



Monitoimikoneen ratavarustuksen kehittäminen

Petteri Pirhonen

OPINNÄYTETYÖ
Joulukuu 2020

Ajoneuvotekniikka
Auto-, korjaamo- ja työkonetekniikka

TIIVISTELMÄ

Tampereen ammattikorkeakoulu
Ajoneuvotekniikka
Auto-, korjaamo- ja työkonetekniikka

PIRHONEN, PETTERI:
Monitoimikoneen ratavarustuksen kehittäminen

Opinnäytetyö 58 sivua, joista liitteitä 6 sivua
Joulukuu 2020

Opinnäytetyön taustalla oli Lännen Tractors Oy:n tarve kehittää monitoimikoneissa käytettävää ratapyörästä vastaamaan nykyisiä määräyksiä sekä käyttöolosuhteiden vaatimuksia. Lännen monitoimikoneiden ratavarustuksessa käytetään hydrostaattista voimansiirtoa, jonka välityksellä voima välittyy dieselmoottorista kiskopyöriin rataolosuhteissa työskennellessä.

Työssä selvitettiin aiemman kokoonpanon suoritusarvot, vertailtiin mahdollisia vaihtoehtoja kehityskohteiden parantamiseksi sekä suoritettiin tarpeellinen laskenta ja suunnittelu ratapyörästä parantamiseksi. Työn tavoitteena oli selvittää tarvittavat muutokset, jotta ratapyörästä vastaa uusia ratatyökonemääräyksiä. Lisäksi tavoitteena oli lisätä kiskopyöriltä saatavaa vetovoimaa sekä lisätä jarrujen tehoa, jotta päästäisiin lyhyempiin jarrutusmatkoihin. Työn tuloksena saatiin kehitysratkaisut näiden tavoitteiden saavuttamiseksi.

Työssä tehtyjen laskelmien ja vertailujen perusteella aiemmat ratapyörästä hydraulimoottorit olivat liian pienet käytettäväksi suurempien kiskopyörien kanssa. Kiskopyörien kasvattamisen aiheuttaman suuremman vetovoimatavoitteen saavuttamiseksi ratapyörästä täytyy vaihtaa suuremmat hydraulimoottorit. Uusiin hydraulimoottoreihin pystytään lisäämään rumpujarrut, joiden tuottamaa jarrutus-tehoa laskettiin ja vertailtiin eri variaatioista saatuja tuloksia vaatimuksiin. Lopputuloksena saatiin tarvittavat komponentit ja toimenpiteet, joiden avulla ratapyörästä saadaan päivitettyä vastaamaan työn tavoitteita ja vaatimuksia.

Saatujen lopputulosten avulla päästiin asetettuihin tavoitteisiin. Tulevaisuudessa parempia suoritusarvoja haluttaessa myös koneen muita osa-alueita ja komponentteja täytyy päivittää. Työkoneissa käytetään monia muitakin tehonsiirtotapoja hydraulisen tehonsiirron lisäksi, joten esimerkiksi sähkötekniikka on otettava huomioon eri vaihtoehtoja tarkasteltaessa. Tehonsiirtotapoja yhdistelemällä saadaan aikaiseksi useita vaihtoehtoja nykyaikaisen ja energiatehokkaan työkoneneen voimansiirtojärjestelmän toteuttamiseksi. Julkisesta raportista on poistettu luottamuksellinen aineisto.

Asiasanat: hydrostaattinen voimansiirto, mobilehydrauliikka, hydrauliikka, työ-kone

ABSTRACT

Tampereen ammattikorkeakoulu
Tampere University of Applied Sciences
Vehicle Engineering
Automotive, Garage and Industrial Vehicle Engineering

PIRHONEN, PETTERI:
Development of Rail Equipment of Multipurpose Backhoe Loader

Bachelor's thesis 58 pages, appendices 6 pages
December 2020

Background of this study was a need of Lännen Tractors Oy for developing multipurpose backhoe loader's rail equipment to fulfill new regulations and working condition requirements. To meet these requirements, purpose of this study was to sort out different possibilities for improving the development targets of rail equipment. Objectives of this study were to find out necessary changes to gain more pulling force from rail wheels, to improve braking force to achieve shorter stopping distances, and to fulfill new regulations that affect railway working machines.

All necessary information to make calculations about rail equipment were collected by reading books and articles about the subject and investigating the data about the machine and rail equipment that was collected before. With that information the calculations were performed to get performance characteristics of the old assembly and different possibilities of a new assembly. Given results were compared with each other and to given objectives to find out the best choice.

As a final outcome there were obtained necessary components and procedures to refresh the rail equipment to meet objectives and requirements that were set to this study. To gain more pulling force, hydraulic motors need to be changed to bigger ones. Due to new regulations, rail wheels must have a bigger diameter than before. But to gain a sufficient top speed when working with rail equipment, they need to be bigger than regulations describe. New hydraulic motors can be mounted with integrated drum brakes, which will make the stopping forces to be adequate.

To achieve more performance also some of machine's other components and systems need to be updated. There are also possibilities to combine different types of power transmission, as the electric systems are becoming more common even in working machine use. By combining different solutions to enforce drivetrain of rail equipment, there are several possibilities to have a modern and energy efficient system for using multipurpose backhoe loader at railway conditions.

Key words: hydrostatic drivetrain, mobile hydraulics, hydraulics, working machine

SISÄLLYS

| | | |
|---|---|----|
| 1 | JOHDANTO | 5 |
| 2 | HYDRAULIIKKA TYÖKONEISSA..... | 7 |
| | 2.1 Hydrauliiikan peruskäsitteet..... | 7 |
| | 2.2 Pumput ja moottorit..... | 9 |
| | 2.3 Hydraulijärjestelmät..... | 11 |
| | 2.4 Jarrut..... | 12 |
| | 2.5 Työssä käytettävät kaavat..... | 14 |
| 3 | RATAVARUSTUS..... | 18 |
| | 3.1 Lännen monitoimikoneet..... | 18 |
| | 3.2 Voimansiirto..... | 19 |
| | 3.3 Kehityskohteet..... | 22 |
| | 3.4 Määräykset ja ohjeet..... | 22 |
| 4 | VOIMANSIIRRON LASKENTA..... | 24 |
| | 4.1 Työhydrauliiikan pumppu..... | 24 |
| | 4.2 Poclain MS05..... | 25 |
| | 4.3 Poclain MS08..... | 28 |
| | 4.4 Black Bruin B140..... | 32 |
| | 4.5 Moottorin tukivoimat..... | 33 |
| 5 | KEHITYSRATKAISUT..... | 35 |
| | 5.1 Voimansiirto..... | 35 |
| | 5.2 Jarrut..... | 37 |
| 6 | RAKENTEEN MUUTOSTEN SUUNNITTELU..... | 45 |
| 7 | JOHTOPÄÄTÖKSET..... | 48 |
| 8 | POHDINTA..... | 50 |
| | LÄHTEET..... | 52 |
| | LIITTEET..... | 53 |
| | Liite 1. Hydraulimoottorien laskenta..... | 53 |
| | Liite 2. Jarrujen laskenta..... | 57 |

1 JOHDANTO

Kuten Suomen lait, myös määräykset ja ohjeet päivittyvät määräajoin. Väyläviraston (2020) ohje ratatyökoneista päivittyi vuoden 2020 alussa, joten kaikkien tulevaisuudessa valmistettavien ratatyökoneiden on täytettävä kyseisen ohjeen sisältämät vaatimukset koneiden käytöstä ja rakenteesta. Opinnäytetyön kohdeyritys Lännen Tractors Oy valmistaa monitoimikoneita, jotka on asiakkaan toiveesta mahdollista varustella myös kiskoilla työskentelyyn soveltuviksi. Vaatimusten täyttämiseksi muun muassa kiskopyörien kokoa on kasvatettava aiemmasta, ja siitä kehittyikin tarve päivittää Lännen monitoimikoneissa käytettävä ratavarustus uusien vaatimusten mukaiseksi. Työolosuhteiden vaihdellessa ja asiakkaiden vaatimusten kehittyessä ratapyörästä täytyy kehittää vastaamaan myös näitä vaatimuksia, pakollisten muutosten lisäksi.

Ratapyörästä päivittäminen uusia määräyksiä vastaavaksi tuo mukanaan muitakin kehitystarpeita, jotta koneen suorituskyky pystytään pitämään vähintään samana kiskopyöräkoon kasvaessa. Opinnäytetyö rajattiin käsittelemään näitä kehityskohteita, sillä ne ovat ajankohtaisimpia muutoksia, jotka ovat tarpeen. Työtä varten perehdyttiin tehtyihin mittauksiin koneen suorituskyvystä ja staattisista ominaisuuksista, sekä kirjallisuuteen ja erilaisiin julkaisuihin, jotka ratapyörästä käytettävään hydrostaattiseen voimansiirtoon liittyvät. Työssä käsitellään ensin teoreettiset lähtökohdat, suoritetaan sitten tarvittava selvitystyö ja laskenta, jonka jälkeen tarkastellaan eri ratkaisuvaihtoehtojen ominaisuuksia lopullisen ratkaisun löytämiseksi. Lopputulokseksi on tarkoitus saada aikaan tarvittavien komponenttien mitoitus ja ratapyörästä vaatimat muutostyöt asetettujen tavoitteiden saavuttamiseksi.

Aiempaa kokemusta hydraulikasta, ratakalustosta ja työkoneista olen hankkinut erinäisten työpaikkojen avulla, sekä kuljettajana toimiessa että hydraulijärjestelmien ja mekaniikan korjauksia suorittaessa. Lisäksi omien harrastusten ja työtehtävien kautta ajoneuvojen rakenne, kuten jarrujärjestelmät ovat tulleet hyvinkin tutuiksi. Kiinnostus aiheeseen sekä peruskäsitys tarvittavista tiedoista ja taidoista on siis olemassa, mutta erilainen työympäristö ja varsinainen tutkimustyö laskentoinen on uutta ja mielenkiintoista opittavaa.

Työskentely kohdeyrityksessä on tuonut mukanaan tarkempia tietoja ratavarustuksen ja monitoimikoneiden rakenteesta ja suunnittelusta, joita hyödynnetään näitä asioita esittäessä. Oma aiempaa kokemusta sekä yrityksessä opittuja tietoja hyödyntäen ja vertaillen teorialähteisiin luodaan hyvä pohja luotettavan ja tarkan tutkimustyön suorittamiseksi sekä asetettuihin tavoitteisiin pääsemiseksi.

Primäärienergian muuntamisella tarkoitetaan alkuperäisen voimanlähteen mekaanisen energian muuttamista hydrauliseksi. Kun energia siirtyy järjestelmässä nesteen välityksellä, täytyy siirtymistä rajoittaa haluttujen liikkeiden toteuttamiseksi. Nesteen virtausta ohjataan ja rajoitetaan erilaisten venttiilien avulla, jotka voivat olla automaattisia tai ohjattuja. Nesteen kuljettama hydraulinen energia päätyy lopulta toimilaitteelle, jonka liikettä halutaan ohjata. Kyseessä voi olla esimerkiksi hydraulisylinteri tai -moottori, jotka kumpikin muuntavat hydraulisen energian liike-energiaksi. Tätä kutsutaan sekundäärienergian muuttamiseksi. Väliaineena toimiva neste varastoidaan pääosin hydraulisäiliössä, mutta myös hydraulilinjoissa ja komponenteissa. (Linsignen & De Negri 2012, 2.)

Tässä työssä energiansiirron väliaineena käytetään hydraulioiljyä. Öljy on yleisin hydraulikassa käytetty väliaine, jonka lisäksi käytössä on esimerkiksi vesijärjestelmiä. Neste on ominaisuuksiltaan parempaa väliaineeksi kuin kaasu, sillä neste ei puristu kasaan. (Hauser 1996, 2.) Näin ollen sillä saadaan aikaan suurempia voimia kuin kasaan puristuvilla kaasuilla. Pneumatiikkajärjestelmissä puolestaan käytetään väliaineena kaasua, yleensä ilmaa, ja ne ovat toimintaperiaatteiltaan hyvin samanlaisia kuin hydraulijärjestelmät.

Hydraulikassa yksi keskeinen suure on tilavuusvirta. Tilavuusvirta syntyy, kun väliaineena käytetty neste liikkuu hydraulilinjoja pitkin paikasta toiseen pumpun avulla (Louhos & Louhos 1992, 14). Tilavuusvirran määritelmänä onkin nesteen määrä, joka virtaa tietyn vertailupisteen ohi tietyssä ajassa (Hauser 1996, 7). Hydraulipumpun kierrosten tilavuus ja pyörimisnopeus määrittelevät saatavan tilavuusvirran suuruuden, jota voidaan rajoittaa venttiileillä tai säätötilavuuksista pumppua käyttämällä.

Toinen keskeinen suure hydrauliteknikassa on paine. Se syntyy pumpun tuottamaan tilavuusvirran mukana, kun öljyn virtausta rajoitetaan. Kasaan painumattomana tiivistymistä ei tapahdu, vaan öljytilan paine nousee. Pascalin lain mukaan paine vaikuttaa yhtä suurena kaikkiin pintoihin, joihin se on kosketuksissa. (Fonselius 1993, 6.) Louhos ja Louhos (1992, 14) ovatkin hyvin kuvanneet paineen ja tilavuusvirran merkitystä hydraulijärjestelmässä, sillä kappaleeseen vaikuttava voima riippuu paineesta, kun taas toimintanopeus riippuu tilavuusvirrasta.

2.2 Pumput ja moottorit

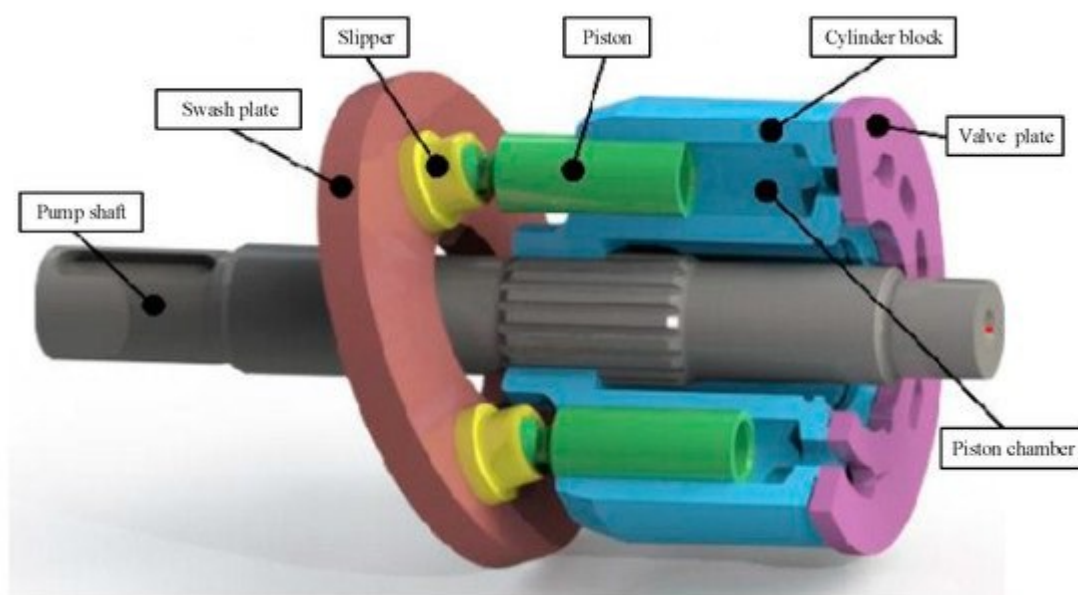
Hydraulijärjestelmässä tarvittava paine ja tilavuusvirta kehitetään hydraulipumpulla. Hydraulipumppu saa voimansa työkoneen voimanlähteestä, joka on työkonekäytössä yleisesti diesel- tai sähkömoottori. Pumppu voidaan kiinnittää moottoriin suoraan tai välityssuhteen avulla. Välityssuhdetta käytetään esimerkiksi kuorma-autojen hydraulipumppujen asentamisessa, jolloin pumpun mekaaninen käyttövoima otetaan esimerkiksi moottorin jakopäästä tai vaihdelaatikosta.

Hydraulipumppuja on saatavilla useita eri rakennetyyppejä. Ruuvipumput, siipipumput, hammaspyöräpumput ja mäntäpumput ovat esimerkkejä erilaisista rakennetyypeistä. Fonselius (1997, 68) on tuonut esiin eri rakennetyyppien välisiä eroja. Erot ja ominaisuudet on esitelty tarkemmin taulukossa 1, ja näitä ovat muun muassa pumpun paineentuottokyky sekä pyörimisnopeus. Suuri tekijä pumpputyypin välillä on myös hyötysuhde. Rakennetyypiltään samanlaiset pumput voidaan jakaa toimintaperiaatteiden ja rakenteiden perusteella eri luokkiin, kuten mäntäpumput jakaantuvat rivimäntäpumppuihin, radiaalimäntäpumppuihin ja aksiaalimäntäpumppuihin. Näistä pumpputyypeistä esimerkiksi aksiaalimäntäpumput voidaan luokitella mäntien liikematkan muuttamiseksi tehdyn rakenneratkaisun perusteella vielä edelleen staattoriaksaalipumppuihin, vinoakselipumppuihin sekä vinolevypumppuihin. (Kauranne ym. 2013, 168.) Hydraulipumppujen luokitteluesimerkeistä voidaankin huomata, että erityyppisiä pumppuja on paljon, ja niistä jokainen sopii hieman erilaisiin käyttötarkoituksiin ja toimintaympäristöihin.

TAULUKKO 1. Hydraulipumppujen arvoja (Fonselius 1997, 68)

| Pumppurakenne | Kierrostilavuus cm ³ /r | Maksimipaine bar | Pyörimisnop. r/min | Hyötysuhde |
|---------------|---------------------------------------|---------------------|-----------------------|------------|
| Hammaspyörä | 3-100 | 250 | 500-5000 | 0,80-0,90 |
| Siipi | 10-125 | 200 | 900-3000 | 0,80-0,90 |
| Ruuvi | 100-1000 | 200 | 1500-3500 | 0,60-0,80 |
| Rivimäntä | 100-500 | 1000 | 100-1000 | 0,70-0,90 |
| Radiaali | 0,4-20 | 700 | 1000-3500 | 0,80-0,95 |
| Aksiaali | 10-2000 | 400 | 500-4000 | 0,85-0,95 |

Näistä hydraulipumppuvaihtoehdoista tarkastellaan tarkemmin vinolevyrakenteen omaavaa aksiaalimäntäpumppua, joka on esitetty kuvassa 2 (Quan, Gao, Guo & Che 2020). Aksiaalimäntäpumpuilla on hyvä, jopa 0,95 hyötysuhde, ja ne ovat ulkoisilta mitoiltaan kompaktin kokoisia hydrauliseen tilavuuteensa nähden. Ulkoinen voimanlähde pyörittää pumpun akselia, jonka mukana sylinterilohko pyörii. Männät liikkuvat sylintereissä edestakaisin, imien öljyä liikkeessaan taaksepäin, ja paineistaessaan imetyn öljyn liikkeessaan eteenpäin. Swash plate eli vinolevy määrää kulmallaan akselin suhteen mäntien liikkeen pituuden sylintereissä, ja siten pumpulta saatavan öljyn tilavuusvirran määrän. Venttiililevy ohjaa öljyä oikeaan suuntaan hydraulipumpun eri tahtien aikana.



KUVA 2. Aksiaalimäntäpumppu (Quan ym. 2020)

Sekä hydraulipumput, että -moottorit voivat olla joko kiinteätilavuuksisia tai muuttuvatilavuuksisia. Eri rakennetyypin ratkaisuissa tilavuutta muutetaan eri tavoin, mutta kyseisessä aksiaalimäntätyypissä tilavuutta säädellään vinolevyn kulmaa muuttamalla. Kun vinolevy ajetaan kohtisuoraan kulmaan pumpun käyttöakselin suhteen, eivät männät liiku sylintereissä yhtään, ja tilavuusvirta tyrehtyy. Vastavasti vinolevyn ollessa kuvan 2 mukaisessa kulmassa, saadaan aikaan suurempi tilavuusvirta. Vinolevyn kulman säätäminen onnistuu portaattomasti, ja näin ollen

sillä pystytään hallitsemaan helposti myös toimilaitteiden liikenopeuksia. Kiinteätilavuuksisissa pumpuissa ja moottoreissa tätä säätömahdollisuutta ei ole, joten ne tuottavat jatkuvasti saman tilavuusvirran.

Hydraulimoottorit voidaan jakaa eri rakennetyyppien mukaan samalla tavalla kuin pumputkin. Moottorit ovat rakenteeltaan samanlaisia kuin pumput, ja siksi pumppuja voi olla mahdollista käyttää moottoreina ja päinvastoin. (Louhos & Louhos 1992, 39.) Erilaisten ominaisuuksien parantamiseksi pumput ja moottorit valitaan yleensä kuitenkin vain kyseistä käyttötarkoitusta varten. Moottorit voidaan jakaa lisäksi pyörimisnopeutensa mukaisesti hidaskäyntisiin, keskinopeuksisiin ja nopeakäyntisiin, mutta markkinoilla olevat pumput voivat kattaa myös useampia nopeusalueita (Kauranne ym. 2013, 173). Pumppujen tapaan myös moottorit voivat olla joko kiinteä- tai säätötilavuuksisia.

Hydraulipumppu imee avoimessa järjestelmässä öljyä säiliöstä, jonka sitten paineistaa. Jos tilavuusvirta pumpun imupuolella on liian pieni pumpun tarpeisiin, esiintyy kavitointia. Kavitointi on nesteessä ilmenevä ilmiö, jossa neste alkaa paineittellen kiehumaan liian suureen alipaineen takia. Kiehuminen aiheuttaa nesteen sekaan kaasukuplia, jotka häiritsevät pumpun liikkuvien osien voitelua ja voivat näin ollen vaurioittaa pumppua. (Louhos & Louhos 1992, 13.) Kavitointiin johtava alipaine johtuu siitä, ettei öljy pääse kulkemaan riittävän hyvin pumpulle, joko liian pienen letkukoon, tukkeutuneen imusuodattimen tai muun tilavuusvirran vaikuttavan tekijän takia.

2.3 Hydraulijärjestelmät

Hydraulijärjestelmät voivat olla rakenteeltaan avoimia, puolisoljettuja tai suljettuja. Avoimessa järjestelmässä öljy palautuu toimilaitteilta takaisin säiliöön, josta pumppu imee sen uudelleen kiertoonsa. Tällöin käytetään yhteen suuntaan pyörivää pumppua, joten toimilaitteiden liikesuuntia ei pystytä ohjaamaan pumpun pyörimissuuntaa muuttamalla. (Kauranne ym. 2013, 4.) Työkoneissa sekä teollisuudessa käytetään avointa järjestelmää paljon. Suljetussa järjestelmässä öljy palautuu toimilaitteilta suoraan pumpun imupuolelle. Näissä järjestelmissä voidaan käyttää myös molempiin suuntiin pyörivää pumppua, jolloin toimilaitteita

pystytään hallitsemaan pyörimissuuntaa vaihtamalla. Puolisuljetussa järjestelmässä osa öljystä palautuu toimilaitteilta säiliöön, ja osa ohjataan suoraan pumpun imupuolelle. (Louhos & Louhos 1992 68–69.)

Vakiopainejärjestelmässä pumpun ja ohjausventtiilin välinen paine-ero pidetään koko ajan maksimiarvossaan (Louhos & Louhos 1992, 79). Kun suljetulla keskiasennolla varustettua venttiiliä avataan, pääsee tilavuusvirta toimilaitteelle maksimipaineella. Haittoja tässä järjestelmässä on huono kokonaishyötysuhde, sillä venttiilin ollessa kiinni öljy ei pääse virtaamaan toimilaitteelle, vaan se palaa takaisin säiliöön. Lisäksi venttiilin karan asento ei ole suoraan verrannollinen toimilaitteen liikenopeuteen, vaan se riippuu myös toimilaitteen kuormituksesta, mikä aiheuttaa liikkeiden ohjaukseen osaltaan epätarkkuutta (Louhos & Louhos 1992, 79). Vakio-tilavuusvirtajärjestelmä on toimintaperiaatteeltaan saman tapainen, mutta siinä tarkastellaan paineen sijasta tilavuusvirtaa, ja sen käytösuhdetta saatavilla olevaan tilavuusvirtaan.

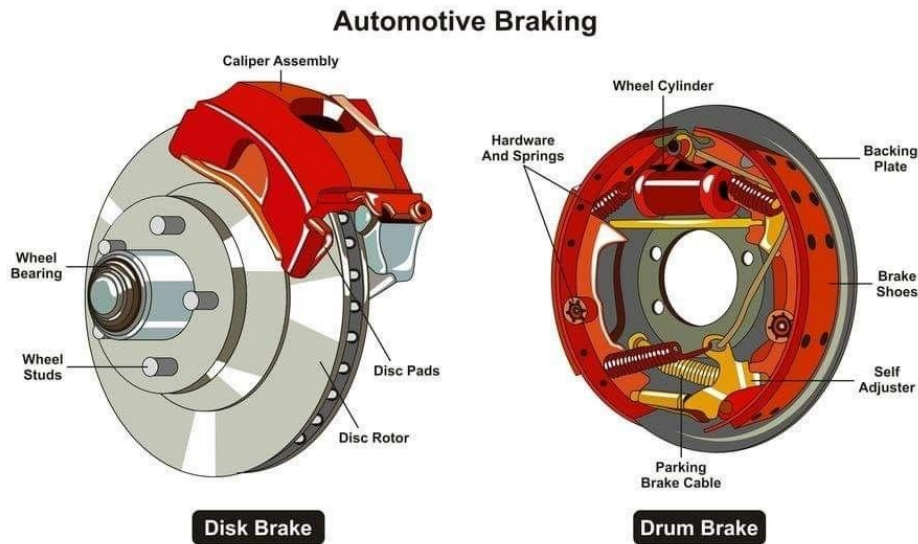
Kuormantuntevassa eli LS- (Load Sensing) järjestelmässä kuormituksen taso puolestaan määrittää pumpun tuottaman paineen. Kuorman painetasoa tarkkailaan joko venttiilin tai LS-linjan avulla. Niillä pumpun painetaso nostetaan hieman kuorman painetasoa suuremmaksi. (Louhos & Louhos 1992, 79.) LS-järjestelmän etuja ovat hyvä hyötysuhde muihin verrattuna, sekä parempi tuntuma ohjaukseen.

Hydraulinen tehonsiirto voidaan toteuttaa kahdella eri tavalla. Hydrostaattisessa tehonsiirrossa käytetään hyväksi järjestelmän painetta, jonka avulla kuormaa liikutetaan. (Kauranne ym. 2013, 4.) Esimerkkinä hydrostaattisesta tehonsiirrosta ovat hydraulisylintrit ja -moottorit, jotka toimivat paineen avulla. Toinen vaihtoehto tehonsiirtotavaksi on hydrodynamiikka, jossa puolestaan hyödynnetään järjestelmän väliaineen liike-energiaa (Kauranne ym. 2013, 4). Hydrodynamiikkaa käytetään muun muassa automaattivaihteistojen yhteydessä käytettävissä momentinmuuntimissa.

2.4 Jarrut

Kun hydraulisen voimansiirron avulla kone saadaan liikkeelle, täytyy se saada jollain keinolla pysäytettyäkin. Yleisesti ajoneuvoissa jarrutyyppejä on käytössä kahta erilaista, levyjarrut ja rumpujarrut. Levyjarrut koostuvat jarrulevystä, jarrusatulasta sekä jarrusatulaan asennettavista jarrupaloista. Jarrutus saadaan aikaan jarrupoljinta tai muuta vastaavaa hallintalaitetta käyttämällä, jolloin hydraulisen tai paineilmatoimisen jarrujärjestelmän paine nousee. Paineen nousu saa jarrusatulassa olevan männän työntymään ulospäin satulasta, jolloin satulaan asennetut jarrupalat painautuvat kovemmin jarrulevyä vasten. Mitä kovempi paine jarrujärjestelmään saadaan aikaiseksi, sitä suurempi kitkavoima jarrulevyn ja -palojen välille syntyy ajoneuvon vauhtia hidastamaan. Levyjarrut ovat nykyisin yleisiä varsinkin henkilöautokäytössä, mutta työkone- ja kuorma-autokäytössä niitä käytetään vain lähinnä kaukoliikenteessä ja parempikuntoisilla teillä liikkeessä, sillä levyjarrut ovat melko arkoja soralle ja muille epäpuhtauksille.

Rumpujarrussa peruseriaate on samanlainen, mutta käytettävät komponentit ovat erilaisia. Jarrulevyn tilalla käytetään jarrurumpua, jonka sisään asennetaan jarrukengät. Rakennetyypistä riippuen jarrukenkien yhdessä, tai kummassakin päässä on sylinteri, joka jarrukenkiä painaa erilleen. Kun jarrujärjestelmän paine nousee, sylinteri puristaa jarrukengät kovemmin jarrurumpua vasten, jolloin niiden pintojen välinen kitkavoima kasvaa. Raskaassa kalustossa käytetään sylinterien sijasta jarruräikkiä ja erillisiä akseleita, joiden avulla jarrukenkiä levitetään. Paineettomana jarrukengät pidetään irti rummusta palautusjousten avulla. Nykyisin joissakin henkilöautoissa käytetään rumpujarruja vain takana, mutta raskaassa kalustossa ne ovat yleisempiä varsinkin puu- ja sora-autoissa. Myös työkoneissa käytetään rumpujarruja, vaikka niiden jarrutusteho on levyjarruja heikompi. Lisäksi jarrulevyn sisäpintaa käytetään yleisesti käsijarruna rumpujarrun rakenteen tavoin. Kumpikin jarrutyyppi on esitelty tarkemmin kuvassa 3 (Singh 2020).



KUVA 3. Levy- ja rumpujarrujen rakenne (Singh 2020)

2.5 Työssä käytettävät kaavat

Hydraulinen teho P [W] saadaan paineen ja tilavuusvirran tulona

$$P = q_v \cdot p, \quad (1)$$

jossa q_v on tilavuusvirta [m^3/s] ja p on paine [Pa]. Koska kaikessa energiansiirrossa tapahtuu häviöitä, täytyy ne ottaa laskuissa huomioon. Niinpä hydraulipumppu tarvitsee hyötysuhteen vaikutuksen verran suuremman ottotehon, että se saa tuotettua halutun suuruisen hydraulisen antotehon.

Hydraulipumpun tarvitsema käyttöteho P_{tod} [W] lasketaan

$$P_{tod} = \frac{q_v \cdot \Delta p}{\eta_{tp}}, \quad (2)$$

jossa q_v on pumpun tuottama tilavuusvirta [m^3/s], Δp on paine-ero pumpun yli [Pa] ja η_{tp} on pumpun kokonaishyötysuhde [].

Pumpun tuottama teoreettinen tilavuusvirta $q_{v,t}$ [m^3/s] saadaan puolestaan pumpun pyörimisnopeuden, kierrostilavuuden ja hyötysuhteen tulona. Kaavassa ei

oteta siis huomioon ottovoimanlähteen ominaisuuksia. Tilavuusvirta saadaan laskemalla

$$q_{v,t} = n \cdot V_k \cdot \eta_{vp}, \quad (3)$$

jossa n [r/s] on pumpun pyörimisnopeus, V_k [m³/r] on pumpun kierrostilavuus ja η_{vp} on pumpun volymetrinen hyötysuhde.

Hydraulimoottorin tuottama vääntömomentti T_m [Nm] riippuu moottorin ominaisuuksista ja järjestelmän paineesta,

$$T_m = \frac{V_m \cdot \Delta p_{max}}{2 \cdot \pi} \cdot \eta_{tm}, \quad (4)$$

jossa V_m [m³/r] on hydraulimoottorin kierrostilavuus, Δp_{max} [Pa] on suurin paineero moottorin yli ja η_{tm} hydraulimoottorin kokonaishyötysuhde. Moottorin tuottamasta momentista saadaan edelleen laskettua vetovoima F [N]

$$F = \frac{T_m}{r_p}, \quad (5)$$

jossa r_p [m] on kiskopyörän säde. Vetovoima siis kertoo, kuinka suuren voiman hydraulimoottori tuottaa kiskon pintaan konetta liikuttamaan.

Kokonaishyötysuhde η_t on volymetrisen ja hydromekaanisen hyötysuhteen tulo,

$$\eta_t = \eta_v \cdot \eta_{hm}, \quad (6)$$

jossa η_v on volymetrinen hyötysuhde ja η_{hm} on hydromekaaninen hyötysuhde. Volymetrinen hyötysuhde tarkoittaa komponentin sisäisiin vuotoihin ja voiteluun kuluva tilavuusvirtaa. Hydromekaaniseen hyötysuhteeseen vaikuttavat tekijät ovat puolestaan esimerkiksi laakereiden ja akseliitiivisteiden aiheuttamia kitkahäviöitä.

Hydraulimoottoreiden pyörimisnopeus n_m [r/s] määräytyy moottorin kierrostilavuudesta ja pumpun tuottamasta tilavuusvirrasta

$$n_m = \frac{q_v \cdot \eta_{vm}}{V_m}, \quad (7)$$

jossa η_{vm} on hydraulimoottorin volymetrinen hyötysuhde ja V_m [m³/r] on hydraulimoottorin kierrostilavuus. Tietyllä moottorin pyörimisnopeudella saatava koneen liikenopeus v [m/s] saadaan puolestaan kaavasta

$$v = 2 \cdot \pi \cdot r_p \cdot n_m. \quad (8)$$

Voimansiirron lisäksi toinen työssä käsiteltävä aihe on jarrut. Jarrutusvoima kiskon pinnassa F_j [N] saadaan laskettua kaavalla

$$F_j = M_j \cdot r_p, \quad (9)$$

jossa M_j on jarrumomentti [Nm]. Voiman aiheuttama kiihtyvyys a [m/s²] puolestaan saadaan kaavasta

$$a = \frac{F_j}{m} \quad (10)$$

jossa m on massa [kg]. Kiihtyvyys voi olla myös negatiivista, jolloin sitä kutsutaan hidastuvuudeksi.

Kun jarrutusmatka s [m] ratkaistaan tasaisesti muuttuvan liikkeen kaavasta, saadaan kaavaksi

$$s = \frac{v^2 + 2 \cdot a \cdot s_0 - v_0^2}{2 \cdot a}, \quad (11)$$

jossa v on loppunopeus [m/s], s_0 on matka ajanhetkellä 0 s [m], ja v_0 on nopeus ajanhetkellä 0 s [m/s].

Liike-energia eli kineettinen energia E_k [J] koostuu massan ja nopeuden neliön tulosta, jolloin kaavaksi saadaan

$$E_k = \frac{1}{2} \cdot m \cdot v^2. \quad (12)$$

Työ W [J] määritellään voiman ja sen vaikutusmatkan tulona,

$$W = F_j \cdot s. \quad (13)$$

Kitkavoima F_μ [N] puolestaan saadaan kitkakertoimen ja tukivoiman tulosta

$$F_\mu = \mu \cdot F_N, \quad (14)$$

jossa μ [] on kitkakerroin ja F_N [N] on tukivoima.

Kaikki työssä käytettävät kaavat ovat peräisin Tekniikan kaavastosta (2016) sekä Kauranteen, Kajasteen ja Vileniuksen (2013) kirjasta Hydrauliteknikka.

3 RATAVARUSTUS

3.1 Lännen monitoimikoneet

Lännen Tractors Oy on loimaalainen yritys, joka valmistaa monitoimikoneita. Se on osa LMCE Groupia (Lännen Mobile Construction Equipment Group), joka puolestaan valmistaa monenlaisia työkoneita erilaisiin käyttötarkoituksiin.

Monitoimikoneita kutsutaan usein traktorikaivureiksi niiden käyttöominaisuuksien takia. Lännen monitoimikoneissa on sekä etukuormaaja että kaivulaite. Tämän takia ne soveltuvat sekä nosto- ja kuormaustöihin että kaivutöihin. Lännen motto onkin ”paremman maailman rakentaminen käyttäen määrällisesti vähemmän koneita”, sillä monipuolisten ominaisuuksien avulla yhdellä koneella pystytään tekemään useamman koneen työt. Vuonna 2020 julkaistiin Lännen uusiin M-mallisarja, josta kuvassa 4 on esitetty suurin, 8800M-malli.



KUVA 4. Lännen 8800M

Lännen monitoimikoneisiin on lisävarusteena hankittavissa ratavarustus. Ratavarustukseen sisältyvät kiskopyörät akseleineen sekä ohjausjärjestelmineen. Kiskopyörien avulla koneella pystytään liikkumaan ja työskentelemään raitio- ja rautateillä. Koneen käyttöominaisuudet tasamaalla säilyvät ratavarustuksesta huolimatta ennallaan, joten tarvittaessa esimerkiksi siirtymät työmaalta toiselle voidaan ajaa normaalisti kumipyörillä tietä pitkin. Ratavarustuksella varustettu Lännen monitoimikone (Lännen Rail Systems 2020) on esitetty kuvassa 5.



KUVA 5. Ratavarustuksella varustettu monitoimikone (Lännen Rail Systems 2020)

Lännen valmistamat ratatyökoneet voidaan luokitella kahteen eri luokkaan, 9A ja 9C. 9A-luokassa koneen kumipyörät eivät kosketa kiskoja, ja kaikki koneen liikkumiseen ja jarruttamiseen tarvittavat voimat välittyvät kiskopyörien kautta. 9C-luokassa puolestaan koneen kumipyörät koskettavat kiskon pintaa. Tällöin kaikki ajo- ja jarrutusvoimat tulevat kumipyörien välityksellä, ja kiskopyörät hoitavat yhdessä kumipyörien kanssa koneen tukemisen.

3.2 Voimansiirto

Lännen M-sarjan voimanlähteenä on Agco Power 49 LFTN, joka on 4,9-litrainen nelisylinterinen, ahdettu ja välijäähdytetty dieselmoottori. Pienemmissä 8600M ja 8700M -malleissa huipputeho on 108 kW (147 hv) ja suuremmissa 8800M-mallissa 127 kW (173 hv). Suurimmat vääntömomentit ovat puolestaan 650 Nm ja 750 Nm. Kumipyörillä ajettaessa voima välittyy Power Shift -aluevaihteiston ja hydrostaattisen voimansiirron kautta ZF:n akseleille, josta edelleen pyörille. Tiellä ajaessa huippunopeus on 46 km/h. Normaalikäytössä työhydrauliikan järjestelmäpaine on 225 baaria, mutta ratavarustusta käytettäessä paine nousee 245 baariin.

Ratavarustuksen voimansiirto on toteutettu hydrostaattisesti. Kiskopyörät voidaan varustaa vetäviksi ja jarruttaviksi, ja jokaisessa kiskopyörässä on tällöin oma hydraulimoottori. Ratavarustukselle ei ole koneessa omaa hydraulipumppua, vaan öljyn virtaus on jaettu koneen työhydrauliikan pumpulta edelleen ratavarustukselle. Hydraulijärjestelmä on rakenteeltaan avoin, ja työhydrauliikan pumppuna käytetään säätyvätilavuuksista aksiaalimäntäpumppua, jonka kierroslavuus on $147 \text{ cm}^3/\text{r}$. Pumppu on kytketty suoraan ilman välityssuhteita dieselmoottoriin, joten sen kierrosnopeutta pystytään säätämään lineaarisesti kaasupolkimen asennon avulla. Eri liikkeitä ohjaavia venttiilejä ohjataan kuljettajan paikalta käsin sähköisillä käyttökytkimillä.

Kiskopyöräakselit kiinnittyvät koneen runkoon pulttiliitoksin, joten ne ovat tarvittaessa irrotettavissa. Kone nostetaan kiskopyörien varaan akselirakenteessa olevien hydraulisylintereiden avulla, joilla tarvittaessa kontrolloidaan myös kumipyörän painetta kiskon pintaan nähden. Sekä etu-, että takapyörästäjien sylintereitä voidaan ohjata erikseen, ja näin ollen koneen kulmaa saadaan muutettua. Kuvassa 6 on 8800M koneen takaratapyörästä.



KUVA 6. Lännen 8800M takaratapyörästä

Aiemmassa ratapyörästäössä käytettiin Poclain MS05 -hydraulimoottoreita. Moottorit ovat varustettu kahdella eri pyörintänopeusalueella, jota vaihdetaan syöttämällä hydraulipaine erilliseen ohjausliitintään. Jarrutus on toteutettu moottoreille menevää tilavuusvirtaa kuristamalla. Kyseiset moottorin on varustettu moottorin takapästä löytyvällä seisonta/hätäjarrujärjestelmällä, jota käytetään koneen pitämiseksi paikallaan. Varsinaiseen ajojarrutarkoitukseen tämä järjestelmä ei kuitenkaan sovellu, sillä sen tarjoama jarrutusvoima on pieni, ja valmistaja ilmoittaa jarruosien kestävyudeksi 10 käyttökertaa hätäjarrutuksissa (Poclain 2017, 29).

Koeajotilanteissa ja asiakkaiden antamassa palautteessa on käynyt ilmi, että sopiva huippunopeus radalla ajettaessa olisi noin 30 km/h. Ruotsissa ratatyökooneiden huippunopeudeksi on rajoitettu vain 20 km/h. Käytännössä koneella ajetaan siirtoajaja melko vähän raiteita pitkin, sillä siirtoajat voidaan yleensä hoitaa kumipyörillä teitä pitkin. Lisäksi esimerkiksi kiskopyöräkaivinkoneiden huippunopeus rajoitetaan Suomessa yleensä arvoon 20 km/h (Väylävirasto 2020, 59).

Huippunopeutta tärkeämpi tekijä onkin siis vetovoima, jonka avulla kone jaksaa kulkea haastavissakin työympäristöissä.

3.3 Kehityskohteet

Aiemmin käytössä olleet 400 mm halkaisijalla olevat kiskopyörät eivät ole ilman erillisiä perusteluja enää riittävän suuret käytettäväksi Suomessa. Uuden Väyläviraston Ratatyökoneet -ohjeen (Väylävirasto 2020, 31) mukaan uusissa rata-työkoneissa yksittäisakselirakennetta käytettäessä pyörän minimihalkaisija on oltava 430 mm. Näin ollen kiskopyörät joudutaan vaihtamaan suurempiin.

Kiskopyörien suurentaminen vaikuttaa ratapyörästä saatavaan vetovoimaan heikentävästi. Näin ollen joudutaan tutkimaan eri vaihtoehtoja vetovoiman parantamiseksi vähintään samalle tasolle kuin aiemmassa kokoonpanossa.

Ratapyörästä rakennemuutosten takia myös jarrutusvoimat ja -matkat täytyy laskea ja varmistaa, että ne ovat riittävät täyttämään määräysten vaatimukset. Aiemmin yrityksessä on ollut keskustelua mekaanisten jarrujen käyttämisestä, joten niiden käyttömahdollisuutta tutkitaan myös.

3.4 Määräykset ja ohjeet

Rataolosuhteissa työskenteleviin ja liikkuviin koneisiin liittyy eri maissa erilaisia määräyksiä ja ohjeita, jotka määrittelevät, millaisia työkoneiden täytyy olla. Yleisimmät maat, joissa Lännen-ratatyökoneita käytetään, ovat Suomi, Ruotsi ja Norja. Ratatyökoneella tarkoitetaan sellaista ajoneuvoa, jolla voidaan liikkua sekä kiskoilla että maalla, tai pelkästään kiskoilla (Väylävirasto 2020, 14).

Suomessa ratatyökoneiden ominaisuuksia määrittelee Väyläviraston ohje Rata-työkoneet (Väylävirasto 2020). Se astui voimaan 4.3.2020, mutta sitä sovelletaan uusiin ratatyökoneisiin 15 kuukauden kuluttua voimaantulosta, eli 1.6.2021 alkaen. Ohjeessa määritellään muun muassa kiskopyörästä rakennetta ja mittoja, sekä koneen liikkumiseen liittyviä rajoitteita, jotka on otettava huomioon jo

suunnitteluvaiheessa. Ruotsin määräyksiä on esitetty muun muassa NSRA:n (2020) määräyksessä Manual för säkerhetsbesiktning av spårgående fordon. Kaikki tähän työhön vaikuttavat pykälät on kerätty taulukkoon 2.

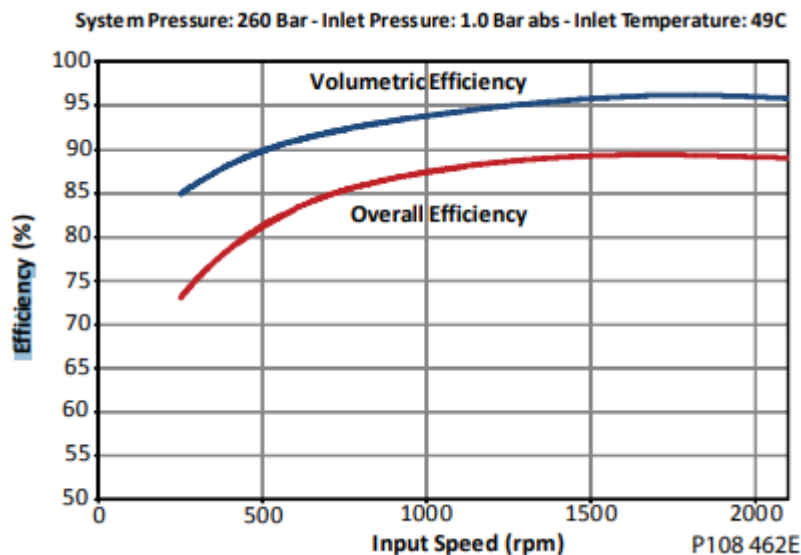
TAULUKKO 2. Määräykset eri maissa

| | | | Suomi | Ruotsi | Norja |
|----|--|------|-------------------|---------------------|------------------|
| 1 | Määräysten voimaantulo | | 4.3.2020 | 2014 | 2014 |
| 2 | Radan leveys | mm | 1524 | 1435 | 1435 |
| 3 | Sallitut koneluokat | | 9A, 9C | 9A, 9C | vain 9A |
| 4 | Ulottuma, Profiilikuva | | FIN1 | Swe | |
| 5 | Ratapyörästäön "maavara" kiskon pintaan, min | mm | 65 | 80 | |
| 6 | Kumipyörä kiskon selän alle - max | mm | 30 | -- | vain 9A sallittu |
| 7 | Kumipyörien leveys - max | mm | 2780 | | |
| 8 | Kiskopyörä | | | | |
| 9 | profiili | | S1002 | S1002 tai UIC | UIC |
| 10 | D min uutena | mm | 430 | 330 | |
| 11 | D min käytettynä | mm | 400 | | |
| 12 | Kiskopyörän leveys | mm | 135+/-1 | 135+/-1 | |
| 13 | Laipasta - laippaan mitta | mm | 1445+/- 1 | 1361+/- 2 | 1361+/- 2 |
| 14 | Laipasta - laippaan mittautapa | | kolmesta kohdasta | klo 6 kuormitettuna | |
| 15 | Kiskopyörän kuorma D=390-470 (470-550), ajotilassa | t | 5,25 (6,25) | | |
| 16 | Kiskopyörän kuorma D=390-470 (470-550), työtilassa | t | 10,5 (12,7) | | |
| 17 | Käyttöjarrut | | taulukko 9 | EN 15746-2 | |
| 18 | Seisontajarru, radan kaltevuus | % | 2,5 | 4,0 | |
| 19 | Korkeudensäätö rengaspainuman avulla - 9C | | Riittävä | Ei riittävä | Ei riittävä |
| 20 | Korkeudensäätöjärjestelmä (automaattinen/puoliautomaattinen) | | Ei vaadita | Vaaditaan | Vaaditaan |
| 21 | RCI / RCL | | Vaaditaan | Vaaditaan | Vaaditaan |
| 22 | Ohjausjärjestelmän suoritustaso PL | | | | |
| 23 | RCI järjestelmän suoritustaso PL | | | | |
| 24 | Datalokkeri nostotöissä | | | | |
| 25 | Nopeus radalla, max | km/h | 35 | 20 | 30? |
| 26 | Jalkasuojat - esteenraivaajat | | Vaaditaan | Vaaditaan | Vaaditaan |
| 27 | Maadoitukset | Ω | 0,15 | 0,15 | |
| 28 | Maadoitusten merkintä | | Kevi | Kevi | |
| 29 | Koneen väri | | Keltainen | Vapaa | Vapaa |
| 30 | Vetokita, etu+takapää | | Vaaditaan | | |

4 VOIMANSIIRRON LASKENTA

4.1 Työhydrauliikan pumppu

Lännen M-sarjan monitoimikoneissa käytetään työhydrauliikan pumpppuna Danfossin ER-R-147C-aksiaalimäntäpumpppua, jonka kierrostilavuus on 147 cm^3 . Pumpppua käyttävän dieselmoottorin pyörintänopeus on maksimissaan 2100 rpm. Hydraulipumpun hyötysuhde saadaan selvitettyä Danfossin (2020, 196) teknisten tietojen dokumentista, josta löytyy käytettävälle pumpulle kuvion 1 mukainen kuvaaja.



KUVIO 1. Danfoss ER-R-147C-hydraulipumpun hyötysuhde (Danfoss 2020, 196)

Kuvaajasta voidaan lukea, että pumpun kokonaishyötysuhde on 2100 rpm kohdalla 0,89. Lasketaan seuraavaksi, kuinka paljon tilavuusvirtaa saataisiin maksimipaineella. Käytetään laskemiseen kaavaa 2, mutta syötetään tehon paikalle moottorin huipputeho ja ratkaistaan tilavuusvirta.

$$q_v = \frac{108000 \text{ W} \cdot 0,89}{245 \cdot 10^5 \text{ Pa}} = 0,003923 \frac{\text{m}^3}{\text{s}} \approx 235 \text{ l/min}$$

245 bar järjestelmäpainetta käytettäessä 108 kW dieselmoottorilla hydraulipumppu tuottaa siis maksimissaan 235 l/min tilavuusvirran.

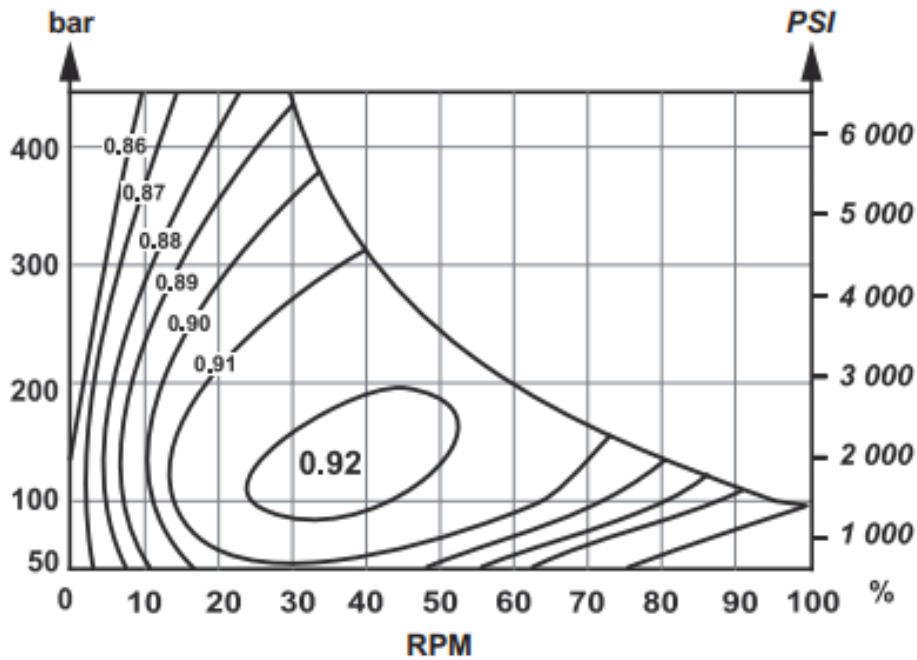
4.2 Poclain MS05

Aiemmin käytössä ovat olleet Poclain Hydraulicsin MS05 -sarjan radiaalimäntämoottorit. Moottorit on varustettu kahdella eri tilavuudella, joista suurempi on kierrostilavuudeltaan $260 \text{ cm}^3/\text{r}$ ja pienempi $130 \text{ cm}^3/\text{r}$. Moottorin kierrostilavuutta muuttamalla saadaan sen kierrosnopeusalue muuttettua, jolloin saadaan aikaan nopea ja hidas ajonopeusalue. Kummallakin nopeusalueella suurin sallittu pyörimisnopeus on 630 rpm.

Edellinen ratavarustus on kehitetty vanhan Liikenneviraston ohjeen ollessa voimassa. Näin ollen kiskopyörän halkaisijavaatimus on ollut pienempi kuin uudessa ohjeessa, ja käytössä olleet kiskopyörät ovat halkaisijaltaan 400 mm. Näin ollen vanhan kiskopyörän säde r_{pv} on 0,2 m.

Selvitetään seuraavaksi tarpeellisia vertailuarvoja aiemmin käytössä olleista moottoreista, jotta niitä voidaan vertailla uusien moottorivaihtoehtojen laskutuksiin. Tarvittavia tietoja ovat hydraulimoottoreilta saatava vetovoima, joka määräytyy vääntömomentin ja pyöräkoon perusteella. Toinen tarvittava tieto on koneen huippunopeus. Aloitetaan laskemalla hydraulimoottorin tuottama vääntömomentti T_m , jota varten täytyy ensin selvittää hydraulimoottorin kokonaisyötysuhde.

Hyötysuhde saadaan Poclainin (2017, 27) tuote-esitteen simpukkadiagrammista, joka on esitetty kuviossa 2. Kuten diagrammista voidaan nähdä, vaihtelee moottorin hyötysuhde paineesta ja pyörimisnopeudesta riippuen. Suurin vetovoima saavutetaan pienillä ajonopeuksilla, joten silloin hydraulimoottorin pyörimisnopeus on pieni. Hydraulijärjestelmän paine, eli Δp_{max} on ratavarustusta käytettäessä 245 bar, joten valitaan simpukkadiagrammista tähän käyttöalueeseen soveltuva hyötysuhde $\eta_{tm05} 0,89$.



KUVIO 2. Poclain MS05 -hydraulimoottorin kokonaishyötysuhde (Poclain 2017, 27)

Nyt kaikki tarvittavat arvot saadaan sijoitettua kaavaan 4, ja laskettua hydraulimoottorien tuottama vääntömomentti. Koska jokaisella kiskopyörällä on oma hydraulimoottori, kerrotaan tulos moottoreiden lukumäärällä, jolloin saadaan koneen liikuttamiseen käytettäväksi kokonaismomentiksi

$$T_{m05} = \frac{0,000260 \frac{\text{m}^3}{\text{r}} \cdot 245 \cdot 10^5 \text{ Pa}}{2 \cdot \pi} \cdot 0,89 \cdot 4 = 3609,188 \text{ Nm.}$$

Lasketaan seuraavaksi vääntömomentin avulla saatava vetovoima F kaavalla 5 vanhoja kiskopyöriä käytettäessä, jolloin voimaksi saadaan

$$F_{05} = \frac{3609,188 \text{ Nm}}{0,20 \text{ m}} = 18045,942 \text{ N} \approx 18 \text{ kN.}$$

Aiemmin käytössä olleilla Poclain MS05 -hydraulimoottoreilla saadaan siis aikaan 18 kN kokonaisvetovoima, kun käytetään 400 mm halkaisijalla olevia kiskopyöriä ja 245 bar järjestelmäpainetta. Uusien moottoreiden pitäisi pystyä tuottamaan aiempia moottoreita suurempi vetovoima.

Lasketaan seuraavaksi koneen huippunopeus entisillä moottoreilla. Laskentaan käytetään pumpun tuottamaa suurinta tilavuusvirtaa, joka on laskettu kaavassa 2. Aloitetaan nopeuden laskeminen selvittämällä hydraulimoottoreiden pyörimisnopeus maksimi tilavuusvirralla kaavan 7 avulla. Otetaan laskennassa huomioon kaikkien neljän moottorin kokonaistilavuus. Moottorin maksimipyörimisnopeus saavutetaan pienemmällä kierrostilavuudella, joten käytetään laskennassa sitä. MS05-hydraulimoottorille ei ole valmistajan toimesta ilmoitettu erikseen volymetristä hyötysuhdetta, joten se arvioidaan kokonaishyötysuhteesta. Arvioidaan volymetriseksi hyötysuhteeksi 0,95, jolloin mekaanisen hyötysuhteen arvioidaan olevan 0,96 ja kokonaishyötysuhteeksi (kaava 6) saadaan simpukkadiagrammin (kuvio 2) mukainen 0,91, kun ollaan moottorin pyörimisnopeusalueen puolivälissä.

Sijoitetaan saadut arvot kaavaan 7,

$$n_{m05} = \frac{0,003923 \text{ m}^3/\text{s} \cdot 0,95}{4 \cdot 0,000130 \text{ m}^3/\text{r}} = 7,17 \frac{\text{r}}{\text{s}} \approx 430 \text{ rpm.}$$

Kaikki koneen neljä hydraulimoottoria pyörivät siis 430 rpm nopeutta, kun kaikki hydraulipumpun tuottama tilavuusvirta on käytössä. Suurin sallittu pyörimisnopeus moottorille oli 630 rpm, joten saatu tulos on turvallisesti alle sen. Jatketaan laskentaa, ja selvitetään lopuksi vielä pyörimisnopeutta vastaava etenemisnopeus. Sijoitetaan lukuarvot kaavaan 8, ja lasketaan koneen saavuttama huippunopeus

$$v_{05} = 2 \cdot \pi \cdot 0,20 \text{ m} \cdot 7,17 \frac{\text{r}}{\text{s}} = 9,01 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

Muutetaan saatu tulos vielä yleisemmin käytettyyn muotoon

$$v_{05} = 9,01 \frac{\text{m}}{\text{s}} \cdot \frac{3600 \frac{\text{s}}{\text{h}}}{1000 \frac{\text{m}}{\text{km}}} = 32,43 \frac{\text{km}}{\text{h}} \approx 32 \frac{\text{km}}{\text{h}}$$

Näin ollen koneen teoreettiseksi huippunopeudeksi MS05 hydraulimoottoreilla ja 400 mm kiskopyörillä saatiin 32 km/h. Laskennassa ei ole otettu huomioon

ajovastusvoimia, kuten ilmanvastusta. Nämä vähentäisivät osaltaan todellista lopputulosta. Testiajoilla on kuitenkin todettu, että todellinen huippunopeus tasisella rataosuudella ajettaessa on noin 27 km/h. Tästä voidaan päätellä, että erilaiset järjestelmän häviöt sekä ajovastusvoimat vähentävät todellista huippunopeutta noin 15 % teoreettiseen tulokseen verrattuna. Nopeuden kasvaessa myös ilmanvastusvoimat kasvavat, ja täten teoreettinen huippunopeus pitää paremmin paikkaansa pienillä ajonopeuksilla.

Lasketaan vielä saatava vetovoima huippunopeudella kaavoja 4 ja 5 käyttämällä, jolloin saadaan

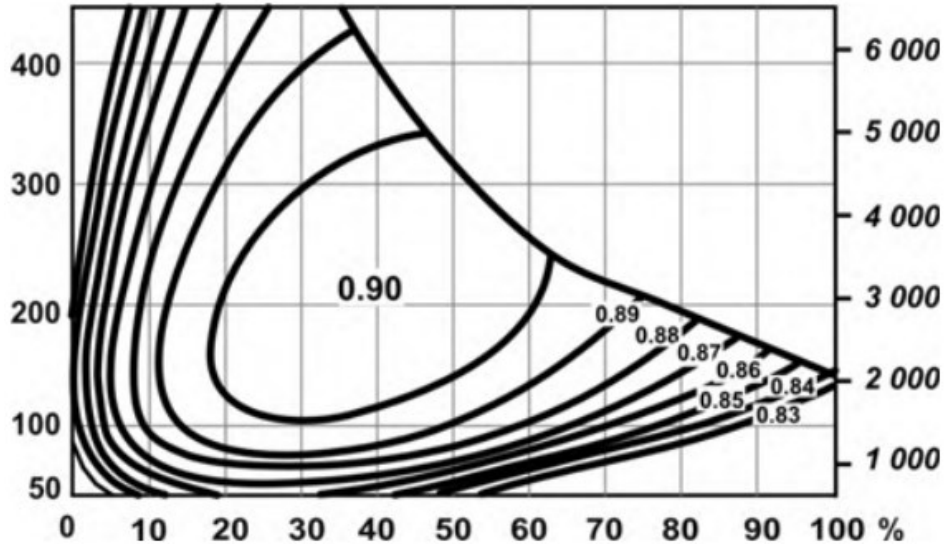
$$F_{05,v} = 9022,97 \text{ N} \approx 9,0 \text{ kN.}$$

Uusia hydraulimoottorivaihtoehtoja etsiessä käytiin läpi eri valmistajien katalogeja. Mobilehydrauliikkaan soveltuvia moottoreita on tarjolla useilla valmistajilla, mutta jarrullisia moottoreita löytyy vain muutaman valikoimista. Koska moottori asennetaan akseliputken sisään, on sen ulkomitoilla suuri merkitys. Lisäksi sen täytyy olla vähintään kahdella eri nopeusalueella varustettu, koska muuten joudutaan luopumaan joko suuresta vetovoimasta, tai riittävän suuresta huippunopeudesta siirtoajoja ajatellen.

4.3 Poclain MS08

Koska aiemmat Poclainin moottorit ovat toimineet moitteitta, niillä oli hyvä toimivisaika ja yhteistyö Poclainin suuntaan toimi hyvin, pidettiin kyseistä valmistajaa hyvänä vaihtoehtona uusienkin moottorien toimittajaksi. Heidän katalogistaan löytyy aiempaa moottoria pykälän isompi malli MS08, joka voidaan varustaa hydraulisesti ohjatuilla rumpujarruilla. Pienemmän MS05-version tapaan MS08 on myös varustettu kahdella nopeusalueella. Tutkitaan seuraavaksi, minkälaisia arvoja saadaan laskemalla vetovoima ja huippunopeus käyttäen pienintä MS08-moottoria.

Pienin saatavilla oleva MS08 on tilavuuksiltaan $467 \text{ cm}^3/\text{r}$ ja $234 \text{ cm}^3/\text{r}$. Suurin sallittu pyörimisnopeus on suuremmalla tilavuudella 420 rpm ja pienemmällä tilavuudella 450 rpm. Moottorin hyötysuhde saadaan selville samalla tavalla kuin MS05 tapauksessa, Poclainin (2019, 28) simpukkadiagrammin avulla, joka on esitetty kuviossa 3.



KUVIO 3. Poclain MS08-hydraulimoottorin hyötysuhde (Poclain 2019, 28)

Simpukkadiagrammista saadaan hyötysuhteen η_{m08} arvoksi 0,88, kun toimitaan samalla järjestelmän paineella ja nopeusalueella kuin aiemmassa laskennassa. Lasketaan seuraavaksi neljän MS08-moottorin tuottama kokonaisvääntömomentti T_{m08} sijoittamalla saadut lukuarvot kaavaan 4, jolloin momentiksi saadaan

$$T_{m08} = 6409,819 \text{ Nm.}$$

Koska uudet moottorit tulevat käyttöön Väyläviraston (2020) uuden ohjeen ollessa jo voimassa, käytetään vetovoiman laskennassa uusien kiskopyörien halkaisijana 430 mm. Tällöin uuden kiskopyörän säde r_{pu} on 0,215 m. Sijoitetaan lukuarvot kaavaan 5 ja lasketaan saatava vetovoima

$$F_{08} = 29813,111 \text{ N} \approx 29,8 \text{ kN.}$$

Saadusta tuloksesta voidaan nähdä, että MS08-moottoreilla saataisiin lähes 1,7-kertainen vetovoima MS05-moottoreihin verrattuna. Käytännössä tällä olisi jo huomattava merkitys koneen etenemiskykyyn.

Lasketaan seuraavaksi moottoreilla aikaan saatava koneen huippunopeus. Myöskään MS08:lle ei ole ilmoitettu erikseen volymetristä hyötysuhdetta. Arvioidaan sen olevan 0,94 ja mekaanisen hyötysuhteen olevan 0,96, jolloin saadaan simpukkadiagrammin (kuvio 3) mukainen 0,90 kokonaishyötysuhde, kun toimitaan pyörimisnopeusalueen puolivälissä. Sijoitetaan hydraulimoottorin pienempi kierrostilavuus, sekä muut tarvittavat arvot kaavaan 7 ja lasketaan moottoreiden pyörimisnopeus

$$n_{m08} = 3,94 \frac{r}{s} \approx 236 \text{ rpm.}$$

Saatu tulos on selvästi alle moottorille ilmoitetun maksimipyörimisnopeusrajan. Lasketaan vielä pyörimisnopeutta vastaava koneen huippunopeus sijoittamalla lukuarvot kaavaan 8. Käytetään tässäkin kohdassa uuden ohjeen mukaista kiskopyörän sädettä r_{pu} , jolloin saadaan

$$v_{08} = 5,32 \frac{m}{s} \approx 19,2 \frac{km}{h}.$$

Saatu tulos on selkeästi pienempi kuin MS05 moottoreilla. Vaikka vetovoima oli riittävä, ei saatu huippunopeus yllä asetettujen tavoitteiden tasolle.

Kun tarkastellaan huippunopeuden kaavoja, huomataan, että nopeuteen vaikuttavia asioita ovat pumpun tuottama tilavuusvirta, moottoreiden lukumäärä ja kierrostilavuus, pumpun ja moottoreiden hyötysuhteet sekä pyörän koko. Kuten aiemmin huomattiin, hydraulipumpussa riittäisi tilavuusvirtaa enemmänkin. Hyötysuhteet vaikuttavat lopputulokseen vain vähän, eikä niihin pystytä käytännössä tekemään suuria muutoksia. Moottoreiden kierrostilavuutta pienentämällä saataisiin lisää huippunopeutta, mutta vetovoima puolestaan vähenisi. Edellä mainittu moottori oli pienin MS08-sarjassa. Moottoreiden lukumäärää vähentämällä saataisiin pumpun tilavuusvirta pyörittämään moottoreita nopeammin,

mutta samalla vetovoima vähentyisi. Pyörän kokoon pystytään sen sijaan vaikuttamaan hyvinkin vaivattomasti, sillä uuden Väyläviraston (2020) ohjeen mukaiset pyörät on tarkoitus sorvauttaa alihankintana raakamateriaalista, joten mitään ahiokokoja tai vastaavia ei ole päätetty. Suurin rajoittava tekijä pyörän koossa on rajallinen tila etummaisten kiskopyörien ja etukumipyörien välissä. Mittausten perusteella 500 mm halkaisijalla oleva kiskopyörä olisi vielä kuitenkin mahdollista toteuttaa.

Tarkastellaan pyöräkoon suurentamisen vaikutusta ensin koneen huippunopeuteen. Toteutetaan laskenta muuten samoilla arvoilla kuin aiemmin MS08-moottoreille, mutta vaihdetaan kiskopyörän halkaisijaksi r_{p500} 0,25 m. Kun lukuarvot sijoitetaan kaavoihin 7 ja 8, saadaan koneen huippunopeudeksi

$$v_{08,500} \approx 22,28 \frac{\text{km}}{\text{h}}.$$

Saatu arvo on jo lähempänä 30 km/h tavoitetta, mutta ei siltikään riittävä. Huippunopeutta pystyttäisiin edelleen nostamaan pyöräkokoja suurentamalla, mutta ulkoisten rajoitteiden takia se ei ole mahdollista.

Toinen vaihtoehto huippunopeuden kasvattamiseksi on pumpun tilavuusvirran kasvattaminen. Mekaanisesti kasvattamalla se ei ole järkevää, mutta painetta laskemalla dieselmoottorin huipputeho riittäisi tilavuusvirran kasvattamiseen. Kaavassa 3 on laskettu hydraulipumpun teoreettinen maksimitilavuusvirta, joten lasketaan seuraavaksi kaavan 2 avulla, kuinka suuri paine saataisiin dieselmoottorin huipputeholla ja maksimitilavuusvirralla.

$$\Delta p = \frac{108000 \text{ W} \cdot 0,89}{0,004939 \frac{\text{m}^3}{\text{s}}} = 19460641,4 \text{ Pa} \approx 195 \text{ bar}.$$

Lasketaan nyt saadulla paineella tuotettava vetovoima MS08 moottoreilla kaavojen 4 ja 5 avulla,

$$F_{08,500} = 20365,582 \text{ N} \approx 20,4 \text{ kN}.$$

Tuloksesta voidaan nähdä, että vetovoima on noin 13 % suurempi kuin MS05 moottoreilla saatu vetovoima. Lasketaan vielä saatava huippunopeus maksimitilavuusvirralla kaavoilla 7 ja 8,

$$v_{08,500} = 7,79 \frac{\text{m}}{\text{s}} \approx 28,1 \frac{\text{km}}{\text{h}}.$$

Saatu huippunopeus alkaa olla jo lähellä 30 km/h tavoitetta. Vetovoimaksi huippunopeudella saadaan kaavoilla 4 ja 5

$$F_{08,500,v} = 10204,60 \text{ N} \approx 10 \text{ kN}.$$

Huippunopeuden vetovoima on myös 13 % suurempi kuin MS05 moottoreilla.

4.4 Black Bruin B140

Toinen vaihtoehto uudeksi moottorityypiksi on Black Bruinin B140. Kyseinen moottori on Suomessa valmistettu, ja se voidaan varustaa joko rumpu- tai levyjarruin. Käytettävissä on kaksi eri nopeusaluetta, ja moottorin pienimmän mallin tilavuudet ovat $630 \text{ cm}^3/\text{rev}$ ja $315 \text{ cm}^3/\text{rev}$. Lasketaan myös tämän moottorin tuottama vetovoima sekä saatava huippunopeus. Koska moottori on tilavuuksiltaan suurempi kuin edellisen kohdan MS08, lasketaan arvot suoraan käyttäen 500 mm halkaisijalla olevaa kiskopyörää. Valmistaja ei ilmoita moottorille hyötysuhdetta, joten oletetaan kokonaishyötysuhteeksi η_{mB140} sama 0,88 kuin MS08:lla. Käytetään laskennassa samaa 195 bar painetta kuin edellisessä MS08 laskennassa.

Sijoitetaan moottorin lukuarvot kaavoihin 4 ja 5, ja lasketaan saatava vetovoima

$$F_{B140} = 27473,911 \text{ N} \approx 27,5 \text{ kN}.$$

Tuloksista voidaan nähdä, että B140:ssä on 35 % parempi vetovoima kuin MS08:ssa 500 mm pyörillä, ja yli 50 % suurempi vetovoima MS05 verrattuna.

Lasketaan vielä saatava huippunopeus v_{B140} sijoittamalla lukuarvot kaavoihin 7 ja 8,

$$v_{B140} \approx 20,8 \frac{\text{km}}{\text{h}}.$$

Saatu huippunopeus jää huomattavasti MS08:a pienemmäksi, eikä ole lähelläkään 30 km/h tavoitetta. Kiskopyörien kokoa ei pystytä enää kasvattamaan, joten moottori on liian suuri käytettäväksi ratavarustuksessa. Moottorien mitoitukseen liittyvät laskelmat on tehty Excelillä, ja ne on esitetty liitteessä 1.

4.5 Moottorin tukivoimat

Lännen Tractors Oy:n toimesta on tehty aiemmin mittauksia ja laskelmia kiskopyöriin kohdistuvista voimista. Eri koneiden varusteet ja siten myös kokonaisuudessa vaihtelee paljon. Suurin kokonaisuudessa saadaan silloin, kun kone on varustettu vakiovarustuksen lisäksi kauhoilla tai muilla vastaavilla työvälineillä, henkilönostimella sekä ratavarustuksella. Henkilönostin kiinnittyy kopin taakse koneen vasemmalle puolelle, joten sen massan vaikutus on suurin vasemmalle takapyörälle.

Suurin mahdollinen kuormitus yksittäiseen kiskopyörään tulee silloin, kun edellä mainituilla varusteilla varustetun koneen kaivulaite on käännetty koneen vasemmalle sivulle ääriasentoon maksimikuormalla. Tässä tilanteessa teoreettisesti suurin mahdollinen voima ilmenee siinä tilanteessa, kun koneen takaratapyörästä kohdistuva massa kohdistuu vain vasemman puolen kiskopyörään. Yrityksen toimesta tehdyissä mittauksissa suurimmaksi pyöräkuormaksi on tässä tilanteessa saatu 7970 kg, ja yrityksen tekemien laskelmien perusteella vastaavassa tilanteessa 7858 kg aiemman mallisarjan koneella. Valitaan suurimmaksi pyöräkuormaksi 8000 kg, jolloin yhden kiskopyörän suurimmaksi tukivoimaksi saadaan

$$N_{max} = 8000 \text{ kg} \cdot 9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} = 78480 \text{ N}.$$

Raidelevyettä muutettaessa kiskopyörän tukivoiman etäisyys hydraulimoottorin kiinnityslaipan pinnasta vaihtelee, mutta pysyen kuitenkin hyvin lähellä laipan pintaa. Näin ollen syntyvä tukivoima saa pienimmän momenttivaikutuksen, joka parantaa moottorin laakereiden kestoikää.

5 KEHITYSRATKAISUT

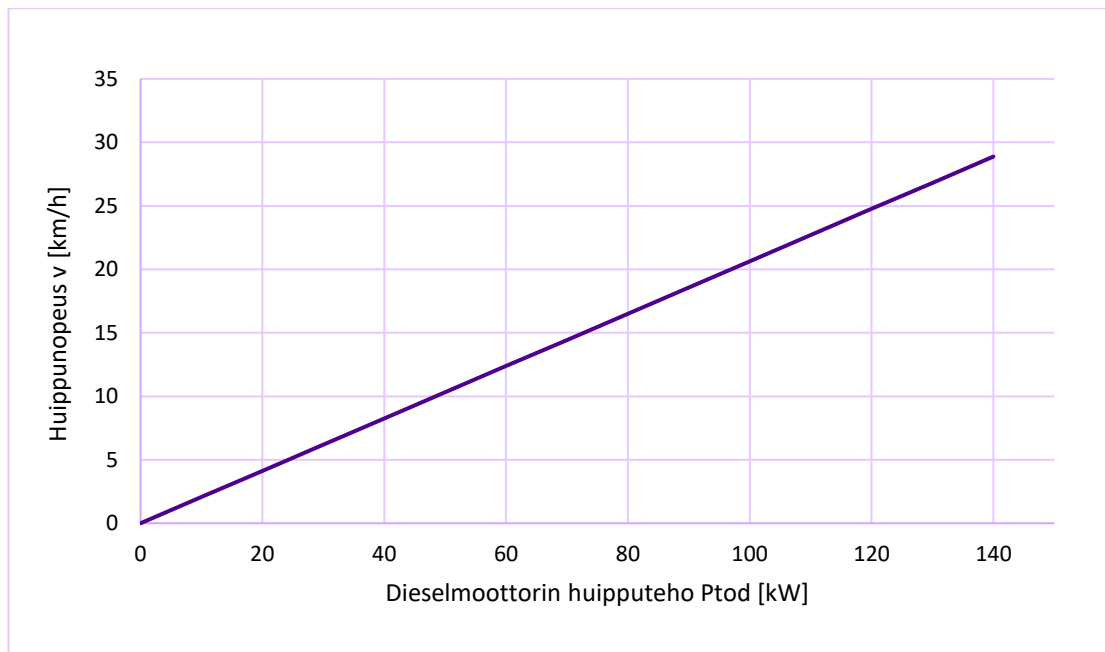
5.1 Voimansiirto

Aiemmin käytössä olleet MS05-hydraulimoottorit tulisivat olemaan liian pienet suurempiin kiskopyöriin siirryttäessä. Niistä saatava vetovoima pienenesi huomattavasti, eikä siten olisi riittävä. Näin ollen MS05-moottorit ovat poissuljettu vaihtoehto.

Lisävarusteena saatavien jarrujen takia myös Black Bruinin B140 olisi hyvä vaihtoehto. Vetovoimaa moottorista saataisiin 27,5 kN, joka on vertailuista moottoreista eniten. Kokoluokaltaan moottori on laskujen perusteella kuitenkin liian iso, vaikka laskut tehtiin mallin pienimmällä kierrosluvulla olevalla moottorilla. Tällöinkin huippunopeus jää liian pieneksi, ollessaan vain 20,8 km/h. Käytännössä huippunopeuden nostaminen suuremmaksi vaatisi suuria muutoksia joko hydraulijärjestelmään, välityssuhteiden tai moottorimäärän muuttamista tai suurempia kiskopyöriä. Näistä muutoksista osa heikentäisi vetovoimaa, ja osa on mahdottomia toteuttaa. Näiden perusteella tullaankin siihen lopputulokseen, että B140 ei ole sopiva moottori käytettäväksi ratavarustuksessa.

MS08-moottoreissa puolestaan vetovoimaa on MS05-moottoreita enemmän, mutta vastaavasti huippunopeus 500 mm kiskopyörilläkin jää hieman aiempaa pienemmäksi. Vetovoimaksi MS08:illa saadaan täydellä järjestelmäpaineella 25,6 kN. Näihin moottoreihin olisi kuitenkin saatavilla rumpujarrut, jotka toisivat hyvän jarrutustehon.

Koneen huippunopeuden riippuvuutta dieselmoottorin huipputehosta suurinta 245 bar järjestelmäpainetta, MS08-moottoreita ja Danfossin 147 cm³/r pumppua käyttäen on esitetty kuviossa 4. 30 km/h huippunopeuden saavuttaminen tarkalleen ei ole kuitenkaan tarpeellista, vaan se on asetettu suuntaa antavaksi tavoitteeksi mitoituslaskentaa helpottamaan. Huippunopeutta suuremmassa roolissa on kuitenkin vetovoima.



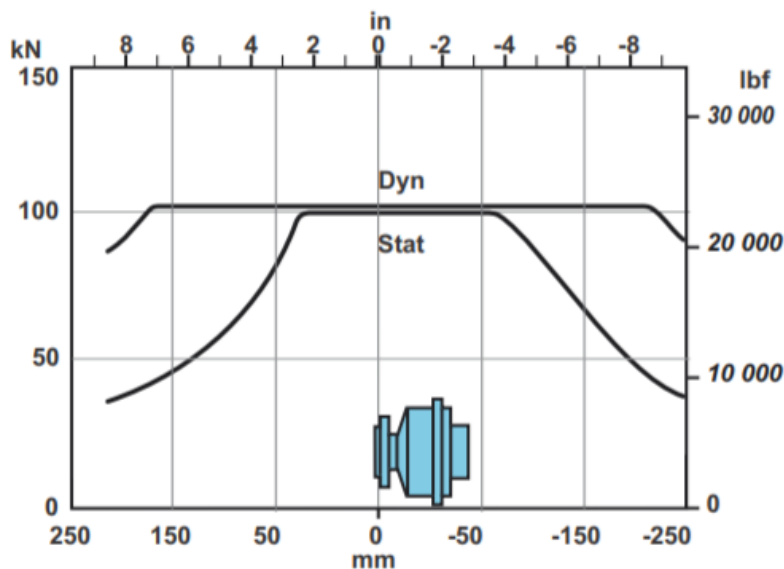
KUVIO 4. Koneen huippunopeus huipputehon funktiona

Ratkaisuna huippunopeuden kasvattamiseksi olisi järjestelmäpaineen laskeminen. Jos paine laskettaisiin pienempitehoisella 108 kW moottorilla varustetuissa malleissa arvoon 194 bar, saataisiin koko pumpun tuottama tilavuusvirta käyttöön, ja näin ollen huippunopeudeksi 28 km/h. Paineen laskemisen seurauksena vetovoima kuitenkin pienenesi, ollen noin 20 kN. Vetovoiman pieneminen voitaisiin estää käyttämällä suurinta 245 bar painetta hitaalla nopeusalueella ajettaessa, ja pienentämällä paine 194 baariin nopealle alueelle vaihdettaessa. 127 kW mallissa pumpun maksimi tilavuusvirta saataisiin käyttöön 228 bar paineella, jolloin saataisiin 28 km/h huippunopeuden lisäksi 24 kN vetovoimaa. Taulukossa 3 on esitetty MS08-hydraulimoottorien suoritusarvot eri tehoisilla dieselmootto-reilla varustetuissa koneissa sekä eri järjestelmäpaineita käyttäen.

TAULUKKO 3. MS08-hydraulimoottorin suoritusarvot

| Dieselmoottorin teho [kW] | Hydrauli-moottori | Pyöräkoko [mm] | Paine [bar] | Vetovoima [kN] | Nopeus [km/h] |
|---------------------------|-------------------|----------------|-------------|----------------|---------------|
| 108 | MS05 | 400 | 245 | 18,0 | 32,4 |
| 108 | MS08 | 500 | 194 | 20,4 | 28,1 |
| 108 | MS08 | 500 | 245/194 | 25,6 | 28,1 |
| 127 | MS08 | 500 | 228 | 23,9 | 28,1 |

Tarkastellaan vielä moottoriin kohdistuvia radiaalivoimia. Kuten aiemmin laskettiin, suurin mahdollinen tukivoima yhdellä kiskopyörällä on 78480 N. Kun tutkitaan kuvion 5 rumpujarruilla varustetun MS08-moottorin kuormituskuvaajaa (Poclain 2019, 17), saadaan sallituksi radiaalikuormitukseksi staattisessa tilanteessa pyörän kiinnityspinnan kohdalla 100 kN. Varmuusluvuksi jää siis noin 1,27. Varmuusluku ei ole kovin suuri, mutta jos pyörän tukivoima kasvaa saatua arvoa suuremmaksi, kone alkaa kaatumaan. Näin ollen varmuusluvun voidaan arvioida olevan riittävä tähän käyttötarkoitukseen. Radiaalikuormien laskenta on kuitenkin aina syytä tarkastuttaa Poclainin toimesta, ettei suunniteltuja maksimivoimia ylitetä missään tilanteessa.



KUVIO 5. MS08-moottorin radiaalikuormituskuvaajat 315 x 80 kitkapinnoilla (Poclain 2019, 17)

Kuten taulukon 3 tuloksista voidaan nähdä, paras valinta uudeksi ratapyörästäön hydraulimoottoriksi olisi Poclain Hydraulicsin MS08 467cm³/r - 234cm³/r kierrostilavuudella. Riittävän huippunopeuden saavuttamiseksi vaaditaan lisäksi muutoksia hydraulijärjestelmään, jotta painetta saadaan alennettua tarvittaviin arvoihin nopeusalueita vaihdettaessa.

5.2 Jarrut

Aiemmin jarrutus on saatu aikaiseksi hydraulimoottoreille menevää tilavuusvirtaa vähentämällä. Hydraulimoottoreiden vaihtamisen ja suurempien kiskopyörien myötä avautuu kuitenkin mahdollisuuksia käyttää myös mekaanisia jarruja.

Huoltamisen kannalta helpoin, sekä myös tehokkain ratkaisu olisi levyjarrut. Black Bruinin moottoriin sellaiset olisi saatavilla lisävarusteena, mutta MS08-moottoria käytettäessä jarrulevyt ja -satulat jouduttaisiin sijoittamaan moottorin yhteyteen omana kokonaisuutena. Se puolestaan vaatisi paljon tilaa, joten ratkaisu on käytännössä mahdoton toteuttaa.

Toinen vaihtoehto olisi käyttää kiskopyörän pintaa jarrutuspinna. Esimerkiksi vetureissa ja junavaunuissa käytetään jarruja, joissa jarrukenkä eli lossi painetaan paineilmasylintereillä linkuston välityksellä kiskopyörän pintaa vasten. Monitoimikoneen tapauksessa kiskopyörät ovat kuitenkin huomattavasti pienemmät, joten jarrulossit täytyisi suunnitella ja teetättää jossain alihankintana. Tällainen jarrujärjestelmä veisi myös paljon tilaa kiskopyörän ympäriltä, joten käytännössä sitä ei saada mahtumaan ratavarustukseen suurempia kiskopyöriä käytettäessä.

Kolmas vaihtoehto on rumpujarru. Se pystyttäisiin toteuttamaan käyttäen kiskopyörän sisäpintaa jarrurumpuna, mutta Poclain MS08 -hydraulimoottoreihin on saatavana lisävarusteena hydraulisesti ohjatut integroidut rumpujarrut. Rumpujarrut eivät ole huollettavuudeltaan yhtä hyvät kuin levyjarrut, mutta tässä tapauksessa ne vievät vähemmän tilaa, sekä ovat paremmin suojassa esimerkiksi soralta.

Tarkastellaan seuraavaksi MS08-moottoreiden rumpujarruja. Lasketaan valmistajan ilmoittamien suorituskykyarvojen perusteella koneen teoreettinen pysähtymismatka täysjarrutuksessa, ja verrataan saatuja tuloksia Väyläviraston (2020) vaatimuksiin.

Rumpujarruja on saatavana kahdella erikokoisella kitkapinnalla. Kummallekin vaihtoehdolle ilmoitetut ominaisuudet on esitetty taulukossa 4. Lännen monitoimikoneen jarrujärjestelmän paine on maksimissaan 80 bar, joten taulukossa on esitetty myös verrannon avulla laskettu teoreettinen jarrumomentti kyseisellä

paineella, olettaen että jarrumomentti on suoraan verrannollinen jarrupaineeseen.

TAULUKKO 4. Jarrujen suoritusarvot

| | 270 x 60 | 315 x 80 | |
|-------------------------------------|-----------------|-----------------|-----|
| Jatkuva jarrutusmomentti: | 3600,0 | 7200,0 | Nm |
| Paine: | 74,0 | 71,0 | bar |
| Maksimi jarrutusmomentti: | 6000,0 | 12000,0 | Nm |
| Paine: | 120,0 | 120,0 | bar |
| Koneen jarrupaine: | 80,0 | 80,0 | bar |
| Todellinen jarrutusmomentti: | 4000,0 | 8000,0 | Nm |

Aloitetaan laskemalla saatava jarrutusvoima kiskon pinnassa kaavan 9 avulla. Koska jokainen kiskopyörä on jarruttava, kerrotaan tulos pyörien lukumäärällä. Lasketaan ensin suuremman kitkapalan arvoilla, jolloin saadaan

$$F_j = 8000 \text{ Nm} \cdot 0,25 \text{ m} \cdot 4 = 8000 \text{ N.}$$

Koneen saavuttama hidastuvuus tällä jarruvoimalla saadaan laskettua kaavalla 10. Tätä varten tarvitaan kuitenkin koneen massa, joka on Lännen tekemien punnitusten mukaan ollut täysin varustellulla koneella 18790 kg.

$$a = \frac{8000 \text{ N}}{18790 \text{ kg}} = 0,4258 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}$$

Seuraavaksi lasketaankin koneen pysähtymismatkat eri nopeuksilla kaavan 11 avulla. Kaavasta loppunopeuden v halutaan olevan jarrituksen lopussa 0, ja vastaavasti matka laskennan alussa $s_0 = 0$. Näin ollen kaava saadaan muotoon

$$s = \frac{v_0^2}{2 \cdot a}$$

Sijoitetaan saatu hidastuvuus sekä eri nopeuden arvoja kaavaan, ja lasketaan saatavat pysähtymismatkat. Saadut tulokset on esitetty taulukossa 5.

TAULUKKO 5. Pysähtymismatkat 315 x 80, 80 bar paineella

| Koneen nopeus [km/h] | Koneen nopeus [m/s] | Pysähtymismatka [m] |
|-------------------------|------------------------|---------------------|
| 8 | 2,2 | 5,8 |
| 10 | 2,8 | 9,1 |
| 16 | 4,4 | 23,2 |
| 20 | 5,6 | 36,2 |
| 24 | 6,7 | 52,2 |
| 30 | 8,3 | 81,6 |

Tarkastetaan tulokset laskemalla pysähtymismatka myös liike-energian avulla. Lasketaan ensin koneen liike-energia, käyttäen esimerkkinä nopeutta 30 km/h, kaavan 12 avulla.

$$E_k = \frac{1}{2} \cdot 18790 \text{ kg} \cdot \left(8,33 \frac{\text{m}}{\text{s}}\right)^2 = 652431 \text{ J}.$$

Koska nopeuden hidastumisen oletetaan aiheutuvan pelkästään jarruvoiman vaikutuksesta, asetetaan koneen liike-energia ja jarrutusmatkan aikana jarrutusvoiman tekemä työ yhtä suuriksi, $E_k = W$. Lasketaan nyt saatava jarrutusmatka ratkaisemalla kaavasta 13 jarrutusmatka s .

$$s = \frac{652431 \text{ J}}{8000 \text{ N}} = 81,6 \text{ m}$$

Saatu tulos on sama kuin hidastuvuuden avulla laskettaessa, joten laskutapa voidaan todeta luotettavaksi.

Saadut jarrutusmatkat eivät vielä itsessään kerro paljoakaan, vaan niitä on vertailtava Väyläviraston (2020, 61) vaatimuksiin, jotka on esitetty taulukossa 6. Ruotsin ohjeissa (NRSA 2020, 23) jarrutusmatkaksi on vaadittu vain 20 km/h nopeudesta 27 metriä. Tuloksia vertaamalla voidaan nähdä, että jarrutusmatkat ovat huomattavasti liian pitkiä. Vaatimukset täyttää ainoastaan 8 km/h nopeuden jarrutusmatka, tuloksen ollessa 5,8 m. Vaatimus pysähtymismatkalle 30 km/h nopeudessa olisi enintään 55 metriä, ja saatu tulos on 81,6 metriä. Pienempien kitkapintojen arvoilla laskettaessa jarrutusmatka 30 km/h nopeudessa

olisi 163,1 metriä, joten pienemmissä jarruissa ei olisi lähellekään riittävästi jarrumomenttia.

TAULUKKO 6. Vaaditut jarrutusmatkat (Väylävirasto 2020, 61)

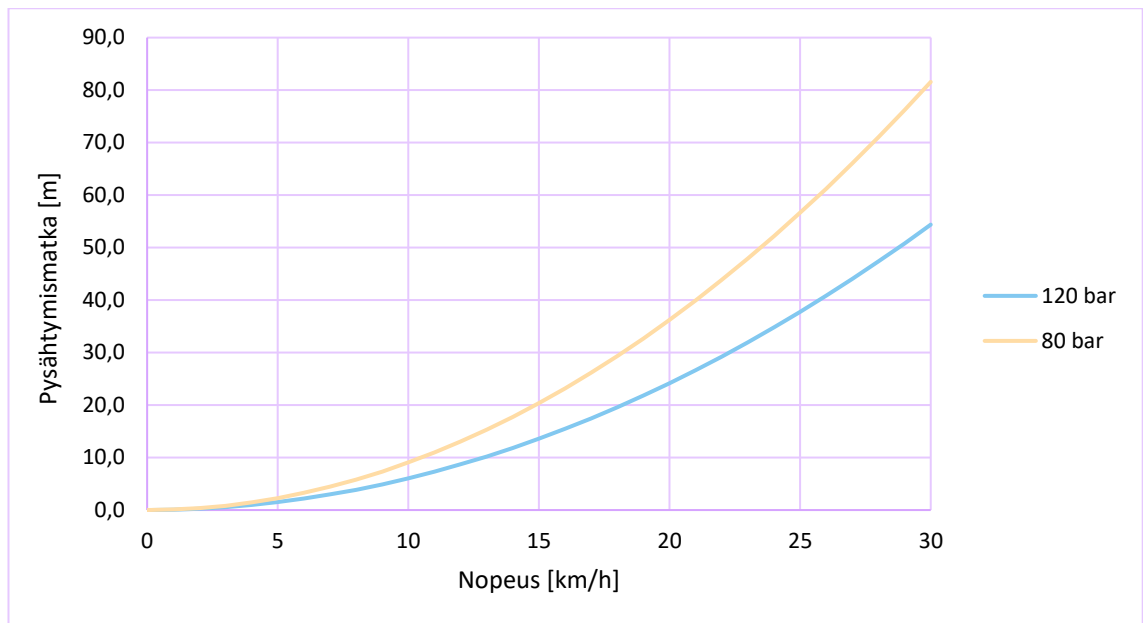
| Nopeus [km/h] | Pisin jarrutusmatka [m] |
|---------------|-------------------------|
| 8 | 6 |
| 10 | 9 |
| 16 | 18 |
| 20 | 27 |
| 24 | 36 |
| 30 | 55 |
| 32 | 60 |
| 35 | 70 |
| 40 | 90 |
| 50 | 155 |

Kuten taulukon 4 arvoista nähdään, suurin jarrutusmomentti saavutettaisiin 120 bar paineella. Pysähtymismatkat suuremmalla paineella lasketaan edellisten tapaan, jolloin kokonaisjarrutusvoimaksi saadaan 12 000 N ja hidastuvuudeksi $0,64 \text{ m/s}^2$. Pysähtymismatkoiksi saadaan tällöin taulukon 7 mukaiset tulokset.

TAULUKKO 7. Pysähtymismatkat 315 x 80, 120 bar paineella

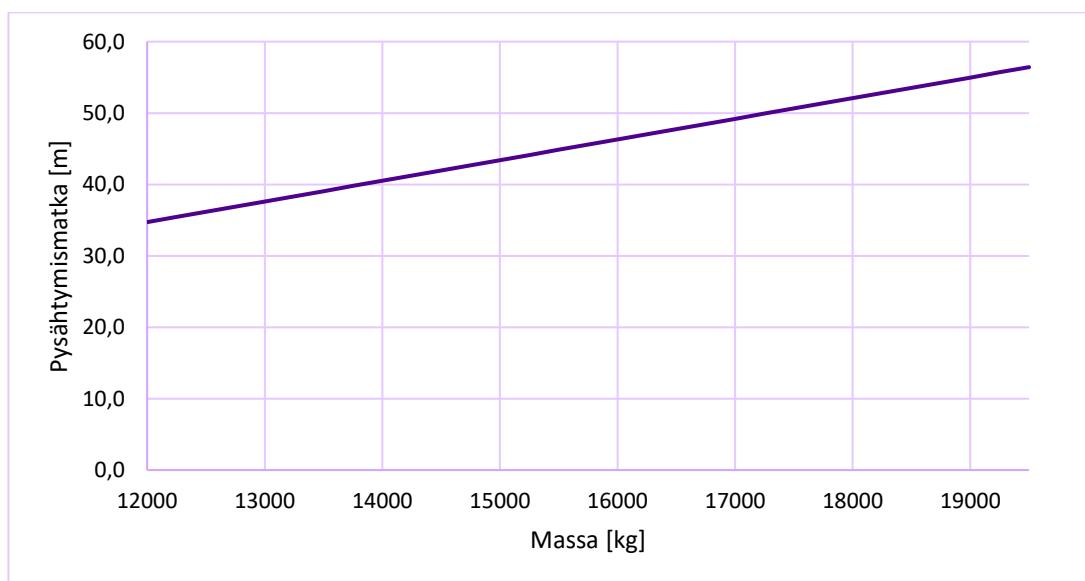
| Koneen nopeus [km/h] | Koneen nopeus [m/s] | Pysähtymismatka [m] |
|----------------------|---------------------|---------------------|
| 8 | 2,2 | 3,9 |
| 10 | 2,8 | 6,0 |
| 16 | 4,4 | 15,5 |
| 20 | 5,6 | 24,2 |
| 24 | 6,7 | 34,8 |
| 30 | 8,33 | 54,4 |

Suuremmalla 120 bar paineella päästäisiin vaatimusten mukaisiin pysähtymismatkoihin pienemmillä nopeuksilla reilusti, mutta nyt myös 30 km/h nopeudessa. Kuviossa 6 on vielä esitetty eri painetasoilla lasketut pysähtymismatkat nopeuden funktiona.



KUVIO 6. Ajonopeuden vaikutus pysähtymismatkaan

Kun tarkastellaan laskennassa käytettyjä kaavoja, voidaan huomata, että jarrutusmomentin ja ajonopeuden lisäksi jarrutusmatkaan vaikuttavat pyörän säde ja koneen massa. Pyörän sädettä ei pystytä enää suurentamaan, joten siitä ei ole apua. Laskuissa käytetty massa on käytännössä suurin mahdollinen massa, joka Lännen monitoimikoneella voi ratakäytössä olla. Tarkastellaankin seuraavaksi koneen massan vaikutusta pysähtymismatkaan, kun käytetään 120 bar painetta suuremmilla kitkapinnoilla. Kuviossa 7 on esitetty pysähtymismatka 30 km/h nopeudesta koneen massan funktiona.



KUVIO 7. Koneen massan vaikutus pysähtymismatkaan

Kuten kuvaajasta voidaan nähdä, vaikuttaa 1000 kg massan vähentäminen noin 3 metrin verran pysähtymismatkaan. Käytännössä massoissa eri koneiden välillä on suuriakin eroja jo pelkästään työvarusteista, kuten kauhoista johtuen. Täten vähemmän varusteltu, keveämpi kone pysähtyy raskaampaa konetta lyhyemmässä matkassa. Myös jarruihin liittyvä laskenta tehtiin Excelillä, ja se on esitetty liitteessä 2.

Varmistetaan vielä, että kitkavoima kiskopyörän ja kiskon välillä on riittävä täysjarrutuksen aikaansaamiseksi. Se saadaan selvitettyä kaavan 14 avulla. Lasketaan akselikohtaisesti saatavat kitkavoimat, ja käytetään kitkakertoimen arvona kiskon ja kiskopyörän välillä 0,12, jota on käytetty myös Ratatyökoneet-ohjeessa (Väylävirasto 2020, 61). Laskennassa käytetyn monitoimikoneen punnitut akselimassat on esitetty taulukossa 8.

TAULUKKO 8. Akselimassat

| | | |
|----------------------|-------|----|
| Koneen massa: | 18790 | kg |
| Etuakseli: | 8870 | kg |
| Taka-akseli: | 9920 | kg |

Sijoitetaan arvot kaavaan 14, jolloin etuakselin tulokseksi saadaan

$$F_{\mu,e} = 0,12 \cdot 8870 \text{ kg} \cdot 9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} = 5220,882 \text{ N},$$

ja taka-akselille

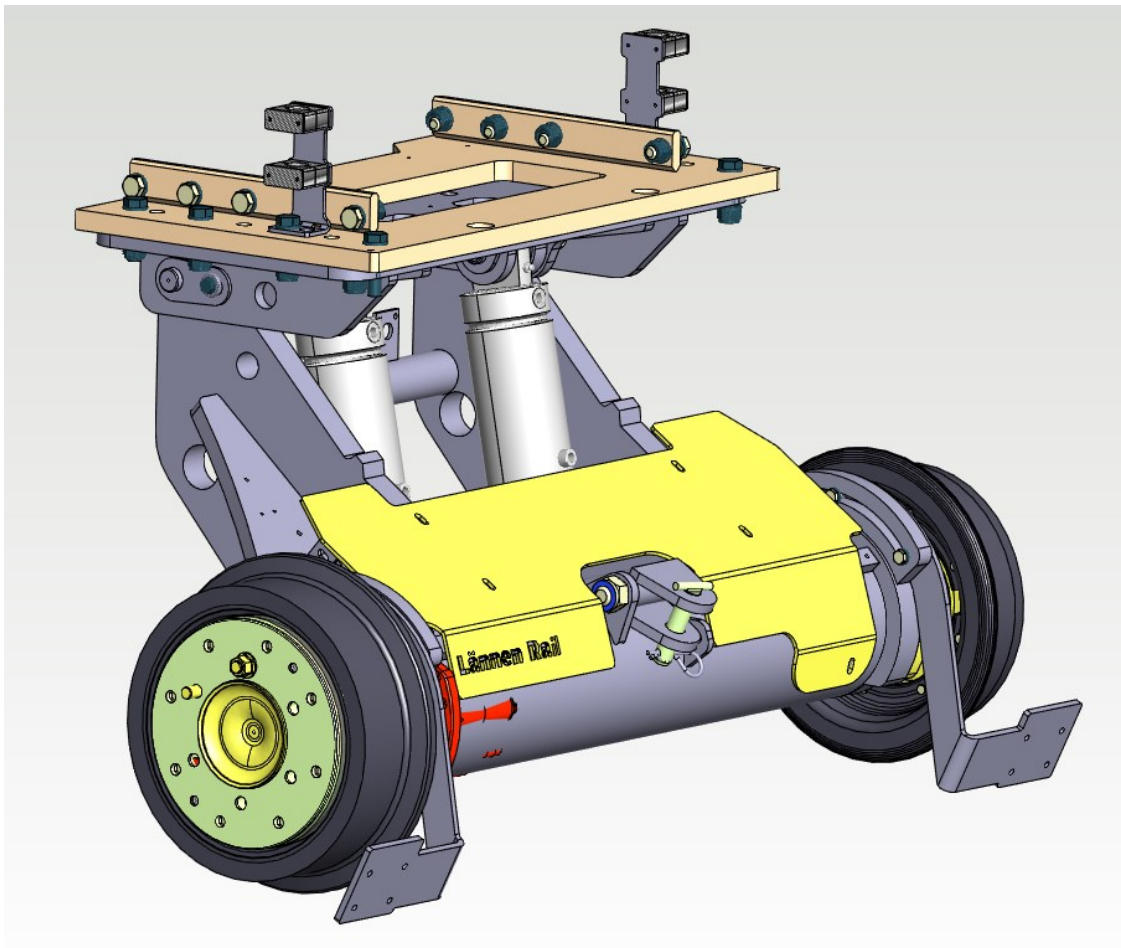
$$F_{\mu,t} = 0,12 \cdot 9920 \text{ kg} \cdot 9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} = 5838,912 \text{ N}.$$

Yhteensä jarrutusvoimaa koko koneesta saadaan 8000 N, joten yhtä akselia kohti jää silloin 4000 N. Kitkavoiman arvo kummallakin akselilla on reilusti suurempi kuin jarrutusvoiman arvo, joten kiskopyörät eivät lukkiudu täydelläkään teholla jarruttaessa. Todellisuudessa jarrutuksen aikana koneen paino siirtyy enemmän ensimmäiselle akselille, mutta saaduilla hidastuvuuksilla painonsiirto ei ole merkittävä, joten sitä ei huomioida laskuissa.

Edellä esitettyjen laskujen ja saatujen tulosten perusteella voidaankin todeta, että Poclain Hydraulicsin MS08-hydraulimoottoreihin lisävarusteena saatavat rumpujarrut ovat jarrutusteholtaan riittävät pysäyttämään Lännen monitoimikoneen Väyläviraston (2020, 61) sekä NRSA:n (2020, 23) asettamien pysähtymismatkojen mukaisesti tai paremmin, kun käytetään suurempia 315 mm x 80 mm kitkapaloja, 120 bar jarrutuspainetta sekä 500 mm kiskopyörää.

6 RAKENTEEN MUUTOSTEN SUUNNITTELU

Uusien hydraulimoottoreiden suuremman koon takia ratavarustuksen akselirakennetta joudutaan muuttamaan. Akseliputki, jonka päihin hydraulimoottorit kiinnitetään, joudutaan mitoittamaan suuremmaksi. Kuvassa 7 on ratapyörästäön aiempi rakenne, johon on kiinnitetty vasemmalle puolelle MS08-hydraulimoottori ja oikealle MS05 moottori. Kuten jo kuvastakin nähdään, punaisella värillä merkitty MS08 ei mahdu akseliputken sisälle. Halkaisijan suurentamisen lisäksi putken pituutta täytyy lyhentää, sillä mitta moottorin kiinnityspinnan ja pyörän kiinnityspinnan välillä on MS05 moottorissa 178,5 mm ja MS08:ssa 235,5 mm.



KUVA 7. MS08 sovitus ratavarustukseen

Kun akselin halkaisijaa suurennetaan, täytyy lisäksi kaikkien siihen liitettävien osien leikkauspinnat akseliputken kanssa määrittää uuden halkaisijan mukaisiksi. Koska käyttöön tulee suuremmat kiskopyörät, täytyy myös esteenraivaimet mitoittaa suuremmalle pyöränhalkaisijalle sopiviksi.

Kuten aiemmin laskennassa todettiin, täytyy hydraulijärjestelmän painetta muuttaa nopeusaluetta vaihtaessa parhaan vetovoiman ja huippunopeuden saavuttamiseksi. Tätä varten täytyy tehdä muutoksia koneen hydraulijärjestelmän paineensäätöön, jotta painetta saadaan ohjattua yhtäaikaisesti nopeusalueen vaihdon kanssa.

Uudet 500 mm halkaisijalla olevat kiskopyörät täytyy mitoittaa. Kiskopyörän profiilin mittapiirros on esitetty Ratatyökoneet-ohjeen (Väylävirasto 2020) liitteessä. Lisäksi täytyy ottaa huomioon jarrurummun suurin halkaisija 355,8 mm, jotta rumpu mahtuu kiskopyörän sisään. Tällöin kiskopyörän seinämävahvuudeksi jää vielä noin 70 mm.

Koska esimerkiksi Suomessa ja Ruotsissa käytetään eri raidelevyitä, on ratapyörästä raidelevydenkin oltava muutettavissa. Aiemmin levyden muuttaminen on toteutettu käännettävillä sovitelevyillä, jotka kiinnittävät kiskopyörän hydraulimoottorin napaan. Kun sovitelevy asennetaan kiinni napaan, saadaan raidelevydeksi toisin päin kiinnittäessä 1524 mm, ja toisin päin käännettäessä 1435 mm. Hyödynnetään aiemmassa ratapyörästä hyväksi havaittua tapaa raidelevyden muuttamiseksi myös uudessa ratapyörästä, sovitelevy täytyy vain mitoittaa uudelleen vastaamaan uuden kokoonpanon mittoja.

Väyläviraston (2020, 47) ohjeen mukaan kiskopyörät on yhdistettävä sähköisesti koneen runkoon. Tämä on toteutettu aiemmassa kokoonpanossa siten, että kiskopyörän takapintaa vasten asetetaan hiiliharja, jonka kautta kiskopyörä maadoittuu. Näiden hiiliharjakokoonpanojen sijainti täytyy myös suunnitella uudelleen, jotta ne vastaavat kiskopyörän takapintaan. Kyseinen maadoitusratkaisu on esitetty kuvassa 8.



KUVA 8. Kiskopyörän maadoitus.

Kuten jarrutustehon laskennassa todettiin, tarvitaan pysähtymismatkojen vaatimusten täyttämiseksi 120 bar jarrupaine. Koska koneesta on saatavilla 80 bar paine, tarvitaan jarrujen ohjausjärjestelmään muutoksia suuremman paineen saavuttamiseksi.

Koska koneeseen tulee rumpujarrut, ei hydraulista jarrutusominaisuutta enää tarvita. Näin ollen hydrauliletkujen ja -venttiileiden määrää saadaan huomattavasti vähennettyä ratavarustuksesta, ja näin ollen helpotettua huoltamista ja suunnittelua. Lisäksi hydraulijarrituksen poistamisen takia hydraulimoottoreita ohjaavat venttiilit on vaihdettava, jotta vältetään moottoreiden kavitoinnilta.

7 JOHTOPÄÄTÖKSET

Kuten laskennassa huomattiin, on 30 km/h huippunopeuden saavuttaminen hankalaa vetovoimatarpeen kasvaessa. Kiskopyörän halkaisijan kasvattaminen tuo lisää nopeutta, mutta sitä ei pystytä nykyisellä kokoonpanolla kasvattamaan yli 500 mm suuruiseksi mekaanisten esteiden takia. Hydraulimoottorien kierrostilavuuden pienentäminen toisi lisää huippunopeutta, mutta vähentäisi samalla vetovoimaa. Kiinteätilavuuksisten moottoreiden tilalle ratkaisuna voisi olla säätötilavuuksiset moottorit, joilla huippunopeutta ja vetovoimaa saataisiin säädettyä kiinteitä moottoreita paremmin. Säätötilavuuksiset moottorit täytyisi olla varustettu riittävän suurella kierrostilavuuden säätöväylillä, jotta sekä riittävän suuri vetovoima suurella kierrostilavuudella että riittävän suuri huippunopeus pienellä kierrostilavuudella saavutettaisiin. Lisäksi koneeseen täytyisi tehdä muutoksia moottorien säädön toteuttamiseksi.

Tehonsiirtotapoja on käytössä yleisesti kolmea erilaista. Perinteisin näistä on mekaaninen tehonsiirto, jossa esimerkiksi akseleita ja niveliä käyttäen siirretään tehoa paikasta toiseen. Esimerkiksi manuaalivaihteisen henkilöauton voimansiirto on toteutettu kokonaan mekaanisesti, sillä teho välittyy moottorista vaihdelaatikon rattaille kytkimen välityksellä, siitä edelleen takavetoisessa autossa kardaniakselin välityksellä tasauspyörästölle, josta lopuksi vetoakseleille ja pyörille. Ratapyörästön tapauksessa mekaanisen tehonsiirron käyttö olisi ollut todella hankalaa, sillä komponenttien vaatima tila ja reititys ovat suuressa roolissa. Dieselmoottoriin tai vaihdelaatikkoon olisi pitänyt tehdä erillinen mekaaninen voimanto, sillä koneen päävoimansiirto on myös hydrostaattinen. Lisäksi kardaniakselien reitittäminen koneesta ratapyörästäille olisi haasteellista, sillä ratapyörästäjien kulmat koneen suhteen muuttuvat huomattavan paljon kuljetus- ja työasennon välillä. Komponentit ovat suhteessa saatavaan tehoon melko painavia, kokoonpanoa on hankalampi muuttaa jälkikäteen, sekä järjestelmän säädettävyys on huono.

Sähköinen tehonsiirto yleistyy ajoneuvoissa jatkuvasti. Täyssähköisiä kaivinkoneita on jo esitelty, ja varmasti tämä tehonsiirtomenetelmä otetaan lähitulevaisuudessa käyttöön useissa työkoneissa yhtenä vaihtoehtona muiden joukossa.

Sähköisen tehonsiirron hyviä puolia ovat helppo säädettävyys ja muunneltavuus, sekä järjestelmän mekaaninen yksinkertaisuus. Komponentit eivät tarvitse välilleen yleensä muuta kuin kaapelit, jotka ovat akseleita ja kulmavaihteita helpompia sijoittaa ja reitittää. Suuria voimia tarvittaessa komponentit voivat olla raskaita ja kalliita, ja ne saattavat tarvita lisjäähdytystä. Ratapyörästökäytössä ongelmaksi tulisi varmastikin akkujen sijoittaminen, sillä koneen runkorakenne on jo valmiiksi täynnä varusteita ja muita komponentteja. Lisäksi työkoneilta vaadittaisiin pitkiä toiminta-aikoja, ettei konetta tarvitsisi ladata kesken työvuoron. Akkukapasiteetin vähentämiseksi koneen dieselmoottori voitaisiin varustaa erillisellä generaattorilla, josta ratavarustus saisi virtaa.

Hydraulinen tehonsiirto on sähköisen järjestelmän tapaan helposti reititettävissä ja sijoitettavissa, sillä toimilaitteiden välille tarvitaan vain hydrauliliinjat. Toimilaitteet ovat teho-painosuhteeltaan hyviä, ja järjestelmästä saatavaa voimaa voidaan kasvattaa painetta nostamalla melko helpostikin, jos käytettävät komponentit sen sallivat. Lisäksi järjestelmässä kiertävä öljy jäähdyttää toimilaitteita, mutta on myös samalla likaavaa. Järjestelmän säädettävyys on käytettävistä komponenteista riippuen yleensä helppoa, ja sitä on helppo muokata jälkikäteen.

Yhtenä vaihtoehtona huippunopeuden lisäämiselle olisi myös hydraulimoottorien vähentäminen. Esimerkiksi käytettäessä yhtä moottoria akselia kohti, samoja hydraulipumpun suoritusarvoja käyttämällä huippunopeus kaksinkertaisuiksi. Samalla saatava vetovoima kuitenkin puolittuisi, mikä ei ole haluttu tulos. Akseliin sijoitetulta hydraulimoottorilta voima pitäisi viedä pyörille vetoakselien avulla. Jos hydraulimoottorin ja vetoakselien väliin asennettaisiin tasauspyörästö, saataisiin huippunopeus sovitettua oikealla välityssuhteella halutuksi, ja samalla vetovoimaa saataisiin lisää. Tällöin kiskopyörien jarrut täytyisi suunnitella kokonaan uusiksi, sillä hydraulimoottoriin integroitu jarru ei olisi enää riittävä. Lisäksi haittapuolia olisi komponenttien lisääntyminen ja näin ollen tilan riittävyys ratapyörästössä, sekä mahdollinen painon lisääntyminen ja häviötehon kasvaminen.

8 POHDINTA

Työhön alettaessa oletus oli, että ratavarustus pystyttäisiin päivittämään uusia määräyksiä ja tavoitteita vastaavaksi lähinnä hydraulimoottoreita vaihtamalla. Työn edetessä, ja erityisesti laskentaosuudessa, kävi kuitenkin ilmi, että tarvittaisiin muitakin muutoksia kaikkien tavoitteiden täyttämiseksi. Tärkeimmiksi tavoitteiksi oli kuitenkin määritelty muutosten laatiminen vastaamaan määräyksiä, vetovoiman lisääminen, ja jarrustehon parantaminen siten, että päästään vaatimustenmukaisiin pysähtymismatkoihin. Näissä kaikissa tavoitteissa onnistuttiin.

Lännen Tractors Oy:ssä on aiemmin testattu ratapyörästäöllä varustettuja monitoimikoneita, ja niistä saatuja mittaustuloksia on pystytty hyödyntämään suunnittelutyössä ja komponenttien valinnassa. Mittauksia olisi hyvä tehdä erilaisissa käyttöolosuhteissa, jotta esimerkiksi vaadittava vetovoima saataisiin selvitettyä tarkasti. Lisäksi koneiden varustelutaso ja muut muuttuvat asiat vaikuttavat yksittäisten koneiden suoritusarvoihin, joten mittaustuloksia olisi hyvä saada eri tyyppisistä kokoonpanoista. Käytännössä tämä voi olla hankalaa, sillä yleensä koneet lähtevät asiakkaalle pian valmistumisen jälkeen, eikä ylimääräistä aikaa testaamiselle liiaksi ole. Kun sekä koneesta että vaadittavista käyttöolosuhteista olisi saatavilla ja vertailtavissa tarkat mittaustulokset, pystyttäisiin komponentteja optimoimaan tulevaisuudessa tarkemmin, vaadittuja ominaisuuksia korostaen.

Työn teoriaosuuden pohjana oli tutustuminen aiheesta kertoviin julkaisuihin laajasti. Työssä käytetyt lähteet ovat pääasiassa valmistajien tuottamaa tietoa tuotteistaan, sekä suomalaisten että ulkomaalaisten tekniikan tohtoreiden, lisensiaattien ja professoreiden kirjoja ja artikkeleja liittyen hydraulikkaan ja mekaniikkaan. Lähteitä on käytetty monissa hydraulikkaa käsittelevissä opinnäytetöissä ja diplomitöissä. Osa käytetyistä lähteistä on jopa 90-luvulta, mutta niissä esitetyt hydraulikan peruseräätteisiin liittyvät asiat eivät ole muuttuneet mihinkään. Eri lähteiden tapoja esittää sama asia pystyi vertailemaan hyvin, sillä eri lähteiden tiedon tieteellinen pohja oli kuitenkin sama.

Työssä esitetty laskenta ja vertailu on saatu aikaan useita eri vaihtoehtoja käyttämällä, niiden hyviä ja huonoja puolia vertailemalla, sekä pohtimalla eri tapojen vaikutusta saatuihin tuloksiin ja jatkotoimenpiteisiin. Laskentaa tukevat teoreettiset näkemykset koottiin useiden eri lähteiden avulla, jotta väärinymmärryksiltä ja mahdollisilta kehityseroilta vältyttäisiin. Käytettyjä lähteitä sekä yrityksen työntekijöiltä saatuja tietoja on käsitelty ennakkoluulottomasti sekä ilman halua johdella tiettyyn lopputulokseen. Työtä on viety eteenpäin ottaen huomioon eri vaihtoehtoja, sekä noudatettu kaikessa tekemisessä työn vaatimaa tarkkuutta ja osaamista. Laskennassa on otettu huomioon koneen ja hydraulijärjestelmän hydrauliset ja mekaaniset ominaisuudet, joten todellisessa ajotilanteessa esimerkiksi ilmanvastus ja vierintävastus voivat osaltaan vaikuttaa saatuihin tuloksiin.

Työn tekeminen onnistui kokonaisuutena hyvin. Vaikeuksia oli lähinnä löytää kaikki tarpeellinen tieto, jotta kaikki laskennassa oleelliset asiat osattiin ottaa huomioon. Aiempi kokemus hydraulikasta, rautatiekalustosta sekä etenkin työkoneista oli eduksi sekä teoriassa että kehitysvaihtoehtoja pohtiessa. Työssä saavutettiin asetetut tavoitteet, ja yhteistyö kohdeyrityksen kanssa sujui hyvin välimatkasta huolimatta. Työtä tehdessä oppi tutkimaan aihealueeseen liittyviä suureita, lainalaisuuksia sekä muita aihealuetta koskevia suunnitteluratkaisuja ja julkaisuja. Lisäksi näiden asioiden, sekä omien mietteiden ja laskelmien kirjoittaminen selkeään muotoon kehittyi työn edetessä.

Saatujen tulosten perusteella kohdeyritys pystyy valitsemaan komponentteja uuteen ratapyörästöön, tai vaihtoehtoisesti käyttämään saatuja tuloksia ja laskentaa apuna eri vaihtoehtojen vertailemiseen. Lukija puolestaan saa työstä käsityksen ajovoimansiirtoon liittyvistä suureista ja tarvittavasta laskennasta, jonka avulla pystytään tarvittaessa selvittämään minkä tahansa ajovoimansiirtojärjestelmän tarvittavat ominaisuudet. Työssä käytettyjä kaavoja ja laskentaosuutta tarkastelemalla pystytään myös tunnistamaan kehityskeinot jo olemassa olevan järjestelmän kehittämiseksi haluttuun suuntaan.

LÄHTEET

Danfoss. 2020. Series 45 Axial Piston Open Circuit Pumps. Datasheet. Julkaistu 7/2014. Päivitetty 7/2020. Luettu 27.10.2020 <https://assets.danfoss.com/documents/DOC346071280086/DOC346071280086.pdf>

Fonselius, J. 1993. Hydrauliiikka. 7. painos. Helsinki: Painatuskeskus Oy

Fonselius, J. 1997. Hydrauliiikka 2. 2. painos. Helsinki: Oy Edita Ab

Hauser, B. 1996. Practical Hydraulics Handbook. 2. painos. Florida: CRC Press LLC

Kauranne, H., Kajaste, J. & Vilenius, M. 2013. Hydraulitekniiikka. 2. painos. Helsinki: Sanoma Pro Oy

Louhos, P. & Louhos, J-P. 1992. Ajoneuvo- ja työkonehydrauliikat. 3. painos. Karjala-Dealers Ky.

Linsingen, I. & De Negri, V. 2012. Fundamentals of Hydraulic Systems and Components. Teoksessa Totten, G. & De Negri, V. Handbook of Hydraulics Fluid Technology. Boca Raton: Taylor & Francis Group, LLC. 2– 52. [Handbook of Hydraulics Fluid Technology](#)

Lännen Rail Systems. Lännen.com. Luettu 22.10.2020. <https://www.lannen.com>

NRSA. Nordisk referensgrupp för spårburna arbetsmaskiner. 2020. Manual för säkerhetsbesiktning av spårgående fordon. NRSA 2622, versio 2020-10. Julkaistu 30.10.2020. Luettu 3.11.2020.

Poclain. 2017. MS05 – MSE05 Hydraulic Motors. Datasheet. Julkaistu 25.4.2017. Luettu 23.10.2020. <https://www.poclain-hydraulics.com/upload/resources/media/pdf/801478188B.pdf>

Poclain. 2019. MS08 – MSE08 Hydraulic Motors. Datasheet. Julkaistu 11.12.2019. Luettu 26.10.2020. <https://www.poclain-hydraulics.com/upload/ressources/media/pdf/801478189C.pdf>

Quan, L., Gao, H., Guo, C. & Che, S. 2020. Assessment of the Dynamics Flow Field of Port Plate Pair of an Axial Piston Pump. Artikkel. MDPI. Processes, Volume 8, 1/2020. Julkaistu 8.1.2020. Luettu 28.10.2020. <https://www.mdpi.com/2227-9717/8/1/86>

Singh, B. 2020. Automotive Brake Market Is Booming Worldwide. Artikkel. Julkaistu 3.9.2020. Luettu 6.11.2020. <https://primefeed.in/news/3749594/automotive-brake-market-is-booming-worldwide-zf-aisin-akebono-brake-industry/>

Tekniikan kaavasto. 2016. Tammertekniikka. 16. painos. Porvoo: Bookwell Oy.

Väylävirasto. 2020. Väyläviraston ohjeita 7/2020 – Ratatyökoneet. Luettu 22.10.2020. https://julkaisut.vayla.fi/pdf11/vo_2020-07_ratatyokoneet_web.pdf

LIITTEET

Liite 1. Hydraulimoottorien laskenta

1(4)

| Hydraulipumppu 8600M 245 Bar: | |
|--------------------------------------|----------------------------|
| Kierrostilavuus: | 147 cm ³ /r |
| Pyörimisnopeus: | 2100 rpm |
| Volymetrinen hyötysuhde: | 0,96 |
| Kokonaishyötysuhde: | 0,89 |
| Järjestelmäpaine: | 245 bar |
| | 24500000 Pa |
| Teoreettinen tilavuusvirta qv: | 0,004939 m ³ /s |
| | 296 l/min |
| Pumpun käyttöteho P _{tod} : | 135966,7 W |
| | 136 kW |
| Dieselmoottorin antoteho: | 108000 W |
| | 108 kW |
| Pumpun tilavuusvirta: | 0,003923 m ³ /s |
| | 235 l/min |

| Tarvittava tilavuusvirta 30 km/h MS08 500 mm | |
|---|----------------------------|
| Moottorien lukumäärä: | 4 |
| Hydraulimoottorin tilavuus: | 234 cm ³ /r |
| | 0,000234 m ³ /r |
| Moottorin vol. Hyötysuhde: | 0,94 |
| Kiskopyörän säde: | 0,25 m |
| Huippunopeus: | 30 km/h |
| | 8,3333 m/s |
| Hyd.moottorin pyörintänopeus: | 5,3052 r/s |
| | 318 rpm |
| Tarvittava tilavuusvirta: | 0,00528 m ³ /s |
| | 317 l/min |
| Tarvittava pumpun kierrostilavuus: | 0,000157 m ³ /r |
| | 157 cm ³ /r |
| Dieselmoottorin huipputeho: | 108 kW |
| | 108000 W |
| Hydraulipumpun kok. hyötysuhde: | 0,89 |
| Huipputeholla saatava paine: | 18195621 Pa |
| | 181,96 Bar |

| Saatava paine teor.max. Tilavuusvirralla 8600M | |
|---|----------------------------|
| Dieselmoottorin teho: | 108000 W |
| Hydraulipumpun kok. hyötysuhde: | 0,89 |
| Teoreettinen maksimi tilavuusvirta: | 0,004939 m ³ /s |
| | 296 l/min |
| Saatava järjestelmäpaine: | 19460641 Pa |
| | 195 Bar |

2(4)

| Hydraulipumppu 8800M 245 Bar: | | |
|--------------------------------------|----------|-------------------|
| Kierrostilavuus: | 147 | cm ³ |
| Pyörimisnopeus: | 2100 | rpm |
| Volymetrinen hs | 0,96 | |
| Kokonais hs | 0,89 | |
| Järjestelmäpaine: | 245 | bar |
| | 24500000 | Pa |
| Teoreettinen tilavuusvirta qv: | 0,004939 | m ³ /s |
| | 296 | l/min |
| Pumpun käyttöteho P _{tod} : | 135966,7 | W |
| | 136 | kW |
| Dieselmoottorin antoteho: | 127 | kW |
| | 127000 | W |
| Pumpun tilavuusvirta: | 0,004613 | m ³ /s |
| | 277 | l/min |

| Saatava paine teor.max. Tilavuusvirralla 8800M | | |
|---|----------|-------------------|
| Dieselmoottorin teho: | 127000 | W |
| Hydraulipumpun kok. hyötysuhde: | 0,89 | |
| Teoreettinen maksimi tilavuusvirta: | 0,004939 | m ³ /s |
| | 296 | l/min |
| Saatava järjestelmäpaine: | 22884273 | Pa |
| | 228,84 | Bar |

3(4)

| 400MM PYÖRÄ, 245 BAR | 260cm³/r - 130cm³/r | MS05 |
|-------------------------------------|--|-------------|
| Järjestelmäpaine: | 245 Bar | |
| | 24500000 Pa | |
| Moottorin kierrostilavuus: | 260 cm ³ /r | |
| | 0,00026 m ³ /r | |
| Volymetrinen hyötysuhde: | 0,95 | |
| Mekaaninen hyötysuhde: | 0,96 | |
| Kokonaishyötysuhde: | 0,89 | |
| Moottorien lukumäärä: | 4 | |
| Neljän moottorin tuottama momentti: | 3609,188 Nm | |
| Kiskopyörän säde: | 0,2 m | |
| Vetovoima: | 18045,942 N | |
| | 18,0 kN | |
| Pienin tilavuus: | 130 cm ³ /r | |
| | 0,00013 m ³ /r | |
| Moottorin pyörintänopeus: | 7,17 r/s | |
| | 430 rpm | |
| Huippunopeus: | 9,01 m/s | |
| | 32,43 km/h | |
| Vetovoima huippunopeudella: | 9022,97 N | |
| | 9,0 kN | |

| 500MM PYÖRÄ, 245 BAR | 467cm³/r - 234cm³/r | MS08 |
|-------------------------------------|--|-------------|
| Järjestelmäpaine: | 245 Bar | |
| | 24500000 Pa | |
| Moottorin kierrostilavuus: | 467 cm ³ /r | |
| | 0,000467 m ³ /r | |
| Volymetrinen hyötysuhde: | 0,94 | |
| Mekaaninen hyötysuhde: | 0,96 | |
| Kokonaishyötysuhde: | 0,88 | |
| Moottorien lukumäärä: | 4 | |
| Neljän moottorin tuottama momentti: | 6409,819 Nm | |
| Kiskopyörän säde: | 0,25 m | |
| Vetovoima: | 25639,276 N | |
| | 25,6 kN | |
| Pienin tilavuus: | 234 cm ³ /r | |
| | 0,000234 m ³ /r | |
| Moottorin pyörintänopeus: | 3,94 r/s | |
| | 236 rpm | |
| Huippunopeus: | 6,19 m/s | |
| | 22,28 km/h | |
| Vetovoima huippunopeudella: | 12847,09 N | |
| | 12,8 kN | |

4(4)

| 500MM PYÖRÄ, 228 BAR | 467cm³/r - 234cm³/r | MS08 |
|-------------------------------------|--|--------------------|
| Järjestelmäpaine: | 228,84 | Bar |
| | 22884272,76 | Pa |
| Moottorin kierrostilavuus: | 467 | cm ³ /r |
| | 0,000467 | m ³ /r |
| Volymetrinen hyötysuhde: | 0,94 | |
| Mekaaninen hyötysuhde: | 0,96 | |
| Kokonaishyötysuhde: | 0,88 | |
| Moottorien lukumäärä: | 4 | |
| Neljän moottorin tuottama momentti: | 5987,104 | Nm |
| Kiskopyörän säde: | 0,25 | m |
| Vetovoima: | 23948,415 | N |
| | 23,9 | kN |
| Pienin tilavuus: | 234 | cm ³ /r |
| | 0,000234 | m ³ /r |
| Moottorin pyörintänopeus: | 4,96 | r/s |
| | 298 | rpm |
| Huippunopeus: | 7,79 | m/s |
| | 28,05 | km/h |
| Vetovoima huippunopeudella: | 11999,85 | N |
| | 12,0 | kN |

Black Bruin B140

| 500MM PYÖRÄ, 195 BAR | 630cm³/r - 315cm³/r | B140 |
|-------------------------------------|--|--------------------|
| Järjestelmäpaine: | 195 | Bar |
| | 19460641,4 | Pa |
| Moottorin kierrostilavuus: | 630 | cm ³ /r |
| | 0,00063 | m ³ /r |
| Volymetrinen hyötysuhde: | 0,94 | |
| Mekaaninen hyötysuhde: | 0,96 | |
| Kokonaishyötysuhde: | 0,88 | |
| Moottorien lukumäärä: | 4 | |
| Neljän moottorin tuottama momentti: | 6868,478 | Nm |
| Kiskopyörän säde: | 0,25 | m |
| Vetovoima: | 27473,911 | N |
| | 27,5 | kN |
| Pienin tilavuus: | 315 | cm ³ /r |
| | 0,000315 | m ³ /r |
| Moottorin pyörintänopeus: | 3,68 | r/s |
| | 221 | rpm |
| Huippunopeus: | 5,79 | m/s |
| | 20,84 | km/h |
| Vetovoima huippunopeudella: | 13736,96 | N |
| | 13,7 | kN |

Liite 2. Jarrujen laskenta

1(2)

| | 270 x 60 | 315 x 80 | |
|-----------------------------------|----------|----------|------------------|
| Jatkuva jarrutusmomentti: | 3600,0 | 7200,0 | Nm |
| Paine: | 74,0 | 71,0 | bar |
| Maksimi jarrutusmomentti: | 6000,0 | 12000,0 | Nm |
| Paine: | 120,0 | 120,0 | bar |
| Koneen jarrupaine: | 80,0 | 80,0 | bar |
| Todellinen jarrutusmomentti: | 4000,0 | 8000,0 | Nm |
| Kiskopyörän säde: | 0,25 | 0,25 | m |
| Jarrutusvoima kiskossa per pyörä: | 1000,0 | 2000,0 | N |
| Yhteensä 4 kpl: | 4000,0 | 8000,0 | N |
| Koneen hidastuvuus: | 0,21 | 0,4258 | m/s ² |

| | | |
|----------------|---------|----|
| Koneen massa: | 18790 | kg |
| Etuakseli: | 8870 | kg |
| Taka-akseli: | 9920 | kg |
| Kitkakerroin: | 0,12 | |
| Saatava voima: | | |
| Etuakseli: | 5220,88 | N |
| Taka-akseli: | 5838,91 | N |

| Koneen nopeus [km/h] | Koneen nopeus [m/s] | Koneen liike-energia [J] | Pysähtymismatka [m] 120 bar | Pysähtymismatka [m] 80 bar |
|----------------------|---------------------|--------------------------|-----------------------------|----------------------------|
| 0 | 0,00 | 0 | 0,0 | 0,0 |
| 1 | 0,28 | 725 | 0,1 | 0,1 |
| 2 | 0,56 | 2900 | 0,2 | 0,4 |
| 3 | 0,83 | 6524 | 0,5 | 0,8 |
| 4 | 1,11 | 11599 | 1,0 | 1,4 |
| 5 | 1,39 | 18123 | 1,5 | 2,3 |
| 6 | 1,67 | 26097 | 2,2 | 3,3 |
| 7 | 1,94 | 35521 | 3,0 | 4,4 |
| 8 | 2,22 | 46395 | 3,9 | 5,8 |
| 9 | 2,50 | 58719 | 4,9 | 7,3 |
| 10 | 2,78 | 72492 | 6,0 | 9,1 |
| 11 | 3,06 | 87716 | 7,3 | 11,0 |
| 12 | 3,33 | 104389 | 8,7 | 13,0 |
| 13 | 3,61 | 122512 | 10,2 | 15,3 |
| 14 | 3,89 | 142085 | 11,8 | 17,8 |
| 15 | 4,17 | 163108 | 13,6 | 20,4 |
| 16 | 4,44 | 185580 | 15,5 | 23,2 |
| 17 | 4,72 | 209503 | 17,5 | 26,2 |
| 18 | 5,00 | 234875 | 19,6 | 29,4 |
| 19 | 5,28 | 261697 | 21,8 | 32,7 |
| 20 | 5,56 | 289969 | 24,2 | 36,2 |
| 21 | 5,83 | 319691 | 26,6 | 40,0 |
| 22 | 6,11 | 350863 | 29,2 | 43,9 |
| 23 | 6,39 | 383484 | 32,0 | 47,9 |
| 24 | 6,67 | 417556 | 34,8 | 52,2 |
| 25 | 6,94 | 453077 | 37,8 | 56,6 |
| 26 | 7,22 | 490048 | 40,8 | 61,3 |
| 27 | 7,50 | 528469 | 44,0 | 66,1 |
| 28 | 7,78 | 568340 | 47,4 | 71,0 |
| 29 | 8,06 | 609660 | 50,8 | 76,2 |
| 30 | 8,33 | 652431 | 54,4 | 81,6 |

| Koneen massa [kg] | Koneen nopeus [km/h] | Koneen nopeus [m/s] | Koneen liike-energia [J] | Pysähtymismatka [m] |
|-------------------|----------------------|---------------------|--------------------------|---------------------|
| 12000 | 30 | 8,33 | 416667 | 34,7 |
| 12250 | 30 | 8,33 | 425347 | 35,4 |
| 12500 | 30 | 8,33 | 434028 | 36,2 |
| 12750 | 30 | 8,33 | 442708 | 36,9 |
| 13000 | 30 | 8,33 | 451389 | 37,6 |
| 13250 | 30 | 8,33 | 460069 | 38,3 |
| 13500 | 30 | 8,33 | 468750 | 39,1 |
| 13750 | 30 | 8,33 | 477431 | 39,8 |
| 14000 | 30 | 8,33 | 486111 | 40,5 |
| 14250 | 30 | 8,33 | 494792 | 41,2 |
| 14500 | 30 | 8,33 | 503472 | 42,0 |
| 14750 | 30 | 8,33 | 512153 | 42,7 |
| 15000 | 30 | 8,33 | 520833 | 43,4 |
| 15250 | 30 | 8,33 | 529514 | 44,1 |
| 15500 | 30 | 8,33 | 538194 | 44,8 |
| 15750 | 30 | 8,33 | 546875 | 45,6 |
| 16000 | 30 | 8,33 | 555556 | 46,3 |
| 16250 | 30 | 8,33 | 564236 | 47,0 |
| 16500 | 30 | 8,33 | 572917 | 47,7 |
| 16750 | 30 | 8,33 | 581597 | 48,5 |
| 17000 | 30 | 8,33 | 590278 | 49,2 |
| 17250 | 30 | 8,33 | 598958 | 49,9 |
| 17500 | 30 | 8,33 | 607639 | 50,6 |
| 17750 | 30 | 8,33 | 616319 | 51,4 |
| 18000 | 30 | 8,33 | 625000 | 52,1 |
| 18250 | 30 | 8,33 | 633681 | 52,8 |
| 18500 | 30 | 8,33 | 642361 | 53,5 |
| 18750 | 30 | 8,33 | 651042 | 54,3 |
| 19000 | 30 | 8,33 | 659722 | 55,0 |
| 19250 | 30 | 8,33 | 668403 | 55,7 |
| 19500 | 30 | 8,33 | 677083 | 56,4 |