

Traktorikäyttöisen klapikoneen ylennysvaihde

Petri Rätty

Opinnäytetyö

Koulutusala Tekniikan ja liikenteen ala	
Koulutusohjelma Kone- ja tuotantotekniikan koulutusohjelma	
Työn tekijä(t) Petri Rätty	
Työn nimi Traktorikäyttöisen klapi-koneen ylennysvaihde	
Päiväys 24.4.2012	Sivumäärä/Liitteet 42/1
Ohjaaja(t) yliopettaja Risto Rönkä	
Toimeksiantaja/Yhteistyökumppani(t)	
Tiivistelmä <p>Tämän opinnäytetyön tavoitteena oli suunnitella ja mallintaa ylennysvaihde traktorikäyttöiselle klapi-koneelle. Ylennysvaihteen ansiosta klapi-konetta voidaan pyörittää pienemmillä moottorin kierroksilla, sillä vanhat traktorit vaativat melko suuret kierrokset voimanulosoton pyöriessä nopeudella 540 r/min.</p> <p>Työ aloitettiin määrittämällä tarvittava välityssuhde, minkä jälkeen perehdyttiin alan kirjallisuuteen ja vertailtiin eri rakenteita vaihteen toteuttamiseksi. Vaihtoehtoisina rakenteina olivat hammaspyörä-, ketju- sekä kiilahihnavälitys. Vertailussa päädyttiin kiilahihnavälitykseen, minkä jälkeen aloitettiin rakenteen suunnittelu sekä mallintaminen Solidworks 3D- mallinnusohjelmalla. Vaihteen suunnittelussa pyrittiin mahdollisimman yksinkertaiseen ja helposti huollettavissa olevaan rakenteeseen sekä valmiskomponenttien hyödyntämiseen niin paljon kuin mahdollista.</p> <p>Työn tuloksina saatiin 3D-malli ja piirustukset vaihteesta sekä sen osista, joiden avulla vaihde on mahdollista valmistaa käytännössä. Tarvittavista materiaaleista ja komponenteista laskettiin hinnat, joiden perusteella saatiin suuntaa antava arvio vaihteen rakentamisesta koituvista kustannuksista tarvittavien materiaalien ja komponenttien suhteen.</p>	
Avainsanat ylennysvaihde, välitys, kiilahihna	
Julkinen	

Field of Study Technology, Communication and Transport			
Degree Programme Degree Programme in Mechanical Engineering			
Author(s) Petri Rätty			
Title of Thesis Step Up Gear For a Log Splitter Powered by Tractor			
Date	April 24, 2012	Pages/Appendices	42/1
Supervisor(s) Mr Risto Rönkä, Senior Lecturer			
Client Organisation/Partners			
<p>Abstract</p> <p>The aim of this final project was to design and model a step-up gear for a log splitter powered by a tractor. Thanks to the step-up gear, log splitter can be rotated at a lower engine speed, as the old tractors require fairly high rotations when the power take-off is rotating at a speed of 540 r / min.</p> <p>The work was begun by determining the required gear ratio, then studied in literature and different structures were compared in order to design the gear. Alternative structures were a sprocket, a chain and a belt gear. The comparison resulted in the belt gear and then designing the structure and modelling it by SolidWorks 3D modeling software was started. The design aimed at a structure that would be as simple and easy to maintain as possible as well as to profiting readymade components.</p> <p>As a result there was a 3D model and drawings of the gear as well as its parts with which it is possible to manufacture the gear. The prices for the required materials and components were calculated and the construction costs for the gear were estimated.</p>			
Keywords step up gear, gear ratio, V-belt			
public			

ALKUSANAT

Aluksi haluan kiittää kaikkia tahoja, jotka ovat olleet tukemassa tämän opinnäytetyön edistymistä ja valmistumista. Erityiskiitokset työn ohjaajana toimineelle yliopettaja Risto Röngälle.

24.4.2012

Petri Rätty

SISÄLTÖ

1	JOHDANTO	8
2	LÄHTÖKOHDAT	9
2.1	Taustatietoa	9
2.2	Työn lähtötilanne	10
2.3	Ylennysvaihteen markkinatilanne.....	11
2.4	Korvaavat vaihtoehdot.....	12
2.4.1	Eri voimanottonopeudet	12
2.4.2	Traktorin valinta työn voimantarpeen perusteella	13
2.4.3	Uudet klapikoneet.....	13
3	TYÖN TOTEUTUS	14
3.1	Vaihteen rakennevaihtoehtojen vertailu	14
3.2	Halutun välityssuhteen määrittäminen	14
3.3	Hammaspyörävälitys yleisesti	16
3.3.1	Hammaspyörävälityksen soveltaminen suunniteltavaan vaihteeseen...	17
3.3.2	Hammaspyörävälityksen edut ja haitat	19
3.4	Ketjuvälitys yleisesti	20
3.4.1	Ketjuvälityksen soveltaminen suunniteltavaan vaihteeseen	21
3.4.2	Ketjuvälityksen edut ja haitat.....	22
3.5	Hihnavälitys yleisesti	23
3.5.1	Hihnavälityksen soveltaminen suunniteltavaan vaihteeseen	24
3.5.2	Hihnavälityksen edut ja haitat.....	34
4	VAIHTEEN RAKENNE	35
4.1	Suojakoppa	35
4.2	Vaihteen runko	35
4.3	Akselit.....	37
4.4	Laakerointi	38
4.5	Vaihteen kiinnitys klapikoneeseen.....	39
5	TYÖN TULOKSET.....	40
6	YHTEENVETO.....	41
	LÄHTEET	42

LIITTEET

Liite 1 3D- malli ylennysvaihteen rakenteesta

1 JOHDANTO

Työn tavoitteena on ideoida ja mallintaa kotitarvekäyttöön mahdollisimman edullisesti ja yksinkertaisesti toteutettavissa oleva ylennysvaihte traktorikäyttöisen klapikoneen pyörittämiseen. Ylennysvaihteen avulla traktorin ulosoton kierroksia saadaan nostettua, jonka ansiosta klapikonetta voidaan käyttää pienemmillä traktorin kierroksilla, sillä vanhoissa traktoreissa voimanulosotolle määritetyn nopeuden, 540 r/min, saavuttamiseksi moottorissa tarvitaan suhteellisen korkeat kierrokset. Ulosottonopeuden vaatimat moottorinkierrokset on mitoitettu siten, että ulosotosta saadaan mahdollisimman hyvä teho, kun pyöritetään raskaita työkoneita.

Uudemmissa traktoreissa ulosoton käyttämiseen on eri nopeuksia, joista voidaan valita haluttu nopeus työkoneen vaatiman voimantarpeen perusteella. Kaikissa, varsinkin vanhoissa traktoreissa vaihtoehtoja eri nopeuksien käyttöön ei ole, vaan voimanottoon on vain yksi välitys, jonka avulla kaikkia työkoneita käytetään.

Esimerkiksi klapikonetta pyöritettäessä tehon tarve ei ole kovin suuri, joten pienemmätkin moottorin kierrokset riittävät ulosoton pyörittämiseen.

Tästä syystä suunniteltava ylennysvaihte on tarpeellinen vanhoja traktoreita varten.

Vaihteesta on tarkoitus suunnitella sellainen, että se kiinnitetään traktorin ja klapikoneen väliin, esimerkiksi klapikoneen kolmipistekiinnityksen yhteyteen. Kiinnitystapa tulee suunnitella siten, että kiinnitys ja irrotus käyvät nopeasti ja vaivattomasti. Kiinnityksen on kuitenkin oltava riittävän jäämäkää pitääkseen vaihte paikallaan nivelakselin linjan säilymiseksi oikeana, muutoin seurauksena voi olla nivelakselin vaurioituminen. Rakenteesta tulee suunnitella mahdollisimman yksinkertainen sekä huollon tarpeen että valmistuskustannusten näkökulmasta. Valmistuskustannusten kurissa pitämiseksi rakenteessa tulee kyetä hyödyntämään standardoituja valmisosia mahdollisimman paljon, sillä jokainen mittatilaustyönä valmistettava erikoisosa nostaa vaihteen hintaa tarpeettomasti.

Myös laitteen fyysiset mitat tulee minimoida mahdollisuuksien mukaan, sillä tilaa klapikoneen ja traktorin välissä ei ole paljon ja vaihteen pieni fyysinen koko helpottaa myös laitteen käsittelyä sekä kiinnittämistä ja irrottamista.

2 LÄHTÖKOHDAT

2.1 Taustatietoa

Suomessa on runsaasti maatiloja, omakotitaloja ja kesämökkejä, jotka lämpiävät puupilkkeellä. Puupilkkeen käyttömäärän kasvettua sahalla katkomisen ja kirveellä pilkkomisen rinnalle on kehitetty koneellistettu menetelmä työn jouduttamiseksi ja työkuustannusten alentamiseksi. Koneella pilkonta alkaa olla välttämätöntä jos vuotuinen pilkkeen käyttömäärä on useita kymmeniä kuutioita tai jos pilkkeitä tehdään myyntitarkoituksessa. Pilkkeeksi soveltuvat kaikki kotimaiset puulajit, yleisimpiä lienevät koivu, joka on paras polttopuu tiheydensä ja räiskymättömyytensä ansiosta, sekä mänty- ja kuusipilkkeet. (Knuutila 2003, 53.)

Maatiloilla ja omakotitaloissa on käytössä kymmeniätuhansia pilkekoneita. Markkinoilla on lukuisia eri valmistajien erilaisilla katkaisu- ja halkaisulaitteilla toteutettuja koneita. Käyttövoimana koneissa on yleensä maataloustraktori, mutta markkinoilla on myös sähkö- ja polttomoottorilla varustettuja malleja. Markkinoilla on tarjolla monenlaisia malleja; yksinkertaisimmat koneet ovat pelkästään katkontasirkkeleitä tai halkaisulaitteita, mutta usein käytetään yhdistelmäkonetta, jossa on sekä puunkatkaisu että puunhalkaisutoiminnot. (Knuutila 2003, 54 – 55.)

Puunkatkaisu voi tapahtua joko pyörö- tai ketjusahalla tai giljotiiniperiaatteella. Siistimpi jälki saavutetaan käyttämällä katkaisussa sirkkeliterää tai ketjusahakatkaisua; myös koneen vaatima tehontarve on pienempi näillä katkaisumenetelmillä kuin giljotiiniperiaatteella katkaisevissa koneissa. Puu voidaan halkaista joko pyöröterän akseliin kiinnitetyn kartioruuvien avulla tai hydraulisyylinterin liikkeellä. Usein katkaisu ja halkaisutoimintojen lisäksi koneessa on kuljetin, jolla valmiit pilkkeet voidaan siirtää esimerkiksi perävaunun lavalle tai suoraan varastoon. (Knuutila 2003,55; Bioenergia 2008.)

Yleensä puu katkaisun yhteydessä putoaa kouruun ja laukaisee pudotessaan hydraulisyylinterin vivun välityksellä liikkeeseen, jolloin sylinteri halkaisee puun ja työntää sen samalla kuljettimelle, jota pitkin valmis pilke siirtyy haluttuun paikkaan. Tässä työssä ylennysvaihe suunnitellaan Palax Combi 600-klapikoneeseen, joka on varustettu pyöröterä- eli sirkkelikatkaisulla, hydraulisella halkaisusyylinterillä sekä kuljettimella. Koneen vaatima tehontarve on noin 10kW.

Palax 600 combin tekniset tiedot: (Terästäkomo, palax 600 combi käyttäjän käsikirja, 28.)

-
- Katkaisuterä \varnothing 700mm
 - Pyörimisnopeus 1500 r/min nivelakselin pyöriessä 540 r/min
 - Halkaistavan puun suurin \varnothing 28 cm
 - Halkaistavan puun suurin pituus 60 cm
 - Hydraulisylinlerin männän \varnothing 50 mm
 - Sylinterin työntövoima 180 bar paineella 3500 kp
 - Öljypumpun tuotto 30 l/min nivelakselin pyöriessä 540 r/min
 - Öljysäiliön tilavuus 28 l
-

2.2 Työn lähtötilanne

Useat traktorien työkoneista on tarkoitettu sellaiseen työhön, johon ei riitä pelkästään, että niitä vedetään traktorin perässä, vaan niihin on tuotava ulkopuolista käyttövoimaa niille asetetun työnkuvan täyttämiseksi. Esimerkiksi niittokoneen terät on saatava liikkumaan tai pyörimään heinän niittämiseksi, samoin lumilinkoa käytettäessä linkon sisällä olevan syöttöruuvien on pyörittävä, että linko heittää lumet sisältään pois. Näiden toimintojen suorittamiseksi tarvittava käyttövoima välitetään työkoneeseen traktorin voimanottoakselin kautta nivelakselin välityksellä.

Vanhojen traktorien tavallisin työkoneiden pyörittämiseen käytettävä voimanottoakselin kierrosnopeus on 540 r/min. Tämä voimanottoakselin kierrosnopeus saavutetaan traktorimerkeittäin eri moottorinkierrosluvuilla. Usein nimelliskoosteus 540 r/min on mitoitettu siten, että se saavutetaan 75 - 90 %:n nopeudella moottorin suurimman tehon kierrosluvusta. (Niskanen & Tiainen 1982, 77.)

Tässä työssä ylennysvaihteen suunnittelussa käytetään Massey Ferguson 165 - traktorimallin arvoja. Kyseinen traktori saavuttaa voimanottoakselin nimelliskoosteuden 540 r/min moottorin kierrosluvun ollessa 1 685 r/min. Tässä opinnäytetyössä suunniteltava ylennysvaihte on siis tarkoitettu traktoriin, jossa voimanulosotolle on ainoastaan nopeus 540 r/min.

Idea ylennysvaihteen suunnitteluun lähti siitä, että klapikonetta käytettäessä tehontarve ei ole kovin suuri verrattuna esimerkiksi silppurin tai muun vastaavan raskaan laitteen pyörykseen. Silti traktoria on pyöritettävä suhteellisen kovilla kierroksilla (1 685 r/min), että klapikoneen pyöröterän akseli pyörii tarvittavalla nopeudella pyörittäen pyöröterää (1 500 r/min nivelakselin pyöriessä 540 r/min) puun katkaisemiseksi. Myös klapikoneen pyöröterää pyörittävän akselin päähän sijoitetun hydraulipumpun on pyörittävä riittävän nopeasti, jotta puu saadaan halkaistua hydraulisylinlerin avulla. Kun käytettävän työkonteen tehontarve on vähäinen ja se on saavutettavissa pienemmillä moottorin kierroksilla, suurten kierrosten käyttäminen aiheuttaa turhaa polttoaineen ja traktorin osien kulumista sekä kovaa melua työympäristössä.

Massey Ferguson 165:n tekniset tiedot: (Konedata.)

- Sylinteriluku	4
- Iskutilavuus cm ³	3330
- Nimellisteho hv/rpm (DIN)	58/2000
- Nimellisteho hv/rpm (SAE)	62/2200
- Vääntö Nm/rpm (DIN)	229/1300
- Voimanulosotto	540/ajo

2.3 Ylennysvaihteen markkinatilanne

Eräs konepaja valmistaa hammaspyörärakenteisia vaihteita tilauksesta eri käyttötarkoituksiin, mutta tarvike- ja varaosaliikkeiden kuvastoissa ei ole saatavissa klapikoneelle ylennysvaihteita, joilla saataisiin muunnettua moottorin kierrosluvun ja ulosottoakselin kierrosluvun suhdetta. Osasyyn tähän lienee, että Suomessa käytössä oleva traktorikanta on jo sen verran uudistunut, että laitteelle ei olisi suurta kysyntää.

2.4 Korvaavat vaihtoehdot

Pienen tehontarpeen vaativien laitteiden, kuten klapikoneen käyttöön mahdollisimman pienillä moottorin kierroksilla on useita eri vaihtoehtoja. Seuraavissa kappaleissa esitetty muutamia.

2.4.1 Eri voimanottonopeudet

Tässä työssä vaihde suunnitellaan 60- luvun traktorille, jolloin käytössä oli useimmiten vain 540 r/min -kierrosluvun ulosotto. Tätä nopeutta käytetään yleensä kaikissa alle 80 kW tehoisissa traktoreissa. Nimellinopeus 540 r/min on yleensä mitoitettu saavutettavaksi 70 - 90 %:n nopeudella moottorin maksimitehon kierrosluvusta. Vuosien kuluessa ja traktorien kehittyessä varsinkin suurempi tehoisiin traktoreihin alkoi ilmestyä standardoidun 540 r/min -nimellinopeuden lisäksi myös 1 000 r/min - kierrosluvun ulosotto. Tämä 1 000 r/min -nimellinopeus saavutetaan yleensä 85 – 98 %:n nopeudella moottorin maksimitehon kierrosluvusta eli hyvin lähellä maksimitehoa. (Niskanen & Tiainen 1982, 77.)

Nimellinopeuden 1 000 r/min käyttöönottoon lienee suurin syy ollut traktorin tehojen kasvaminen, sillä voimanottoakselin kautta siirrettävän tehon kasvaessa yli 70 kW:n nopeudella 540 r/min alkaa voimanottoakselin sekä nivelakselin lujuus olla vaarassa. Vaurioiden välttämiseksi nopeuden 1 000 r/min voimanottoakseli onkin uritettu 21 matalaprofiilisella uralla, kun 540 r/min -akselissa on 6 uraa. Molempien akselien läpimitta on sama 35 mm. (Niskanen & Tiainen 1982, 77.)

Ajan myötä erilaisten työkoneitten kirjon ja traktorien tehojen kasvettua on molempien edellä mainittujen nopeuksien käyttö tullut tarpeelliseksi. 50-80 kW:n tehoisissa traktoreissa ryhdyttiinkin käyttämään voimanottoa, jossa pystyttiin käyttämään kumpaa tahansa nopeutta. Esimerkiksi International-traktorin valmistaja alkoi käyttää niin sanottua kaksitappijärjestelmää, jossa traktorin takana oli kaksi yhtä aikaa pyörivää akselia, toinen 540 r/min kuusiurainen ja toinen 21-urainen 1 000 r/min akseli. (Niskanen & Tiainen 1982, 77.)

Toinen tapa, jota muun muassa Ford käytti, oli niin sanottu vaihtoakseli. Tässä ratkaisumallissa kummallekin nimellinopeudelle oli oma akselinsa, joista valittiin

haluttu nopeus kiinnittämällä haluttua nopeutta vastaava akseli traktorin perään, jolloin vastaava hammaspyöräpari kytkeytyi käyttöön. (Niskanen & Tiainen 1982, 77.)

Kolmas ratkaisumalli on toteutettu yhdellä voimanulosottoakselilla ja voimanottokoneiston sisään rakennetulla hammaspyörävälityksellä, josta voidaan valita joko nopeus 540 r/min tai 1 000 r/min. Tämä toteutus on vielä nykyäänkin käytössä. Tällaisella rakenteella toteutetuissa traktoreissa saadaan niin sanottu talousvoimanotto keveisiin töihin kytkemällä päälle 1 000 r/min -nopeus ja käyttämällä matalia moottorin kierroksia. (Niskanen & Tiainen 1982, 77.)

Tätä periaatetta käytetään nykyisissä traktoreissa, joihin on lisätty kevyitä töitä varten erillinen 540E tai 1000E –säästövoimanottonopeus. Saatavilla olevat nopeusvaihtoehdot riippuvat traktorimallista ja valmistajasta. Näillä säästövoimanottonopeuksilla ulosottoakselin nimellinopeus saavutetaan alemmilla moottorinkierroksilla kuin tavallista ulosottonopeutta käytettäessä, joten polttoaineen kulutuksessa saavutetaan säästöä sekä melu vähenee. Edellä mainitut edut on tarkoitus saavuttaa suunniteltavan ylennysvaihteen avulla.

2.4.2 Traktorin valinta työn voimantarpeen perusteella

Kuten aiemmin jo mainittiin, traktorin moottorin ottamat kierrokset voimanoton nopeudella 540 r/min vaihtelevat suuresti traktorimerkeittäin. Mikäli taloudesta löytyy useampi traktori, joiden tehot ovat keskenään eri luokkaa, on kevyeen työhön järkevämpää ja edullisempää valita työkonetta pyörittämään pienitehoisempi ja matalakäyntinen traktori kuin esimerkiksi yli 100 hv:n tehoinen traktori, joka saavuttaa ulosoton nimelliskierrosluvun esimerkiksi 2 000 moottorin käyntikierroksella.

2.4.3 Uudet klapikoneet

Uusissa klapikoneissa välitykset ovat jo itse klapikoneessa suunniteltu siten, että konetta voidaan käyttää matalammilla moottorin kierroksilla kuin vanhempia klapikoneita. Esimerkiksi Japa 700-klapikoneessa välitykset on mitoitettu siten, että ulosoton maksimikierrokset ovat 400 r/min (JAPA kotisivut), jolloin konetta käytettäessä Massey Ferguson 165 -traktorilla moottorin kierrosluvuksi saadaan noin 1 250 r/min, kun taas vanhemman Palax combi 600 -klapikoneen käytössä maksimikierrokset ovat ulosotossa 540 r/min, jolloin moottoriin vaaditaan kierroksia jo lähes 1 700 kierrosta minuutissa.

3 TYÖN TOTEUTUS

Ennen kuin työtä voidaan aloittaa ja suunnitella pidemmälle, on valittava vaihteen välitystyyppi. Välitystyyppin valinnan jälkeen voidaan aloittaa rakenteen suunnittelu sekä mallintaminen ja miettiä, mitä materiaaleja ja komponentteja vaihteessa tarvitaan.

3.1 Vaihteen rakennevaihtoehtojen vertailu

Tässä työssä suunniteltavan ylennysvaihteen käyttämiseen tarvitaan traktorista välitettyä tehoa. Näin ollen kyseessä on mekaaninen tehonsiirto. Kuten usein mekaanisen tehonsiirron tapauksessa myös tässä työssä suunniteltavassa ylennysvaihteessa on tarve pyörimisnopeuden muuttamiseen.(Ansaharju 2009,178.) Toisin sanoen käyttävän akselin, johon kytketään traktorin perästä tuleva nivelakseli, tulee pyöriä hitaammin suhteessa käytettävään akseliin, joka tässä tapauksessa on ylennysvaihteelta klapi-koneeseen yhdistettävä akseli.

Pyörimisnopeus voidaan muuntaa hammaspyörien, ketjujen tai hihnojen välityksellä. Jokaisella välitystyyppillä on kuitenkin omat ominaisuudet, edut ja haitat, joten ennen välitystyyppin lopullista valintaa on syytä vertailla eri välitystyyppijä sekä niiden soveltuvuutta, toimivuutta ja kustannuksia suunniteltavan vaihteen toteuttamiseksi. Jotta voidaan määrittää kunkin välitystyyppin soveltuvuutta ylennysvaihteen toteuttamiseksi, on ensin määritettävä vaihteeseen haluttava välityssuhde.

3.2 Halutun välityssuhteen määrittäminen

Kun haluttua välitystä ryhdytään määrittämään, tulee välitys toteuttaa siten että traktorin kierrosluku säilyy polttoaineen kulutuksen suhteen taloudellisella alueella. Kuten kuvioista 1 nähdään, perinteisen dieselmoottorin polttoainetalous on parhaimmillaan moottorin kierrosluvun ollessa välillä noin 1 300 – 1 850 r/min. Näin ollen välitystä suunniteltaessa ei ole syytä laskea moottorin kierrosluvun käyttöä alle 1 300 r/min. Vääntömomentin käyttäytymistä ajatellen ylennysvaihte aiheuttaa vääntömomentin pienenemistä. Vääntömomentin arvon säilyttämiseksi mahdollisimman hyvänä, ylennysvaihte kannattaa mitoittaa moottorin parhaan vääntömomentin kierrosluvulle, joka saavutetaan Massey Ferguson 165-mallissa 1 300 moottorin kierrosluvulla. Melun alenemista ajatellen kierrokset on syytä saada

laskettua mahdollisimman mataliksi, joten näin ollen saavutetaan kompromissi haluttujen vaatimusten toteuttamiseksi valitsemalla moottorin kierrosluvuksi 1 300 r/min.

Kun tiedetään että traktorin ulosoton nopeus 540 r/min saavutetaan moottorin kierrosluvulla 1 685 r/min, saadaan haluttu välitys laskettua laskemalla ensin ulosoton kierrosnopeus moottorin käyntinopeudella 1 300 r/min joka saadaan verrannon avulla kaavasta

$$\frac{1685}{1300} = \frac{540}{x} \quad (1)$$

ratkaisemalla $x = \frac{1300 \times 540}{1685}$ ylläolevasta yhtälöstä saadaan x:n arvoksi 416,6 \approx 417 r/min.

Toisin sanoen moottorin kierrosluvun ollessa 1 300 r/min, ulosotto pyörii nopeudella 417 r/min.

Nyt tarvittava välityssuhde saadaan laskettua edellä saadun arvon perusteella. Välityksen laskeminen riippuu hieman toteutettavasta välitystypistä. Hammaspyörävälityksessä välityssuhde lasketaan kaavasta

$$i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{z_2}{z_1} \quad (2)$$

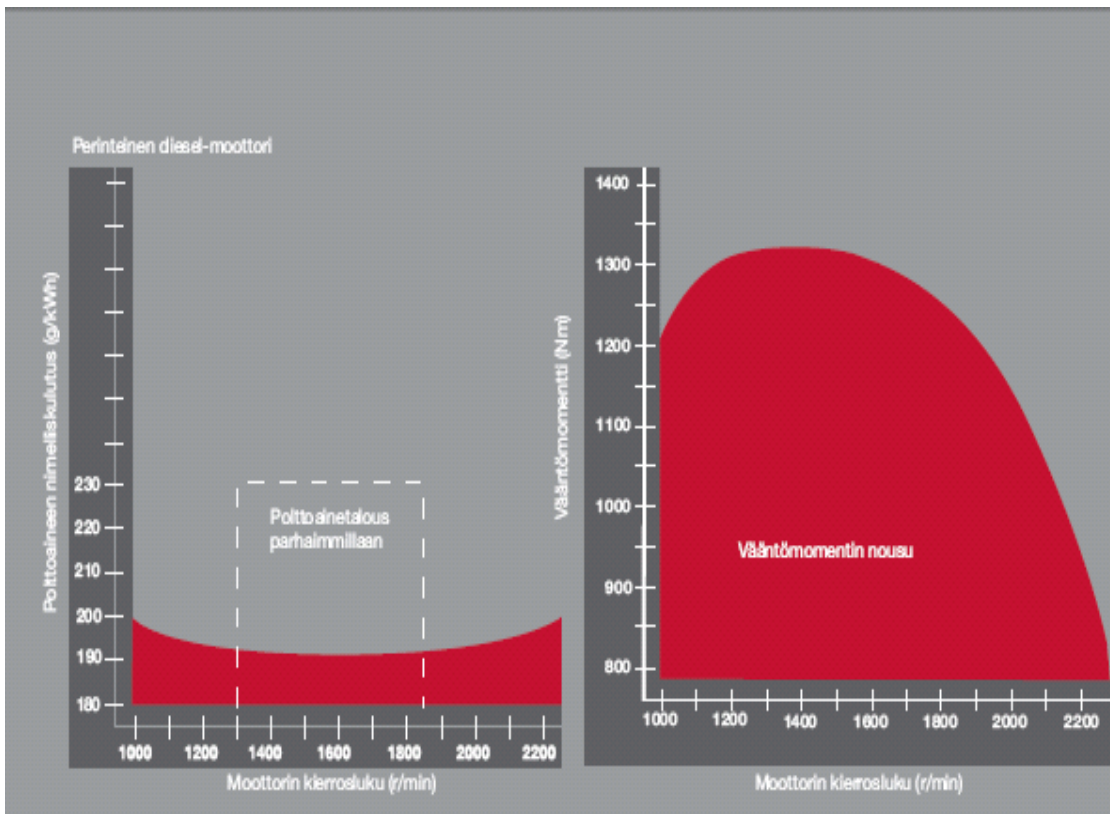
jossa z_1 on käytävän hammaspyörän hammasluku, z_2 on käytettävän hammaspyörän hammasluku, n_1 on käytävän akselin (traktorilta tulevan nivelakselin) nopeus, joka on 417 r/min ja n_2 on käytettävän akselin (vaihteelta klapi-koneelle lähtevän akselin) nopeus, jonka tulee siis olla 540 r/min. Sijoittamalla arvot kaavaan, saadaan välityssuhteeksi $i = \frac{417}{540}$ noin 0,77.

Ketjuvälityksen välityssuhde lasketaan samalla kaavalla 2, kuten hammaspyöräkäytössäkin, joten välityssuhteen arvoksi saadaan sama 0,77.

Hihnakäytössä kiilahihnakäytön välityssuhde saadaan Rubber Gates Company kiilahihnakäytön suunnitteluoppaan ohjeen mukaisesti jakamalla nopeamman akselin pyörimisnopeus hitaamman akselin pyörimisnopeudella. Tässä tapauksessa nopeammin pyörivä akseli on käytettävä akseli n_2 ja hitaammin pyörivä akseli käytettävä akseli n_1 , joten kaavaan

$$i = \frac{n_2}{n_1} \quad (3)$$

sijoittamalla akseleita vastaavat kierrosnopeudet saadaan välityssuhteeksi $i = \frac{540}{417}$ noin 1,29.



KUVIO 1. Perinteisen dieselmoottorin polttoainetalous ja vääntömomentin käyttäytyminen kierrosluvun suhteen (Konekesko LTD)

3.3 Hammaspyörävälitys yleisesti

Hammaspyörävoimansiirrossa vaihde koostuu yleensä kaksiosaisen valetun valurautaisen vaihdekotelon sisään sijoitetuista akseleille kiinnitetyistä hammaspyöristä, joista tyypillisimmät tyypit ovat lieriö-, kartiohammaspyörä- ja kierukkakäytöt. Jakotaso voi olla pysty- tai vaakajakotasoinen. Pystyjakotasoinen kotelon etuna voidaan mainita hyvät valu- ja koneistusominaisuudet. Vaakajakotasoinen hyötynä sen sijaan on huollon helppous; kun yläosa poistetaan,

on alaosaan laakeroituja akseleita helppo käsitellä. (Ansaharju 2009, 217; Airila ym. 1997, 532.)

Vaihekotelon on rakennettu tiiviiksi siten, että se toimii myös öljysäiliönä ja jäädyttää öljyn. Hammasvaihteen toiminnan varmistamiseksi on tärkeää, että voitelu toimii oikein. Voitelun tehtävänä on vähentää kulumista, pienentää kitkaa, voidella laakerit ja tiivistimet sekä muodostaa öljykalvo hammaskylkien väliin. Voitelutapa riippuu lähinnä hammaspyörän kehänopeudesta. Kehänopeuden ollessa alle 4 m/s sopiva voitelutapa on kylpyvoitelu. Kylpyvoitelussa öljyn pinnantasokotelossa on niin korkea, että hammaspyörät ovat syvällä öljyssä. Roiskevoitelua käytetään, kun kehänopeus on alle 14 m/s. Roiskevoitelussa öljypinnan taso on asetettu koskettamaan hammaspyörään, joka pyörähtäessään heittää öljyn kotelon seinämiin, joita pitkin öljy ohjautuu muun muassa laakereille. Muissa tapauksissa käytetään painevoitelua. Painevoitelumenetelmä koostuu painevoiteluyksiköstä, johon kuuluu öljypumppu, suodatin, öljyn jäädytintai lämmitin sekä säätö- ja mittauslaitteet. (Airila ym. 1997, 534.)

Hammaspyörät valmistetaan yleensä jyrsimällä, mutta isojen hammaspyörien valmistaminen lastuavalla menetelmällä tuottaa paljon materiaalihukkaa, jolloin hammaspyörän aihio kannattaa takoa tai valaa. Pienimpien hammaspyörien valmistusmateriaaleina käytetään pienen kitkan takia muovia ja pronssia. Vaativassa käytössä hampaan juureen kohdistuu voimakas taivutusjäännitys, joten raaka-aineen on oltava riittävän lujaa. Toisaalta hampaat hankaavat koko ajan toisiaan vasten, joten hampaan pinnan tulee myös kestä kulutusta ja olla pienikitkaista. Näiden vaatimusten täyttämiseksi valmistusmateriaaleina käytetään valurautaa, valuterästä tai pinnalta karkaistavaa hiiletys- tai nuorrutusterästä. (Ansaharju 2009, 179.)

3.3.1 Hammaspyörävälityksen soveltaminen suunniteltavaan vaihteeseen

Toteutettaessa suunniteltavan vaihteen rakenne hammaspyörävälitystä hyödyntäen, käytettävät hammaspyörätyypit ovat suorahampaisia lieriöhammaspyöriä. Näin ollen pidättyäytään lieriöhammaspyörien ja niiden kustannusten tarkastelussa.

Hammaspyörävälitystä käyttämällä vaihde saadaan rakennettua pienempään tilaan kuin ketju- tai hihnavälityksellä. Kompakti rakenne on toki eduksi tämän työn vaihdetta suunniteltaessa, mutta huomiota on kiinnitettävä myös esimerkiksi

valmistuksen helppouteen, mahdollisimman yksinkertaiseen konstruktion ja valmistuskustannuksiin. Vaikka vaihteiston kotelot valmistetaan yleensä valamalla, erikoistapauksissa käytetään myös hitsattuja kotelorakenteita. (Airila ym. 1997, 532.)

Kuten edellä laskettiin, hammaspyöräkäytön välityssuhteeksi saatiin 0,77. Tätä tietoa hyväksi käyttäen voidaan laskea tarvittavien hammaspyörien hammasluvut ja tutkia tarvittavien hammaspyörien hintoja ja tämän perusteella tehdä alustavia päätelmiä, onko hammaspyörärakenne järkevä valinta välityksen toteuttamiseksi. Taulukosta 1 saadaan hammasluvun suunnittelulle sääntö, jonka mukaan ulkopuolisen hammaspyöräparin $z_1 + z_2 \geq 24$ sekä hidaskäyntiselle vaihteelle $z_{1min} = 10$. Näitä sääntöjä sekä välityssuhdetta hyväksikäyttäen lasketaan sopivat hammasluvut halutun välityssuhteen toteutumiseksi. Hammaslukujen valinnassa on syytä käyttää mahdollisimman pieniä hammaslukuja, jotta välitys saadaan rakennettua mahdollisimman pieneen tilaan. Toinen seikka mahdollisimman pienten hammaspyörien valintaan on kustannusten hallinta, sillä on loogista, että pieniin hammaspyöriin menee vähemmän materiaalia kuin suuriin. Näin ollen hammaspyörien koolla on vaikutusta myös hammaspyörien hintaan.

TAULUKKO 1. Hammaspyörien minimihammaslukujen ohjearvoja (Airila ym. 1997, 501)

	Ohjearvo
Nopeakäyntiset vaihteet	$z_{1min} = 16$
Keskinopeat vaihteet	$z_{1min} = 12$
Hidaskäyntiset vaihteet	$z_{1min} = 10$
Ulkopuolinen hammaspyöräpari	$z_1 + z_2 \geq 24$
Sisäpuolinen hammaspyöräpari	$z_1 - z_2 \geq 10$

Käyttämällä hammaslukujen laskemiseksi kaavaa 2 päästään eri hammaslukuja kaavaan sijoittamalla hammasluvuilla 17 ja 22 hyvin lähelle haluttua välityssuhdetta 0,77. Näillä hammasluvuilla toteutuvat myös taulukossa 1 esitetyt hammaslukujen suunnittelua koskevat säännöt hampaiden lukumääristä. Erään hammaspyöriä myyvän yrityksen hinnastosta käy ilmi esimerkiksi moduulin 4 hammaspyörien hinnat, 17 -hampaisen hinta 41,50 € ja 22 -hampaisen hinta 56,00 €. Yhteishinnaksi saadaan 41,50 € + 56,00 € = 97,50 €. Näiden kahden hammaspyörän lisäksi tarvittaisiin vielä

kaksi hammaspyörää, joilla pyörimissuunta saataisiin palautettua klapikoneelle lähtevään akseliin samaksi kuin traktorin nivelakselilta tulevan akselin pyörimissuunta, sillä yksi hammaspyöräpari muuttaa vaihteen pyörimissuunnan. Pyörimissuunnan muuttamisen tarpeen lisäksi toista hammaspyöräparia tarvittaisiin myös nivelakselilta tulevan sekä klapikoneelle lähtevän akselilinjan saamiseksi samaksi, jotta nivelakseli saadaan pyörimään suorassa linjassa. Toisen hammaspyöräparin hammaspyörien tulisi siis olla samankokoiset ensimmäisellä pyöräparilla tehdyn välityksen säilyttämiseksi. Näin ollen jo pelkkien hammaspyörien hinta on noin 200 €.

3.3.2 Hammaspyörävälityksen edut ja haitat

Kun mietitään hammaspyörävälityksen etuja sekä haittoja tässä työssä suunniteltavaa vaihdetta ajatellen, etuina nousee väistämättä esille hammaspyörävälityksen pieni tilantarve sekä kevyt rakenne. Haittapuolina voidaan sen sijaan mainita vaatimus vaihteisto- ja öljykotelon valmistamisesta sekä öljynkäytön tarpeesta vaihteessa verrattuna esimerkiksi hihnakäyttöön, jossa öljykoteloa ja öljyä ei tarvita. Öljyn käytön välttäminen on myös järkevää ympäristöä ajatellen, sillä mahdollisen öljyvuodon aiheuttama öljyn pääsy maaperään pieninäkin määrinä on haitallista, sillä ”Jo yksi litra öljyä riittää pilaamaan miljoona litraa talousvedeksi käytettävää pohjavettä” (Neste Oil – Internet sivut). Hammaspyörävälityksessä myös akseliväli on oltava tarkka. Hammaspyörävaihteessa voimansiirto on myös joustamaton, jolloin tässä tapauksessa kävisi niin, että klapikoneen mennessä jumiin vaihteisto ei pääse luistamaan toisin kuin hihnaperiaatteella toteutetussa vaihteessa kävisi, jolloin mikään muu paikka ei tämän ansiosta ainakaan rikkoudu. (Ansaharju 2009, 216.)

Hammaspyörävälityksellä toteutetussa rakenteessa välityksen muuntaminen jälkeinpäin on myös hankalaa. Ketju- tai hihnakäytöllä toteutetussa vaihteessa välityssuhdetta sen sijaan on helppo muuttaa tarpeen vaatiessa vaihtamalla alkuperäisten ketju- tai hihnapyörien tilalle erikokoiset pyörät halutun välityssuhteen aikaansaamiseksi. Hammaspyörävälitys on myös kallis valmistaa. Näin ollen välityksen toteuttamiseksi on syytä vertailla muita välitystyyppisiä ja valita sopivampi tapa jolla rakenne saadaan paremmin toimivaksi sekä yksinkertaisemmaksi ja mikäli mahdollista, edullisemmilla kustannuksilla toteutettuna.

3.4 Ketjuvälitys yleisesti

Ketjuvälitys koostuu ketjupyörien ja ketjun muodostamasta välityksestä, jossa voi olla useita ketjupyöriä ja ketjuja vierekkäin. Ketjuvälityksellä voidaan yhdistää kaksi tai useampia akseleita ja ominaista on, että ensiö- ja toisioakselit ovat yhdensuuntaiset ja yleensä vaakasuorassa. Hammaspyörä- ja hihnavälityksen tapaan ketjuvälityksellä voidaan siirtää tehoa sekä muuntaa vääntömomenttia ja pyörimisnopeutta. Ketjuvälitystä pidetään hammaspyörä- ja hihnavälityksen välimuotona, jossa tehoarvot voivat nousta yli 100 kilowattiin ja nopeudet jopa 25 m/s saakka. Ketjuvälityksellä on monia käyttökohteita, joista tyypillisimpiä ovat muun muassa voima- ja työkonet, työstökoneet sekä maatalouskoneet ja kuljetuslaitteet. (Airila ym. 1997, 569 – 570.)

Eri ketjutyyppit on jaoteltu voimansiirtoketjuihin, nostoketjuihin sekä kuljetinketjuihin. Yleisin tehonsiirrossa käytetty ketju on rullaketju, jonka rakenne koostuu sivulevyistä, joiden välissä on tappi, sekä holkista ja holkin päällä olevasta rullasta. Rullan avulla estetään liukuminen ketjun ja ketjupyörän välillä. Oikein asennetun ja voidellun rullaketjun hyötysuhde on hyvä ja käynti suhteellisen äänetöntä sekä kuluminen vähäisempää kuin tappi- tai holkkiketjun. Tappiketjua käytetään lähinnä nosto- ja kuljetinketjuina. Tappiketju koostuu sivulevyjen väliin asetetusta tapista, jossa sivulevyt kiertyvät tapin ympäri ja tappi kulkee pyörän suunnassa. Tästä syystä tappiketju sopii hitaisiin käyttöihin. Toinen nosto- ja kuljetinketjuna käytettävä ketju on holkkiketju, jossa joka toinen sivulevy pari on kiinnitetty puristusliitoksella holkkiin ja joka toinen tappiin. Holkin ja tapinasettamisella sisäkkäin holkin ja tapin väliin muodostuu liukupinta. (Ansaharju 2009, 193 – 194.)

Edellä mainittujen ketjutyyppien lisäksi on vielä olemassa teollisuuden nosto-, kuljetus- sekä tehonsiirtokäytössä olevia erikoisketjuja. Hammasketju yhdistää hammaspyörien ja hammashihnojen edulliset ominaisuudet. Hammasketjussa tehonsiirtäjinä toimivat hammasmaisiksi muotoillut sivulevyt. Kullekin ketjutypille vaaditaan siihen sopiva ketjupyörä. Ketjupyörät hankitaan yleensä tehdasvalmisteisena ketjutypille sopivana. Materiaalina käytetään usein karkaistua nuorrutusterästä tai teräsvalua, mutta isot ketjupyörät voivat olla myös valurautaa. (Ansaharju 2009, 195.)

Hammaspyöräkäytön tapaan myös ketjukäyttö vaatii voitelua, sillä ketjuvälitys sisältää paljon toisiaan vasten liukuvia metallisia osia. Voitelutapa määräytyy lähinnä

käyttötavan ja ketjunnopeuden perusteella. Käsivoitelu riittää vain ajoittain käytettäviin ja hitaisiin ketjuvälityksiin. Ketjun nopeuden tulee olla alle 2 m/s ja voitelu tulee suorittaa kerran päivässä. Tippuvoitelussa suositeltu ketjunopeus $v < 4-7$ m/s ja öljy suunnataan ketjulenkkien sivulevyjen väliin. Öljy virtaa yleensä painovoiman avulla ketjukäytön alapuolella olevasta säiliöstä. Öljyn tulee tunkeutua ketjuosien sisäpuolelle. Öljykylpyvoitelua suositellaan ketjuille, joiden nopeus $v < 7-12$ m/s. Tällöin vaaditaan ketjuvälityksen ympärille tiivis kotelorakenne, jossa öljynpinnan korkeus on sellainen, että alempi ketjurivi kulkiessaan uppoaa kokonaan öljyyn. Niin ikään tiivis kotelo vaaditaan keskipakoisvoitelussa, jossa ketju kulkee öljynpinnan yläpuolella. Öljy sinkoutuu öljyssä kastuvan levyn avulla kotelon seinämään, josta se pisaralistoja pitkin valuessaan voitelee ketjua jatkuvasti. Keskipakoisvoitelulle, jota myös roiskevoiteluksi nimitetään, suositeltu ketjunopeus $v < 7-12$ m/s. Painekiertovoitelussa öljyä suunnataan ketjuun jatkuvasti kiertopumpusta tai keskusvoitelujärjestelmästä. Painekiertovoitelu soveltuu vaativimpiin ketjukäyttöihin ketjunopeuden ollessa $v < 12$ m/s. (Ansaharju 2009, 199 – 200.)

3.4.1 Ketjuvälityksen soveltaminen suunniteltavaan vaihteeseen

Ketjuvälitys tarvitsee paljon suuremman tilan kuin hammaspyörävälitys. Ennen kuin ketjuvälityksen käyttämistä ryhdytään suunnittelemaan pidemmälle, on syytä laskea ketjuvälityksessä tarvittava akseliväli ja saadun tuloksen perusteella päätellä onko vaihteen toteuttaminen saadun akselivälin mitan perusteella mahdollista suhteellisen pienen tilan takia.

Akseliväli a saadaan kaavalla

$$a = (20 \dots 80) \times p \quad (4)$$

jossa a on akseliväli ja p on ketjun jako. Akselivälin laskemiseksi on tiedettävä ketjun jako p , joka saadaan selville, kun tiedetään välityksessä käytettävä ketjutyyppi. Kun on saatu selville laskentateho P_{lask} sekä pienemmän pyörän pyörimisnopeus, voidaan ketjutyyppi lukea kuvasta 9.5 (Blom ym. 1999, 230). Laskentateho saadaan kaavalla

$$P_{lask} = k_k \times k_{iz} \times P_{nim} \quad (5)$$

jossa k_k on käyttökerroin, k_{iz} on hammasluku / välityssuhdekerroin ja P_{nim} on nimellisteho, joka tässä tapauksessa on klapi-koneen tehontarpeen arvo, 10 kW.

Käyttökerroin saadaan taulukosta 9.2 (Blom ym. 1999, 228). Käytön luonteena voidaan pitää keveitä iskuja, keskinkertaista vaihtelevaa kuormitusta, jolloin käyttökertoimen arvo $k_k = 1,37$. Tässä vaihteessa akseliväli on kuitenkin tarkoitus saada mahdollisimman pieneksi, jolloin käytettäessä akselivälin laskennassa arvoa $a = 20 \times p$, käyttökerroin kasvaa noin 15 %, joten käyttökertoimeksi saadaan $1,37 \times 1,15 = 1,58$. Hammasluku / välityssuhdekerroin k_{iz} saadaan kaavalla

$$k_{iz} = \left(\frac{19}{z_1}\right)^{1,085} \times \left(\frac{3}{i}\right)^{0,18} \quad (6)$$

Haluttu välityssuhde 0,77 toteutuu ketjupyörien hammaslukujen ollessa esimerkiksi 17 ja 22 hammasta, jolloin k_{iz} arvoksi saadaan $\left(\frac{19}{22}\right)^{1,085} \times \left(\frac{3}{0,77}\right)^{0,18} = 1,089$.

Nyt laskentateho saadaan sijoittamalla äsken lasketut arvot kaavaan 5, jolloin $P_{lask} = 1,58 \times 1,089 \times 10 = 17,2 \text{ kW}$. Taulukosta 9.2 (Blom ym. 1999, 228) katsomalla tarvittavan ketjun tyypiksi saadaan (16 B), jonka jako on 25,4 mm. Akseliväli saadaan nyt määritettyä sijoittamalla kaavaan 4 ketjun jako, jolloin akseliväliksi saadaan käyttämällä kaavassa kerrointa 20, $a = 20 \times 25,4 \text{ mm} = 508 \text{ mm}$. Saadusta tuloksesta voidaan päätellä, että ketjukäytöllä rakennettaessa akseliväli on liian suuri verrattuna käytettävissä olevaan tilaan johon vaihde tulee sijoittaa.

3.4.2 Ketjuvälityksen edut ja haitat

Suuren akselivälin tarpeen vuoksi vaihde vaatii liikaa tilaa. Tämän lisäksi vaihteeseen vaadittaisiin voiteluksi vähintäänkin öljykylpyvoitelu. Nämä seikat nostavat valmistuskuluja ja lisäävät valmistusvaiheita, koska vaihteeseen tarvittaisiin hammaspyöräkäytön tapaan tiivis öljykotelo. Ketjukäytön haittoina voidaan mainita myös nykivä käynti sekä melu, etuina sen sijaan vakiona pysyvä välityssuhde. Myös kyky sietää ympäristö-olosuhteita, kuten likaa, kosteutta sekä korkeita lämpötiloja, on mainitsemisen arvoinen seikka. Hammaspyöräkäyttöön verrattuna ketjukäytössä välitystä on tarvittaessa helppo muuttaa jälkeinpäin vaihtamalla akseleille halutun välityssuhteen toteuttavat ketjupyörät sekä lyhentämällä tai pidentämällä ketjua. Ketjukäytön useista eduista huolimatta suuren tilantarpeen vuoksi ketjuvälitys ei sovellu tähän työhön. (Ansaharju 2009, 216.)

3.5 Hihnavälitys yleisesti

Hihnavälitys on ketju- ja hammaspyörävälityksen ohella varsin monikäyttöinen ratkaisu tehonvälitykseen. Hihnavälitys muodostuu akseleille kiinnitettävistä hihnapyöristä sekä hihnapyörien välille tulevasta hihnasta. Kuten muissakin tehonsiirtomenetelmissä myös hihnäkäytössä pyörimisnopeus sekä vääntömomentti muuttuvat mikäli hihnapyörät ovat keskenään erisuuruiset. Hihnäkäytön sovelluksina voidaan mainita esimerkiksi työstökoneet, murskaimet, seulat, maatalouskoneet, paperikoneet, kompressorit, kuljettimet, pesu- ja ompelukoneet ja ruohonleikkurit. (Airila ym. 1997, 587.)

Hihnavälitystyyppit voidaan jakaa kolmeen tyyppiin, jotka ovat lattahihnavälitys, kiilahihnavälitys sekä hammashihnavälitys. Kahden ensimmäisen nimitys tulee hihnan poikkileikkauksen muodosta. Hammashihnassa on nimensä mukaisesti joko sisä- tai ulkopuolinen hammastus. Lattahihnan rakenteena on perinteisesti käytetty nahkaa joko sellaisenaan tai niin kutsuttua krominahkaa, jolla kitka on saatu suuremmaksi kuin pelkkää nahkaa käytettäessä. Käytössä on myös tekstiilihihnoja, joiden materiaalina käytettiin aiemmin puuvillaa, mutta nykyään on osittain siirrytty käyttämään tekokuituja. Tekstiilihihna saadaan kestävämmäksi ja pitävämmäksi, kun se käsitellään balatalla tai kumilla. Jos vaaditaan hyvin lujaa ja hyvin pitävää lattahihnaa, nämä ominaisuudet saavutetaan liimaamalla päällekkäin krominahka- ja nailonkerroksia. Lattahihnaa voidaan käyttää avokäyttönä, jolloin hihna on yhdistetty suoraan hihnapyörien väliin. Tämä onkin yleisin lattahihnan käyttötapa. Porraskäytössä akselilla on ikään kuin erikokoisia hihnapyöriä peräkkäin, jolloin kokonaisvälitystä saadaan suuremmaksi kuin perinteisessä avokäytössä. Puoliristikäytössä akselit ovat 90 asteen kulmassa toisiaan nähden, jolloin välityssuhde rajoittuu arvoon $i \leq 3$ ja hihnanopeus arvoon $v \leq 15$ m/s. Ristikäytöllä voidaan yhdistää erisuuntiin pyörivät akselit. (Ansaharju 2009, 203 – 204.)

Hammashihna on kehitetty poistamaan hihnäkäytön haitta; hihnan luistaminen. Hammashihnan muoto muistuttaa muodoltaan lattahihnaa, erona kuitenkin hihnanpinnassa oleva hammastus. Hammashihnan rakenteessa on kiilahihnan piirteitä, sillä hihnassa on lujutta lisäävät vetolangat, mutta muuten hihna on kuminen. Hammashihnan toimintatapa muistuttaa sisäkkäistä hammaspyöräkäyttöä, sillä ulompaa pyörää vastaa itse hihna ja sisempää hammashihnapyörä. Hihnan paikallaan pysymiseksi pienemmässä hihnapyörässä on ohjausreunukset.

Tutuimpina sovelluksina hammashihnakäytöstä voidaan mainita auton jakopää. (Ansaharju 2009, 210.)

Kolmas hihnakäyttötyyppi on kiilahihnavälitys. Kiilahihnakäyttö kehitettiin lattahihnojen rinnalle jo 1930-luvulla ja se päihitti nopeasti lattahihnat parempien tehonsiirto-ominaisuuksien ja pienemmän tilantarpeen ansiosta. Kiilahihnakäytön toiminta perustuu hihnan kiilautumiseen hihnapyörässä olevaan uraan. Hihnan uraan kiilautuminen lisää kitkavoimaa ilman kasvavaa akselien laakereiden rasittumista. Näin saavutetaan hyvä ja äänetön tehonsiirtokyky. (Ansaharju 2009, 206.)

Hihna koostuu kumisesta sisuksesta, johon on neutraalitason kohdalle lisätty lujuuden parantamiseksi metalli- tai tekstiililankapunos. Ulkopinnassa on kumilla kyllästettyä tekstiilikudosta. Kiilahihnakäytössä käytetään usein vähintään kahta hihnaa rinnakkain. Näin voidaan varmistaa käynnin jatkuvuus, vaikka yksi hihna katkeaisikin. Tarvittavien hihnojen lukumäärä riippuu siirrettävän tehon suuruudesta sekä akselien pyörimisnopeuksista. Tyypillisenä kiilahihnasovelluksena voidaan mainita vanhemmissa autoissa esimerkiksi kiilahihnalla toteutettu laturin ja vesipumpun käyttö. (Ansaharju 2009, 206.)

3.5.1 Hihnavälityksen soveltaminen suunniteltavaan vaihteeseen

Tässä työssä käytettävä hihnatyypin tulisi olemaan kiilahihnavälitys. Kiilahihnakäytön suunnittelua varten on olemassa Gates Rubber Companyn kiilahihnakäytön suunnitteluopas, joka pitää sisällään 9-vaiheisen kiilahihnakäytön valintaa ja mitoittamista koskevan ohjeen. Tässä työssä kiilahihnavälityksen käytön suunnittelu toteutetaan juuri Gates- kiilahihnakäytön suunnitteluoppaan ohjeiden mukaisesti.

Käytön suunnittelu aloitetaan halutun käyttöiän valinnalla. Taulukosta 2 saadaan käyttökerroin valitsemalla käyttäväksi koneeksi monisynterinen polttomoottori. Monisynterisen polttomoottorin ollessa käytävä kone käytöksi tulee valita jatkuva käyttö, josta vähennetään arvo 0,2. Käyttävä kone on tässä tapauksessa klappikone, jonka kuormitus voitaneen rinnastaa laitteisiin tuulettimet yli 7,5 kW, taikinasekoittimet, generaattorit, työstökoneet, pesukoneet, hihnakuuljettimet hiekalle jne.. Taulukosta 2 lukemalla käyttökertoimeksi saadaan $1,3 - 0,2 = 1,1$.

TAULUKKO 2. Käyttökertoimen valinta käytettävän ja käytävän koneen sekä käyttötuntien perusteella (Rubber Gates Company Kiilahihnakäytön suunnitteluopas, 24)

HIHNAKÄYTÖN SUUNNITTELU



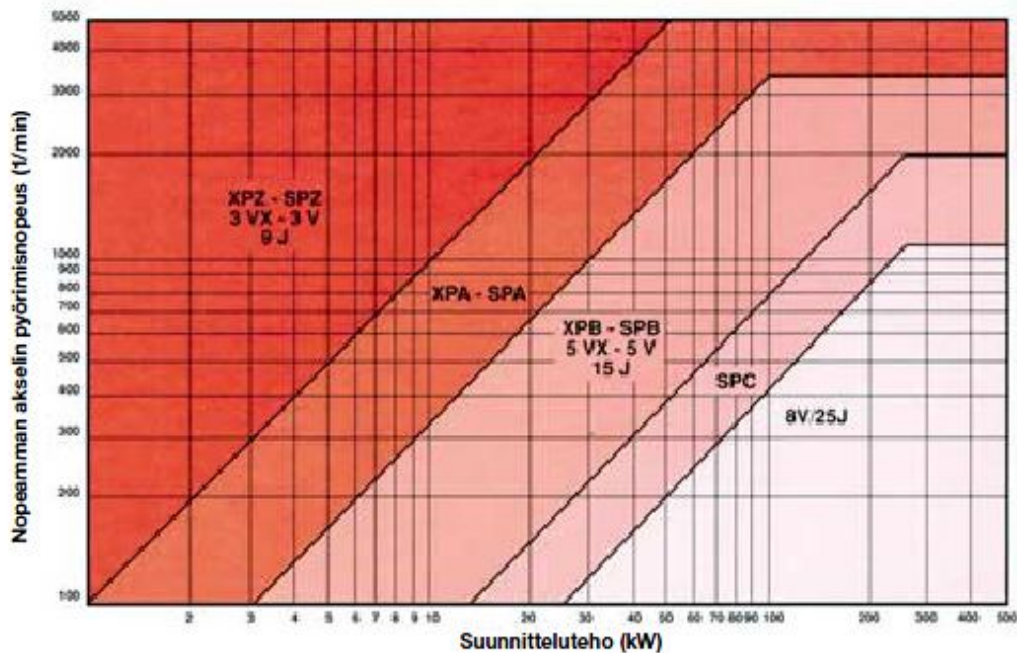
Taulukko 1: Käyttökertoimet

Käytettävä kone (DriveN)	Käyttävä kone (DriveR*)					
	Jaksottainen käyttö 8 h/vrk asti tai satunnaisesti	Normaali käyttö 8-16 h/vrk	Jatkuva käyttö >16 h/vrk	Jaksottainen käyttö 8 h/vrk asti tai satunnaisesti	Normaali käyttö 8-16 h/vrk	Jatkuva käyttö >16 h/vrk
Koneiden luettelossa on muutamia esimerkkejä mahdollisista vaihtoehdoista. Suorita valinta siten, että käytettävän koneen kuormituksen luonne vastaa lähinnä ko. konetta.	Vaihtovirtamoottorit: Oikosulkumoottorit, tähti-kolmiokäynnistys Tasavirtamoottorit: Sivuvirtamoottorit Polttomoottorit: Monisyylinteriset polttomoottorit*			Vaihtovirtamoottorit: Suora kytkentä Tasavirtamoottorit: Sarja- ja kompaundikytkentä Polttomoottorit: Yksisyylinteriset polttomoottorit* Valta-akselit - kytkimet		
Sekoittimet Puhaltimet ja imurit Keskikapopumput ja kompressorit Tuulettimet 7,5 kW asti Kevyesti kuormitetut kuljettimet	1,0	1,1	1,2	1,1	1,2	1,3
Hihnakuljettimet hiekalle, viljalle jne. Taikinasekoittimet Tuulettimet yli 7,5 kW Generaattorit Valta-akselit Pesukoneet Työstökoneet Meistimet, puristimet, leikkurit Painokoneet Seulat	1,1	1,2	1,3	1,2	1,3	1,4
Tiilikoneet Pakkauskujettimet Mäntäkompressorit Ruuvikuljettimet Tekstiilikoneet Sahateollisuuden koneet Mäntäpumput Jauhokoneet	1,2	1,3	1,4	1,4	1,5	1,6
Murskaimet Raskaasti kuormitetut myllyt Nostimet Kalanterit, ekstruuderit	1,3	1,4	1,5	1,5	1,6	1,8

* Valitse jatkuvaan käyttöön tarkoitettu kerroin. Vähennä 0,2 taulukon arvosta (minimikäyttökerroin kuitenkin 1,0), kun käyttö on jaksottaista. Käyttökerrointa 2,0 suositellaan silloin, kun käytävä kone toimii kuormituksen ääriarjoilla.

Käyttökertoimen valinnan jälkeen määritetään suunnitteluteho. Suunnitteluteho saadaan kaavalla Suunnitteluteho = käyttökerroin x vaadittavateho. Klapi-koneen vaatima tehontarve on 10 kW ja vaiheessa 1 saatiin käyttökertoimen arvoksi 1,1, joten suunnittelutehoksi saadaan 10 kW x 1,1 = 11 kW.

Vaiheessa 3 Määritetään oikea hihnaprofiili. Hihnaprofiili luetaan kuviosta 2, nopeamman akselin pyörimisnopeuden ja suunnittelutehon yhtymäkohdasta. Arvoina käytetään 11 kW:n suunnittelutehoa ja 540 r/min pyörimisnopeutta. Näin hihnaprofiiliksi määräytyy XPA-SPA.



KUVIO 2. Hihnaprofiilin valinta suunnittelutehon ja nopeamman akselin kierrosluvun perusteella (Rubber Gates Company kiilahihnakäytön suunnitteluopas, 26)

Seuraava vaihe on välityssuhteen määrittäminen. Välityssuhde lasketaan jakamalla nopeamman akselin pyörimisnopeus 540 r/min hitaamman akselin pyörimisnopeudella 417 r/min. Välityssuhde laskettiin jo työssä aiemmin ja välityssuhteeksi saatiin 1,29.

Välityssuhteen määrittämisen jälkeen valitaan hihnapyörien jakohalkaisijat. Taloudellisuuden saavuttamiseksi tulee valita standardin mukaisia hihnapyörähalkaisijoita. Hihnapyöriä valittaessa tulee pyrkiä käyttämään mahdollisimman pieniä pyöriä kustannussäästöjen takia sekä tilantarpeen minimoimiseksi. Taulukosta 3 nähdään, että haluttu välityssuhde 1,29 toteutuu hihnapyörillä jakohalkaisijoiden ollessa 140 mm ja 180 mm.

Seuraava vaihe on akselivälin määrittäminen sekä hinnan valinta. Ensimmäiseksi on laskettava laskennallinen akseliväli, mikäli likimääräistä akseliväliä ei tiedetä. Laskennallinen akseliväli saadaan kaavalla

$$TCD = \frac{D+3d}{2} \quad (8)$$

jossa TCD on laskennallinen akseliväli, D suuremman hihnapyörän jakohalkaisija (mm) ja d pienemmän hihnapyörän jakohalkaisija (mm). Sijoittamalla arvot kaavaan $TCD = \frac{180 + 3 \times 140}{2}$ saadaan laskennalliseksi akseliväliksi 300 mm. Tämän jälkeen saadaan hinnan laskennallinen pituus kaavalla

$$TBL = 2 \times TCD + 1,57 (D + d) + \frac{(D-d)^2}{4 \times TCD} \quad (9)$$

johon arvot sijoittamalla saadaan hinnan laskennalliseksi pituudeksi 1103,7 mm. Saadun tuloksen perusteella valitaan lähimpänä saatua arvoa oleva hihna. Lähin hihnapituus on 1107 mm, joten hihnaksi valitaan XPA 1107. Todellinen akseliväli saadaan kaavalla

$$A = \frac{F-h(D-d)}{2} \quad (10)$$

jossa A on todellinen akseliväli, F on $PL - 1,57(D + d)$, PL hinnan jakopituus, ja h akselivälikerroin, joka saadaan taulukosta. Arvoksi F saadaan $1107 - 1,57(180 + 140) = 604,6$, joten $(D - d) / F = 0,06$. Näin ollen saadaan akselivälikertoimeksi taulukosta 4 0,03. Sijoittamalla saadut arvot kaavaan 10 saadaan todellisen akselivälin arvoksi 301,7 mm.

TAULUKKO 4. Akselivälikerroin "h" (Rubber Gates Company kiilahihnakäytön suunnitteluopas, 31)

$\frac{D-d}{F}$	Kerroin h	$\frac{D-d}{F}$	Kerroin h	$\frac{D-d}{F}$	Kerroin h
0,00	0,00	0,21	0,11	0,40	0,22
0,02	0,01	0,23	0,12	0,41	0,23
0,04	0,02	0,25	0,13	0,43	0,24
0,06	0,03	0,27	0,14	0,44	0,25
0,08	0,04	0,28	0,15	0,46	0,26
0,10	0,05	0,30	0,16	0,47	0,27
0,12	0,06	0,32	0,17	0,48	0,28
0,14	0,07	0,34	0,18	0,50	0,29
0,16	0,08	0,35	0,19	0,51	0,30
0,18	0,09	0,37	0,20		
0,20	0,10	0,39	0,21		

Seuraavaksi määritetään tarvittavien hihnojen lukumäärä. Määrittäminen aloitetaan etsimällä valitun hihnaprofiilin perusteella tehonsiirtokyky yhtä hihnaa kohden, joka määräytyy pienemmän hihnapyörän halkaisijan ja nopeuden perusteella. Arvo saadaan taulukosta 5 lukemalla. Nopeamman akselin nopeus on 540 r/min joten lähin kyseistä nopeutta oleva taulukoitu nopeus on 585 r/min josta 140 mm hihnapyörän kohdalta saadaan tehonsiirtokyvyksi yhtä hihnaa kohden 3,12 kW.

TAULUKKO 5. Tehonsiirtokyky hihnaa kohden (Rubber Gates Company kiilahihnakäytön suunnitteluopas, 50)

QUAD-POWER II



Tehonsiirtokyky hihnaa kohden [kW]

A

XPA

Nopeuspiikki [1/min]	80	85	90	95	100	106	112	118	125	132	140	150	160	170	180	190	200
585	1,13	1,30	1,47	1,64	1,80	2,00	2,20	2,40	2,63	2,86	3,12	3,44	3,77	4,09	4,41	4,73	5,05
700	1,32	1,52	1,72	1,92	2,11	2,35	2,58	2,82	3,09	3,36	3,67	4,05	4,44	4,81	5,19	5,57	5,94
725	1,36	1,57	1,77	1,98	2,18	2,42	2,67	2,91	3,19	3,47	3,79	4,18	4,58	4,97	5,36	5,75	6,14
870	1,59	1,83	2,08	2,32	2,56	2,85	3,14	3,42	3,75	4,09	4,46	4,93	5,40	5,86	6,32	6,78	7,24
950	1,71	1,97	2,24	2,50	2,76	3,08	3,39	3,70	4,06	4,42	4,83	5,34	5,84	6,34	6,84	7,34	7,83
1160	2,02	2,34	2,66	2,97	3,29	3,67	4,04	4,41	4,85	5,28	5,77	6,38	6,98	7,58	8,18	8,77	9,36
1450	2,43	2,82	3,21	3,60	3,99	4,45	4,91	5,37	5,90	6,42	7,02	7,76	8,50	9,23	9,95	10,67	11,38
1750	2,83	3,30	3,76	4,22	4,68	5,23	5,77	6,31	6,94	7,56	8,26	9,14	10,00	10,85	11,70	12,53	13,36
2850	4,15	4,87	5,58	6,29	6,99	7,82	8,64	9,45	10,39	11,32	12,36	13,63	14,87	16,09	17,27	18,42	19,54
3450	4,77	5,61	6,45	7,27	8,09	9,05	10,01	10,94	12,02	13,07	14,25	15,68	17,06	18,39	19,67	20,89	22,06
100	0,24	0,27	0,31	0,34	0,37	0,41	0,45	0,48	0,53	0,57	0,62	0,68	0,74	0,80	0,87	0,93	0,99
200	0,45	0,51	0,57	0,63	0,69	0,76	0,84	0,91	0,99	1,08	1,17	1,29	1,41	1,53	1,65	1,76	1,88
300	0,64	0,73	0,82	0,91	0,99	1,10	1,21	1,31	1,44	1,56	1,70	1,87	2,05	2,22	2,39	2,56	2,73
400	0,82	0,93	1,05	1,17	1,29	1,43	1,57	1,70	1,87	2,03	2,21	2,44	2,68	2,89	3,11	3,34	3,56
500	0,99	1,14	1,28	1,43	1,57	1,74	1,91	2,08	2,28	2,48	2,71	2,99	3,27	3,54	3,82	4,10	4,37
600	1,16	1,33	1,50	1,67	1,84	2,05	2,25	2,45	2,69	2,93	3,19	3,53	3,86	4,19	4,51	4,84	5,17
700	1,32	1,52	1,72	1,92	2,11	2,35	2,58	2,82	3,09	3,36	3,67	4,05	4,44	4,81	5,19	5,57	5,94
800	1,48	1,70	1,93	2,15	2,38	2,64	2,91	3,18	3,48	3,79	4,14	4,57	5,00	5,43	5,86	6,29	6,71
900	1,63	1,89	2,14	2,39	2,64	2,93	3,23	3,53	3,87	4,21	4,60	5,08	5,56	6,04	6,52	6,99	7,46
1000	1,78	2,06	2,34	2,62	2,89	3,22	3,55	3,87	4,25	4,63	5,05	5,59	6,12	6,64	7,16	7,68	8,20
1100	1,93	2,24	2,54	2,84	3,14	3,50	3,86	4,21	4,62	5,04	5,50	6,08	6,66	7,23	7,80	8,37	8,93
1200	2,08	2,41	2,74	3,06	3,39	3,78	4,16	4,55	4,99	5,44	5,94	6,57	7,19	7,81	8,43	9,04	9,64
1300	2,22	2,58	2,93	3,28	3,63	4,05	4,46	4,88	5,36	5,84	6,38	7,05	7,72	8,39	9,04	9,70	10,35
1400	2,36	2,74	3,12	3,49	3,87	4,32	4,76	5,20	5,72	6,23	6,81	7,53	8,24	8,95	9,65	10,35	11,04
1500	2,50	2,90	3,31	3,71	4,11	4,58	5,06	5,53	6,07	6,62	7,23	8,00	8,75	9,51	10,25	10,99	11,72
1600	2,63	3,08	3,49	3,92	4,34	4,84	5,34	5,84	6,42	7,00	7,65	8,46	9,26	10,05	10,84	11,61	12,38
1700	2,77	3,22	3,67	4,12	4,57	5,10	5,63	6,16	6,77	7,37	8,06	8,91	9,76	10,59	11,41	12,23	13,04
1800	2,90	3,38	3,85	4,32	4,79	5,35	5,91	6,47	7,11	7,74	8,47	9,36	10,24	11,12	11,98	12,84	13,68
1900	3,03	3,53	4,03	4,52	5,02	5,61	6,19	6,77	7,44	8,11	8,87	9,80	10,73	11,64	12,54	13,43	14,31
2000	3,15	3,68	4,20	4,72	5,24	5,85	6,46	7,07	7,77	8,47	9,26	10,24	11,20	12,15	13,09	14,01	14,92
2100	3,28	3,83	4,37	4,92	5,45	6,10	6,73	7,37	8,10	8,83	9,65	10,66	11,66	12,65	13,62	14,58	15,52
2200	3,40	3,97	4,54	5,11	5,67	6,34	7,00	7,66	8,42	9,18	10,03	11,08	12,12	13,14	14,15	15,13	16,11
2300	3,52	4,12	4,71	5,30	5,88	6,57	7,26	7,95	8,74	9,52	10,40	11,49	12,57	13,62	14,66	15,68	16,68
2400	3,64	4,26	4,87	5,48	6,09	6,81	7,52	8,23	9,05	9,86	10,77	11,90	13,01	14,09	15,16	16,21	17,23
2500	3,76	4,40	5,03	5,67	6,29	7,04	7,78	8,51	9,36	10,19	11,14	12,30	13,44	14,56	15,65	16,73	17,77
2600	3,87	4,53	5,19	5,85	6,49	7,27	8,03	8,79	9,66	10,52	11,49	12,69	13,86	15,01	16,13	17,23	18,30
2700	3,98	4,67	5,35	6,02	6,69	7,49	8,28	9,06	9,96	10,84	11,84	13,07	14,27	15,45	16,60	17,72	18,81
2800	4,09	4,80	5,50	6,20	6,89	7,71	8,52	9,32	10,25	11,16	12,19	13,45	14,68	15,88	17,05	18,19	19,30
3000	4,31	5,06	5,80	6,54	7,27	8,14	9,00	9,84	10,82	11,78	12,85	14,17	15,46	16,70	17,92	19,09	20,23
3200	4,52	5,31	6,10	6,87	7,64	8,55	9,46	10,34	11,36	12,37	13,49	14,86	16,19	17,48	18,73	19,94	21,09
3400	4,72	5,55	6,38	7,19	8,00	8,96	9,90	10,83	11,89	12,93	14,10	15,52	16,89	18,22	19,49	20,71	21,88
3600	4,91	5,78	6,65	7,50	8,34	9,34	10,32	11,29	12,39	13,47	14,68	16,14	17,55	18,90	20,19	21,42	22,58
3800	5,10	6,01	6,91	7,80	8,68	9,71	10,73	11,73	12,87	13,99	15,23	16,72	18,16	19,53	20,82	22,05	23,20
4000	5,27	6,22	7,16	8,08	8,99	10,07	11,12	12,15	13,33	14,47	15,74	17,27	18,72	20,10	21,40	22,61	23,74
4200	5,44	6,43	7,40	8,36	9,30	10,41	11,49	12,55	13,76	14,93	16,23	17,77	19,24	20,61	21,90	23,09	24,18
4400	5,60	6,62	7,63	8,62	9,59	10,73	11,84	12,93	14,17	15,36	16,67	18,23	19,70	21,07	22,34	23,49	
4600	5,75	6,81	7,84	8,86	9,86	11,03	12,18	13,29	14,55	15,76	17,08	18,65	20,11	21,46	22,70		
4800	5,90	6,98	8,05	9,10	10,12	11,32	12,49	13,62	14,90	16,12	17,46	19,03	20,47	21,79			
5000	6,03	7,15	8,24	9,32	10,37	11,59	12,78	13,93	15,22	16,46	17,79	19,35	20,78	22,06			
5200	6,16	7,30	8,43	9,52	10,59	11,84	13,05	14,22	15,62	16,76	18,09	19,63	21,02				
5400	6,27	7,45	8,60	9,72	10,81	12,08	13,30	14,47	15,78	17,02	18,35	19,86					
5600	6,38	7,58	8,75	9,89	11,00	12,29	13,62	14,71	16,02	17,25	18,56	20,04					
5800	6,48	7,70	8,90	10,06	11,18	12,48	13,73	14,91	16,22	17,44	18,73						
6000	6,57	7,82	9,03	10,21	11,34	12,65	13,90	15,09	16,39	17,59	18,85						
6200	6,64	7,92	9,15	10,34	11,49	12,80	14,06	15,24	16,53	17,71							
6400	6,71	8,00	9,25	10,45	11,61	12,93	14,18	15,36	16,63	17,78							
6600	6,77	8,08	9,34	10,55	11,72	13,04	14,29	15,45	16,69								
6800	6,82	8,14	9,42	10,64	11,80	13,12	14,36	15,51	16,72								
7000	6,85	8,19	9,48	10,70	11,87	13,19	14,41	15,53									
7500	6,90	8,26	9,56	10,79	11,94	13,23	14,41										

Yli 30 m/s:n nopeuksille suosittelemme dynaamisesti tasapainotettuja hihnapyöriä

Tämän jälkeen määritetään lisäteho hihnaa/ harjaa kohden välityssuhteen perusteella taulukosta 6. Lisätehon arvoksi saadaan lukemalla taulukkoa 585 r/min riviltä ja välityssuhteen 1,29 - 1,44 sarakkeesta arvo 0,12. Seuraavaksi määritetään hihnan käyttöiästä riippuva lisäteho hihnaa kohden. Mikäli käyttöikä on 25 000 tuntia, on lisäteho hihnaa kohden 0 Kw. Jos käyttöikä on 12 000 tuntia, saadaan lisäteho kaavalla

$$\frac{d \times 1 / \text{min}}{394633} \quad (11)$$

Mikäli käyttöikä on 6 000 tuntia, lisäteho lasketaan kaavalla

$$\frac{d \times 1 / \text{min}}{202922} \quad (12)$$

Tässä tapauksessa hihnan käyttöiän vaatimukseksi riittää 6 000 tuntia, jolloin sijoittamalla kaavaan 12 joko 140 mm kokoinen hihnapyörä ja kyseisen akselin pyörimisnopeus (540 r/min) tai 180 mm hihnapyörä ja kyseisen akselin pyörimisnopeus (417 r/min), saadaan lisätehon arvoksi noin 0,37 kW.

Kosketuskulman korjauskerroin G saadaan laskemalla taulukosta 6. Se saadaan laskemalla hihnapyörien erotus jaettuna tarkalla akselivälillä jolloin saadun arvon perusteella luetaan taulukon samalta riviltä kosketuskulman korjauskerroin. Tässä tapauksessa laskutoimituksen tulokseksi saadaan noin 0,13 jolloin kosketuskulman korjauskertoimen arvoksi tulee taulukosta lukemalla 0,99.

Ennen tarvittavien hihnojen määrän laskemista tarvitaan vielä hihnanpituuden korjauskertoimen arvo C_L joka saadaan taulukosta 6. Kuten edellä laskettiin, tarvittavaksi hihnan pituudeksi saatiin 1103,7 mm, jota lähimmäksi hihnaprofiiliksi valittiin XPA 1107. Hihnan pituuden korjauskerroin taulukossa tällaista hihnaa ei kuitenkaan ole, joten valitaan lähinnä tätä hihnan pituutta olevan hihnan arvo. Korjauskertoimen arvo hihnalla XPA-1120 on 0,88.

Nyt edellä määritettyjen tietojen perusteella saadaan laskettua tarvittavien hihnojen/harjojen lukumäärä. Tarvittavien hihnojen lukumäärä saadaan kaavalla

$$\text{Vaadittavien hihnojen lukumäärä} = \frac{\text{Suunnitteluteho (kW)}}{(A+B+C) \times G \times C_L} \quad (13)$$

jossa,

A = tehonsiirtokyky hihnaa kohden

B = välityssuhteesta aiheutuva lisäteho hihnaa kohden

C = hihnankäyttöiästä riippuva lisäteho hihnaa kohden

G = kosketuskulman korjauskerroin

C_L = hihnanpituuden korjauskerroin

Sijoittamalla arvot kaavaan 13, saadaan tarvittavien hihnojen lukumääräksi noin 3,5 eli tarvitaan 4 hihnaa.

"Toisiopuolelle" tarvittavien hihnojen lukumääräksi 160 mm hihnapyörille, joiden välityssuhde on 1, saadaan edellä mainittuja ohjeita noudattaen, taulukoiden arvojen avulla laskemalla $\frac{\text{Suunnitteluteho (kW)}}{(A+B+C) \times G \times C_L}$, jossa $A = 3,77 \text{ kW}$, $B = 0$, $C = 0,46 \text{ kW}$, $G = 1$ ja $C_L = 0,88$, 2,95 eli tarvitaan 3 hihnaa.

TAULUKKO 6. Väilyssuhteesta aiheutuva lisäteho hihnaa kohden, kosketuskulman korjauskerroin, sekä hihnanpituuden korjauskerroin (Rubber Gates Company kiilahihnakäytön suunnitteluopas, 51)



QUAD-POWER II

Väilyssuhteesta aiheutuva lisäteho hihnaa kohden [kW] B

Nopeampi akseli [1/min]	1,00-1,01	1,02-1,03	1,04-1,05	1,06-1,08	1,09-1,11	1,12-1,15	1,16-1,20	1,21-1,28	1,29-1,44	>1,45
585	0,00	0,02	0,03	0,05	0,06	0,08	0,09	0,11	0,12	0,14
700	0,00	0,02	0,04	0,05	0,07	0,09	0,11	0,13	0,14	0,16
725	0,00	0,02	0,04	0,06	0,07	0,09	0,11	0,13	0,15	0,17
870	0,00	0,02	0,04	0,07	0,09	0,11	0,13	0,16	0,18	0,20
950	0,00	0,02	0,05	0,07	0,10	0,12	0,15	0,17	0,20	0,22
1180	0,00	0,03	0,06	0,09	0,12	0,15	0,18	0,21	0,24	0,27
1450	0,00	0,04	0,07	0,11	0,15	0,19	0,22	0,26	0,30	0,34
1750	0,00	0,05	0,09	0,14	0,18	0,23	0,27	0,32	0,36	0,41
2850	0,00	0,07	0,15	0,22	0,29	0,37	0,44	0,51	0,59	0,66
3450	0,00	0,09	0,18	0,27	0,36	0,44	0,53	0,62	0,71	0,80
100	0,00	0,00	0,01	0,01	0,01	0,01	0,02	0,02	0,02	0,02
200	0,00	0,01	0,01	0,02	0,02	0,03	0,03	0,04	0,04	0,05
300	0,00	0,01	0,02	0,02	0,03	0,04	0,05	0,05	0,06	0,07
400	0,00	0,01	0,02	0,03	0,04	0,05	0,06	0,07	0,08	0,09
500	0,00	0,01	0,03	0,04	0,05	0,06	0,08	0,09	0,10	0,12
600	0,00	0,02	0,03	0,05	0,06	0,08	0,09	0,11	0,12	0,14
700	0,00	0,02	0,04	0,05	0,07	0,09	0,11	0,13	0,14	0,16
800	0,00	0,02	0,04	0,06	0,08	0,10	0,12	0,14	0,17	0,19
900	0,00	0,02	0,05	0,07	0,09	0,12	0,14	0,16	0,19	0,21
1000	0,00	0,03	0,05	0,08	0,10	0,13	0,15	0,18	0,21	0,23
1100	0,00	0,03	0,06	0,09	0,11	0,14	0,17	0,20	0,23	0,26
1200	0,00	0,03	0,06	0,09	0,12	0,15	0,19	0,22	0,25	0,28
1300	0,00	0,03	0,07	0,10	0,13	0,17	0,20	0,23	0,27	0,30
1400	0,00	0,04	0,07	0,11	0,14	0,18	0,22	0,25	0,29	0,33
1500	0,00	0,04	0,08	0,12	0,15	0,19	0,23	0,27	0,31	0,35
1600	0,00	0,04	0,08	0,12	0,17	0,21	0,25	0,29	0,33	0,37
1700	0,00	0,04	0,09	0,13	0,18	0,22	0,26	0,31	0,35	0,40
1800	0,00	0,05	0,09	0,14	0,19	0,23	0,28	0,33	0,37	0,42
1900	0,00	0,05	0,10	0,15	0,20	0,25	0,29	0,34	0,39	0,44
2000	0,00	0,05	0,10	0,15	0,21	0,26	0,31	0,36	0,41	0,46
2100	0,00	0,05	0,11	0,16	0,22	0,27	0,32	0,38	0,43	0,49
2200	0,00	0,06	0,11	0,17	0,23	0,28	0,34	0,40	0,45	0,51
2300	0,00	0,06	0,12	0,18	0,24	0,30	0,36	0,42	0,47	0,53
2400	0,00	0,06	0,12	0,19	0,25	0,31	0,37	0,43	0,50	0,56
2500	0,00	0,06	0,13	0,19	0,26	0,32	0,39	0,45	0,52	0,58
2600	0,00	0,07	0,13	0,20	0,27	0,34	0,40	0,47	0,54	0,60
2700	0,00	0,07	0,14	0,21	0,28	0,35	0,42	0,49	0,56	0,63
2800	0,00	0,07	0,14	0,22	0,29	0,36	0,43	0,51	0,58	0,65
3000	0,00	0,08	0,15	0,23	0,31	0,39	0,46	0,54	0,62	0,70
3200	0,00	0,08	0,16	0,25	0,33	0,41	0,50	0,58	0,66	0,74
3400	0,00	0,09	0,18	0,26	0,35	0,44	0,53	0,61	0,70	0,79
3600	0,00	0,09	0,19	0,28	0,37	0,46	0,56	0,65	0,74	0,84
3800	0,00	0,10	0,20	0,29	0,39	0,49	0,59	0,69	0,78	0,88
4000	0,00	0,10	0,21	0,31	0,41	0,52	0,62	0,72	0,83	0,93
4200	0,00	0,11	0,22	0,32	0,43	0,54	0,65	0,76	0,87	0,98
4400	0,00	0,11	0,23	0,34	0,45	0,57	0,68	0,79	0,91	1,02
4600	0,00	0,12	0,24	0,36	0,47	0,59	0,71	0,83	0,95	1,07
4800	0,00	0,12	0,25	0,37	0,50	0,62	0,74	0,87	0,99	1,12
5000	0,00	0,13	0,26	0,39	0,52	0,64	0,77	0,90	1,03	1,16
5200	0,00	0,13	0,27	0,40	0,54	0,67	0,80	0,94	1,07	1,21
5400	0,00	0,14	0,28	0,42	0,56	0,70	0,84	0,98	1,11	1,25
5600	0,00	0,14	0,29	0,43	0,58	0,72	0,87	1,01	1,16	1,30
5800	0,00	0,15	0,30	0,45	0,60	0,75	0,90	1,05	1,20	1,35
6000	0,00	0,16	0,31	0,46	0,62	0,77	0,93	1,08	1,24	1,39
6200	0,00	0,16	0,32	0,48	0,64	0,80	0,96	1,12	1,28	1,44
6400	0,00	0,17	0,33	0,49	0,66	0,83	0,99	1,16	1,32	1,49
6600	0,00	0,17	0,34	0,51	0,68	0,85	1,02	1,19	1,36	1,53
6800	0,00	0,18	0,35	0,53	0,70	0,88	1,05	1,23	1,40	1,58
7000	0,00	0,18	0,36	0,54	0,72	0,90	1,08	1,26	1,45	1,63
7500	0,00	0,19	0,39	0,58	0,77	0,97	1,16	1,35	1,55	1,74

Kosketuskulman korjauskerroin G

D - d / A	Kosketuskulma pienillä urapyörillä (°)	Kerroin G
0,00	180	1,00
0,10	174	0,99
0,20	169	0,97
0,30	163	0,96
0,40	157	0,94
0,50	151	0,93
0,60	145	0,91
0,70	139	0,89
0,80	133	0,87
0,90	127	0,85
1,00	120	0,82
1,10	113	0,80
1,20	106	0,77
1,30	99	0,73
1,40	91	0,70
1,50	83	0,65

Hihnan pituuden korjauskerroin CL

Hihna-tunnus	ISO jakopituus [mm]	Kerroin CL
XPA-800	800	0,82
XPA-850	850	0,83
XPA-900	900	0,84
XPA-950	950	0,85
XPA-1000	1000	0,86
XPA-1060	1060	0,87
XPA-1120	1120	0,88
XPA-1180	1180	0,89
XPA-1250	1250	0,90
XPA-1320	1320	0,91
XPA-1400	1400	0,92
XPA-1500	1500	0,93
XPA-1600	1600	0,94
XPA-1700	1700	0,95
XPA-1800	1800	0,96
XPA-1900	1900	0,97
XPA-2000	2000	0,98
XPA-2120	2120	0,99
XPA-2240	2240	1,00
XPA-2360	2360	1,01
XPA-2500	2500	1,02
XPA-2650	2650	1,03
XPA-2800	2800	1,04
XPA-3000	3000	1,05
XPA-3150	3150	1,06
XPA-3350	3350	1,07
XPA-3550	3550	1,08

3.5.2 Hihnavälityksen edut ja haitat

Hihnavälityksen etuina voidaan mainita helppo ja edullinen huollettavuus sekä yksinkertainen ja halpa rakenne (Ansaharju 2009, 216). Esimerkiksi katkenneen hihnan korvaaminen uudella on edullinen investointi verrattuna hammaspyörien kunnostamiseen hammaspyöräkäyttöisessä vaihteessa. Huomioimisen arvoisia seikkoja ovat myös asennuksen helppous sekä luistaminen ylikuormitustilanteissa. Hihnan luistamisen johdosta mikään muu paikka ei ainakaan rikkoudu mahdollisessa koneen jumiutumistilanteessa, kun hihna alkaa luistaa. Myös käynti on miltei äänetöntä verrattuna hammaspyörä- tai ketjukäyttöön.

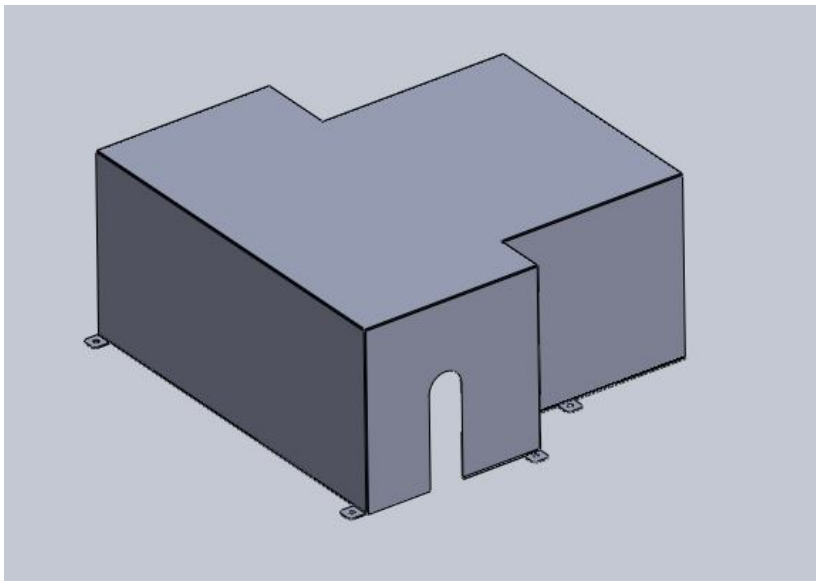
Hihnäkäytössä öljyä ei tarvita, joten valmistuskustannuksissa ja valmistusvaiheissa saavutetaan säästöä, kun ei tarvitse valmistaa öljykoteloja. Öljyn käytön välttämisen seurauksena laite on turvallisempi käytettävä myös ympäristön kannalta. Hihnapyörät on myös helppo vaihtaa erikokoisiin, mikäli välityssuhdetta halutaan jälkeinpäin muuttaa. Haittoina voidaan mainita suhteellisen suuri tilantarve verrattuna hammaspyöräkäyttöön ja laakereiden rasittuminen käytössä.

4 VAIHTEEN RAKENNE

Välitystapojen vertailun perusteella järkevin vaihtoehto on suunnitella ylennysvaihde kiilahihnakäytöllä toteutettavaksi rakenteen yksinkertaisuutta, kustannuksia sekä helppoa huollettavuutta ajatellen.

4.1 Suojakoppa

Suojakoppa tulee vaihteen päälle ja sen tarkoitus on suojata hihnat ja laakerit liialta sekä estää vieraiden esineiden pääsy vaihteeseen. Koppa on myös turvallisuuden kannalta oleellinen: Se estää esimerkiksi hihan tai muun vastaavan pääsyn hihnojen ym. väliin. Koppa kiinnitetään M6-pulteilla vaihteen pohjalevyyn tehtyihin korvakoihin. Koppa valmistetaan 1,5 mm ohutlevystä esimerkiksi plasmaleikkaamalla ja särmäämällä, minkä jälkeen koppa kootaan hitsaamalla särmätyt levyt yhteen.

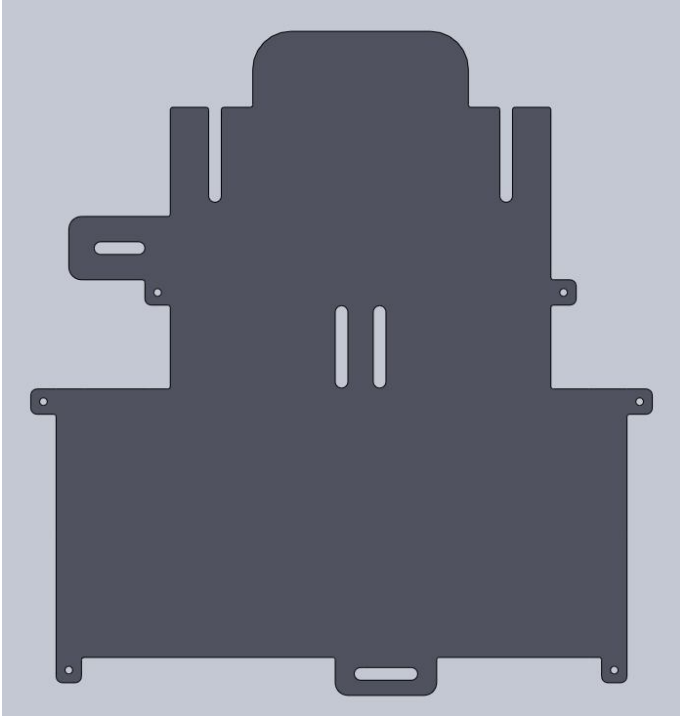


KUVA 1. Vaihteen päällä kiinnitettävä suojakoppa. (Petri Rätty)

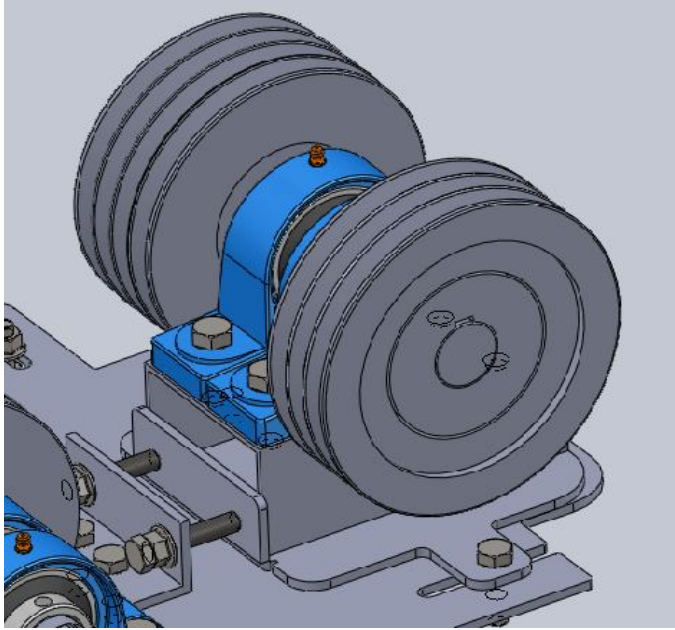
4.2 Vaihteen runko

Vaihteen runko koostuu 5 mm paksuisesta pohjalevystä, jonka päälle vaihde kootaan. Pohjalevyyn leikataan urat, joiden avulla voidaan säätää hihnojen kireyttä liu'uttamalla uriin M10- pulteilla kiinnitettyä pohjalevyn päällä olevaa niin ikään 5 mm

paksua levyä hihnojen kiristämiseksi tai löysäämiseksi. Pohjalevyn päällä lepäävän levyn päälle hitsataan suorakaiteen muotoinen RHS-palkki, jonka päälle laakeroidaan akseli. Laakeroitavan akselin päihin tulee kartioholkkien avulla kiinnitettävät hihnapyörät. Materiaalien mitat käyvät ilmi 3D-mallien piirustuksista.



KUVA 2. Pohjalevy, jonka päälle vaihde kootaan. Ylhäällä näkyvät urat joissa kuvassa 3 olevaa kiristysakselia voidaan liu'uttaa hihnojen kireyden säätelemiseksi. Keskellä olevissa urissa liikuu hihnan kiristinrauta, jonka avulla kiristysakselia saadaan liikuteltua. Isot korvakot alhaalla ja vasemmalla ovat vaihteen kiinnittämiseksi klappikoneen kolmipistekiinnitykseen. (Petri Rätty)



KUVA 3. Pohjalevyn päällä liukuva kiristysakseli hihnojen kireyden säätämiseksi. (Petri Rätty)

4.3 Akselit

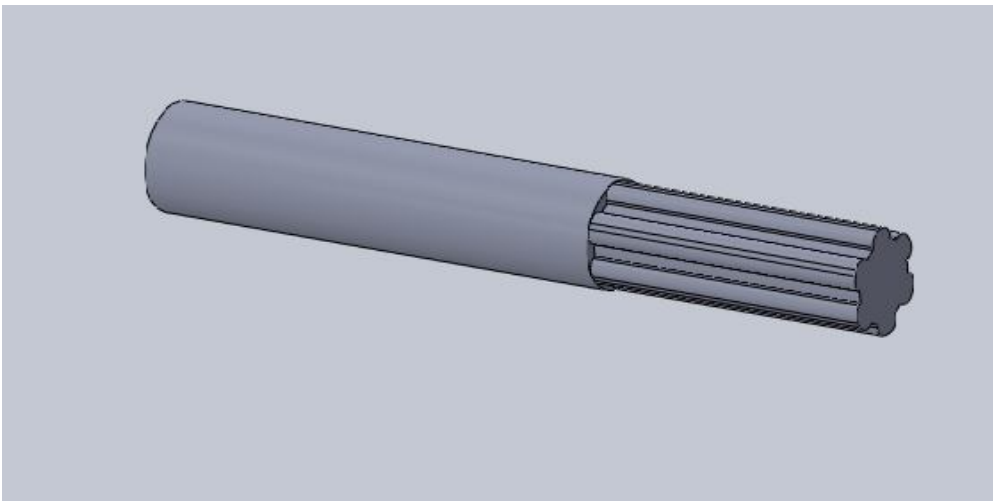
Vaihteessa tarvitaan yhteensä kolme eri akselia. Kahteen akseliin tarvitaan niiden toiseen päähän 6-ura-profiilia, jota on saatavilla valmiina standardituotteena. Akselien päihin, joihin kiinnitetään hihnapyörät, täytyy hihnapyörien kartioholkkeja varten jyrsiä kiilaurat. Ensimmäinen akseli kytketään traktorilta tulevaan nivelakseliin. Tämän akselin toisen pään tulee olla 35 mm:n 6-ura-akseli, jotta se saadaan yhdistettyä nivelakseliin. Toisessa päässä tulee olla kiilaura, jotta akselin päähän saadaan kiinnitettyä kartioholkin avulla 180 mm 4-urainen hihnapyörä.

Toinen tarvittava akseli tulee 5 mm:n levyn päälle hitsatun RHS-materiaalin päälle laakeroitavaksi. Tätä kiristysakselia pohjalevyn päällä urissa liu'uttamalla saadaan kiristettyä sekä löysättyä hihnoja. Akselin molempiin päihin tarvitaan kiilaurat hihnapyörien kartioholkkien kiinnittämiseksi akselin päihin. Traktorin puoleiseen päähän tulee kiinnittää 140 mm 4-urainen hihnapyörä, joka yhdistää sen pyörimään hihnoilla traktorin nivelakselilta tulevan akselin 180 mm hihnapyörän kanssa. Tällä hihnapyöräparilla saadaan aikaa välityksen muutos, joka tässä tapauksessa nostaa kierrokset 417 kierroksesta 540 kierrokseen minuutissa.

Haittana on kuitenkin se, että traktorilta tulevan akselin ja klapi-koneelle lähtevän akselin etäisyys toisistaan on noin 300 mm. Tämä aiheuttaa ongelman, sillä traktorilta

tulevan akselin ja klapikoneelle lähtevän akselin tulisi olla suurin piirtein samassa linjassa toistensa suhteen, jotta vaihde saadaan kiinnitettyä kolmipistekiinnityksen rautoihin, ja nivelakseli saadaan pyörimään mahdollisimman suoraan linjaan. Tämän vuoksi tarvitaan toinen hihnapyöräpari, jolla saadaan palautettua klapikoneelle lähtevä akseli samalle linjalle traktorilta tulevan akselin kanssa. Tämä voidaan toteuttaa käyttämällä 160 mm hihnapyöräparia, jolloin saadaan säilymään ”ensiöpyöräparilla” toteutettu välityksen muutos, sekä akselivälin määrittämä hihnanpituus säätöä ajatellen, jotta voidaan säätää molempien hihnapyöräparien hihnojen kireyttä liu’uttamalla kiristysakselia pohjalevyyn tehdyissä urissa. Toisin sanoen akseliin, jonka molempiin päihin tulee hihnapyörät, tarvittavat hihnapyörät ovat kokoa 140 mm ja 160 mm.

Kolmas ja viimeinen akseli joka vaihteeseen tarvitaan, on vaihteelta klapikoneelle lähtevä akseli. Tämän akselin toiseen päähän tulee siis kiinnittää 160 mm hihnapyörä ja toiseen päähän tarvitaan 6- uramuoto, jotta akseli saadaan pooriholkin avulla yhdistettyä klapikoneen 6- ura-akseliin.



KUVA 4. Standarditavarana saatavaa 6 ura-akselia tarvitaan vaihteeseen traktorilta tulevan nivelakselin kytkemiseksi vaihteeseen ja vaihteelta lähtevän akselin kytkemiseksi klapikoneeseen. Akselien toiseen päähän jysittää kiilaura hihnapyörän kartioholkkia varten.

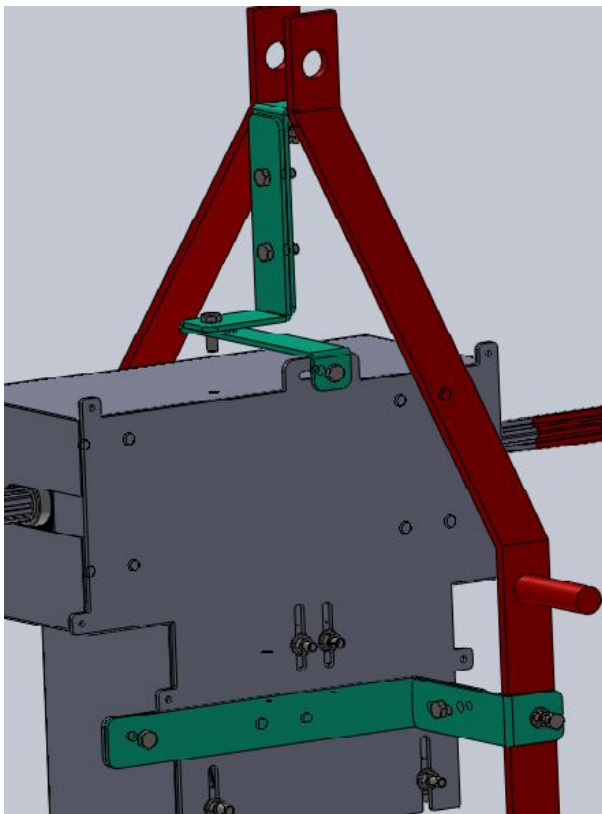
4.4 Laakerointi

Akselien laakerointi tapahtuu RHS-palkkien päälle pultein kiinnitettävien laakeriysikköjen avulla. Tällä tavoin toteutettu laakerointi on edullinen toteuttaa ja

huolto sekä laakerin vaihtaminen on helppoa ja vaivatonta kun rasvauksen saa hoidettua laakeriyksikön päällä olevasta rasvanipasta ja kuluneen laakerin vaihtamiseksi ei tarvita ulosvetimiä tai muita erikoistyökaluja. Laakerin vaihtamiseksi tarvitsee vain irrottaa laakeriyksikköä pitävät pultit ja nostaa entinen pois ja asentaa uusi tilalle.

4.5 Vaihteen kiinnitys klapikoneeseen

Vaihte kiinnitetään klapikoneeseen 5 mm:n paksuisesta materiaalista tehtyjen kiinnitinrautojen avulla. Kiinnityspisteinä toimii klapikoneen kolmipistekiinnityksen raudat. Kiinnitinraudat asennetaan kiinni vaihteen pohjalevyyn tehtyihin korvakoihin ja kiinnitinraudoissa olevien säätövarojen avulla vaihdetta pystytään tarvittaessa säätämään sekä korkeus- että sivusuunnassa.



KUVA 6. Vaihteen kiinnitys klapikoneeseen. (Petri Rätty)

5 TYÖN TULOKSET

Työn tuloksena saatiin suunnitelma ylennysvaihteen valmistamiseksi, selvitys vaihteen valmistamiseksi tarvittavista komponenteista ja materiaaleista sekä 3D-malli vaihteesta sekä piirustukset osista, jotka on valmistettava itse. Tarvittavista materiaaleista ja komponenteista koituvat kustannukset sekä materiaalien tarve käyvät ilmi alla olevasta taulukosta. Hinnat on otettu eri lähteistä ja niihin ei ole laskettu työn osuutta, vaan kulut sisältävät vain komponenttien ja materiaalien hankintakulut.

TAULUKKO 7. Tarvittavat komponentit ja materiaalit hintoineen

Komponentti/ Materiaali	Tarve	á Hinta	Hinta yhteensä
RHS- palkki 100x60x40 (laakeripukkien alustoiksi)	510 mm	16,70 €/m	16,70
Hihnapyörä SPA-180-4	1 kpl	58,43	58,43
Hihnapyörä SPA-140-4	1 kpl	37,46	37,46
Hihnapyörä SPA-160-3	2 kpl	39,74	79,48
Kiilalahihna	7 kpl	11,20 €	78,40
Kulmarauta 40 x 40 x 5 (kivistysakselin kivistyspalan valmistamiseksi)	löytyy valmiina, ei tarvitse ostaa	-	-
1,5 x 500 x 1250 mm x pelti (suojakopan valmistamiseksi)	1 levy	9 €/ kpl	9,00
5 mm levyä (pohjalevyn, kiinnikkeiden valmistamiseksi)	löytyy valmiina, ei tarvitse ostaa	-	-
Laakeriyksikkö UCP207	6 kpl	12,85	77,1
Kartioholkki 2517 35 mm	4 kpl	10,02	40,08
Pooriholkki 95 mm 1 3/8"	1 kpl	15,00	15,00
Ura-akseli 350 mm 1 3/8"	2 kpl (toinen löytyy valmiina)	15,70	15,70
Akseliteräs 35 mm	201,3 mm	14,09 /m	14,09
Kokonaiskustannukset komponenttien ja materiaalien suhteen 441,44			

6 YHTEENVETO

Työn tavoitteena oli suunnitella ja mallintaa mahdollisimman yksinkertaisella rakenteella ja edullisesti toteutettavissa oleva ylennysvaihte traktorikäyttöiselle klapikoneelle. Ylennysvaihteen suunnittelu vei enemmän aikaa kuin alunperin olisi arvannut. Työtä aloitettaessa mielessä oli idea hammaspyörävaihteesta, mutta eri välitystapoihin perehtymisen myötä päätettiin vaihte toteuttaa kiilahihnavälityksellä.

Omat haasteensa suunnittelulle asetti se, että vaihteen rakenne oli ideoitava ja suunniteltava täysin ilman olemassa olevaa mallia. Suunnittelua rajoitti myös suhteellisen pieni tila, johon vaihteen on mahduttava. Tästä syystä suunnittelussa tuli aika ajoin viivästystä, kun komponenttien mitoitus oli mietittävä uudelleen, että vaihte mahtuu käytettävissä olevaan tilaan. Rakenteen suunnittelussa oli otettava huomioon myös mahdollisimman vähäinen materiaalien ja komponenttien tarve valmistuskustannusten minimoimiseksi.

Työssä laskettiin suuntaa antava arvio vaihteen rakentamiseksi tarvittavien materiaalien ja komponenttien hinnoista. Yllättävää on kuinka helposti hinta nousee suhteellisen korkeaksi vaikka materiaalien ja komponenttien tarve ei ole kovin suuri.

Työn tuloksina saadun suunnitelman sekä piirustusten avulla vaihte on nyt mahdollista rakentaa käytännössä, jolloin vaihteen hyödyt ja sen toimivuus käytännössä selviävät käytön myötä.

LÄHTEET

Airila, M., Ekman, K., Hautala, P., Kivioja, S., Kleimola, M., Martikka, H., Miettinen, J., Niemi, E., Ranta, A., Rinkinen, J., Salonen, P., Verho, A., Vilenius, M & Välimaa, V. 1997. *Koneenosien suunnittelu*. 4 painos 2003. Helsinki: Werner Söderström Osakeyhtiö.

Ansaharju, T.2009. *Koneenasennus & kunnossapito*. Helsinki: WSOY oppimateriaalit Oy

Bioenergia NRO 1 2008, [verkkojulkaisu] [viitattu 15.10.2011]. Saatavissa: <http://www.puuenergia.fi/koneet/08-1-klapikoneet.pdf>

Hemmi, J. 1963. *Dieseltraktori*. Helsinki: Kustannusosakeyhtiö Tammi.

Isojoen konehalli Oy. [Yrityksen www-sivu, viitattu 11.02.2012]. Saatavissa: <http://www.ikh.fi/Etusivu>

JAPA, Laitilan Rautarakenne Oy. [Yrityksen www-sivu, viitattu 18.12.2011]. Saatavissa: <http://www.japa.fi/index.php/klapikoneet/sirkkelikoneet/japa-700.html>

Knuuttila, K.2003. *Puuenergia*. Jyväskylä: Gummerus Kirjapaino Oy

Konedata. [viitattu 20.10]. Saatavissa: <http://www.konedata.net/Traktorit/MF165.htm>

Konekesko LTD [www-sivu]], [Viitattu 25.10.2011]. Saatavissa http://www.konekesko.com/fi/Portals/0/Maatalouskoneet/Massey%20Ferguson/8600/MF8600_Finnishv3-screen.pdf

Niskanen, H., & Tiainen, R.1987. *Maatalouden koneoppi*. 4 uusittu painos. Tampere: Tampereen Kirjapaino Oy Tamprint.

Neste Oil [yrityksen www-sivu, verkkoartikkeli], [Viitattu 15.01.2012]. Saatavissa:<http://www.neste.fi/artikkeli.aspx?path=2589%2C2655%2C2710%2C2734%2C2742%2C3309%2C3313>

Rubber Gates Company Kiilahihnakäytön suunnitteluopas, verkkojulkaisu [Viitattu 29.01.2012]. Saatavissa:[http://www.sks.fi/download/sks_gates_kiilahihnakayton_suunnitteluopas/\\$file/Kiilahihnakaytonsuunnitteluopas1023250.pdf](http://www.sks.fi/download/sks_gates_kiilahihnakayton_suunnitteluopas/$file/Kiilahihnakaytonsuunnitteluopas1023250.pdf)

