

Lasse Salmi

## **HYDROSTAATTISEN VOIMANSIIRRON ESISUUNNITTELU**

Insinöörityö  
Kajaanin ammattikorkeakoulu  
Tekniikan ja liikenteen ala  
Kone- ja tuotantotekniikka  
Kevät 2007



**Kajaanin  
ammattikorkeakoulu**

## OPINNÄYTETYÖ TIIVISTELMÄ

Koulutusala Tekniikka ja liikenne	Koulutusohjelma Kone ja tuotantotekniikka
Tekijä(t) Lasse Salmi	
Työn nimi Hydrostaattisen voimansiirron esisuunnittelu	
Vaihtoehtoiset ammattiopinnot Tietokoneavusteinen tuotanto	Ohjaaja(t) Niilo Härkönen
	Toimeksiantaja Veikko Ohtonen, Vuolijoen turve Oy
Aika Kevät 2007	Sivumäärä ja liitteet 49 + 12
<p>Suomi on suomaata. Peräti kolmannes maamme pinta-alasta on ollut alun perin suota. Nyt soistamme on ojitettu lähes puolet. Niistä on raivattu peltoa ja kuivattu turvetta. Suomessa turvetuotannolla on pitkät perinteet, sillä sitä on harjoitettu yli 125 vuoden ajan. Suomen turvetuotannon laajuudesta kertoo se, että Suomi on maailman turvetuotannossa Venäjän jälkeen toisena. Turpeesta onkin tullut merkittävä suomalainen energianlähde. Turvetta käytetään sähkön ja lämmön tuottamiseen. Turpeen osuus suomen sähköntuotannosta on noin 5- 8 %.</p> <p>Tämä insinööryö koostuu kolmesta eri osa-alueesta. Ensimmäinen osa-alue käsittelee yleisesti maamme soita, niiden syntytapoja ja turpeen käyttöä energiantuotannossa. Toinen osa-alue käsittelee yleisesti hydrauliiikan perusteita. Kolmas osa-alue käsittää työn suorittavan osuuden eli hydraulisen sovelluksen esisuunnitelman.</p> <p>Työn tarkoituksena oli laatia esisuunnitelma hydrostaattista voimansiirtoa varten, joka asennettaisiin tilaajan omistamaan omavalmisteiseen traktorivetoiseen teliperäkärriin. Esisuunnitelman mallinnuksessa on käytetty Pro Engineer -ohjelmistoa. Työn tuloksena saatiin 3D-mallit karrystä ennen ja jälkeen muutostyön, sekä piirustukset muutostöitä varten suunnitelluista komponenteista. Esisuunnitelman ei ole tarkoitus olla liian määräävä, vaan tilaajalle annetaan mahdollisuus käyttää omaa harkintaa niin työn toteuttamisen kuin komponenttivalintojen suhteen.</p>	
Kieli	Suomi
Asiasanat	Hydrauliikka, Turvesuo
Säilytyspaikka	<input type="checkbox"/> Kajaanin ammattikorkeakoulun Kaktus-tietokanta <input type="checkbox"/> Kajaanin ammattikorkeakoulun kirjasto

School School of Engineering	Degree Programme Mechanical and Production Engineering
Author(s) Lasse Salmi	
Title Preliminary Design for a Hydrostatic Drive	
Optional Professional Studies Computer- Aided Production	Instructor(s) Niilo Härkönen
	Commissioned by Veikko Ohtonen, Vuolijoen turve Oy
Date Spring 2007	Total Number of Pages and Appendices 49 + 12
<p>Up to one third of Finland's surface area has originally been swamp. Now almost half of it has been ditched. Swamps have been cleared for fields and drying peat. Finland's peat industry has got long traditions because it has been practised for over 125 years. The volume of Finland's peat industry is the second largest in the world after Russia. Peat has become a significant Finnish source of energy. Peat is used in the production of electric power and heat. Even 5-8% of Finland's energy production consists of peat.</p> <p>This Bachelor's thesis consists of three parts. The first part includes common theory of Finland's swamps, their mode of origin and use of peat in energy production. The second part includes common theory of hydraulics. The third part covers the project, more accurately the preplanning of a hydraulic application.</p> <p>The purpose of the project was to provide a preliminary plan for a hydrostatic drive which was to be installed on the self-made bogie trailer owned by the commissioner. This plan was designed with the Pro Engineer program. The plan is not supposed to be too accurate but there is space for the commissioner to use his own consideration on the accomplishment of the project and component selection.</p>	
Language of Thesis	Finnish
Keywords	Hydraulics, Peat Swamp
Deposited at	<input type="checkbox"/> Kaktus Database at Kajaani University of Applied Sciences <input type="checkbox"/> Library of Kajaani University of Applied Sciences

## ALKUSANAT

Suomi on suomaata. Peräti kolmannes maamme pinta-alasta on ollut alun perin suota. Nyt soistamme on ojitettu lähes puolet. Soita on ojitettu lähinnä metsätalouden, turvetuotannon ja maatalouden tarpeisiin. Suomessa turvetuotannolla on pitkät perinteet, sillä sitä on harjoitettu jo yli 125 vuoden ajan. Suomi onkin maailman turvetuotannossa toisena Venäjän jälkeen.

Tässä insinööriyössä keskitytään vuolijokelaisen turvealan yrityksen tuotannon tehostamiseen erityisesti turpeen suhteellisen lyhyessä nostovaiheessa.

Haluan kiittää kaikkia henkilöitä, jotka ovat myötävaikuttaneet tämän insinööriyön valmistumiseen. Erityisesti haluan kiittää rakasta vaimoani, joka tuki minua tämän pitkällisen prosessin aikana.

Kajaanissa hutikuussa 2007

Lasse Salmi

# SISÄLLYS

1 JOHDANTO	7
2 SUOMEN SOISTA	8
2.1 Soiden synty	8
2.2 Turpeen muodostuminen	8
2.3 Turve energiantuotannossa	9
2.4 Turvetuotannon ympäristövaikutukset	10
2.5 Turvetuotannon aloitus	10
2.6 Turpeen tuotantovaihe	12
2.7 Turvesanastoa	12
2.8 Jyrsinturve	13
3 HYDRAULIIKASTA	16
3.1 Yleistä hydraulikasta	16
3.2 Hydraulisen, mekaanisen ja sähköisen tehonsiirron vertailu	16
3.3 Hydraulikan sanastoa ja käsitteitä	17
3.4 Hydraulijärjestelmien rakenteet	18
3.4.1 Avoin hydraulijärjestelmä	18
3.4.2 Suljettu hydraulijärjestelmä	19
3.4.3 Puolisuljettu hydraulijärjestelmä	21
3.5 Mekaanista energiaa hydrauliseksi muuntavat laitteet	22
3.5.1 Hammaspyöräpumput	22
3.5.2 Ruuvipumput	23
3.5.3 Siipipumput	23
3.5.4 Mäntäpumput	24
3.6 Putkistot ja huoltolaitteet	25
3.6.1 Paineakut	25
3.6.2 Suodattimet	26
3.6.3 Säiliö	26
3.7 Ohjaus- ja säätölaitteet	26
3.7.1 Paineventtiilit	27
3.7.2 Virtaventtiilit	27
3.7.3 Suuntaventtiilit	28

3.8	Hydraulista energiaa mekaaniseksi muuntavat laitteet	29
3.8.1	Sylinterit	29
3.8.2	Hydraulimoottorit	30
3.9	Hydraulinesteet	32
3.9.1	Hydraulinesteen tehtävät	32
3.9.2	Hydraulinesteen ominaisuudet	32
4	HYDROSTAATTISEN VOIMANSIIRRON ESISUUNNITTELU	33
4.1	Suunnittelun lähtökohdat	33
4.2	Olemassa olevia vetomekanismeja	35
4.3	Käytettävä järjestelmä	37
4.4	Moottoreiden mitoittaminen	38
4.5	Tilavuusvirran vaikutus ajonopeuteen	39
4.6	Tilavuusvirran synkronointi ajonopeuteen	40
4.7	Telirakenteeseen tehtävät muutokset	41
4.8	Alustava hydraulikaavio ja sen toiminta	44
5	TULOSTEN TARKASTELU	46
6	YHTEENVETO	47
	LÄHTEET	48
	LIITTEET	

## 1 JOHDANTO

Suomessa turvetuotannolla on pitkät perinteet, sillä sitä on harjoitettu yli 125 vuoden ajan. Turpeen laajamittainen tuotanto alkoi kuitenkin 1960-luvun lopulla käynnistyneen turveteollisuuden laajennushankkeen myötä. Laajennushankkeen taustalla on valtiovallan harjoittama investointipolitiikka, tehokas tutkimus- ja kehitystyö sekä päämäärätietoinen yritystoiminta. Näiden ansiosta turpeesta on tullut merkittävä suomalainen energialähde sekä monipuolinen kasvualusta- ja jalostusteollisuuden raaka-aine [1.]

Turvetuotanto on hyvin kausiluontoista, sillä se rajoittuu vain kesän vähäsateisille kuukausille. Tästä syystä tuotannon tulisi olla mahdollisimman tehokasta säiden salliessa.

Työn tavoitteena oli tehostaa työn tilaajan, Vuolijoen turve Oy:n, turvetuotantoa ja erityisesti turpeen nostovaihetta hakumenetelmällä, suunnittelemalla vetomekanismin tilaajalla jo olemassa olevaan telikärryyn. Ennen varsinaista vetomekanismin suunnittelua tulee kartoittaa tällä hetkellä olemassa olevat traktorin peräkärryjen vetomekanismit.

Tarkoituksena oli myös kerätä hydraulikasta tarpeellinen teoria sovelluksen suunnittelemiseksi.

## 2 SUOMEN SOISTA

### 2.1 Soiden synty

Suomi on maailman viidenneksi suurikokoinen valtio. Suomen pinta-alasta n. 10 milj. hehtaaria on suota.[2, s. 9.] Suomen suot ovat muodostuneet pääasiallisesti kolmella eri tavalla:

#### 1. Primaarinen suonmuodostus:

- Tarkoittaa metsättömän kivennäismaan joutumista suoraan suokasvillisuuden valtaan paljastuttuaan mannerjään tai veden (esim. meren) alta.

#### 2. Umpeen kasvu:

- Tarkoittaa vesistön umpeenkasvua, joka johtaa suon syntymiseen.

#### 3. Metsämaan soistuminen:

- Metsämaan soistumisista n. 67 % on syntynyt palon jälkeen. Metsämaata soistuu vielä nykyisinkin Pohjanmaan vyöhykkeessä, missä maa kallistuu vesien yleistä virtaussuuntaa vastaan. Monet soistamme ovatkin syntyneet kaikkien näiden tapojen yhteispelin tuloksena. Aikojen kuluessa eri suon syntytapojen keskinäiset suhteet ovat vaihdelleet. Aluksi vesistöjen umpeenkasvu ja primaarisen suonmuodostuksen suhteelliset osuudet olivat paljon myöhempää ja nykyistä suuremmat. [2, s. 30.]

### 2.2 Turpeen muodostuminen

Turve on muodostunut kuolleista kasvin osista maatumalla hyvin kosteissa olosuhteissa. Hapen puutteen ja runsaan veden vuoksi kasvit eivät pääse hajoamaan kunnolla ja näin syntyy kasvava turvekerros. Turpeen koostumus ja rakenne vaihtelevat suuresti kasvilajikoostumuksen ja maatumisasteen mukaan.

Suomessa turve on määritelty hitaasti uusiutuvaksi biomassapolttoaineeksi, sillä sen uusiutumisaika on 2000–3000 vuotta [3.]



### 2.3 Turve energiantuotannossa

Suomen turvemaista turveteollisuuden käytössä on alle 1 %. Nostetusta turpeesta 90 % menee energiakäyttöön. Energiaturpeen osuus Suomen vuotuisesta energian kokonaiskulutuksesta on vaihdellut vuosina 1990–2004 välillä 5–7,5 %. Vuonna 2003 energiaturvetta käytettiin 27,3 TWh.

Energiantuotannossa käytetään sekä jyrsin- että palaturvetta [3]. Näistä jyrsin- turpeen osuus on nykyisin kasvussa, koska se on tuotantokustannuksiltaan edullisempaa kuin palaturve.

Energiakäyttöön sopii pitkälle maaton ja siten runsaasti energiaa sisältävä turve, jota on soiden keski- ja alakerroksissa.

Turvetta käytetään sähkön ja lämmön tuotannossa suurimmassa osassa sisämaata sekä useissa länsirannikon kaupungeissa ja taajamissa. Turve on pääpolttoaineena sisämaan lämmitysvoimalaitoksissa. Turpeen ohella käytetään kasvavissa määrin myös puupolttoaineita. Turvetta käytetään myös suunnitellusti useissa puupolttoaineita pääpolttoaineena käyttävissä kattiloissa tukemassa tai täydentämässä puupolttoaineiden käyttöä, kun puun saannissa tai laadussa ilmenee ongelmia. Kylmimpinä aikoina turpeella varmistetaan riittävä lämmönkehitys. Vuoden 2004 kaukolämpöön ja siihen liittyvään sähköntuotantoon turvetta käytettiin 19,8 %. Turpeen osuus Suomen sähköntuotannosta on noin 5–8 % [3.]

Turpeella on merkittävä, noin 6 %:n osuus energiataaseessamme. Kotimaisena polttoaineena turpeella on huomattava aluepoliittinen, työllistävä ja energiahuollon varmuutta lisäävä vaikutus. Energiaturpeen käyttö hajauttaa energiantuotantoa ja sopii hyvin sähkön- ja lämmön yhteistuotantoon. Turve sopii myös hyvin käytettäväksi yhdessä puun kanssa. Lisäksi turve soveltuu teholtaan pieniin ja suuriin kattiloihin.

Nykyinen turpeen tuotanto- ja käyttöteknologia on valmista ja toimintavarmaa. Turvetuotannon määrissä saattaa olla suuria vuosittaisia vaihteluita säästä riippuen. Turpeennosto ei onnistu määrissä olosuhteissa, joten sateisina kesinä tuotantomäärät saattavat pudota [3.]

Suomessa on turvemaita yhteensä noin 9 miljoonaa hehtaaria, joista turvetuotantoon soveltuviksi alueiksi arvioidaan noin 1,4 miljoonaa hehtaaria. Suurimmat turpeen energiavarat ovat Lapin, Pohjois-Pohjanmaan, Kainuun ja Pohjois-Karjalän maakunnissa.

Turvetta on pidetty toimitusvarmana ja laadultaan hyvänä kotimaisena polttoaineena, vaikkakin turvevarastojen määrä on laskenut. [3]

#### 2.4 Turvetuotannon ympäristövaikutukset

Hiilidioksidin lisäksi turpeen päästöt muodostuvat lähinnä rikkidioksidista, typen oksideista, pölymäisestä tuhkasta ja raskasmetalleista. Näiden pitoisuudet ovat pienemmät kuin kivihii-  
len, mutta suuremmat kuin polttopuuaineiden. Päästöjä voidaan hallita poltto- ja puhdistus-  
tekniikoilla kuten muitakin polttoaineita käytettäessä. Suurin osa rikistä on savukaasuissa ja  
pieni osa jää poltossa syntyvään tuhkaan.

Muita energiaturpeen käytön haittoja ovat pöly-, hiukkas- ja maisemahaitat sekä ojituksen ai-  
heuttamat haitat vesistölle ja suorat vaikutukset turvetuotantoalueen luontoon. Turvetuotan-  
non ympäristövaikutuksiin onkin viime vuosina kiinnitetty paljon huomiota ja kehitetty eri-  
laisia ratkaisuja niiden vähentämiseksi. [3]

#### 2.5 Turvetuotannon aloitus

Noin 1 % Suomen turvesoista on varattu turvetuotantoon. Ollakseen turvetuotantoon sopi-  
va suossa pitää olla riittävästi sopivan laatuista turvetta ja sen on sijaittava sopivalla etäisyy-  
dellä mahdollisesta turpeen käyttökohteesta. Ennen kuin turvesuo todetaan tuotantoon so-  
pivaksi, on tutkittava, ettei sen käyttöön ole esteitä. Tällaisia esteitä voivat olla mm. alueella  
esiintyvät uhanalaiset kasvit ja eläimet, läheinen asutus tai pohjavesialue. Turvetuotannon  
aloittamiseen vaaditaan lupa. Lupa on hankittava, jos turvetuotanto ja siihen liittyvä ojitus  
ovat pinta-alaltaan yli 10 hehtaaria. Turvetuottajalla on ympäristösuojelulain mukaan selvillä-  
olovelvollisuus toimintansa ympäristövaikutuksista ja – riskeistä sekä haitallisten vaikutusten  
vähentämismahdollisuuksista.

Turvetuottajalla on tietovastuu: yrityksen on oltava selvillä siitä, mitkä lainsäädännön vaati-  
mukset siihen kohdistuvat ja miten ne vaikuttavat sen toiminnassa. [4]

Turvetuotantoa sääteleviä lakeja [4] ovat mm. seuraavat:

- Ympäristönsuojelulaki
- YVA (ympäristövaikutusten arviointi) –laki
- Luonnonsuojelulaki- Natura 2000 -ohjelma
- Jätelaki
- Maankäyttö- ja rakennuslaki
- Vesilaki

Yli 150 hehtaarin soilla tehdään lainmukainen ympäristövaikutusten arviointi (YVA).

Kaikkien soiden lupahakemuksiin on liitettävät selvitykset seuraavista asioista. [5]

- Suon kasvillisuus ja linnusto kartoitetaan maastotutkimuksilla.
- Suota koskevat aikaisemmat viranomaispäätökset liitetään mukaan.
- Maanomistajatiedot liitetään mukaan.
- Kaavoitustilanteesta ja ympäristöolosuhteista tehdään selvitys, jossa on tiedot mm. ympäröivästä asutuksesta, rantatiloista, vesistön tilasta ja maasto-olosuhteista.
- Suoalue ilmakuvaan. Alueesta otetaan myös kuvia sen nykytilasta.
- Suunniteltu toiminta esitetään tekstein ja suunnitelmakartoin.
- Ympäristökuormitus lasketaan, ja vaikutusten vähentämiseksi tehdään esitys mm. vesien-suojelurakenteista.
- Tehdään esitys suo kohtaisesta tarkkailusta.
- Turvetuotannon riskit ja paloturvallisuusjärjestelyt esitellään (turvallisuus suunnitelmat ja ympäristöohje).
- Syntyvistä jätteistä ja niiden käsittelystä tehdään selvitys.

- Liikennejärjestelyt esitetään kirjallisesti ja kartalla.
- Vahinkojen korvaus- ja kompensointiesitys liitetään mukaan.
- Alueen jälkikäytöstä tehdään alustava suunnitelma.

Kun turvetuotantoon saatu lupa on lainvoimainen, voidaan aloittaa turvesuon rakentaminen tuotantoa varten: puut poistetaan, ojastot kaivetaan, varikko- ja varastoalue, sekä tiestö rakennetaan ja ympäristönsuojelurakenteet toteutetaan lupamääräysten mukaisesti. Alueella tehdään myös paloturvallisuusjärjestelyt.

Suon kuivatusvedet johdetaan vesiensuojelurakenteiden kautta alapuoliseen vesistöön. Jo ennen luvanhakua aloitettua vesistön tarkkailua jatketaan kuntoonpanovaiheen aikana. [6]

## 2.6 Turpeen tuotantovaihe

Turvetta tuotetaan turvetuotantosuolla 20–30 vuotta. Turvetta nimitetään tuotantotavan perusteella joko jyrshinturpeeksi tai palaturpeeksi ja käyttötavan perusteella mm. energiaturpeeksi, kasvuturpeeksi tai kuiviketurpeeksi. Turpeen ominaisuudet vaihtelevat tuotanto- ja käyttötavan mukaan. Turvetta tuotetaan kesällä. Turve varastoidaan turvetuotantoalueelle suuriin turveaumoihin. [7.]

## 2.7 Turvesanastoa

Seuraavassa on listattu turvetuotantoon keskeisesti liittyviä termejä ja sanontoja.

**Jyrshinturve** tarkoittaa suon pinnasta mekaanisesti irrotettua ja ilmakuivattu turvetta, joka kerätään 40–50% :n kosteudessa ja varastoidaan turveaumoihin ennen kuljetusta käyttökohteisiin.

**Palaturve** on energian tuottamista varten sylinterin muotoiseksi palaksi muotoiltua polttoturvetta.

**Sarkaoja** tarkoittaa ojaa, jollaisilla turvetuotantokenttä on jaettu sarkoihin. Sarkaojat laskevat kokoojajoihin. Sarkaojien alapään putkioja (päisteputki) mahdollistaa liikkumisen saralta toiselle

**Eristysoja** on turvetuotantokentän ympärille kaivettu oja, jolla estetään tuotantoalueen ulkopuolisten vesien pääsyn tuotantoalueelle.

**Kokoojaoja** on oja, jota pitkin sarkaojista tulevat vedet valuvat vesiensuojelurakenteille.

**Laskuoja** on oja, jonka kautta suolta tulevat vedet johdetaan alapuoliseen vesistöön.

**Laskeutusallas** on osa puhdistusmenetelmää, jossa turvetuotantoalueelta tulevassa vedessä oleva hiukkasjakoinen aine laskeutuu altaan pohjaan hidastuneen virtauksen ja painovoiman avulla.

**Pintavalutuskenttä** on puhdistusmenetelmä, jossa turvetuotantoalueelta tuleva vesi johdetaan luonnontilaiselle suolle (kentälle) ennen vesien päätymistä tai johtamista laskuojaan.

**Jyrsös** tarkoittaa suon pinnasta mekaanisesti irrotettua turvekerrosta.

**Satokierros** tarkoittaa yhdellä jyrsinnällä suon pinnasta irrotettua turvemäärää.

**Karhe** on noin 40 cm korkea ja 80 cm leveä koko saran pituinen penkere.

**Turpeen nosto hakumenetelmällä** sisältää seuraavat työvaiheet: jyrsintä, kääntö, karheaminen ja lastaaminen hihnakuormaajalla viereisellä saralla kulkevaan turveperävaunuun.

## 2.8 Jyrsinturve

Yleisin turpeen tuotantomenetelmä on jyrsinturvemenetelmä. Se on myös edullisin tuotantotapa erityisesti hyvien sääolosuhteiden vallitessa.

Jyrsinturvemenetelmässä saran pinnasta jyrsitään (irrotetaan) käytettävästä koneesta riippuen 10–40 millimetrin paksuinen kerros turvetta, jonka raekoko voi vaihdella välillä 5–10 millimetriä. Jyrsintävaiheessa turpeen kosteus on 70–80 prosenttia, joka pyritään vähentämään noin 40 prosenttiin.

Turpeen kuivatuksessa hyödynnetään auringon energiaa, joten turve täytyy tuottaa kesäisin ja jysintä tehdä poutasäällä. Normaalisateisena kesänä on 40–50 vuorokautta, jolloin tuotanto on mahdollista.

Kuivatuksen edistämiseksi jysös käännetään 1–3 kertaa kuivumisen aikana. Kuivuminen kestää kaikkiaan noin kaksi vuorokautta lämpötilasta, ilman kosteudesta, tuuliolosuhteista sekä turvelaadusta riippuen. Yhdellä jysinnällä irrotettua turvemäärää sanotaan sadoksi. Yhden tuotantokauden aikana, toukokuun alusta elokuun loppuun, tuotetaan keskimäärin 15–20 satoa. Kuvassa 1 on esitetty jysinturpeen kääntöä.



Kuva 1. Jysinturpeen kääntöä.

Haluttuun kosteuteen kuivunut turve karhetaan keskelle sarkaa traktorin työntämällä viivotinkarheejalla. Heti tämän jälkeen saralle jysitään uusi jysös kuivumaan. Karheella turve kestää kovatkin sateet kastumatta. Kun karheeseen on kertynyt 4–6 satokierrosta, hakumenetelmää käytettäessä, karhe lastataan hihnakuormaajalla viereisellä saralla kulkevaan turveperävaunuun ja kuljetetaan varastoon eli aumaan. Turpeen lastaamisen jälkeen sarka jysitään uudelleen kuivatusta varten. Kuvassa 2 on esitetty jysinturpeen lastaamista hihnakuljettimella turveperävaunuun.



Kuva 2. Jyrsinturpeen lastaaminen.

Aumaus voidaan tehdä ajamalla traktori-perävaunu -yhdistelmällä auman päälle ja purkamalla turpeet sinne. Toinen mahdollisuus on purkaa turve auman juurelle, josta se pusketaan ylös aumaan pusku-tractorilla tai rinnekoneella. Kun auma on valmis, se peitetään yleensä muovilla hyvän laadun säilyttämiseksi.

Auma sijaitsee autolla liikennöitävän tien varressa. Yhdessä aumassa voi olla jopa useita kymmeniätuhansia kuutiometrejä turvetta. Yhden tuotantoalueen yhteydessä aumoja on useita [10.]

## 3 HYDRAULIIKASTA

### 3.1 Yleistä hydrauliiikasta

Puhuttaessa hydrauliiikasta tarkoitetaan lähes poikkeuksetta öljyhydrauliiikkaa, jossa väliaineena on yleisimmin öljy [11, s. 1]. Hydrauliiikalla on tärkeä osa nykypäivän mekanisoinnissa ja automatisoinnissa. Hydraulisia järjestelmiä on ollut käytössä jo vuosisadan alkupuolella. Komponenttien ja järjestelmien kehittyessä hydrauliiikkaa on sovellettu koneenrakennustekniikassa yhä useampiin kohteisiin. [12, s. 1.] Hydraulijärjestelmät ovat tehonsiirtoketjuja, joissa mekaanisesti tuotettu teho muunnetaan hydrauliseksi tehoksi eli siirretään nesteeseen paineeksi ja tilavuusvirraksi. Tämä nesteeseen sidottu teho puolestaan siirretään haluttuun kohteeseen ja muunnetaan siellä takaisin mekaaniseksi tehoksi.

Hydraulisten järjestelmien etuina muihin tehonsiirtotapoihin verrattuna ovat muun muassa suunnitteluvapaus ja komponenttien hyvät teho-painosuhteet. Koska teho siirretään putkia ja letkuja pitkin, suunnittelija ei ole sidoksissa johonkin tarkoin määrättyyn tehonsiirtorataan, vaan teho voidaan siirtää tuottokohdasta käyttökohteeseen sopivinta reittiä. Komponenttien pieni koko taas johtaa laitteiston pienuuteen ja keveyteen. Hydrauliiikan käyttö on lisääntynyt sekä teollisuudessa että liikkuvassa kalustossa elektroniikan ja ohjausjärjestelmien kehittymisen myötä. Yhdistämällä nämä hydrauliiikkaan voidaan toteuttaa pitkälle automatisoituja suuritehoisia ja tarkkoja järjestelmiä [13, s. 11.]

### 3.2 Hydraulisen, mekaanisen ja sähköisen tehonsiirron vertailu

Hydraulisten tehonsiirtojärjestelmien ominaisuudet tekevät niistä monissa sovelluksissa kilpailukykyisiä muihin tehonsiirtojärjestelmiin verrattuna. Hydrauliiikalla on helppo toteuttaa sekä suoraviivainen että pyörivä liike. Liikenopeudet, voimat ja momentit ovat helposti säädettävissä. Laitteiston ylikuormitus voidaan estää yksinkertaisin keinoin. Järjestelmän painetta kasvattamalla saadaan sama teho yhä pienemmillä komponenteilla eli komponenttien teho-painosuhteet ovat hyviä. Paineen nostaminen yli yleisimmin käytetyn painealueen johtaa kuitenkin seinämäpaksuuksien ja komponenttien koon kasvuun, joten painetason kohottamisella on rajansa.



Haittapuolina hydraulijärjestelmissä voidaan katsoa olevan vain kohtalaisen hyötysuhteen sekä tehonsiirrossa käytetyn väliaineen huonot ominaisuudet. Väliaineena käytetyt nesteet ovat ominaisuuksiltaan lämpötilariippuvia, lievästi kokoonpuristuvia ja likaavia, suurin osa on myös palavia. Jotta järjestelmä toimisi luotettavasti, tulisi nesteen kuitenkin olla puhdasta ja ominaisuuksiltaan muuttumatonta. Lisäksi jos tehoa joudutaan siirtämään pitkiä matkoja, saattavat siirtohäviöt muodostua kohtuuttomiksi. Taulukossa 3 on vertailtu hydraulista, mekaanista ja sähköistä tehonsiirtoa muutamien kriteerein [13, s. 12.]

Taulukko 3. Tehonsiirtotapojen vertailu. [13]

Kriteeri	Tehonsiirtotapa		
	Hydraulinen	Mekaaninen	Sähköinen
Teho-painosuhte	Hyvä	Hyvä	Huono
Säädettävyys	Hyvä	Huono	Hyvä
Hyötysuhde	Kohtalainen	Hyvä	Kohtalainen
Turvallisuus	Kaikki tehonsiirtotavat hyvin samanarvoisia		
Rakenteen	Hyvä	Huono	Erittäin hyvä
Muunneltavuus			
Kustannukset	Riippuvat suuresti säädettävyysasteesta		

### 3.3 Hydrauliiikan sanastoa ja käsitteitä

Seuraavassa on listattu hydrauliiikkaan liittyviä termejä ja sanontoja.

**Hydrauliiikka** on yleisnimitys kaasujen ja nesteiden hydrostatiikan ja hydrodynamiikan teknillisille sovelluksille.

**Hydrostatiikka** tarkastelee relaatiivisessa tai absoluuttisessa levossa olevia nesteitä tai kaasuja.

**Hydrodynamiikka** tarkastelee liikkeessä olevia nesteitä ja kaasuja.

**Hydraulitekniiikka** on hydrauliiikan osa, joka käsittelee käytännöllisesti katsoen kokoonpuristumattomia väliaineita, erityisesti nesteitä (öljyä).

**Öljyhydrauliiikka** käyttää väliaineena paineenalaista öljyä.

**Mobilehydrauliiikka** on osa öljyhydrauliiikkaa, ja sitä käytetään liikkuvan kaluston koneissa.

**Hydrostaattinen** tehonsiirto käyttää paine- eli potentiaalienergiaa.

**Hydrodynaaminen** tehonsiirto käyttää hyväksi liike-energiaa. [12, s. 3]

**Kavitaatio** on pumpun imupuolella syntyvä ilmiö, jossa liian voimakas alipaine saa aikaan nesteen kiehumisen, kaasukuplien muodostumisen. Kaasukuplat aiheuttavat häiriöitä pumpun liikkuvien pintojen voitelussa ja seurauksena voi olla paikallisia leikkautumia, jotka johtavat pumpun vaurioitumiseen käyttökelvottomaksi. Syynä voi olla tukkeutunut imusuodatin, liian pitkä imuputki tai kiinni oleva imuventtiili, liian jäykkä öljy, säiliön tukkeutunut huohotin tai liian suuri nostokorkeus. [14, s. 13]

### 3.4 Hydraulijärjestelmien rakenteet

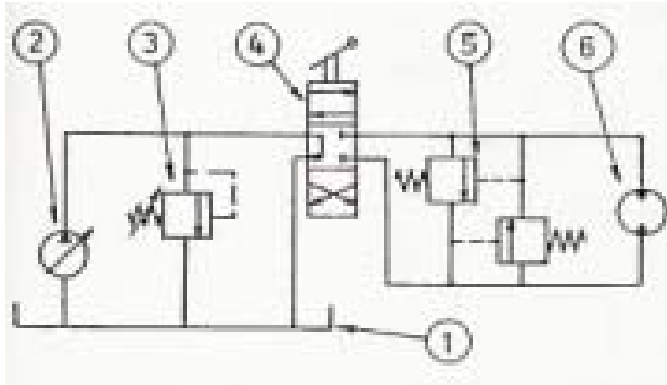
Hydraulijärjestelmä voi olla rakenteeltaan avoin tai suljettu.

#### 3.4.1 Avoin hydraulijärjestelmä

Avoin hydraulijärjestelmä on tyypillinen teollisuushydrauliikan järjestelmä. Niille on ominaista suuri nestesäiliö, (hyvä luonnollinen jäähdytys), josta neste imetään järjestelmään ja johon se toimilaitteilta palaa. Pumpun imuputkessa voi syntyä alipainetta (kavitaatiovaara).

Järjestelmän pumppu on yksisuuntainen, eli se pumppaa vain yhteen suuntaan, joten toimilaitteiden liikesuuntia ei voi ohjata pumpulla, vaan siihen käytetään venttiileitä.

Tällaista järjestelmää kutsutaan venttiiliohjatuksi. Pumpulla ei myöskään voi jarruttaa toimilaitetta. Avoin järjestelmä sopii sekä sylinterien että moottoreiden käyttöön. Järjestelmä on yksinkertainen, ja siinä voidaan käyttää useita toimilaitteita joko erikseen tai samanaikaisesti. Kuvassa 3 on esitetty esimerkki avoimesta järjestelmästä, jossa toimilaitteena on hydraulimoottori [12, s. 97].



Kuva 3. Avoin hydraulijärjestelmä. [12]

- 1) Hydraulisäiliö.
- 2) Säätötilavuuspumppu.
- 3) Säädettävä paineenrajoitusventtiili.
- 4) 4/3- Suuntaventtiili.
- 5) Toimilaitteen paineenrajoitusventtiili.
- 6) Vakiotilavuushydraulimoottori.

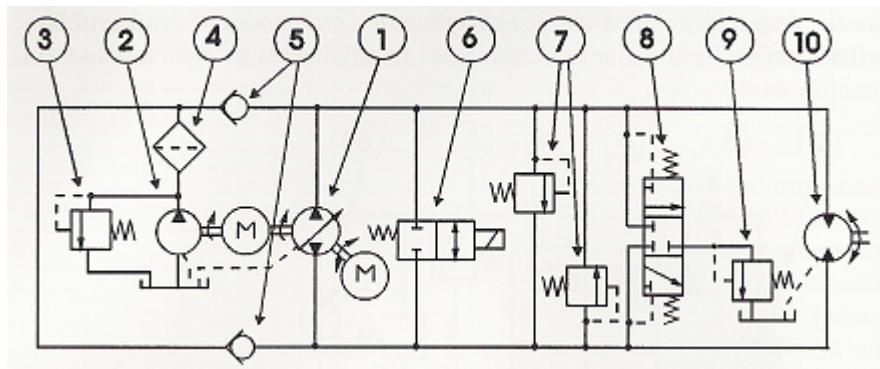
Normaalitilanteessa pumppu (2) pyörii jatkuvasti. Pumpun suojana on säädettävä paineenrajoitusventtiili (3). Moottorin (6) pyörimissuunta valitaan käsiohjatulla suuntaventtiilillä (4). Venttiilin keskiasento mahdollistaa pumpun vapaakierron. Valitsemalla venttiilille jompikumpi reuna-asento saadaan moottorille vastaava pyörimissuunta.

Mikäli kuorman aiheuttama paine ylittää paineenrajoitusventtiilin asetusarvon, venttiili avautuu nousevalla paineella. [12, s. 97]

### 3.4.2 Suljettu hydraulijärjestelmä

Suljetussa järjestelmässä öljy palaa toimilaitteen jälkeen pumpun imupuolelle ja tämän vuoksi järjestelmän kavitaatiovaara on pieni. Järjestelmän pumppuna on yleensä kaksisuuntainen säätötilavuuspumppu, joten pumppauksen suunnalla voidaan määrätä toimilaitteen liikesuunta ja pumpun kierrostilavuudella toimilaitteen liikenoisuus. [13, s. 14].

Suljetulle järjestelmälle on myös ominaista, että toimilaitteen tilavuusvirta on melkein sama kuin pumpun tilavuusvirta. Suljetussa järjestelmässä käytettävä öljyn määrä on suhteellisen pieni, mikä voi aiheuttaa lämpenemisvaaraa. Öljyn jäähtymistä varten ja vuotojen kompensointia varten tarvitaan erillinen syöttöpumppu ja huuhteluventtiili. Pumppu voi toimia toimilaitteen jarruna, ja toimilaitteen suunnanvaihto on pehmeä ja hallittu. Järjestelmässä on yleensä yksi toimilaitte tai muutama toimilaitte rinnankytkettynä [11, s. 163]. Kuvassa 4 on esimerkki suljetusta järjestelmästä, jossa toimilaitteena on hydraulimoottori.



Kuva 4. Suljettu hydraulijärjestelmä. [12]

- 1) Säätilavuuspumppu, virtaus kahteen suuntaan.
- 2) Vakiotilavuuspumppu, virtaus yhteen suuntaan.
- 3) Paineenrajoitusventtiili, maksimisyöttöpaine.
- 4) Suodatin.
- 6) 2/2- Suuntaventtiili, normaalisti suljettu, sähköohjaus.
- 7) Paineenrajoitusventtiili, moottorin suoventtiili.
- 8) 3/3- Suuntaventtiili, jousikeskitys, paineohjattu huuhteluventtiili.
- 9) Paineenrajoitusventtiili, syöttöpaineen asetus.
- 10) Vakiotilavuusmoottori, virtaus kahteen suuntaan.

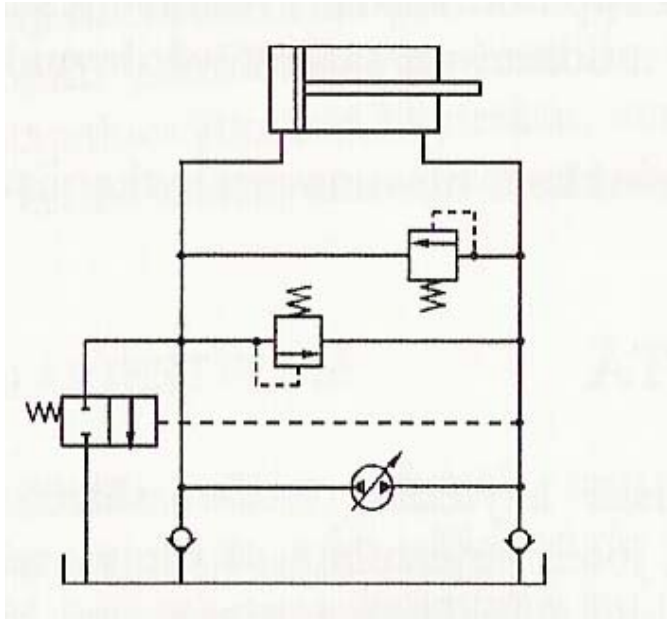
Käynnistystilanteessa pumput (1) ja (2) käynnistyvät samanaikaisesti. Pumpun (2) aikaansaama tilavuusvirta on 15 % pumpun (1) tilavuusvirrasta, ja sen tehtävä on tuoda suodatettua öljyä päävirtaukseen ja korvata vuotovirtaukset. Pumpun (2) suojana on paineenrajoitusventtiili (3). Pumpun (1) aikaansaama päävirtaus pyörittää moottoria (10) valittuun suuntaan. Moottoria (10) kuormitettaessa pumpun (1) aikaansaaman tilavuusvirran paine nousee. Nouseva paine moottorin painepuolella avaa huuhteluventtiilin (8), jolloin osa moottorin paluupuolen tilavuusvirrasta menee paineenrajoitusventtiilin (9) kautta säiliöön. Tämän tilavuusvirran korvaa pumpun (2) suodatettu tilavuusvirta, joka tulee vastaventtiilin (5) kautta pumpun imupuolelle. Päävirtauksen paine saattaa nousta joko kuormituksen kasvun tai moottorilta tulevan paineiskun vuoksi. Tätä painennousua rajoittaa paineenrajoitusventtiili (7). Pumppu (1) saadaan tarvittaessa nollatuotolle kierrostilavuuden säädöllä, tai se voidaan ohjata vapaakierrolle sähköohjatun suuntaventtiilin (6) avulla, jolloin moottori (10) on paineeton.

### 3.4.3 Puolisuljettu hydraulijärjestelmä

Puolisuljetuissa hydraulijärjestelmissä osa nesteestä palaa säiliöön ja osa pumpun imupuolelle. Jos paluuvirtaus ei riitä pumpun tilavuusvirran tarpeeseen, pumppu saa lisätäytön imuventtiilin kautta suoraan säiliöstä.

Toimilaitte on usein kaksitoiminen sylinteri, jossa tilavuusvirrat ovat erilaiset sylinterin liikesuunnan mukaan. Säätilavuuspumpulla saadaan aikaan jouheaa sylinterin liike molempiin suuntiin ja sylinterin nopeus on muutettavissa portaattomasti. Sylinterin liikesuuntaa vaihdetaan muuttamalla pumpun antaman tilavuusvirran suuntaa. Puolisuljetuilla hydraulijärjestelmissä saavutetaan hyvä hyötysuhde, koska tehonsiirtojohtossa ei ole venttiilien painehäviöitä.

Paineenrajoitusventtiilin tehtävänä on leikata painehiiput esim. suunnanmuutoksissa. 2/2-venttiiliä tarvitaan, koska sylinteristä poistuva tilavuusvirta on suurempi kuin sylinteriin menevä tilavuusvirta sylinterin männän liikkeessä vasemmalle. Kuvassa 5 on esitetty puolisuljettu hydraulijärjestelmä, jossa toimilaitteena on kaksitoiminen sylinteri. [11, s. 165.]



Kuva 5. Puolisuljettu hydraulijärjestelmä. [11]

### 3.5 Mekaanista energiaa hydrauliseksi muuntavat laitteet

Hydrauliikassa käytettävät pumput toimivat yleensä syrjäytysperiaatteella, ja ne tuottavat tilavuusvirtaa. Pumpussa sen akselille pyörimisliikkeen muodossa tuotu mekaaninen energia muuttuu hydrauliseksi energiaksi. Järjestelmään syntyy paine vasta silloin, kun pumpun synnyttämän tilavuusvirran kulkua vastustetaan esimerkiksi sylinterin liikuttaman kuorman avulla. Kun hydraulista pumpua käytetään paineettomana, saadaan jokaista sen pyörimää kierrosta kohden tietty nestemäärä, jota kutsutaan kierrostitavuudeksi. Pumpun tuottama tilavuusvirta riippuu siis pyörimisnopeudesta ja kierrostitavuudesta.[15, s. 189]

#### 3.5.1 Hammaspyöräpumput

Hammaspyöräpumput voidaan jakaa rakenteensa perusteella ulkohammaspyöräisiin eli ulkoryntöisiin ja sisähammaspyöräisiin eli sisäryntöisiin pumppuihin. Jako perustuu hammaspyörien keskinäiseen sijaintiin ja lukumäärään.

Yleisin hammaspyöräpumppu on kaksipyöräinen ulkoryntöinen hammaspyöräpumppu. Pumpun toinen eli käyttävä pyörä on kytketty käyttömoottorin akselille, ja toinen pyörä pyörii vapaasti edellisen pyörittämänä.

Ryntökohdan jälkeen hammaslovioiden välinen tilavuus kasvaa ja täyttyy nesteellä. Neste siirtyy hammaslovioiden ulkokehää pitkin painepuolelle. Kun hampaat tulevat painepuolella lähelle ryntökohtaa, pienenee niiden välinen tila ja paineinen neste siirtyy painekanavaan.

Sopiva pyörimisnopeus pumppuilla on noin 500–4000 r/min, ja suurimmat käyttöpaineet ovat suuruusluokkaa 10–14 MPa. [13, s. 103.]

### 3.5.2 Ruuvipumput

Ruuvipumput ovat vakio-tilavuuksisia pumppuja, jotka voivat olla rakenteeltaan yksi-, kaksi- tai kolmiruuvisia. Hydraulikassa käytettävät ruuvipumput ovat yleensä kaksi- tai kolmiruuvisia. Tavallisin niistä on kolmiruuvinen pumppu, jossa keskimäinen ruuvi on käyttävänä ruuvina.

Hydraulineneste kulkee imupuolelta painepuolelle ruuvien ja pumpun rungon muodostamissa kammioissa. Ruuvien pyöriessä kammiot liikkuvat nesteellä täyttyneinä imupuolelta painepuolelle tasaisella nopeudella. Kammioiden tilavuus pysyy samansuuruisena koko matkan. Tästä johtuu se, että ruuvipumppujen tuottama tilavuusvirta on tasainen ja pumpun melutaso alhainen. Ruuvipumppujen käyttöpaine on 17–20 MPa. Käyttöpaineen suuruutta rajoittaa pumpun rakenne. [13, s. 104.]

### 3.5.3 Siipipumput

Siipipumput voivat olla vakio- tai säätötilavuuspumppuja. Pumppujen siivet voidaan sijoittaa joko pyörivään roottoriin tai liikkumattomaan staattoriin. Hydraulineneste siirtyy imupuolelta painepuolelle pumpun kammiossa siipien ja kammion seinämän muodostamassa tilassa. Koska pumppukammio ja roottori ovat epäkeskisiä, muuttuu siipien välinen tilavuus roottorin pyöriessä.

Tämä tilavuuden muutos aiheuttaa pumpun imupuolella imuvaikutuksen, ja vastaavasti painepuolella öljy siirtyy pienenevästä tilasta paineisena painepuolelle. Siipipumppujen pyörimisnopeus vaihtelee 600–2500 r/min ja painealue vaihtelee alueella 7–14 MPa. [13, s. 105.]

#### 3.5.4 Mäntäpumput

Mäntäpumput voivat olla joko vakio- tai säätötilavuuspumppuja. Hydraulineste siirtyy mäntäpumpussa imupuolelta painepuolelle männän edestakaisen liikkeen avulla. Pumpuissa tarvitaan erillinen venttiilirakenne tilavuusvirran ohjaukseen imu- ja painejakson aikana. Imujaksossa neste imeytyy sylinteriin avoimen imuventtiilin kautta. Painejakson aikana imuventtiili sulkeutuu ja paineventtiili avautuu, jolloin neste siirtyy painepuolelle. Mäntäpumput voidaan luokitella mäntien sijoituksen perusteella kolmeen ryhmään.

##### 1. Rivimäntäpumput

Sylinterit on sijoitettu riviin, ja mäntien liike saadaan aikaan kampimekanismilla tai epäkeskoilla ja jousilla. Ne voivat olla joko vakio- tai säätötilavuuksisia. Pumppuja käytetään, kun tarvitaan suuria paineita ja pieniä tilavuusvirtoja. Eräs käyttökohde on moottoreiden polttoaineen syöttöjärjestelmät.

##### 2. Säteismäntäpumput

Sylinterit sijaitsevat tähtimuodossa käyttöakselin ympärillä. Sisäisin virtauskanavin toteutussa pumpussa sylinteriryhmä pyörii käyttöakselin mukana ja sylinterit kytkeytyvät pyörimättömän jakokaran imu- ja painekanaviin joka kierroksella. Pumpun imukyky on hyvä, ja sen suurimmat käyttöpaineet ovat n. 45 MPa.

Toinen säteismäntäpumppujen sovellus on ulkoisin virtauskanavin toteutettu ratkaisu. Siinä sylinteriryhmä on kiinteä, ja männän liike aikaansaadaan pyörivällä epäkeskoakselilla. Suurimmat käyttöpaineet ovat noin 70 MPa.



### 3. Aksiaalimäntäpumput

Aksiaalimäntäpumpuissa sylinterit ovat käyttöakselin suuntaisia. Mäntiä liikuttavan mekanismin mukaan pumput voidaan ryhmitellä kolmeen ryhmään, jotka ovat:

- staattoriaksaalipumput
- suoraroottoripumput
- kulmaroottoripumput.

Männät saavat liikkeensä käyttölevystä, joka on vinossa sylinteriryhmän akseliin nähden [13, s. 112].

### 3.6 Putkistot ja huoltolaitteet

#### 3.6.1 Paineakut

Paineakut toimivat hydraulijärjestelmissä varastoina, joissa pumpulta saatua paine-energiaa säilytetään tulevaa käyttöä varten. Koska hydraulineeste ei normaalisti käytettävillä paineilla puristu merkittävästi kokoon, on siihen itseensä mahdoton varastoida suuria energiamääriä. Energia onkin varastoitava muilla tavoilla, nesteen ulkopuolelle. Nykyisin käytössä on vain kaasun tilavuuden muutokseen perustuvia paineakkuja. Paineakkujen toiminta perustuu siihen, että prosessin siinä vaiheessa, jossa koko pumpun tuottamaa tilavuusvirtaa ei tarvita, ylijäävä tilavuusvirta varastoituu paineakkuun myöhemmin käytettäväksi.

Kaasutäytteisissä paineakuissa on kaksi kammiota, joista toisessa on järjestelmän hydraulineeste ja toisessa kokoonpuristuva kaasu. Kammioita erottavan väliseinän rakenteen mukaan kaasutäytteiset akut jaetaan kalvo-, rakko- ja mäntätyyppisiin. Kun akun nestetila täyttyy paineisella nesteellä, puristuu kaasu väliseinän toisella puolella kokoon. Paineen laskiessa järjestelmässä laajeneva kaasu työntää nesteen takaisin käytettäväksi. Kaasutäytteisissä paineakuissa kaasuna käytetään yleensä typpeä. Typpi soveltuu hyvin akkukäyttöön, koska se on neutraalikaasu. Paineakkuja käytetään paineen ylläpitämiseen esimerkiksi kiinnitysjärjestelmässä, tilavuusvirran tasaamiseen sekä paineiskujen tasaamiseen [13, s. 155].

### 3.6.2 Suodattimet

Suodattimia käytetään poistamaan hydraulijärjestelmän öljystä siinä olevia epäpuhtauksia. Suodattimien tarkoituksena on pitää järjestelmä mahdollisimman puhtaana ja siten vähentää huollon ja korjauksen tarvetta. Ei ole taloudellisesti kannattavaa poistaa kaikkia epäpuhtauksia järjestelmästä ja sen vuoksi on määritelty sallitut puhtausluokat. Puhtausluokat määritellään käyttöolosuhteiden ja komponenttien asettamien vaatimusten mukaan. Suodatustarkkuus on valittava järjestelmän tarkimman ja pienimmän välyksen omaavan komponentin mukaan. Suurimman sallitun partikkelikoon tulisi olla pienempi kuin järjestelmän pienin välyys. Suodatintyyppiä ovat muun muassa: huohotinsuodattimet, täyttösuodattimet, imusuodattimet, paluusuodattimet ja sivuvirtasuodattimet [13, s. 289].

### 3.6.3 Säiliö

Säiliön tehtävänä on toimia öljyn varastotilana. Sen koko on yleensä noin 2-3 kertaa pumpun nimellinen tilavuusvirta minuutissa. Hydraulipumppu sijoitetaan mahdollisimman lähelle säiliötä. Muita säiliön varusteita ovat täyttö- ja tyhjennysaukot, huohotin suodattiminen, lämpömittari ja öljymäärän tarkkailulasi. Säiliössä on myös väliseiniä joiden tehtävänä on sekoittaa palaava ja säiliössä oleva öljy keskenään. Tällöin öljyn lämpötila tasaantuu ja siirtyy säiliön seinämistä ympäristöön [12, s. 88].

## 3.7 Ohjaus- ja säätölaitteet

Hydraulijärjestelmissä tarvitaan erilaisia venttiileitä ohjaamaan ja säätämään järjestelmän toimintoja. On vaihdettava hydraulimoottorin pyörimissuuntaa tai on ajettava sylintereitä edestakaisin. Erilaiset toimilaitteet vaativat erisuuria paineita ja tilavuusvirtoja. Koko järjestelmä on suojattava ylipaineen aiheuttamalta rikkoutumiselta. Näiden toimintojen toteuttamiseen käytetään venttiileitä, jotka voidaan toimintojensa mukaan jakaa seuraavasti:

### 3.7.1 Paineventtiilit

Paineventtiileitä käytetään sekä järjestelmän paineensäätöön, että sen toiminnan ohjaamiseen. Painetta säätämällä voidaan vaikuttaa toimilaitteesta saataviin voimiin tai momentteihin. Toiminnan ohjaamista on esimerkiksi pumpun säätö vapaakierrolla tai toimilaitteiden, kuten sylinterien, liikejärjestyksen säätäminen. Paineventtiilit voidaan jakaa toimintansa mukaan kolmeen ryhmään, jotka ovat:

#### 1. Paineenrajoitusventtiilit

Paineenrajoitusventtiili on jokaisessa hydraulikkajärjestelmässä. Sen tehtävänä on rajoittaa järjestelmän paine tiettyyn maksimiarvoon. Näin se suojaa järjestelmän komponentteja vaurioilta, joita paineen rajaton kasvu aiheuttaisi.

#### 2. Paineenalennusventtiilit

Jos osassa hydraulijärjestelmää tarvitaan alhaisempaa painetta kuin muussa järjestelmässä, voidaan alennettu paine aikaansaada paineenalennusventtiilillä.

#### 3. Paineohjausventtiilit

Paineohjausventtiileillä eli sekvenssiventtiileillä ohjataan järjestelmän toimilaitteiden toimijärjestystä eli sekvenssiä. Kun järjestelmässä on useita toimilaitteita tai toimilaiteryhmiä joiden liikkeen tulee tapahtua tietyssä järjestyksessä, toiminta voidaan toteuttaa paineohjausventtiileiden avulla. Kun paine saavuttaa tietyn tason, venttiili avautuu ja haluttu toiminto tapahtuu. Venttiilin avautumispaine säädetään jousella ja se avautuu, kun tulopaine ylittää jousivoiman arvon. Venttiili ei siis tarkista, onko edellinen liike tapahtunut vai ei, vaan paineenousu käynnistää toiminnan [13, s. 187].

### 3.7.2 Virtaventtiilit

Hydraulisisissa järjestelmissä on usein tarpeen säätää toimilaitteiden, kuten sylinterien, liikeno-  
peutta. Säädön toteuttaminen edellyttää järjestelmän tilavuusvirran muuttamista.

Pumpun tilavuusvirran säätäminen voi tapahtua kolmella eri tavalla: muuttamalla sitä pyörittävän moottorin pyörimisnopeutta, säätämällä sen kierrostilavuutta ja virtaventtiilillä, jolla kuristetaan tilavuusvirtaa. Virtaventtiilit jaetaan toimintansa mukaan kolmeen ryhmään, jotka ovat:

### 1. Virtavastusventtiilit

Virtavastusventtiileissä tilavuusvirran säätö perustuu venttiilin virtauspoikkipinta-alan säätöön. Kytkemällä virtavastusventtiilin rinnalle vastaventtiili saadaan aikaan vastusvastaventtiili. Se säätää virtausta vain toiseen suuntaan. Vastakkaisen suunnan virtaus on vapaa. Venttiili sopii kaksitoimisten sylinterien nopeudensäätöön. Sijoittamalla sylinterin kumpaankin painekanavaan vastusvastaventtiili, voidaan sen nopeutta säätää molempiin suuntiin.

### 2. Virransäätöventtiilit

Virransäätöventtiileissä voidaan venttiilin kuristuksen poikkipinta-alaa säätää. Säätönsä vuoksi ne ovat virtavastusventtiileitä parempia ominaisuuksiltaan. Virransäätöventtiileillä voidaan haluttu liikenopeus säilyttää kuormituksen ja paineenvaihteluista riippumatta.

### 3. Virranjakoventtiilit

Virranjakoventtiilit jakavat venttiilille tulevan virtauksen kahteen vakiosuhteiseen lähtövirtaukseen. Näiden lähtövirtausten suuruus ei riipu tulevan virtauksen suuruudesta eikä lähtevän virtauksen paineista. Tavallisimmin virtaus jaetaan tasan molempien virtauskanavien kesken, mutta muutkin jakosuhteet ovat mahdollisia. Tavallinen virranjakoventtiilin tehtävä on tahdistaa kaksi toimilaitetta esimerkiksi kaksi sylinteriä niin, että ne suorittavat liikkeensä yhtä aikaa [11, s. 77].

#### 3.7.3 Suuntaventtiilit

Suuntaventtiilien avulla voidaan ohjata tilavuusvirran suunta sinne, missä sitä kulloinkin tarvitaan. Jos haluaa ajaa kaksitoimista sylinteriä edestakaisin, on tilavuusvirran suuntaa vaihdettava sylinterin liikesuuntaa vaihdettaessa. Tähän toimintaa tarvitaan suuntaventtiiliä, jolla tilavuusvirran suunnanmuutos voidaan helposti toteuttaa.

Suuntaventtiileitä on kolmea tyyppiä:

#### 1. Sulkuventtiilit

Sulkuventtiilin avulla voidaan sallia tai estää virtaus hydraulijärjestelmässä. Sulkuventtiili voidaan toteuttaa monella tavalla, mutta hydraulikassa, jossa paineet ovat suuria, on paras ratkaisu palloventtiili.

#### 2. Vastaventtiilit

Vastaventtiilejä käytetään hydraulikassa kohteissa, joissa sallitaan vapaa virtaus toiseen suuntaan, mutta suljetaan vastakkaiseen suuntaan.

#### 3. Varsinaiset suuntaventtiilit

Kun hydraulijärjestelmän toimilaitteiden on toimittava eri suuntiin, tarvitaan venttiili, jonka avulla tilavuusvirran suunta voidaan vaihtaa. Suunnanvaihto voidaan toteuttaa sulku- ja vastaventtiilien avulla, mutta järjestelmästä tulee näin toteutettuna monimutkainen ja vaikea käyttää. Suunnanvaihtoa varten on kehitetty oma venttiiliryhmänsä, joilla tilavuusvirran suunta voidaan helposti ja nopeasti vaihtaa halutuksi. Kun puhutaan suuntaventtiileistä, tarkoitetaan yleensä juuri näitä venttiileitä [13, s. 167].

### 3.8 Hydraulista energiaa mekaaniseksi muuntavat laitteet

#### 3.8.1 Sylinterit

Sylinterit, kuten hydraulimoottoritkin, muuttavat hydraulisen energian mekaaniseksi energiaksi. Sylinterien tuottama teho on mekaanista, edestakaista suoraviivaista liikettä. Toimintansa mukaan sylinterit voidaan jakaa seuraaviin ryhmiin:

##### 1. Yksitoimiset sylinterit

Yksitoimiset sylinterit toimivat hydraulisesti vain yhteen suuntaan. Toinen eli paluuliike tapahtuu ulkoisen kuorman tai jousen avulla.

## 2. Kaksitoimiset sylinterit

Kaksitoimisissa sylintereissä molemmat liikesuunnat tapahtuvat hydraulisesti, jolloin työliike voi olla kaksisuuntainen.

## 3. Erikoissylinterit

Erikoissylintereitä ovat esimerkiksi teleskooppisylinterit, joissa on useita toistensa sisään työntyviä sylinteriputkia. Teleskooppisylinteri on toiminnaltaan yksitoiminen, joten se voidaan luokitella myös siihen ryhmään [13, s. 141].

### 3.8.2 Hydraulimoottorit

Hydraulimoottorit muuttavat hydraulinesteen sisältämän hydraulisen energian mekaaniseksi energiaksi eli pyörimisliikkeeksi. Rakenteeltaan hydraulimoottorit muistuttavat paljon hydraulipumppuja ja joitakin niistä onkin mahdollista käyttää sekä pumppuna että moottoreina. Moottorit voidaan jakaa pyörimisnopeutensa mukaan hidas- tai nopeakäyntimoottoreihin. Taulukossa 4 on esitetty moottoreiden jako pyörimisnopeutensa mukaan. [13, s. 121]

Taulukko 4. Hydraulimoottoreiden nopeusalueet. [13, s. 121]

Nimitys	Nopeusalue r/min.
Hidaskäyntiset moottorit	1–50
Keskinopeuksiset	10–750
Nopeakäyntiset	300–5000

Hydraulimoottorit voivat olla vakio- tai säätötilavuuksisia. Vakio-tilavuusmoottoreiden pyörimisnopeutta säädetään niille tuodun tilavuusvirran määrää säätämällä. Sääto voi tapahtua pumpun tuottoa säätämällä tai venttiilien avulla. Säätötilavuusmoottoreissa pyörimisnopeutta säädetään muuttamalla niiden kierrostilavuutta tuodun tilavuusvirran pysyessä vakiona.

Pyörimissuunnan vaihto kahteen suuntaan pyörivissä moottoreissa toteutetaan kääntämällä tulevan tilavuusvirran suunta päinvastaiseksi. Suljetussa järjestelmässä tämä tapahtuu vaihtamalla pumpun pyörimissuuntaa. Avoimessa järjestelmässä suunnanvaihto toteutetaan suuntaventtiilin avulla. Miltei kaikissa hydraulimoottoreissa on oltava erillinen vuotoöljylitöntä, johon sen sisäiset vuodot ohjataan.

Vuotoöljyn tehtävänä on voidella moottorin liikkuvia osia ja se kerääntyy moottorin koteloon. Jos öljyä ei johdeta pois, kasvaa kotelossa vallitseva paine järjestelmän paineen suuruiseksi. Paine voi vaurioittaa tiivisteitä ja on siksi johdettava pois. Rakenteeltaan hydraulimoottorit voivat olla hammaspyörä-, siipi- tai mäntämoottoreita.

### 1. Hammaspyörämoottorit

Hammaspyörämoottoreita on kahta tyyppiä, kuten pumppujakin eli ulko- ja sisäryntöiset mallit. Ulkoryntöiset hammaspyörämoottorit ovat nopeakäyntisiä ja niiden nopeusalue on 500–4000 r/min. Sisäryntöiset gerotor- moottorit ovat keskinopeusalueen moottoreita ja niiden pyörimisnopeusalue on 200–1000 r/min. Toinen sisäryntöinen moottorimalli on ns. orbitaalimoottori, jonka pyörimisnopeusalue on 5–2000 r/min. Orbitaalimoottorille ei ole vastinetta pumpuissa. [15, s. 262]

### 2. Siipimoottorit

Siipimoottorit voivat olla nopea- tai hidaskäyntisiä ja myös ne vastaavat rakenteeltaan siipipumppuja. Nopeakäyntisissä moottoreissa on mahdollisuus pyörimissuunnan vaihtoon sekä vuotoliitäntä, joka mahdollistaa paineen syötön moottorin molempiin liitäntöihin. Hidaskäyntisistä siipimoottoreista saatavat vääntömomentit ovat suuria ja niiden kierroslukualue on 2–1000 r/min. [15, s. 263]

### 3. Mäntämoottorit

Hidaskäyntisiä mäntämoottoreita ovat radiaali- eli säteismäntämoottorit, joissa on ulkoiset virtauskanavat. Ne ovat vakio-tilavuusyksisiä ja niiden tilavuusvirtaa ohjataan akselin mukana pyörivän jakolevyn avulla. Pumpusta ne eroavat juuri pyörivän jakolevyn ansiosta. Moottorin pyöriessä jakolevy kytkee sylinterit vuorollaan tulo- ja lähtöliitäntöihin, jolloin saadaan jatkuva pyörimisliike. Moottorin pyörimisnopeusalue on 5–500 r/min ja siitä saatava vääntömomentti on suuri.

Nokkarengasmoottorit ovat sisäisin virtauskanavin toteutettuja säteismäntämoottoreita. Niiden sylinteriryhmä ei pyöri, mutta pyörivä jakoventtiili ohjaa nesteen sylintereihin. Mäntään kohdistuva nestepaine painaa männän ulospäin. Tällöin sen päässä olevat nokkarullat painuvat pyörivää nokkarengasta vasten. Nokkarullan osuessa renkaan nokan kaltevalle osalle syntyy nokkarengasta pyörittävä momentti.

Syntyvä momentti pyörittää nokkarengasta eteenpäin ja jakoventtiili ohjaa työpaineen seuraavalle sylinterille. Näin pyörimisliike jatkuu kunkin sylinterin tehdessä vuorollaan työvaiheen. Moottorin pyörimisnopeusalue on 1–500 r/min. ja siitä saadaan lähes maksimi vääntömomentti jo käynnistyksessä. [15, s. 263]

### 3.9 Hydraulinesteet

#### 3.9.1 Hydraulinesteen tehtävät

Hydraulijärjestelmässä nesteen ensisijainen tehtävä on tehon välittäminen pumpulta toimilaitteille. Tämän lisäksi neste voitelee ja jäähdyttää järjestelmää samalla kun se estää komponentteja ruostumasta. Virratessaan järjestelmässä neste kuljettaa siinä syntyneet epäpuhtaudet suodattimeen ja haihduttaa syntyneen lämmön järjestelmän putkistossa ja säiliössä. [15, s. 280]

#### 3.9.2 Hydraulinesteen ominaisuudet

Tärkein hydraulinesteen tunnussuure on viskositeetti. Nesteen viskositeetin on pysyttävä tietyissä rajoissa kaikissa järjestelmän käyttöolosuhteissa. Liian suuri viskositeetti aiheuttaa tehohäviöitä ja kavitaatiovaaran. Liian pieni viskositeetti taas aiheuttaa kulumista ja vuotohäviöitä. Muita hydraulinesteeltä vaadittavia ominaisuuksia ovat: hyvä hapettumiskestävyys, hyvät kulumista estävät ominaisuudet, hyvä voitelukyky, hyvä leikkauskestävyys, vaahtoamattomuus, hyvä vedenerottumiskyky sekä tehokas suojaaminen ruostumiselta vastaan. [15,s. 282]



## 4 HYDROSTAATTISEN VOIMANSIIRRON ESISUUNNITTELU

### 4.1 Suunnittelun lähtökohdat

Työn tilaajan, Vuolijoen turve Oy:n turvetuotanto tapahtuu pääasiallisesti hakumenetelmällä. Turve kuljetetaan saroilta aumaan kahdella turvevankkurilla. Kun hihnakuormaajan ja auman välimatka on pitkä, kuluu turpeen siirtämiseen paljon aikaa. Vankkureiden ollessa lastattuina ja siirtoajossa, joutuu hihnakuormaaja odottamaan toimettona. Tätä odotusaikaa pyritään lyhentämään kolmannella kärryllä.

Toisena tavoitteena oli pystyä ajamaan kehitettävän kärryn kanssa turveaumasta yli. Aikaisemmin kärryllä oleva kuorma piti kipata auman viereen ja siitä edelleen työntää puskutraktorilla aumaan. Tämä vaihe hidastaa myös tuotantoa, jos puskutraktoriin ei ole kokoaikaista kuljettajaa. Käytössä jo olevissa turvevankkureissa on mekaaninen veto, jonka ansiosta auman yli ajo on mahdollista. Tällaisten turvevankkureiden suuri hankintahinta oli myös yksi lähtökohhta telikärryn kehitystyölle. Vetävä turvevankkuri on esitetty kuvassa 6.



Kuva 6. Traktori ja mekaanisesti vetävä turvevankkuri.

Kuvassa 7 on esitetty kehityksen keskipisteeksi päätyneyt turvetelikärry. Kärry on omavalmisteinen, sen kuljetuskapasiteetti on 25 m<sup>3</sup> ja omapaino noin 3000 kg (arvioitu).

Veto päätettiin toteuttaa vain kärryn etummaisella akselilla oleviin kumisiin renkaisiin, sillä taemmalla akselilla olevien peltisten renkaiden pito-ominaisuudet ovat lähes olemattomat. Lisäksi eturenkaiden vedon merkitys korostuu etenkin pehmeällä alustalla ja auman yli ajettaessa, sillä eturenkaat pyrkivät kasaamaan ”turvepatin” eteensä, joka vastustaa renkaiden pyörimistä.



Kuva 7. Kehitettävä turvetelikärry.

Voimansiirtomenetelmistä keskityttiin vain mekaanisiin ja hydraulisiin vaihtoehtoihin, sillä sähköisen voimansiirron järjestäminen oli mahdotonta kaluston liikkuvuuden takia.

Voimansiirroksi suunniteltiin aluksi mekaanista voimansiirtoa, joka saataisiin johdettua traktorin ajovoiman ulosotosta. Mekaanisen voimansiirtolinjan rakentaminen kärryyn olisi edellyttänyt kärryn telirakenteen kokonaisvaltaista muutosta sekä heikentänyt telistön toimintaa oleellisesti, joten siitä päätettiin luopua. Tämän jälkeen alettiin tutkia hydrostaattisen voimansiirron mahdollisuuksia.

Kuvassa 8 on esitetty kÄrryn erilliset telirungot.



Kuva 8. KÄrryn erilliset telirungot.

#### 4.2 Olemassa olevia vetomekanismeja

Markkinoilla olevat vetävät traktorin perÄvaunut olivat pÄÄasiassa metsÄperÄvaunuja. Kuvassa 9, 10 ja 11 [16] on esitetty napamoottoreilla ja omalla hydraulikoneikolla toteutettu vetÄvÄ metsÄperÄvaunu. KÄrryn omassa hydraulikoneikossa oleva pumppu saa kÄyttÄvoimansa traktorin voiman ulosottoakselista.



Kuva 9. Hydraulisesti vetÄvÄ metsÄperÄvaunu. [16]



Kuva 10. Kärryn napamoottorit. [16]



Kuva 11. Kärryn oma hydraulikoneikko. [16]

Napamoottoreilla toteutettu veto olisi oikea ratkaisu tilaajan tarpeeseen. Kärryn omasta hydraulikoneikosta olisi kuitenkin luovuttava, sillä se olisi tuonut mukanaan liikaa painoa. Toinen syy oman koneikon hylkäämiseen oli se, että koneikkoa olisi pitänyt pyörittää traktorin voiman ulosotolla ja tätä haluttiin välttää, koska traktorin ja kärryn väliset liikevapaudet haluttiin säilyttää.

Kuvassa 12 [17] on esitetty Keslan valmistamassa PATU- metsäperävaunussa oleva hydraulinen vetorulla. Tällainen järjestelmä hylättiin suunnitteluvaiheessa, koska vetorullan otetta kärryn renkaista ei pidetty riittävänä.



Kuva 12. Hydraulinen vectorulla. [17]

### 4.3 Käytettävä järjestelmä

Suunnittelun lähtökohtana oli tavoite, jossa kääryyn asennettavia moottoreita pyöritettäisiin traktorin omalla hydraulikalla. Kääryyn vetotehtävää hoitaa joko Valtra T170 tai Valtra T190. Traktorin hydraulijärjestelmä on tyypiltään avoin järjestelmä, jossa voidaan käyttää useita toimilaitteita erikseen tai samanaikaisesti.

Hydraulijärjestelmän tuotto on kummassakin mallissa sama: 87 l/min, kuten myös järjestelmän paine, joka on 196 Bar eli 19,6 MPa. Traktorin järjestelmästä saataisiin riittävä tilavuusvirta ja tarkoitukseen sopiva painetaso. Sovelluksesta aiheutuva painonlisäys koostuisi siis moottoreiden, letkujen ja tarvittavien venttiileiden painosta. Sovellusta suunniteltaessa huomioitavaa on myös se, että traktorilta toimilaitteelle jatkuvasti syötettävän öljyn paluu tulee tapahtua traktorin paineettomaan vapaa-paluuliittimeen, eikä samaan venttiililohkoon, josta öljy toimilaitteelle, tässä tapauksessa moottoreille, syötettäisiin. Moottoreilta haluttu pyörimissuunnan vaihto tulee siis tapahtua ulkopuolisella suuntaventtiilillä.

Käytettäviksi moottoreiksi valittiin Sampo- Hydraulicsin valmistamat ”Black Bruin” –hydraulimoottorit. Moottorit ovat sisäisin virtauskanavin varustettuja radiaalimäntämoottoreita. Moottoreissa on ainutlaatuinen vapaapyörintämahdollisuus, joka mahdollistaa maantiellä tapahtuvan siirtoajon. Moottoreiden pieni koko mahdollistaa niiden asennuksen suoraan pyörän akselille napamoottoriksi. Moottorit oli myös mahdollista saada varustettuna mekaanisella jarrulla, mutta tässä tapauksessa valittiin jarruttomat moottorit.

Sisäisin virtauskanavin varustettujen radiaalimäntämoottoreiden käyttöpainalue on noin 20–40 MPa ja pyörimisnopeusalue on noin 1–500 r/min.

Suurimmat saavutettavat vääntömomentit ovat noin 10000– 125000 Nm. Rakenteelle on tyypillistä korkea mekaanishydraulinen hyötysuhde, jonka takia käyntinlähtömomentti on lähes yhtä suuri kuin käyntimomentti. Kun lisäksi rakenteen vuodot ovat pienet ja tasaiset, ovat käyntiominaisuudet alhaisilla pyörimisnopeuksilla hyvät. Kokonaishyötysuhde  $\eta_{kok} \approx 0,87$ .

#### 4.4 Moottoreiden mitoittaminen

Moottoreiden mitoittaminen alkoi tarkastelemalla moottoreille sallittuja akselikuormia. Akselekuormaksi laskettiin kääryn omapaino sekä kääryyn lastattavan turpeen paino. Kokonaiskuormaksi saatiin 14000 kg. Vaihtoehtoisiksi valittiin BB6- ja BBC05-moottorit, joiden akselleille sallitut suurimmat kantavuudet olivat noin 15 000 kg:n luokkaa. Moottoreiden maksimikierrosnopeudet vapaaksi kytkettynä olivat 1000 r/min ja kierrosnopeudet ”vedossa” 175 ja 172 r/min. Nämä arvot eivät ikinä ylitä, sillä jos moottorit pyörisivät siirtoajossa sallitun 1000 r/min, olisi vedettävällä kääryllä nopeutta noin 250 km/h. Vedossa moottoreiden pyörimisnopeutta rajoittaa Valtran pumpulta saatava tuotto. Kahta moottoria pyörittäessä pumpun tuotto riittää maksimissaan seuraaviin kierrosnopeuksiin: 22 r/min (BB6) ja 27 r/min (BBC05). Nämä vastaavat ajonopeuksia 5,5 ja 6,8 km/h.

Laskennassa moottoreiden radiaanitulavuudet laskettiin liitteen 3 kaavalla 1. Tämän jälkeen laskettiin yhdeltä moottorilta saatava teoreettinen momentti liitteen 3 kaavalla 2. Todelliset momentit laskettiin liitteen 3 kaavalla 3. Hydromekaaniseksi hyötysuhteeksi arvioitiin 0,85.

Laskelmien tulokset on esitetty Taulukossa 5.

Taulukko 5. Laskelmien tulokset

	BB6	BBC05
Radiaanitulavuus $m^3 / rad$	$3,18 \cdot 10^{-4}$	$2,5 \cdot 10^{-4}$
Teoreettinen momentti kNm	12,4	9,8
Todellinen momentti kNm	10,6	8,3

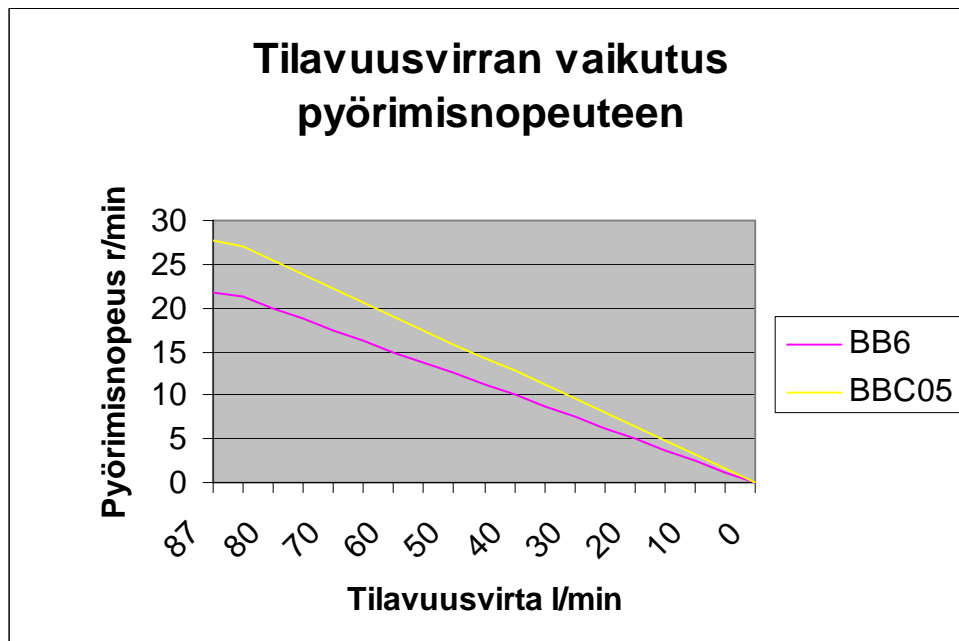


#### 4.5 Tilavuusvirran vaikutus ajonopeuteen

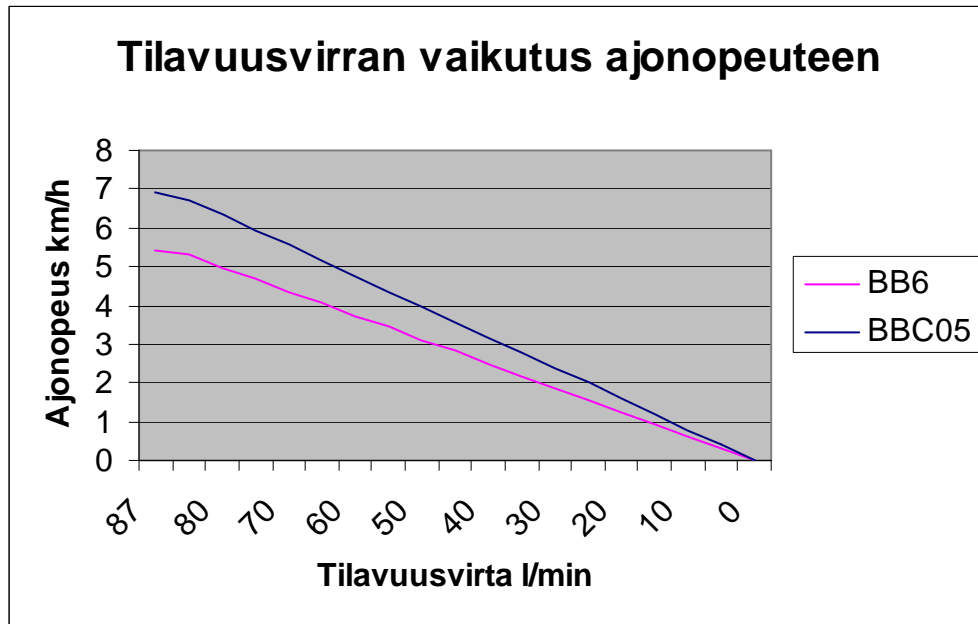
Hydraulijärjestelmässä paineen ja tilavuusvirran vaikutukset voidaan määrittellä seuraavasti:

- Paine aiheuttaa kappaleeseen voima (tai momentin).
- Tilavuusvirta antaa toimintanopeuden.

Kuvassa 13 on esitetty moottoreille viedyn tilavuusvirran suuruuden vaikutus moottoreiden pyörimisnopeuteen. Kuvassa 14 on esitetty moottoreille viedyn tilavuusvirran vaikutus ajonopeuteen.



Kuva 13. Tilavuusvirran vaikutus moottoreiden pyörimisnopeuteen.



Kuva 14. Tilavuusvirran vaikutus ajonopeuteen.

#### 4.6 Tilavuusvirran synkronointi ajonopeuteen

Jotta traktorin ja vetävän perävaunun välillä ei olisi suuria nopeuseroja, niin tilavuusvirta on säädettävä traktorin ajonopeuteen nähden. Taulukossa 6 [18] on esitetty kärryn vetotehtävään tarkoitetun traktorin vaihde/nopeus- suhteet. Nopeudet ovat vaihteittain määritellyt traktorin maksimitheon kierrosluvulla (2100 r/min).

Taulukko 6. Traktorin vaihde/nopeuskaavio. [18]

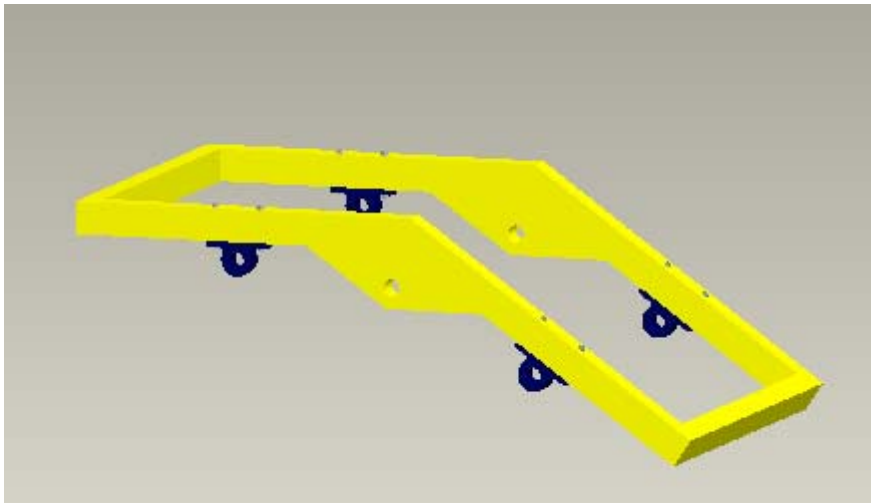
	I	II	III
LL1	0,6	0,7	0,9
LL2	0,8	1	1,2
LL3	1,1	1,4	1,7
LL4	1,6	2	2,5
M1	2,8	3,5	4,3
M2	4	4,9	6,1
M3	5,6	6,9	8,6
M4	7,9	9,8	12,2
H1	8,8	10,8	13,4
H2	12,5	15,4	19,2
H3	17,5	21,6	26,9
H4	24,8	30,6	38,1



Sopivaksi ajonopeudeksi, jolla ajettaisiin turveaumasta yli, määriteltiin nopeusalue 2– 5 km/h. Taulukosta 6. näemme, että traktorille sopiva vaihde olisi LL4 II–M2 II. Moottoreiden tarvitsema tilavuusvirta olisi näin ollen 35–85 l/min (BB6) ja 25–65 l/min (BBC05).

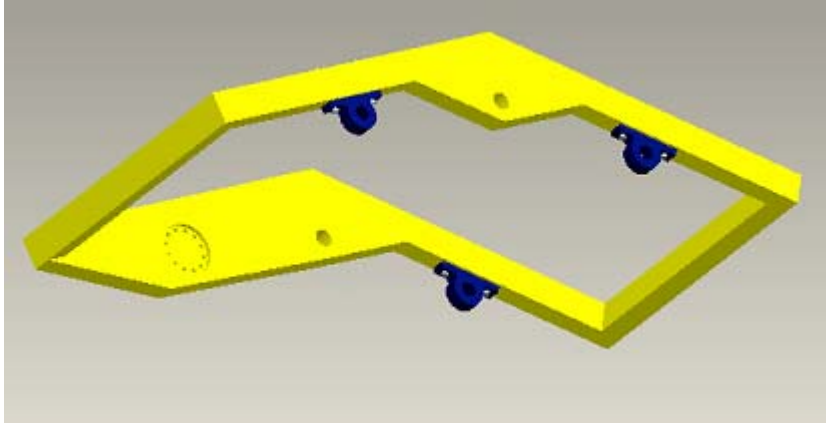
#### 4.7 Telirakenteeseen tehtävät muutokset

Hydraulimoottoreissa on normaalisti laippa- tai ruuvikiinnitys. Hydraulimoottoreiden suuren vääntömomentin vuoksi kiinnityksen täytyy olla erittäin tukeva. Hydraulimoottorin asennussuunta on vapaa ja moottorit voidaan asentaa hyvinkin vaativiin olosuhteisiin [11]. Alkuperäinen telirungon rakenne on esitetty kuvassa 15. Alkuperäisessä rakenteessa renkaat ja telirunko oli yhdistetty toisiinsa vain pyöränlaakereilla.



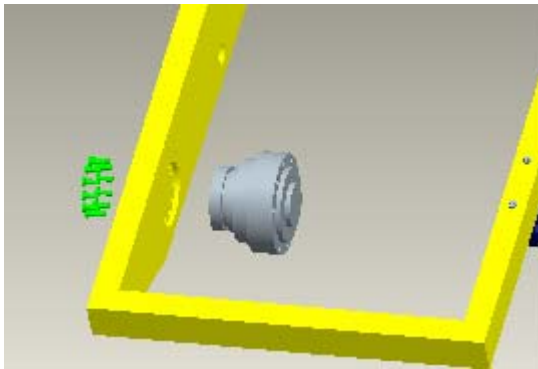
Kuva 15. Alkuperäinen telirunko, jossa pyöränlaakerit.

Telirunkoa tulisi muuttaa siten, että moottorille olisi tukeva kiinnityskohta. Kuvassa 16 on esitetty ratkaisu moottorin kiinnittämistä varten. Moottorin liittäminen uuteen telirunkoon pyrittiin toteuttamaan siten, ettei eturenkaiden akselilla toisessa päässä olevaa pyöränlaakeria tarvitsisi siirtää.



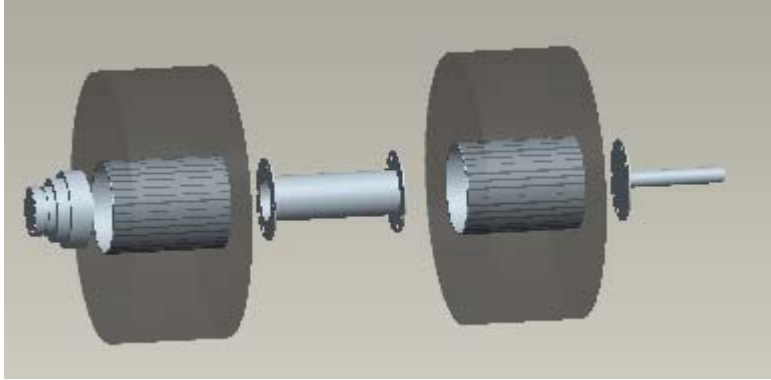
Kuva 16. Moottorikäyttöön muunnettu telirunko, jossa pyöränlaakerit.

Moottoria varten on telirunkoon upotettu 20 mm syvä pesä, johon moottori liitetään. Kiinnitys varmistetaan vielä pulteilla. Kuvassa 17 on esitetty moottorin kiinnitys uudistettuun telirunkoon.



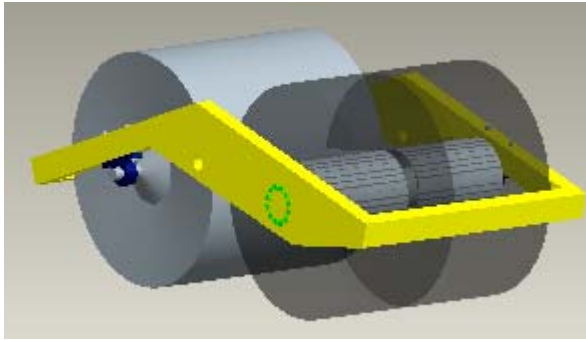
Kuva 17. Moottorin kiinnitys uuteen telirunkoon.

Telirungon muutoksen ohella myös renkasakselin rakennetta piti muuttaa. Alun perin renkaiden sisällä kulkeva akseli oli yhtenäinen, mutta moottorin asennuksen myötä myös tätä rakennetta piti ajatella uudella tavalla. Vanteiden väliin muotoiltiin uusi välivanne ja akselin loppuosa toteutettiin vanteeseen liitettävällä laippa-akselilla. Uusi moottori/akselistorakenne on esitetty kuvassa 18.



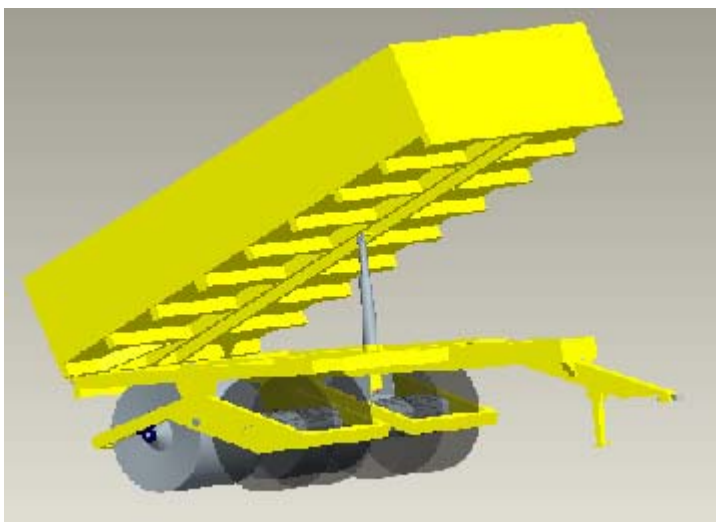
Kuva 18. Uusi motorisoitu akselistorakenne.

Kuvassa 19 on esitetty moottori- akselistorakenne liitettynä uudistettuun telirunkoon.

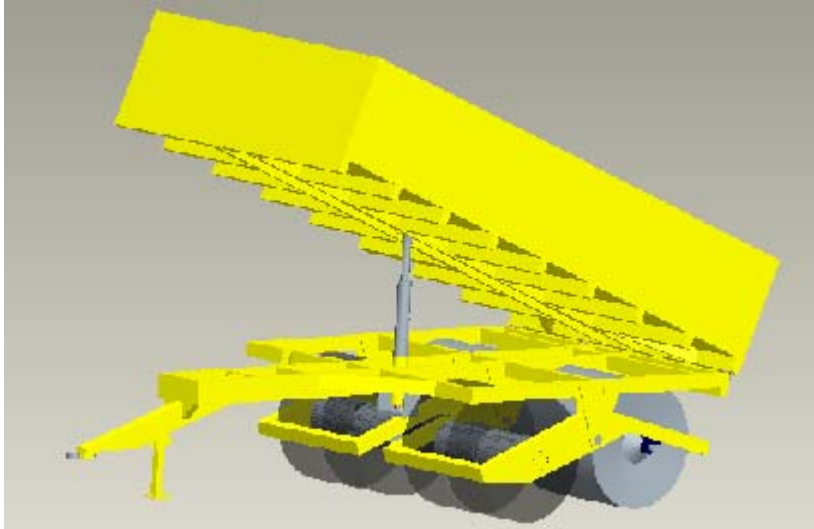


Kuva 19. Uudistettu akselisto yhdistetty uuteen telirunkoon

Kuvassa 20 ja 21 uudistetut telirungot on yhdistetty kÄrryyn.



Kuva 20. Uudistettu kÄrry oikealta.

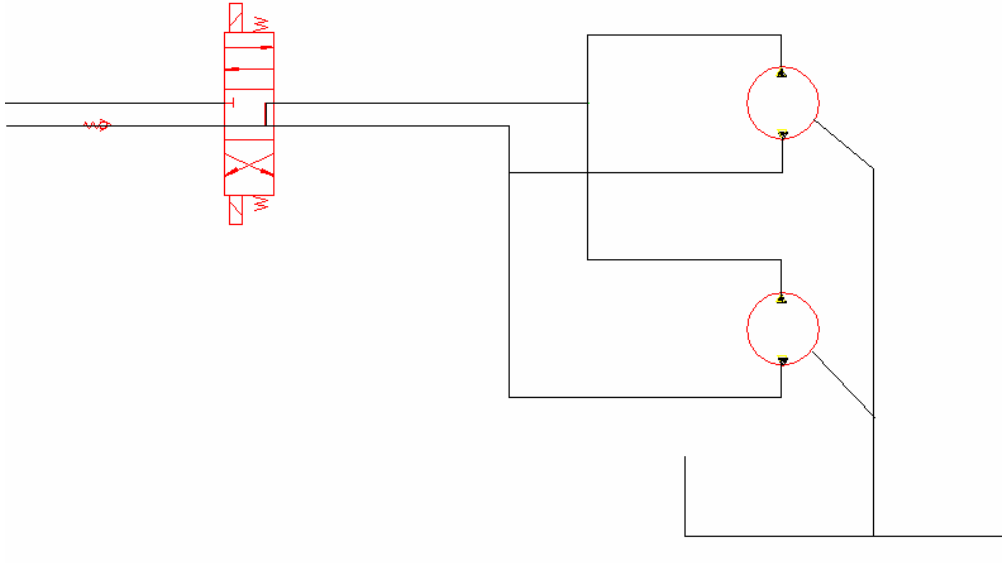


Kuva 21. Uudistettu kärry vasemmalta.

#### 4.8 Alustava hydraulikaavio ja sen toiminta

Koska traktorin hydraulijärjestelmä on tyypiltään avoin järjestelmä, tarvitaan moottoreiden suunnanvaihtoon ulkopuolista suuntaventtiiliä. Huomioitavaa on myös se, että moottoreilta palaava öljy on johdettava traktorin vapaa-paluuliittimeen, eikä samaan venttiililohkoon mistä öljy moottoreille johdetaan. Kuvassa 22 on esitetty järjestelmän alustava hydraulikaavio.

Moottoreille tuotava paine johdetaan suuntaventtiilille, jolla moottoreiden pyörimissuunta valitaan. Moottoreiden kotelovuotolinjat yhdistetään vapaa-paluulinjan paineettomaan kohtaan tai johdetaan suoraan traktorin hydraulitankkiin. Moottoreiden paluuvirtaukseen muodostetaan pieni (5–10 bar) vastapaine, jotta varmistetaan mäntien kontakti nokkarenskaalla. Kun moottoreiden työpainelinjat ovat paineettomat, niin moottoreissa olevat vapaapyörintäjouset kytkevät moottorit vapaapyörintätilaan.



Kuva 22. Alustava hydraulikaavio.

## 5 TULOSTEN TARKASTELU

Tämän insinööriyön tuloksena saatiin valittua tarkoitukseen sopivat moottorit, sekä Pro Engineer -kuvat, joiden pohjalta kärryyn liitettävien moottoreiden asettelu ja muut teliakselistolle tehtävät muutokset on alustavasti ratkaistu. Lisäksi järjestelmälle määriteltiin toimintanopeudet, niin traktorin vetovaihteen kuin myös moottoreille syötettävän tilavuusvirran osalta. Tämän suunnitelman ei kuitenkaan ole tarkoitus olla yksityiskohtainen valmistussuunnitelma kärryn kehitystä varten.

Esisuunnitelma on apuna seuraavissa asioissa:

- muutostyön valmistamisessa ja mitoituksessa
- kärryn mahdollisessa jatkokehityksessä

Tässä insinööriyössä tehdyn markkinakartoituksen mukaan hydraulisesti vetävät perävaunut ovat pääasiallisesti metsäperävaunuja, joten hydraulisesti vetävällä vectorullalla sekä napamoottoreilla toteutetun vedon toimivuus on käytännössä testattu. Tällaisten vetomekanismin etuina ovat suuret momentit, järjestelmän suunnittelun vapaus sekä komponenttien hyvät teho/painosuhteet.

Erilaisia menetelmiä vedon toteuttamiseksi vertailtiin keskenään ja niistä karsittiin pois sellaiset vaihtoehdot, joiden toimivuus käyttöön liittyvissä vaativissa olosuhteissa olisi ollut epävarmaa. Lopulliseksi ratkaisuksi muodostui vedon toteuttaminen napamoottoreilla, jotka asennettaisiin vanteen sisälle osaksi akselirakennetta.

Insinööriyössä edettiin johdonmukaisesti vertailemalla eri ratkaisujen toimivuutta, niiden sopivuutta tarkoitettuun käyttökohteeseen sekä niiden toimintaan käytännössä.

## 6 YHTEENVETO

Turvetuotannolla on Suomessa pitkät perinteet. Koska turpeen kuivatuksessa hyödynnetään auringon energiaa, täytyy turve tuottaa kesäisin ja poutasäällä. Normaalisateisena kesänä on vain 40–50 vuorokautta, jolloin tuotanto on mahdollista. Sateettomina vuorokausina tuotannon tulisi olla mahdollisimman tehokasta suuren tuotannon takaamiseksi. Markkinoilta löytyy kyllä mekaanisesti vetäviä turveperävaunuja, mutta niiden suuret hankintahinnat loivat tarpeen jo olemassa olevan telikärryn kehitystyölle.

Tämän insinööriyön tarkoitus on tarjota esisuunnitelma olemassa olevan telikärryn kehittämiseksi. Markkinoilta ei löytynyt vastaavaan käyttöön suunniteltuja tuotteita, joten vasta koe-käyttö paljastaa suunnitellun järjestelmän mahdolliset heikkoudet ja puutteet.

Esisuunnitelman ei ole tarkoitus olla yksityiskohtainen valmistussuunnitelma, vaan tilaaja saa käyttää omaa harkintaansa niin komponenttivalinnoissa kuin mahdollisen valmistuksen yksityiskohtien kanssa.

## LÄHTEET

1. Turveteollisuus Suomessa. 2007. [www-dokumentti]  
<http://agl.cc.jyu.fi/visu/index.php?id=21>
2. Suomen suot ja niiden käyttö. Espoo: Suomen Graafinen Group Oy, 1983. 136 s.  
ISBN 951-99437-6-5
3. Turpeen käyttö energiantuotannossa. Päivitetty 28.8.2005. [www-dokumentti]  
<http://www.energia.fi/page.asp?Section=4476/>
4. Turvetuotanto. Ennen tuotantoa. 2005. [www-dokumentti]  
<http://www.turveruukki.fi/index.php?379>
5. Turvetuotanto. Ympäristölupaprosessi. 2005. [www-dokumentti]  
<http://www.turveruukki.fi/index.php?380>
6. Turvetuotanto. Tuotannon aloitus. 2005. [www-dokumentti]  
<http://www.turveruukki.fi/index.php?381>
7. Turvetuotanto. Tuotantovaihe. 2005. [www-dokumentti]  
<http://www.turveruukki.fi/index.php?382>
8. Turvetuotanto. Turvesanastoa. 2005. [www-dokumentti]  
<http://www.turveruukki.fi/index.php?439>
9. Turvetuotanto. Jyrsinturve. 2005. [www-dokumentti]  
<http://www.turveruukki.fi/index.php?383>
10. Virtuaalisuo. Jyrsinturvetuotanto hakumenetelmällä. 2005. [www-dokumentti]  
<http://agl.cc.jyu.fi/visu/index.php?id=553>
11. J. Fonselius, J. Rinkinen, M. Vilenius. Hydraulikka II. Helsinki: OY Edita Ab 1997.  
226 s. ISBN 951-719-153-7
12. J. Fonselius. Hydraulikka. Helsinki: Painatuskeskus 1995. 167 s. ISBN 951-37-1238-9



13. H. Kauranne, J. Kajaste, M. Vilenius. Hydraulitekniiikan perusteet. Porvoo: WSOY 1996. 340 s. ISBN 951-0-21368-3
14. P. Louhos, J-P. Louhos. Ajoneuvo- ja työkonehydrauliikat. Karjala-Dealers KY 1992
15. T. Keinänen, P. Kärkkäinen. Automaatiojärjestelmien hydrauliiikka ja pneumatiikka. Helsinki: WSOY 2005. 338 s. ISBN 951-0-29881
16. Valmistajan kotisivut. Päivitetty: 30.4.2007. [www-dokumentti]  
[www.farmiforest.fi](http://www.farmiforest.fi)
17. Valmistajan kotisivut. 2007. [www-dokumentti]  
[www.kesla.com](http://www.kesla.com)
18. Valtra T190 Omistajan käsikirja

## LIITEIDEN LUETTELO

LIITE 1: BLACK BRUIN BB- SARJAN ESITE

LIITE 2: BLACK BRUIN BBC- SARJAN ESITE

LIITE 3: LASKENNASSA KÄYTETYT KAAVAT JA MUUNTOKERTOIMET



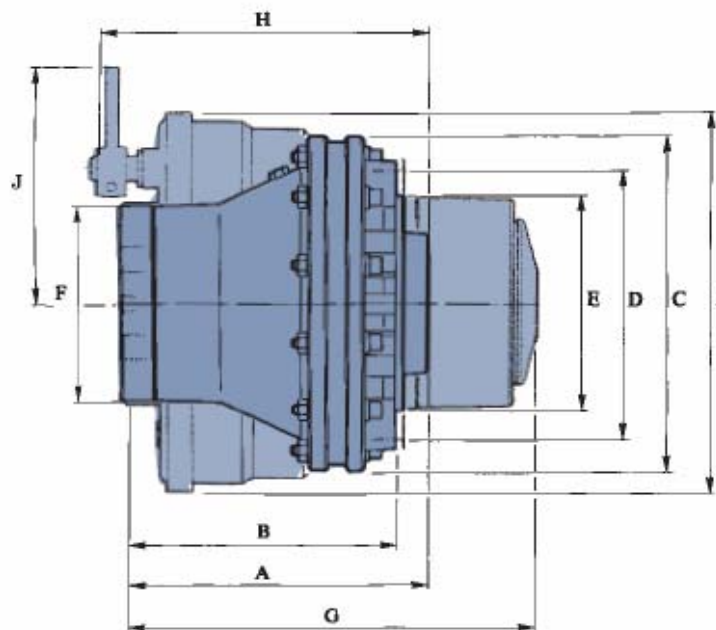
**black<sup>®</sup>  
bruin**

***Black Bruin BB - motor***  
*Low-speed, high-torque radial piston motor*



Light weight and small size gives freedom for designers.  
Excellent low speed operating characteristics.

High starting torque.  
Wide operating speed range.  
Various brake selections.

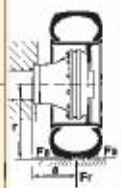
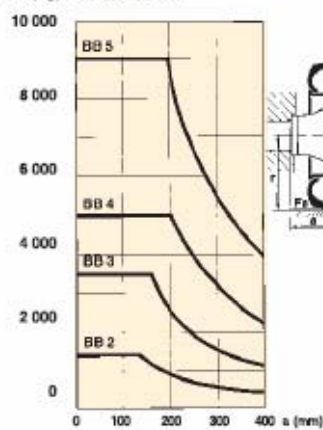


**Dimensions**

\* without brake

Model	Weight kg	Max. torque Nm	A mm	B mm	C mm	D mm	E mm	F mm	G mm	H mm	I mm	J mm
BB 2	17	9	198	114	∅ 195	∅ 160 4 x M11 x 1.1	∅ 95.5	∅ 730	—	192	∅ 222	190
BB 3	32	11	243	227	∅ 234	∅ 179 6 x M10 x 1.4	∅ 129.9	∅ 150	354	245	∅ 275	279
BB 4	50	15	290	262	∅ 282	∅ 209 6 x M18 x 1.5	∅ 160.8	∅ 165	420	280	∅ 334	300
BB 4	85	15	312	279	∅ 313	∅ 275 8 x M20 x 1.5	∅ 220.8	∅ 200	469	312	∅ 395	285
BB 6	145	18	336	317	∅ 416	∅ 355 10 x M22 x 1.5	∅ 280.8	∅ 210	480	—	—	—
BB 7	270	—	402	377	∅ 520	∅ 425 12 x M22 x 1.5	∅ 370.8	∅ 300	550	—	—	—

**F<sub>max</sub> (kg) Shaft load**



**F<sub>max</sub> (kg) Technical Data**

Model	Braking torque Nm	
	Drum brake	Multi-disc brake
BB 2	1100	—
BB 3	1700	2000
BB 4	3500	3700
BB 5	6800	8000
BB 6	—	20000
BB 7	—	40000

**Allowable pressure levels**

- Peak pressure BB 2 - BB 5 350 bar
- BB 6 - BB 7 450 bar
- Max. pressure BB 2 - BB 5 300 bar
- in mobile drives BB 6 - BB 7 400 bar

**Performance data**

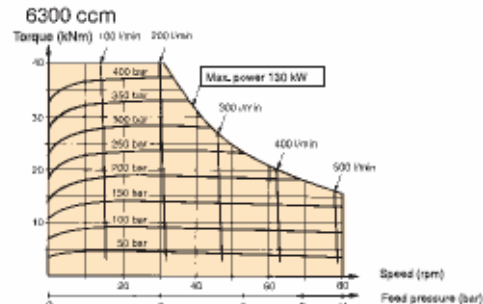
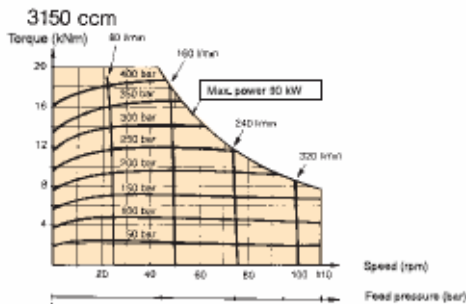
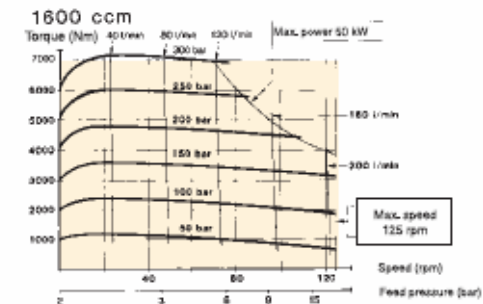
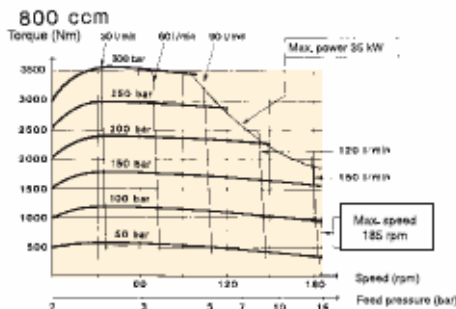
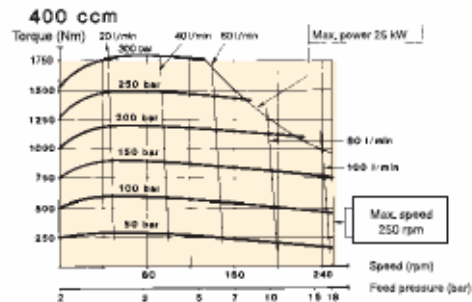
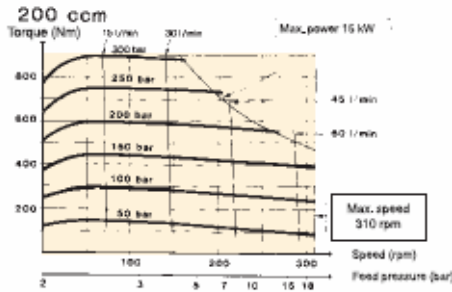
Standard motors and two-speed motors at full displacement				
Model	Displacement cm <sup>3</sup>	Torque Nm at 300 bar	Speed r/min	Power kW
BB 2	125	555	500	15
	160	720	390	
	200	900	310	
BB 3	250	1120	400	25
	315	1415	320	
	400	1790	250	
BB 4	400	2245	300	35
	630	2825	230	
	800	3590	185	
BB 5	1000	4490	200	50
	1250	5510	160	
	1600	7180	125	
BB 6	2000	9880	175	90
	2400	11230	140	
	3150	14140	110	
BB 7	4000	17960	125	130
	5000	22450	100	
	6300	28280	80	

Two-speed motors at half displacement				
Model	Displacement cm <sup>3</sup>	Torque Nm at 300 bar	Speed r/min	Power kW
BB 2	—	—	—	—
BB 3	125	550	600	13
	157	700	450	
	200	880	375	
BB 4	250	1100	150	21
	315	1400	360	
	400	1750	275	
BB 5	500	2200	360	50
	625	2750	230	
	800	3550	185	
BB 6	1000	4450	230	60
	1250	5550	180	
	1575	7000	145	
BB 7	2000	8880	160	80
	2500	11100	130	
	3150	14000	105	

**Freewheeling speeds**

- BB 2            1500 r/min
- BB 3 - BB 5    1200 r/min
- BB 6            1000 r/min
- BB 7            750 r/min

**Performance curves**



Refer to our **DSB** G3007 for more technical data.

?????????????The data in our brochures is supplied solely for the information of the reader and does not imply any technical nor legal liability on behalf of Sampo Hydraulics. Furthermore, Sampo Hydraulics reserves the right to any technical modifications on its products, without issuing any previous warning.



## Black Bruin hydraulic motors - small size giants for mobile and industrial use



**black  
bruin**<sup>®</sup>

### Small compact construction

Black Bruin motors - with standard rim attachments, built-in brakes, and small overall size - are easy to adapt and mount. Light compact construction for individual wheel-hub units imposes no limitation in vehicle design; no conventional axles or reduction gears are needed.

### Remarkable low speed characteristics

Black Bruin motors run smoothly at speed close to zero. The radial piston cam curve design motors are precisely balanced, providing constant ripple free output torque.

### Superior starting torque

Black Bruin radial piston construction provides high starting torque to achieve maximum tractive effort when starting from standstill or for smooth steady traction in low speed conditions.

### Freewheeling and re-engagement while moving

Black Bruin motors can be freewheeled either hydraulically or mechanically. This feature allows the motors to work in multi-speed transmission designs, or to be freewheeled on towed vehicles at high speeds. The motors can be re-engaged, or disengaged while the vehicle is moving. Hydraulic power is not required when the mechanical free wheel option is installed.

### Variety of brake options

- Wet multi-disc, spring set, pressure release
- Pressure to apply wet multi-disc type for standard automotive operation
- Mechanical shoe or mechanical disc and caliper

### Wide speed range

- 2-speed options



- Casing pressure
- Operating pressure
- Return pressure

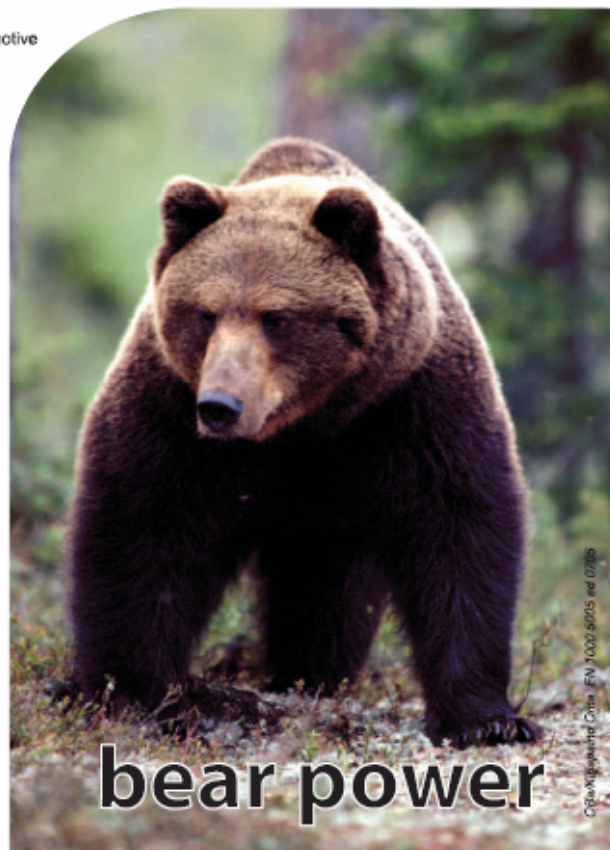


- Freewheeling
- No pressure

Local distributor



**Sampo Hydraulics Ltd.**  
 P.O. Box 633  
 FIN-40101 Jyväskylä, Finland  
 Tel. +358 20 755 0755  
 Fax +358 20 755 0710  
 info@sampo-hydraulics.com  
 www.sampo-hydraulics.com



**bear power**

Copyright © 2011 Sampo Hydraulics Ltd. FIN 70000 Sampo tel 0755



**black<sup>®</sup>  
bruin**

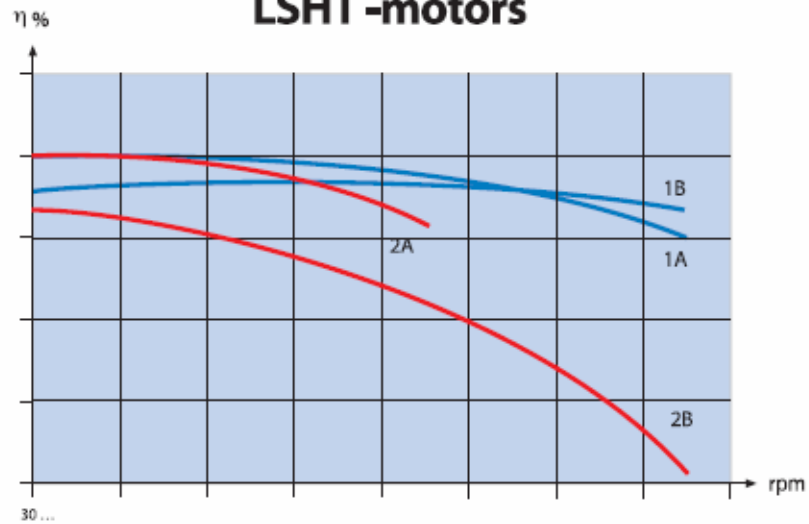
***Black Bruin BBC - Motor***  
*Radial piston motor with superior performance*



Black Bruin BBC radial piston motor gives excellent efficiency in high speeds in both directions.

In small size it provides higher torque level, wider speed range and expansive possibilities for accessories.

## Mechanical efficiency of LSHT -motors



**black  
bruin**<sup>®</sup>

### BBC -motor

1A -full displacement

1B -1/2 displacement

### Conventional LSHT -motor

2A -full displacement

2B -1/2 displacement

### New Black Bruin provides:

- Superior starting torque
- Excellent efficiency at high speed — in both directions
- Top radial loading capability



## Performance Data

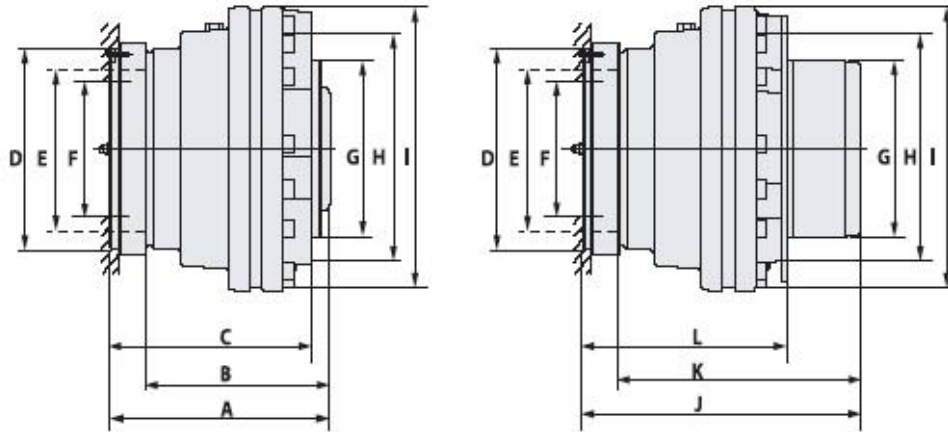
Motor class size		BBC 01					BBC 02					BBC 03				
Percentual displacement	%	90	100	110	120	130	90	100	110	120	130	90	100	110	120	130
Displacement	ccm	462	513	564	615	667	705	783	862	940	1018	909	1010	1111	1212	1313
Peak pressure	bar	450	450	450	425	400	450	450	450	425	400	450	450	450	425	400
	- Peak torque	Nm	3045	3380	3715	3830	3910	4645	5160	5680	5850	5965	5990	6655	7320	7545
Intermittent* pressure	bar	400	400	400	375	350	400	400	400	375	350	400	400	400	375	350
	- Intermittent torque	Nm	2710	3005	3305	3380	3420	4130	4585	5050	5165	5220	5325	5915	6510	6655
<b>Power</b>																
- Max. displacement	kW			32					42					50		
- 1/2 displacement	kW			21					28					33		
<b>Max. speed</b>																
- Working	rpm	260	234	213	195	180	223	201	182	167	154	206	186	169	155	143
- 1/2 displacement	rpm	364	328	298	278	252	318	286	260	238	220	290	261	238	218	201
- Freewheeling	rpm	1200	1200	1200	1200	1200	1200	1200	1200	1200	1200	1200	1200	1200	1200	1200
<b>Brake</b>																
- Brake torque	Nm			4300					6560					8470		
- Releasing pressure	bar			16					16					16		
- Max. brake pressure	bar			30					30					30		

Motor class size		BBC 04					BBC 05				
Percentual displacement	%	90	100	110	120	130	90	100	110	120	130
Displacement	ccm	1170	1300	1430	1560	1690	1572	1747	1922	2096	2271
Peak pressure	bar	450	450	450	425	400	450	450	450	425	400
	- Peak torque	Nm	7710	8670	9425	9710	9900	10360	11515	12670	13045
Intermittent* pressure	bar	400	400	400	375	350	400	400	400	375	350
	- Intermittent torque	Nm	6855	7615	8380	8570	8665	9210	10235	11260	11510
<b>Power</b>											
- Max. displacement	kW			59					72		
- 1/4, 1/2, 3/4 displacement	kW			26/39/49					32/48/60		
<b>Max. speed</b>											
- Working	rpm	189	170	155	142	131	172	155	141	129	119
- 3/4 displacement	rpm	225	202	184	169	156	205	185	168	154	142
- 1/2 displacement	rpm	267	240	218	200	185	244	220	200	183	169
- 1/4 displacement	rpm	356	320	291	267	246	326	293	266	244	226
- Freewheeling	rpm	1000	1000	1000	1000	1000	1000	1000	1000	1000	1000
<b>Brake</b>											
- Brake torque	Nm			10900					20600		
- Releasing pressure	bar			16					16		
- Max. brake pressure	bar			30					30		

Motor class size		BBC 06					BBC 07				
Percentual displacement	%	90	100	110	120	130	90	100	110	120	130
Displacement	ccm	2214	2460	2706	2952	3198	3825	4250	4675	5100	5525
Peak pressure	bar	450	450	450	425	400	450	450	450	425	400
	- Peak torque	Nm	14590	16215	17835	18375	18735	25200	28000	30800	31740
Intermittent* pressure	bar	400	400	400	375	350	400	400	400	375	350
	- Intermittent torque	Nm	12970	14410	15855	16215	16395	22400	24890	27380	28000
<b>Power</b>											
- Max. displacement	kW			91					125		
- 1/4, 1/2, 3/4 displacement	kW			40/60/76					54/81/104		
<b>Max. speed</b>											
- Working	rpm	154	139	126	116	107	123	110	100	92	85
- 3/4 displacement	rpm	183	165	150	137	127	136	122	111	102	94
- 1/2 displacement	rpm	217	195	177	163	150	170	153	139	127	117
- 1/4 displacement	rpm	289	260	237	217	200	226	203	185	170	156
- Freewheeling	rpm	800	800	800	800	800	650	650	650	650	650
<b>Multi-disc brake</b>											
- Brake torque	Nm			20600					42000		
- Releasing pressure	bar			16					16		
- Max. brake pressure	bar			30					30		

\* Intermittent operation: Permissible values for max. 10% of every minute.

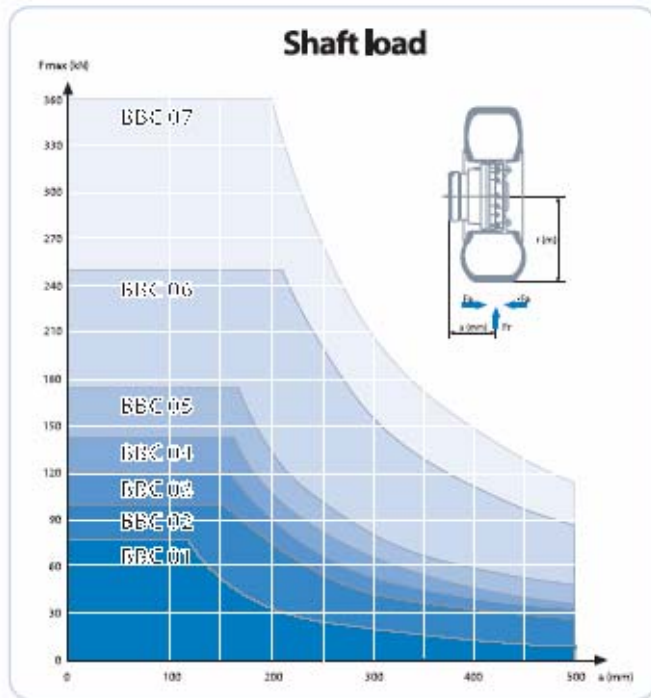
## Dimensions



Model	Weight without brake kg	A mm	Rotating part B mm	C mm	D mm	E mm	F mm	G mm	H mm	I mm	J mm	Rotating part K mm	L mm	Weight with brake kg	Model
BBC 01	41	234	193	210	172	140 12xM12	117	175,8	225 5xM22x1,5	263	299	258	213	47	BBC 01
BBC 02	62	254	212	233	200	160 8xM16	135	175,8	225 5xM22x1,5	282	322	280	236	71	BBC 02
BBC 03	80	267,5	223	241	216	175 10xM16	150	220,8	275 8xM20x1,5	315	331	286,5	241	92	BBC 03
BBC 04	103	281	234	246	216	175 12xM16	150	220,8	275 8xM22x1,5	343	350	303,5	250	118	BBC 04
BBC 05	138	298	254	259	240	200 12xM20x1,5	166	280,8	335 10xM22x1,5	376	383	339	263	159	BBC 05
BBC 06	180	328	279,5	290	262	215 12xM20x1,5	185	280,8	335 10xM22x1,5	420	423	374,5	295	215	BBC 06
BBC 07	300	387	332,5	338	310	260 12xM20x1,5	220	370,8	425 10xM22x1,5	492	535	480,5	338	400	BBC 07

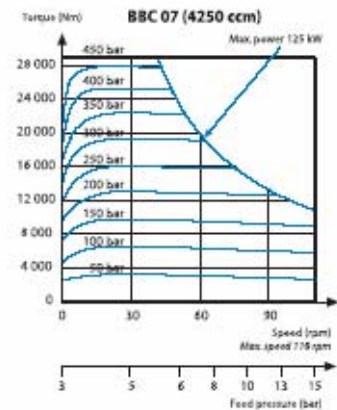
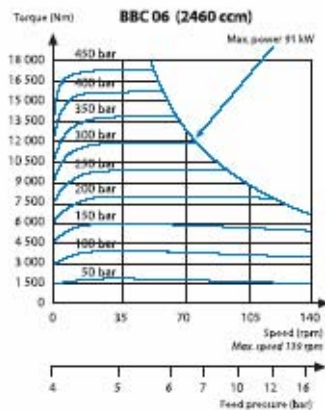
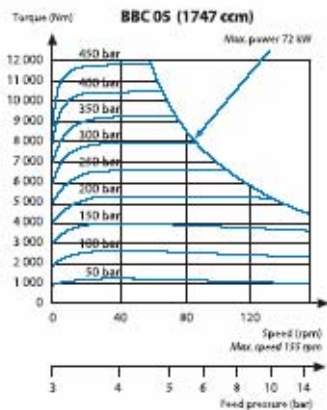
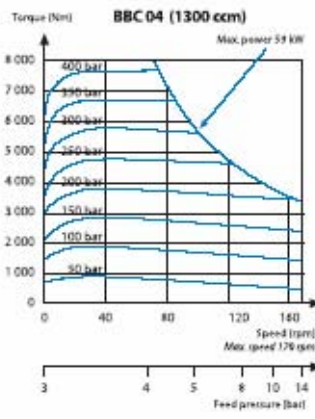
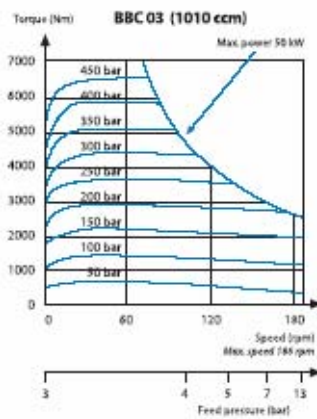
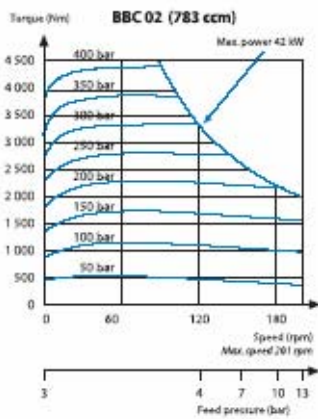
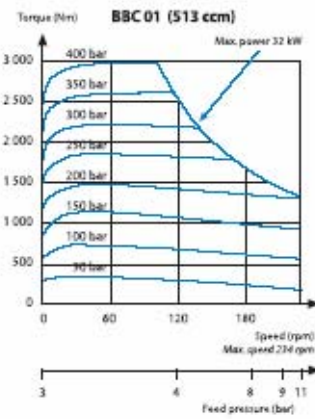


The data in our brochures is supplied solely for the information of the reader and does not imply any technical nor legal liability on behalf of Sampo Hydraulics. Furthermore, Sampo Hydraulics reserves the right to any technical modifications on its products, without issuing any previous warning.

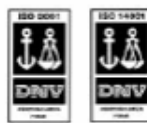


### Performance curves

The performance curves are based on nominal displacement (100%) of each frame size. Also 90, 110, 120 and 130% displacements are available. For more information, please contact us.



## Black Bruin hydraulic motors - small size giants for mobile and industrial use



# black bruin<sup>®</sup>

### Small compact construction

Black Bruin motors - with standard rim attachments, built-in brakes, and small overall size - are easy to adapt and mount. Light compact construction for individual wheel-hub units imposes no limitation in vehicle design; no conventional axles or reduction gears are needed.

### Remarkable low speed characteristics

Black Bruin motors run smoothly at speed close to zero. The radial piston cam curve design motors are precisely balanced, providing constant ripple free output torque.

### Superior starting torque

Black Bruin radial piston construction provides high starting torque to achieve maximum tractive effort when starting from standstill or for smooth steady traction in low speed conditions.

### Freewheeling and re-engagement while moving

Black Bruin motors can be free-wheeled either hydraulically or mechanically. This feature allows the motors to work in multi-speed transmission designs, or to be free-wheeled on towed vehicles at high speeds. The motors can be re-engaged, or disengaged while the vehicle is moving. Hydraulic power is not required when the mechanical free-wheeling option is installed.

### Variety of brake options

- Wet multi-disc, spring loaded, pressure to release
- Mechanical shoe or external disc

### Wide speed range

- 2-, 3- and 4-speed options



- Casing pressure
- Operating pressure
- Return pressure

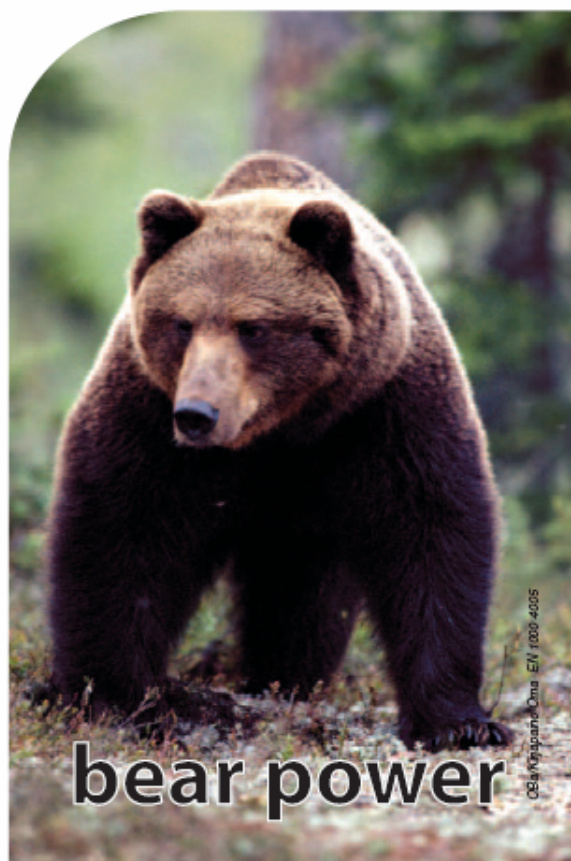


- Freewheeling
- No pressure

Local distributor



**Sampo Hydraulics Ltd.**  
P.O. Box 633  
FIN-40101 Jyväskylä, Finland  
Tel. +358 20 755 0755  
Fax +358 20 755 0710  
info@sampo-hydraulics.com  
www.sampo-hydraulics.com



## bear power



$$1 \text{ kPa} = 10^3 \text{ Pa} \quad 1 \text{ MPa} = 10^6 \text{ Pa} \quad 1 \text{ bar} = 10^5 \text{ Pa} = 100 \text{ kPa} = 0,1 \text{ MPa}$$

Paineettomana moottori ottaa yhden radiaanin kääntymistä kohden tietyn tilavuuden väliainetta. Tätä tilavuutta kutsutaan radiaanitulavuudeksi ( $m^3 / rad$ ). Vastaavasti moottoreilla on kierrostilavuus, joka on moottorin ottama tilavuus yhtä kierrosta kohti ( $m^3 / r$ ).

Moottorin tilavuusvirran ja kulmanopeuden välillä on yhteys:

$$q_t = \omega * D_m = n * V_m \quad \text{ja} \quad V_m = 2\pi D_m \quad [1]$$

missä  $Q_t$  on teoreettinen moottorin ottama tilavuusvirta,  $m^3 / s$

$\omega$  on moottorin kulmanopeus, rad/s

$D_m$  on moottorin radiaanitulavuus,  $m^3 / rad$

$n$  on moottorin pyörimisnopeus, r/s

$V_m$  on moottorin kierrostilavuus,  $m^3 / r$

Hydraulimoottorin antamaan momenttiin vaikuttavat paine ja radiaanitulavuus:

$$M_t = \Delta p D_m = \Delta p V_m / (2\pi) \quad [2]$$

missä  $M_t$  on moottorista saatava teoreettinen momentti, Nm

$\Delta p$  on paine-ero moottorin liitännöissä,  $N / m^2$

Todellinen hydraulimoottorin antama momentti on:

$$M = \eta_{mh} M_t \quad [3]$$

missä  $M$  on moottorin antama todellinen momentti, Nm

$\eta_{mh}$  on hydromekaaninen hyötösuhde