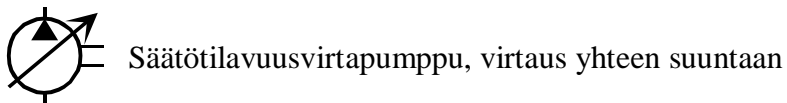
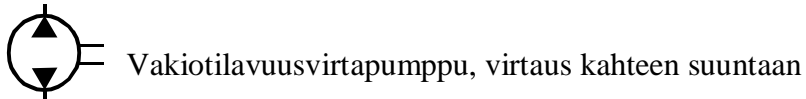
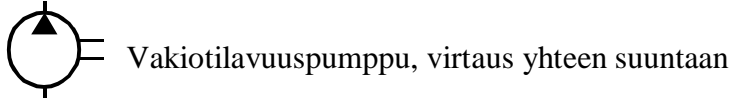
- /26/ www.greencarcongress.com/2004/10/. Viitattu 22.12.2007

- /27/ Ympäristöministeriö. Moottoreiden päästömääräykset tiukentuvat lähivuosina. Tiedote 2005

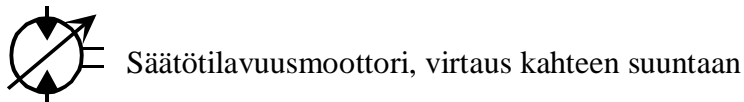
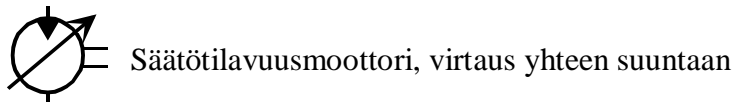
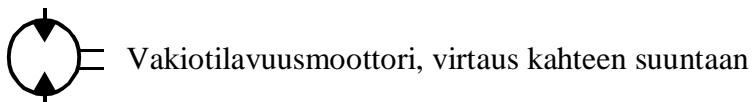
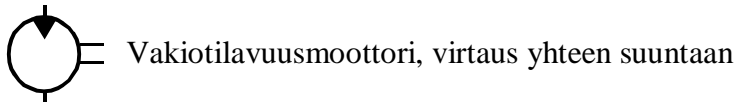
- /28/ YTV. Ajoneuvoliikenteen energian kulutus ja päästöt. Kirjallisuusselvitys. 2005

Hydrauliikan piirrosmerkit

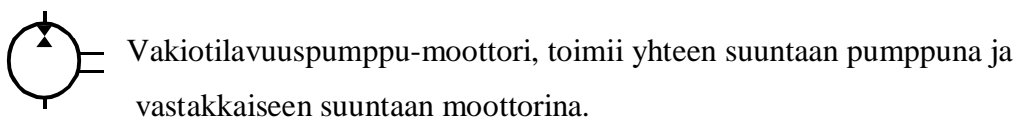
Pumput

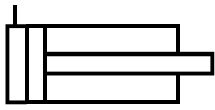


Moottorit

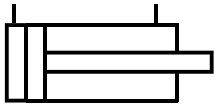


Pumppu-moottorit



Sylinterit

Yksitoiminen sylinteri, paluuliike ulkoisella voimalla



Kaksitoiminen sylinteri yksipuolisella männänvarrella



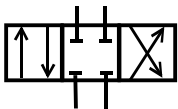
Kaksitoiminen sylinteri kaksipuolisella männänvarrella

Venttiilit

Vastaventtiili, avautumispaine-ero pieni



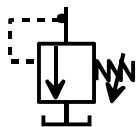
Sulkuventtiili



4/2 suuntaventtiili



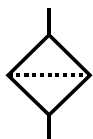
Kaksitieventtiili



Paineenrajoitusventtiili

Perusmerkit

Paineeton säiliö



Suodatin



Työjohto, jossa paine- ja paluuöljy virtaa