

Joonas Lappalainen

## **Vesakkoleikkurin voimansiirron suunnittelu**

Opinnäytetyö

Kevät 2011

Tekniikan yksikkö

Auto- ja kuljetustekniikan koulutusohjelma



SEINÄJOEN AMMATTIKORKEAKOULU

## Opinnäytetyön tiivistelmä

Koulutusyksikkö: Tekniikan yksikkö

Koulutusohjelma: Auto- ja kuljetustekniikka

Suuntautumisvaihtoehto: Auto- ja Työkonetekniikka

Tekijä: Joonas Lappalainen

Työn nimi: Vesakkoleikkurin voimansiirron suunnittelu

Ohjaaja: Kimmo Kitinoja

Vuosi: 2011 Sivumäärä: 71 Liitteiden lukumäärä:-

---

Tässä opinnäytetyössä on suunniteltu vesakkoleikkurin voimansiirtoa ja mitoitettu siihen tarvittavia komponentteja, kuten hydraulikkamoottoria ja -pumppua. Työssä laskettiin ketjun leikkaukseen tarvitsema voima, jolla puolestaan voitiin laskea akselin kierrosnopeus. Kun haluttu akselin kierrosnopeus oli tiedossa, mitoitettiin vesakkoleikkuriin sopiva hydraulimoottori. Moottoriksi mitoitettiin käyttöön sopiva aksiaalimäntä- ja siipipumppu. Vaihtoehtoista valittiin käyttöön sopivin. Valittiin myös työkoneen käyttöön sopiva hydraulipumppu.

Työn hydrauliiikan perusteet osioon on kerätty muutamia tärkeimpiä hydrauliiikan osa-alueita, jotka on hyvä olla hallussa työtä lukiessa. Pumpujen teoriassa on käsitelty yleisimmät pumpputyypit. Pumpuista on käsitelty työssä rakenne ja toimintaperiaate. Hydrauliiikan moottoreista on myös esitelty yleisimmät tyypit, rakenne ja toiminta periaate.

Tässä opinnäytetyössä on käsitelty kiilahihnakäytön mitoitusta. Kiilahihnan mitoituksesta on esitelty teoriaa. Mitoitus on käyty läpi esimerkin avulla. Työssä on suunniteltu vesakkoleikkurin voimansiirtoon hihnakäyttö. Hihnakäyttö on kolmella hihnalla toimiva. Mitoituksessa apuna käytettiin DesingFlexPro-ohjelmistoa. Ohjelmistolla pystytään mitoittamaan hihnakäyttöön standardikomponentit ja taloudellisesti kannattavin vaihtoehto hihnakäytölle.

Avainsanat: hihnakäyttö, vesakkoleikkuri

SEINÄJOKI UNIVERSITY OF APPLIED SCIENCES

## **Thesis abstract**

Faculty: School of Technology

Degree programme: Automotive and Transportation Engineering

Specialisation: Automotive and Work Machine Engineering

Author: Joonas Lappalainen

Title of thesis: Design of the coppice crusher transmission

Supervisor: Kimmo Kitinoja

Year: 2011                      Number of pages: 71      Number of appendices:–

---

The purpose of this thesis is to clarify the functioning of the hydraulics and the criteria of the pumps and motors.

My thesis handles how the hydraulic pumps, motors and belt drive dimensioned to coppice crusher work. In this work the main concern is the power and torque changes of the coppice crusher. It is solved with by a mathematic model. The model described how much power is needed when the crusher is cutting a tree trunk. The tree trunk diameter is about 50 mm.

In this thesis the DesingFlexPro-program is used to help to design the belt drive. The design comprises the ready power transmission components of coppice crusher.

Keywords: coppice crusher, belt drive

## SISÄLTÖ

Opinnäytetyön tiivistelmä.....	1
Thesis abstract.....	<b>Error! Bookmark not defined.</b>
SISÄLTÖ .....	3
Kuvio- ja taulukkoluetelo.....	5
Käytetyt termit ja lyhenteet .....	8
1 JOHDANTO .....	9
2 HYDRAULIIKAN PERUSTEET .....	10
2.1 Peruskäsitteitä.....	10
2.2 Pumpun imutapahtuma .....	12
2.3 Hydromekaniikka.....	12
2.4 Hydraulinen voimansiirto.....	13
2.5 Kavitaatio .....	14
2.6 Tilavuusvirta .....	14
3 HYDRAULIIKAN PUMPUT.....	15
3.1 Toimintaperiaate .....	16
3.2 Ominaisuudet.....	17
3.3 Hammaspyöräpumppu.....	19
3.4 Mäntäpumput .....	19
3.4.1 Rivimäntäpumppu .....	20
3.4.2 Radiaalimäntäpumppu .....	21
3.4.3 Aksiaalimäntäpumppu.....	21
3.5 Siipipumppu .....	23
3.5.1 Siipipumppu, jossa siivet sijoitettu pyörivään staattoriin.....	24
3.5.2 Siipipumppu, jossa siivet ovat sijoitettu liikkumattomaan staattoriin.....	28
3.6 Pumppujen koko, teho ja tehontarve.....	28
4 HYDRAULIIKAN MOOTTORIT .....	30
4.1 Ominaisuudet ja rakenne .....	30
4.2 Hammaspyörämoottorit.....	30
4.3 Mäntämoottorit .....	30
4.4 Nokkarengasmoottorit .....	31

4.5 Aksiaalimäntämoottorit.....	33
4.6 Siipimoottorit .....	34
4.7 Nopeusluokittelu.....	35
<b>5 KIILAHIHNA VÄLITYKSET.....</b>	<b>37</b>
5.1 Kiilahihnojen mallit .....	38
5.2 Kapean kiilahihnan mitoitus .....	38
5.2.1 Esimerkki kiilahihnan mitoituksesta.....	43
<b>6 VESAKKOLEIKKURIN, HYDRAULIIKKAPUMPUN JA MOOTTORIN MITOITUS.....</b>	<b>46</b>
6.1 Vesakkoleikkurin toimintaperiaate ja suunnittelu.....	46
6.2 Hydraulimoottorin kierrosnopeuden määrittäminen.....	48
6.2.1 Moottorin mitoitus.....	50
6.2.2 Aksiaalimäntämoottori vesakkoleikkuriin.....	50
6.2.3 Siipimoottori vesakkoleikkuriin .....	53
6.2.4 Moottorin mitoituksen tulokset.....	56
6.3 Pumpun mitoitus vesakkoleikkuriin .....	57
<b>7 KIILAHIHNAKÄYTÖN MITOITUS VESAKKOLEIKKURIIN .....</b>	<b>58</b>
7.1 Hihnakäytön suunnittelu.....	58
7.2 Hihnan käyttöiän valinta .....	59
7.3 Suunnitteluteho .....	59
7.4 Oikean hihnaprofiilin valinta .....	60
7.5 Välityssuhde.....	61
7.6 Hihnapyörän halkaisijan valinta.....	62
7.7 Hihnanopeuden määrittäminen .....	62
7.8 Akselivälin ja hihnapituuden valinta.....	63
7.9 Hihnojen lukumäärä .....	63
7.10 Hihnakäytön mitoituksen tulokset.....	63
<b>8 YHTEENVETO.....</b>	<b>67</b>
<b>9 OMAT POHDINNAT.....</b>	<b>69</b>
<b>LÄHTEET .....</b>	<b>71</b>

## Kuvio- ja taulukkoluetelo

Kuvio 1. Ilmanpaineen ja hydrostaattisen paineen vaikutus (Kauranne ym. 1998, 20).....	11
Kuvio 2. Hydraulisen voimansiirron alatyypit (Louhos & Louhos 1992, 9).....	13
Kuvio 3. Syrjäytyspumpun tuottaman tilavuusvirran vaihtelu. (Kauranne 2008, 140.).....	17
Kuvio 4. Pumpun tuottama tehollinen tilavuusvirta ja siihen vaikuttavat tekijät. (Kauranne 2008, 140.) .....	18
Kuvio 5. Rivimäntäpumppu (Kauranne 2008, 165.) .....	20
Kuvio 6. Radiaalimäntäpumppuja, joiden sylinterien määrä on yleensä pariton. (Louhos 1992, 27.).....	21
Kuvio 7. Aksiaalimäntäpumpun rakenne. (Louhos 1992, 25.).....	22
Kuvio 8. Intra siipipumppu. (Louhos 1992, 31.).....	24
Kuvio 11. Yksikammioiseen siipipumppun roottorin sijoitus vaihtoehdot. (Kauranne 2008, 157.).....	24
Kuvio 12. Säätilavuuksinen yksikammioinen siipipumppu (Kauranne ym. 2008, 158).....	26
Kuvio 13. Kaksikammioinen siipipumppu (Kauranne ym. 2008, 161.) .....	27
Kuvio 14. Siipipumppu, jossa siivet ovat pyörimättömässä staattorissa (Kauranne ym. 2008, 163).....	28

Kuvio 15. Vickers -hammaspyöräpumpun tehontarve eri paineilla ja tilavuusvirroilla (Louhos & Louhos 1992, 32).....	29
kuvio 16. Ulkoisin virtauskanavin varustettu radiaalimäntämoottori (Keinänen & Kärkkäinen 2003, 223).....	31
kuvio 17. Nokkarengasmoottori (Keinänen & Kärkkäinen 2003, 224).....	32
kuvio 18. Staattoriaksiaalimoottori (Keinänen & Kärkkäinen 2003, 225).....	33
kuvio 19. Vakio-tilavuuksinen vinolevymoottori (Keinänen & Kärkkäinen 2003, 226).	34
kuvio 20. Eri-laisia kiilahihnojen profiilimuotoja (Blom, jne. 1999. 235 ).	38
kuvio 21. Käyttökertoimen valinta kuvio (Blom, jne. 1999. 238).....	40
kuvio 22. Välitussuhteen avulla määritetään kiilahihnan pituus L ja akseliväli E (Blom, jne. 1999. 239).....	41
kuvio 23. Hihnakoon ja tehonsiirto arvon valintanomogrammi (Blom, jne. 1999. 240).....	42
kuvio 24. Hihnakäytön apukertoimia (Blom, jne. 1999. 241).....	43
Kuvio 25. Leikkaustapahtuma .....	47
Kuvio 26. Leikkuriin mitoitettun moottorin tekniset tiedot (Medium Duty Piston Pumps-Technical Manual 2006, 34). .....	52
Kuvio 27. Eaton hydraulimoottorin kokonaishyötysuhde ja volumetrinen hyötysuhde. (Medium Duty Piston Pumps-Technical Manual 2006, 35.) .....	52

Kuvio 28. Eaton MU2 kierrosnopeusvääntö-kuvaaja. (High Speed Vane Motors 1994, 5.).....	53
Kuvio 29. Eaton MU2 kierrosnopeusteho-kuvaaja. (High Speed Vane Motors 1994, 5.).....	54
Kuvio 30. Eaton MU2 kierrosnopeustilavuusvirta-kuvaaja (High Speed Vane Motors 1994, 5.).....	54
Kuvio 31. Eaton MU2 ominaisuustaulukko (High Speed Vane Motors 1994, 7.) ..	54
Kuvio 32. Eaton 25M ominaisuustaulukko. (High Speed Vane Motors 1994, 11.)	55
Kuvio 33. Eaton 25M ominaisuustaulukko (High Speed Vane Motors 1994). .....	56
Kuvio 34. Käyttökertoimet. (Kiilahihnakäytön suunnittelu opas, 24.).....	60
Kuvio 35. Kiilahihnaprofiilin valinta. (Kiilahihnakäytön suunnitteluopas, 26.) .....	61
Kuvio 36. Hihnapyörän standardihalkaisijat (Kiilahihnakäytön suunnitteluopas, 28.)	62
Kuvio 37. DesignFlexPro -laskentaohjelma .....	64
Kuvio 38. DesignFlexPro -ohjelmiston laskennan tulokset.....	65
Kuvio 39. DesignFlexPro -ohjelmalla mitoitettu hihnakäyttö. ....	66



## Käytetyt termit ja lyhenteet

- Hihnakäyttö** Hihnakäytöllä tässä opinnäytetyössä tarkoitetaan voimansiirron komponenttia, jossa voimaa siirretään hihnapyörien ja yhden tai useamman hihnan avulla eteenpäin.
- Vesakkoleikkuri** Vesakkoleikkurilla tarkoitetaan työssä työkonetta, joka on suunniteltu vesakon leikkaamiseen terällä tai murskaamaan ketjulla. Kyseisestä laitteesta käytetään myös nimitystä vesakkomurskain.

# 1 JOHDANTO

Tässä opinnäytetyössä perehdytään vesakkoleikkurin voimansiirron suunnitteluun. Opinnäytetyö on tehty helpottamaan kyseisen työkoneen valmistamista omaan käyttöön. Materiaali sisältää myös hydrauliiikan peruskäsitteitä ja teoriaa

Työssä esitellään hydraulipumppujen ja -moottoreiden rakenteita ja ominaisuuksia. Työssä tutustutaan myös hammas-, mäntä- ja siipipumppuihin sekä vastaaviin moottoreihin. Suunnitteluosiossa mitoitetaan vesakkoleikkuriin sopiva hydrauliikkamoottori laskennalliselle kierrosnopeustarpeelle. Vesakkoleikkuriin vertaillaan muutamaa eri moottorityyppiä. Lisäksi suunnitteluosiossa valitaan vesakkoleikkurin käyttöön sopiva hydrauliikkapumppu. Työssä esitetään myös tarkka pumpun malli, joka sopii käyttöön. Leikkurin voimansiirrossa väliin on sijoitettu hihnävälitys.

Työn lopussa on vaiheet kiilahihnakäytön suunnitteluun vesakkoleikkuriin. Mitoituksessa valitaan muun muassa hihnatyyppi, hihnalukumäärä ja hihnapyörätyyppi. Hihnakäytön mitoituksessa käytetään apuna DesignFlexPro-ohjelmaa. Kiilahihnakäytön mitoittaminen suoritetaan valitun hydraulimoottorin mukaan. Hihnakäytön tarkoitus on tasata kuormitus vaihteluita ja jatkaa vesakkoleikkurin käyttöikä. Tässä opinnäytetyössä ei käsitellä vesakkoleikkurin muotoa tai rakennetta. Työssä ei myöskään käsitellä turvallisuustekijöitä. Jos leikkaavan kettingin päästä irtoaa pala, se lentää luodinnopeudella ja on todella vaarallinen. Tällaisia tapauksia varten on rakenteesta tehtävä sellainen, että sinkoavat puun palat ja kivet eivät pääse suoraan lentämään työkoneesta ulos.

## 2 HYDRAULIIKAN PERUSTEET

### 2.1 Peruskäsitteitä

Jos suljetussa tilassa olevaa kaasua puristetaan männällä, se puristuu tiiviimpään olomuotoon. Puristetussa tilassa paine kasvaa, minkä vuoksi myös kaasun lämpötila kasvaa. Nestettä voidaan pitää puolestaan kokoonpuristumattomana. Kun mäntää puristetaan kasaan jollakin voimalla, tilaan syntyy myös paine. Tilavuus muuttuu vain vähän. Tilavuus voidaan siis käytännöllisesti katsoen olettaa vakioksi. Jos rakenteet tilan ympärillä eivät ole tarpeeksi kestäviä, paineen aiheuttamat voimat särkevät rakenteet. Paine syntyy voiman vaikuttaessa johonkin pintaan. Kun voima jaetaan pinta-alalla, saadaan laskettua paine kaavan 1 mukaisesti. (Louhos & Louhos 1992, 9–10.)

$$p = \frac{F}{A} \quad (1)$$

jossa

$$p = \text{Paine [Pa]} \quad F = \text{voima [N]} \quad A = \text{Pinta - ala [m}^2\text{]}$$

Hydrauliikan yleinen tilanne on, että sylinterissä olevaa nestettä puristetaan männällä. Tässä tilanteessa voidaan laskea paine kaavalla 2. (Louhos & Louhos 1992, 10.)

$$\text{Paine(Pa)} = \frac{\text{Mäntään vaikuttava voima(N)}}{\text{Männän poikkipinta(m}^2\text{)}} \quad (2)$$

Hydrauliikan peruslaki on Pascalin laki: ”Voiman vaikutus levossa olevaan nesteeseen leviää tasaisesti kaikkiin suuntiin nesteeseen sisällä. Vallitsevan paineen suuruus nesteessä riippuu vaikuttavasta voimasta ja sen vaikutuspinta-alasta. Paine vaikuttaa kohtisuoraan säiliön seinämiä vastaan.” (Kauranne, Kajaste & Vilenius 1998, 19.)

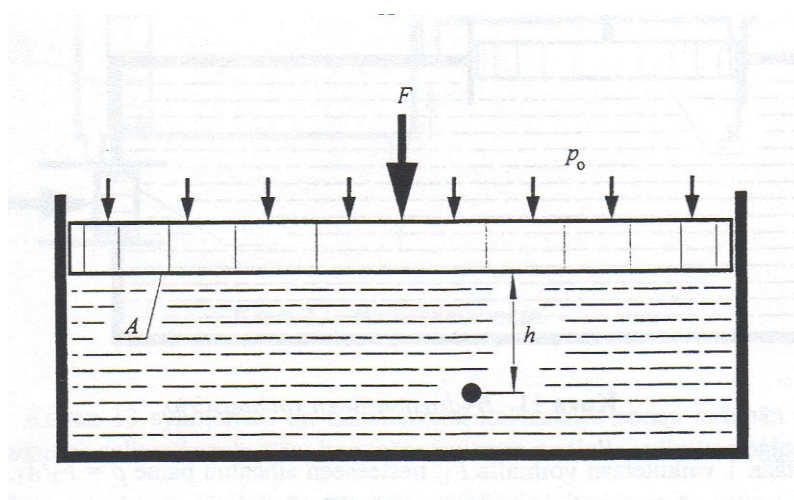
yksikkömuunnokset ovat hankalia ja niissä syntyy helposti virheitä. Hyvä muistisääntö on, että 1 bar on 0,1 Mpa. (Louhos & Louhos 1992, 12.)

Ulkoisten voimien aiheuttaman paineen lisäksi painetta kasvattaa myös nesteen paine. Tätä painetta kutsutaan hydrostaattiseksi paineeksi. Hydrostaattisen paineen suuruus riippuu nesteen tiheydestä  $\rho$  [Kg/m<sup>3</sup>], maan kiihtyvyydestä  $g$  [m/s<sup>2</sup>] ja mittaussyvyydestä  $h$  [m]. Hydrostaattisen paineen laskemiseen toimii kaava 4. (Kauranne ym. 1998, 20.)

$$p_h = \rho \times g \times h \quad (3)$$

Säiliön muodolla ei ole vaikutusta hydrostaattisen paineen arvoon. Paine on sama säiliöstä riippumatta, jos syvyys on sama. Tämän näkee myös laskukaavasta 3. Säiliön paineeseen tietyssä syvyydessä vaikuttaa myös säiliön pintaan kohdistuva paine kuvion 1 mukaisesti. Kaava 4 on kokonaispaineen laskukaava, jossa otetaan huomioon kaikki tekijät. (Kauranne ym. 1998, 20–21.)

$$p_k = \frac{F}{A} + p_h + p_0 \quad (4)$$



Kuvio 1. Ilmanpaineen ja hydrostaattisen paineen vaikutus (Kauranne ym. 1998, 20).

Lauseke  $F/A$  on yleensä suuruusluokkaa 5–60 MPa. Termi  $p_0$  on vapaaseen pintaan kohdistuva paine säiliössä eli käytännössä ilmanpaine  $\approx 0.1$  MPa. Hydrostaattinen paine on yleisesti luokkaa 0,05 MPa (Nestepatsaan korkeus on  $\geq 0,5$  m). Tässä tapauksessa laskussa ei tehdä huomattavaa virhettä, jos jätetään hydrostaattinen paine ja ilmanpaine kokonaan huomioimatta. Tapauksissa, joissa käytettävät paineet ovat pieniä ja neste patsaan korkeuserot suuria, on nämä asiat otettava huomioon. (Kauranne ym. 1998, 21.)

## 2.2 Pumpun imutapahtuma

Pumpun imutapahtumassa oletetaan pumpun imevän nestettä säiliöstä. Käytännössä pumppu kehittää imupuolella alipaineen. Alipaine ja säiliössä olevaan vapaaseen nestepintaan vaikuttava ulkoilman paine saa öljyn virtaamaan pumppuun. Hydrostaattinen paine auttaa tai vastustaa imutapahtumaa. Käytännössä se tarkoittaa, että on järkevä sijoittaa pumppu säiliön nestepinnan alapuolelle. Se kannattaa huomioida toimilaitteen säiliön ja pumpun sijoituksessa. Suunnitteluvaiheessa on otettava huomioon seuraavat asiat: säiliön sijainti, imuputken mitoitus ja muotoilu sekä öljyn viskositeetti. Näiden seurauksena pumpun imupainepuolelle alipaineen maksimiarvoksi täytyy saada alle  $-0,02$  MPa. (Louhos & Louhos 1992, 13.)

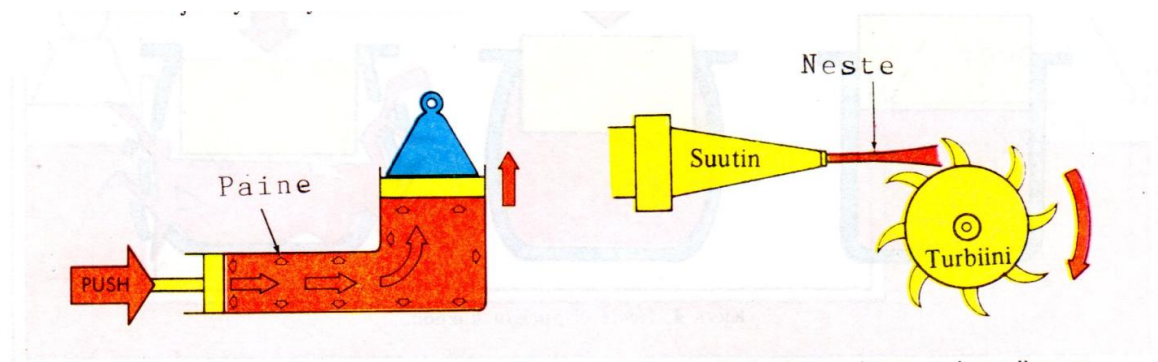
## 2.3 Hydromekaniikka

Hydromekaniikka jakautuu kahteen eri osa-alueeseen: hydrostatiikkaan ja hydrodynamiikkaan. Hydrostatiikassa tutkitaan ja selitetään ulkoisten voimien alaisia nesteiden tasapainotiloja. Siinä olevat lait on määritelty ideaalisella nesteellä. Ideaalinen neste on tässä tapauksessa massaton, kitkaton ja kokoonpuristamaton. Jos tällainen neste olisi olemassa, olisi olemassa hydraulijärjestelmä, jossa ei olisi ollenkaan energiahäviöitä. Todellisuudessa hydraulijärjestelmässä on aina häviöitä, joita pystytään myös erikoistapauksissa hyödyntämään kuristusperiaatteen avulla. Hydrodynamiikan osa-alueessa tutkitaan ja selitetään nesteen häviöiden syyt ja merkitys järjestelmän toiminnalle.

Hydrodynamiikassa otetaan huomioon nesteen todellinen massa, kitkat ja kokoonpuristuvuus. Siinä huomioidaan myös se, että neste sitoo kineettistä energiaa ja että sen siirtäminen vaatii työtä. Nesteen kitka aiheuttaa virtausvastusta ja nesteellä on sisäistä kitkaa eli nesteen viskositeetti. (Kauranne ym. 1998, 19–20.)

## 2.4 Hydraulinen voimansiirto

Liike-energiaa voidaan siirtää työkone- ja autotekniikassa monella eri menetelmällä, kuten mekaanisesti, sähköisesti tai hydrauliiikan ja pneumatiikan avulla. Kuviossa 2 ovat hydraulisen voiman siirron alatyypit. Hydraulisen voimansiirron väliaine on neste, jolla saadaan siirrettyä voimaa työkoneessa tarvittaviin kohteisiin tekemään tarvittavaa työtä hydrauliputkien avulla. Nesteellä pystyy siirtämään voimaa ja tehoa, toisin sanoen dynamiikan avulla. Kuvion 2 kuvan 1 yksinkertaisin käytännön esimerkki hydrostaatiikassa on tunkki, jossa voima siirretään paineen avulla. Käytännön sovellus hydrodynamiikassa on esimerkiksi automaattivaihdelaatikon momentinmuunnin, jossa voimaa välitetään kahden turbiinin avulla. (Louhos & Louhos 1992, 9.)



Kuva 1. Hydrostaattisessa voimansiirrossa voima siirtyy kappaleesta toiseen öljyn paineen välityksellä.

Kuva 2. Hydrodynaamisessa voimansiirrossa käytetään hyväksi öljyn liike-energiaa.

Kuvio 2. Hydraulisen voimansiirron alatyypit (Louhos & Louhos 1992, 9).

## 2.5 Kavitaatio

Kavitaatio hydraulikassa on luonnonilmiö, jossa pumpun imupuolella syntyy kiehumista. Kiehumisen saa aikaan liian suuri pumpun imupuolelle syntynyt alipaine. Kaasukuplien muodostuminen aiheuttaa pumpun voitelussa ongelmia. Pumppuun syntyy paikallisia leikkautumia, jotka puolestaan pahimmassa tapauksessa aiheuttavat pumppurikon. Kavitaatiota syntyy usein tukkeutuneen tai liian tiuhan imusuodattimen, liian jäykän öljyn, ahtaan ja pitkän imuputken, tukkeutuneen säiliön huohottimen, liian suuren nostokorkeuden tai imuletkun sisäisen vulganoinnin irtoamisen seurauksena. Tärkeänä imupuolen raja-arvona voidaan yleistää, että virtausnopeus on alle 1,5 m/s ja alipaine on alle -0,02 MPa. Öljyn viskositeetti pitää myös huomioida. (Louhos & Louhos 1992, 13.)

Ilmavuoto imupuolella on kavitaation tapainen ilmiö. Ilmavuoto imupuolella aiheuttaa toimilaitteeseen nykimistä. Pumppu voi alkaa ulista ja käyntiään voimistua. Öljyn seassa liikkuvat ilmakuplat aiheuttavat öljyn lämpenemistä, kun ne siirtyvät pumpun painepuolelle. Kuplat painuvat kasaan paineessa ja synnyttävät lämpöenergiaa ja paineiskuja. Korkeammassa paineissa kuplat myös aiheuttaa öljyn hapettumista. Tämän lisäksi pumpun tuotot pienenevät ja paineet laskevat. Ilmavuotoja voi syntyä vuotavista liitoksista, murtumista tai liian alhaisesta öljynpinnasta säiliössä. (Louhos & Louhos 1992, 13.)

## 2.6 Tilavuusvirta

Nesteen siirtymiseen paikasta toiseen tietyssä ajassa ilmoittamiseen käytetään tilavuusvirtaa. Tilavuusvirran SI-mittajärjestelmän mukainen yksikkö on [m<sup>3</sup>/s] ja se merkittää Q kirjaimella. Joissakin hydraulikan sovelluksissa litraa minuutissa [l/min] yksikkö on hyvin suosittu merkintämenetelmä. Tällaisia sovelluksia ovat työkonetekniikan puolella esimerkiksi pumppujen tuoton merkinnät. Tilavuusvirta Q lasketaan kaavasta 5 nopeuden v ja pinta-alan A avulla. (Kauranne ym. 1998, 31.)

$$Q = A * v \quad (5)$$

### 3 HYDRAULIIKAN PUMPUT

Hydrostaattiset tehonsiirtolaitteet muuttavat energian muotoa. Näitä komponentteja ovat pumput, moottorit ja sylinteri. Niiden avulla energiaa muunnetaan muodosta toiseen rakenteen syrjäytyselimien staattisten voimavaikutusten avulla ilman, että dynaamisia voimia esiintyisi ollenkaan. Pumpun tehtävä on muuttaa mekaaninen teho hydrauliseksi. Mekaaninen teho on yleensä liike-energiaa, mikä on pyörivän liikkeen muodossa. Liike-energiaa tuotetaan useasti sähkö- tai polttomoottorin avulla. Myös joissakin yksinkertaisissa pumppukonstruktioissa käytetään lineaarista liike-energiaa eli suoraviivaista liikettä. Tällaisia ovat esimerkiksi käsipumput. (Kauranne ym. 1998, 137.)

Pumput voidaan jakaa kahteen alaryhmään toimintaperiaatteen mukaan. Nämä ryhmät ovat hydrostaattiset- ja hydrodynaamiset pumput. Hydrostaattisia pumppuja kutsutaan niiden yksinkertaisuuden vuoksi pelkästään pumpuiksi. Tässä työssä ei käsitellä ollenkaan hydrodynaamisia pumppuja. Rakenteellisesti pumput voidaan jakaa usealla tavalla, mutta käytännössä ne jaetaan hammaspyörä-, ruuvi-, siipi- ja mäntäpumppuihin. Toimintatapa on kaikissa sama. Neste suljetaan pumpun sisällä kammioihin, jotka avataan vuorotellen imu- ja paineliitäntöihin. Erilaiset rakenteet antavat erilaisia ominaisuuksia pumpuille kuten hyötysuhde, käyttöpaine, pyörimisnopeus ja säädeltävyys. (Kauranne ym. 1998, 137.)

Pumppujen jako voidaan myös tehdä ominaisuuksien mukaan. Voidaan jakaa pumput esimerkiksi vakio-tilavuuksisiin pumppuihin ja säätötilavuuksisiin pumppuihin. Säätötilavuuksisen pumpun yhteydessä käytetään esimerkiksi sähkömoottoria, jonka kierrosnopeutta ei pystytä muuttamaan. Vakio-tilavuuspumpulla ei saada kuin vakiona pysyvä tilavuusvirta. Säätötilavuuksisella pumpulla saadaan puolestaan muutettua tilavuusvirtaa. Tilavuusvirta vaikuttaa toimilaitteen toimintanopeuteen. Joissakin pumpuissa säätö on portaaton ja joissakin se on portaallista. Työkonetekniikassa energiaa tuottavana lähteenä toimii tavallisesti polttomoottori, jolloin sen polttomoottorin pyörimisnopeudella voimme säätää pumpun tuottamaa tilavuusvirtaa. (Kauranne ym. 1998, 137.)

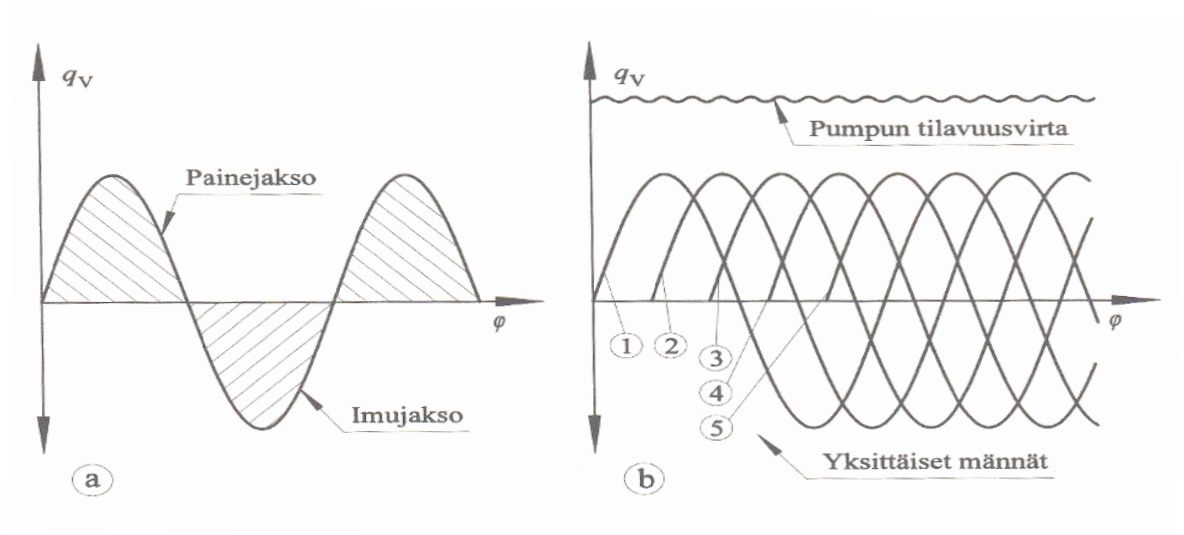


Voimme jakaa pumput myös yksisuuntaisiin- ja kaksisuuntaisiin pumppuihin. Yksisuuntaiset pumput ovat nimensä mukaisesti tarkoitettu käytettäväksi yhteen pyörimissuuntaan, jolloin pumpun virtaus saadaan vain yhteen suuntaan. Tyypillinen sovellus on avoin hydraulijärjestelmä, jossa toimilaitteiden liikesuuntia ohjallaan venttiilien avulla. Kaksisuuntaisesta pumpusta saa tuottoa ja virtausta molempiin suuntiin. Suunnan vaihtaminen tapahtuu käyttöakselin pyörimissuuntaa vaihtamalla tai sisäisen mekanismin avulla, jolloin polttomoottorin pyörimissuunta ei muutu. Virtauksen suunnan vaihtaminen antaa mahdollisuuden ohjata toimilaitteiden suuntia pumpulla. Kaksisuuntaisen pumpun tavanomainen sovellus on suljettu järjestelmä. Suljetussa järjestelmässä ei ole ollenkaan erillisiä säiliöitä. (Kauranne ym. 1998, 138.)

### **3.1 Toimintaperiaate**

Syrjäytysperiaatteella tarkoitetaan pumpun syrjäytyskammioiden koon jaksottaista vaihtelua. Kun mäntä liikkuu oikealle, sylinteriputkessa olevan kammion koko kasvaa. Seurauksena on kammion paineen laskeminen. Kun kammio on yhdistetty ulkopuoliseen nestetilavuuteen, kammion paine on matalampi kuin nestetilavuuden. Kammioon virtaa nestettä paine-eron vaikutuksesta. Paine-erot pyrkivät tasaantumaan. Tätä toimintaa kutsutaan pumpulla imujaksoksi. Kun mäntä kohtaa yläkuolo kohtansa, männän liikesuunta vaihtuu ja se alkaa liikkua vasemmalle. Tämä johtaa siihen, että tilavuus pienenee ja kammiossa oleva neste alkaa puristua kokoon. Kokoonpuristuminen aiheuttaa paineen kasvua. Kun paine kasvaa ulkopuolisen nestetilavuuden painetta korkeammaksi, neste alkaa virrata ulos kammioista männän työntämänä. Tätä jaksoa nimitetään pumpulla painejaksoksi. (Kauranne ym. 1998, 139.)

Syrjäytysperiaatteella toimivissa pumpuissa jokainen kammio tuottaa yhden imujakson ja painejakson käyttöakselin kierroksen aikana. Tästä johtuen pumpputoiminta on jaksottaisesti vaihtelevaa eli sykkivää. Pumpun tuottama paine on myös sykkivää. Kuviossa 3 on esitetty yksi- ja viisikammioisen pumpun tilavuusvirran vaihtelut. Syrjäytyskammioita lisäämällä ja niitä vaihteistamalla saadaan tasaisempi työkierto. (Kauranne ym, 140.)



Kuvio 3. Syrjäytyspumpun tuottaman tilavuusvirran vaihtelu. (Kauranne 2008, 140.)

### 3.2 Ominaisuudet

Jos pumppua käytetään paineettomana eli imuliitännän ja paineliitännän välillä ei ole paine-eroa, pumpusta saadaan yhden kierroksen aikana tietty tilavuus nestettä, jota kutsutaan pumpun kierrostilavuudeksi. Tuotettu tilavuusvirta riippuu tästä johtuen pumpun kierrosnopeudesta ja -tilavuudesta. Teoreettisen tilavuusvirran kaavaksi saadaan tästä johdettua kaava 6. (Kauranne ym. 1998, 142.)

$$Q_{\text{teoreettinen}} = n \times V_k \quad (6)$$

jossa

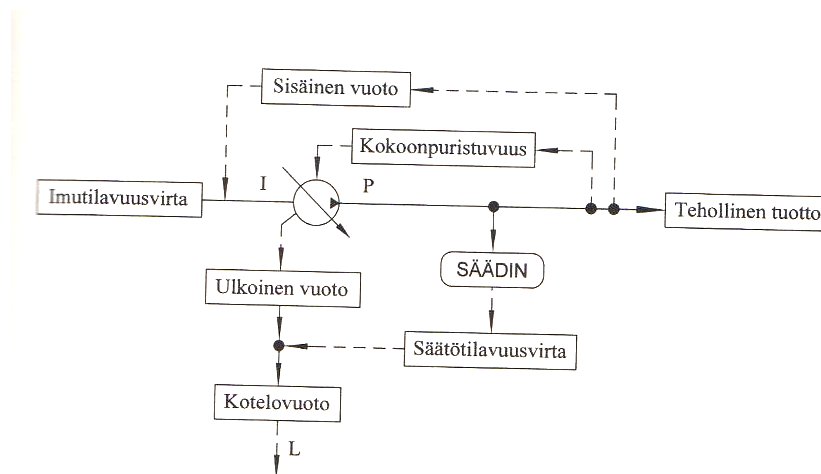
$$n = \text{pyörimisnopeus} \left[ \frac{r}{s} \right], \quad V_k = \text{kierrostilavuus} \left[ \frac{m^3}{r} \right], \quad Q = \text{tilavuusvirta} \left[ \frac{m^3}{s} \right]$$

Todellisuudessa pumpun paineliitännässä on paine. Tästä johtuen imuliitännän ja paineliitännässä välillä on paine-ero, joka aiheuttaa erilaisia vuotoja. Vuodot jaetaan sisäisiin ja ulkoisiin vuotoihin. Sisäisessä vuodossa vuoto ilmenee imu- ja painepuolen välillä johtuen pumpun sisäisistä välyksistä. Ulkoiset vuodot

tapahtuvat painepuolen liitännästä pumpun ulkokuoreen tai koteloon ja sitä kautta edelleen säiliöön. Kaikilla pumpputyypeillä ei ole tämän tyyppistä ulkokuorta, jonka takia niissä ei esiinny ulkoisia vuotoja. Säätötilavuuksisissa pumpeissa voi esiintyä myös säätimiin liittyviä vuotoja, sillä säätö tapahtuu pumpun paineliitännän puolelta otetulla paineella. Pumpun vuotojen lisäksi pumpun tuottamaa tilavuusvirtaa vähentää nesteen kokoonpuristuvuus eli imuliitännän puolelta siirtynyt neste on painepuolella tilavuudeltaan pienempää. Nämä asiat huomioimalla saadaan pumpun todelliseksi teholliseksi tuotoksi kaavan 7 mukaan. (Kauranne ym. 1998, 142.)

$$Q_{\text{todellinen}} = Q_{\text{teoreettinen}} - Q_{\text{sisäinen}} - Q_{\text{ulkoinen}} - Q_{\text{säädin}} - Q_{\text{kokoonpuristuva}} \quad (7)$$

Kuviossa 4 on esitetty pumpun tuottama tehollinen tuotto ja kuvattu siihen vaikuttava häviötekijä vaikutuslinjoiineen. Kuviossa on säättötilavuuksinen pumppu, eli on myös tilavuusvirtahäviöitä säätimessä. (Kauranne ym. 1998, 142.)



Kuvio 4. Pumpun tuottama tehollinen tilavuusvirta ja siihen vaikuttavat tekijät. (Kauranne 2008, 140.)

### 3.3 Hammaspyöräpumppu

Hammaspyöräpumput jaetaan hammaspyörien keskinäisen sijainnin perusteella alaryhmiin. Ulkopuolisesti sivuaviin pumppuihin eli ulkoryntöisiin hammaspyöräpumppuihin kuuluu kaksi alatyyppeä. Ne ovat kaksipyöräiset ja monipyöräiset pumput. Sisäpuolisesti sivuavat eli sisäryntöiset hammaspyöräpumput jaetaan erottajalla varustettuihin- ja hammasrengaspumppuihin. Alatyypeistä huolimatta neste siirretään imuliitännästä paineliitännään hammasloviin ja pumppuseinämän välisissä kammioissa. (Kauranne, Kajaste & Vilenius 1998, 149–150.)

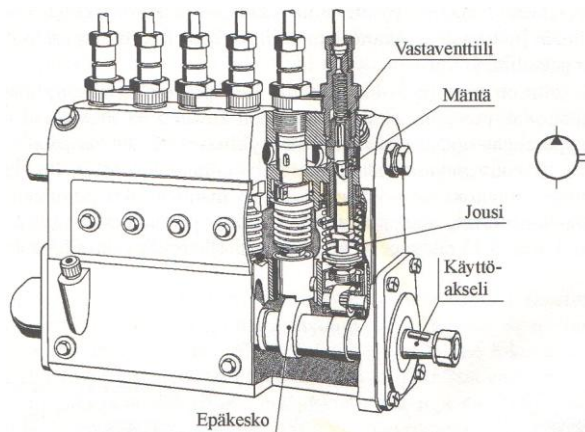
### 3.4 Mäntäpumput

Mäntäpumput luokitellaan kahteen alempaan luokkaan: vakio-tilavuus- ja säätötilavuuspumppuihin. Nämä jaetaan vielä männän sijoitusperiaatteen tyypin mukaan kolmeen seuraavaan ryhmään: rivimäntä-, radiaalimäntä- ja aksiaalimäntäpumput. Mäntäpumput toimivat luvun 3.1 havainnollistetulla syrjäytysperiaatteella. Mäntäpumpun täytyy toimiakseen sisältää paineohjausventtiilit tai pakko-ohjausmekanismien. Mäntäpumpun kierrostilavuus riippuu kaavan 15 mukaisesti iskunpituudesta ja männän pinta-alasta. (Kauranne ym. 1998, 164.)

Männän vuorottaisten imu- ja painejaksojen takia tuotetun tilavirran vaihtelu on voimakasta. Vaihteluun pystytään vaikuttamaan mäntien lukumäärällä ja ajoittamalla ne eri tahtiin. Tästä johtuen yleisiä mäntien lukumääriä ovat parittomat luvut kuten 3, 5, 7, 9 ja 11. Yksisylinterisiä pumppuja on käytössä vain yleensä käsikäyttöisissä pumpeissa. Parittomia mäntien lukuja suositaan siksi, että niissä tilavuusvirran vaihtelu on huomattavasti pienempi, kuin parillisilla mäntäluvuilla varustetuissa pumpeissa. Esimerkiksi 3 mäntäisen pumpun tilavuusvirta on tasaisempaa, kuin vastaavasti 6 mäntäisen pumpun, vaikka kammioiden lukumäärä on puolet suurempi. Mäntäpumpuilla on hyvä hyötysuhde. Paineen kasvaessa mäntäpumpun rakenne on sellainen, että vuodot kasvavat muita pumpputyyppejä hitaammin. (Kauranne, Kajaste & Vilenius 1998, 164.)

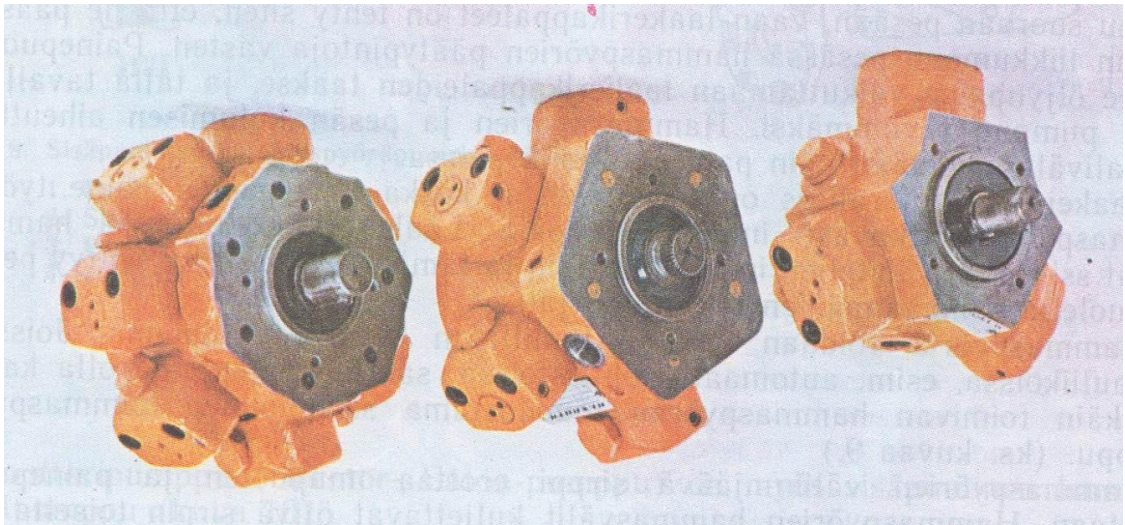
### 3.4.1 Rivimäntäpumppu

Rivimäntäpumput voivat olla vakio-tilavuus- tai säätötilavuuspumppuja. Niissä on sijoitettu sylinterit riviin eli kohtisuoraan käyttöakseliin nähden. Mäntien yleinen lukumäärä on 2–10 kappaletta. Pumpun mäntiä liikuttaa kampimekanismi ja tilavuusvirran ohjauksen hoitaa venttiilit. Rivimäntäpumppuja voi hyvän volumetrisen hyötysuhteen ansiosta käyttää erittäin korkeilla käyttöpaineilla. Suurimmat sallitut käyttöpaineet ovat noin 20–120 MPa. Erikoisvalmisteisilla pumpuilla päästään jopa 250 MPa. Suuret paineet aiheuttavat suuria pumppuun kohdistuvia voimia, joita pystytään hallitsemaan mäntää pienentämällä. Tästä johtuu, että korkeapainepumppujen kierrostilavuudet ovat pieniä ja tilavuusvirrat alhaisia. Pyörimisnopeus kampimekanismilla varustetulla mäntäpumpulla on yleensä alle 600 kierrosta minuutin aikana. Rivipumpuille on lisäksi oltava syöttöpumppu, koska ne eivät ole itseimeviä. Rivimäntäpumput ovat hyviä avoimiin järjestelmiin, kuten takomakoneisiin, valukoneisiin, koestuslaitteisiin ja polttoaineensyöttölaitteisiin. Kuvion 5 esimerkki on polttoainepumppu. (Kauranne ym. 1998, 165.)



Kuvio 5. Rivimäntäpumppu (Kauranne 2008, 165.)

### 3.4.2 Radiaalimäntäpumppu



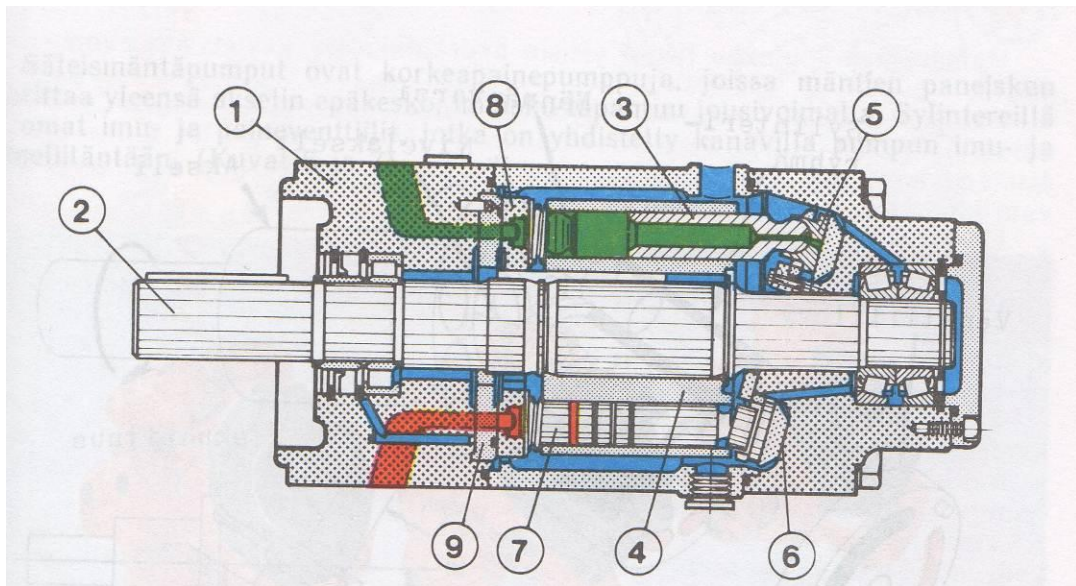
Kuvio 6. Radiaalimäntäpumppuja, joiden sylinterien määrä on yleensä pariton. (Louhos 1992, 27.)

Radiaalimäntäpumpun toinen tunnettu nimi on säteismäntäpumppu. Pumpun sylinterit sijaitsevat kohtisuorassa käyttöakseliin nähden tähtimuodostelmassa kuten kuvion 6 pumpuissa. Radiaalimäntäpumput jaetaan kahteen alaryhmään virtauskanavien sijainnin perusteella. Pumput jaetaan joko sisäisellä virtauskanavalla varustettuihin tai ulkoisella virtauskanavalla varustettuihin pumppuihin. (Kauranne, Kajaste & Vilenius 1998, 166.)

### 3.4.3 Aksiaalimäntäpumppu

Aksiaalimäntäpumpun sylinterit on sijoitettu käyttöakselin suuntaisesti. Kaikissa rakenteissa ne eivät ole kuitenkaan keskenään yhdensuuntaisia. Mäntiä liikuttavan mekanismin perusteella pumput luokitellaan kolmeen ryhmään. Ne ovat staattoriaksaalipumput, suoraroottoripumput ja kulmaroottoripumput. (Kauranne ym. 1998, 167–168.)





Kuvio 7. Aksiaalimäntäpumpun rakenne. (Louhos 1992, 25.)

Staattoriaksaalipumpussa männät on sijoitettu kiinteästi sylinteriryhmään. Mäntien liike syntyy akseliin sijoitetulla vinolevyllä, joka muuttaa sylinteritilavuutta. Männät pysyvät kiinni vinolevyssä pallonivelen avulla. Vinolevy pyörii akselin mukana. Mäntiä on yleensä 5–9. Imujakson aikana mäntän paluuliikkeeseen käytetään pumpussa apuna sylinterin sisään sijoitettuja jousia. Pumput ovat sopivia avoimiin järjestelmiin. Pumppujen etuna toimii yksinkertainen rakenne, pienet vuotohäviöt ja pienihäviöiset virtauskanavat. Huonoa pumpuissa on vinolevyn tasapainottomat massavoimat ja mäntien kitkat. Pumppujen maksimi paineet ovat 20–30 MPa luokkaa ja kierrosnopeus 500–2000 kierrosta minuutissa. Käytännön sovelluksina toimivat maansiirtokoneet, nosturit, liikkuvan kaluston koneet, hihnakuuljettimet ja lentokoneet. (Kauranne ym. 1998, 169.)

Suoraroottoripumppu tunnetaan yleisesti pelkkänä vinolevyypumppuna. Siinä sylinteriryhmä pyörii käyttöakselin mukana toisin kuin staattoriaksaalipumpussa. Vinolevy on kiinteä ja sen kulmaa pystyy muuttamaan. Mäntiä vinolevyypumppuissa on 5–9, jotka on kiinnitetty tasoon, joka liikkuu vinolevyä vasten. Se pysyy tason avulla jatkuvassa kosketuksessa vinolevyyn. Sylinteriryhmän pyöriessä akselin mukana saa vinolevynkulma aikaan mäntien edestakaisen liikkeen. Vinolevyn ja kosketustason välissä käytetään hydrostaattista laakerointia keventämään mäntävoimia. Tämä auttaa kitkapintojen kulumisen vähäisenä pitämisessä. (Kauranne, Kajaste & Vilenius 1998, 169–170.)

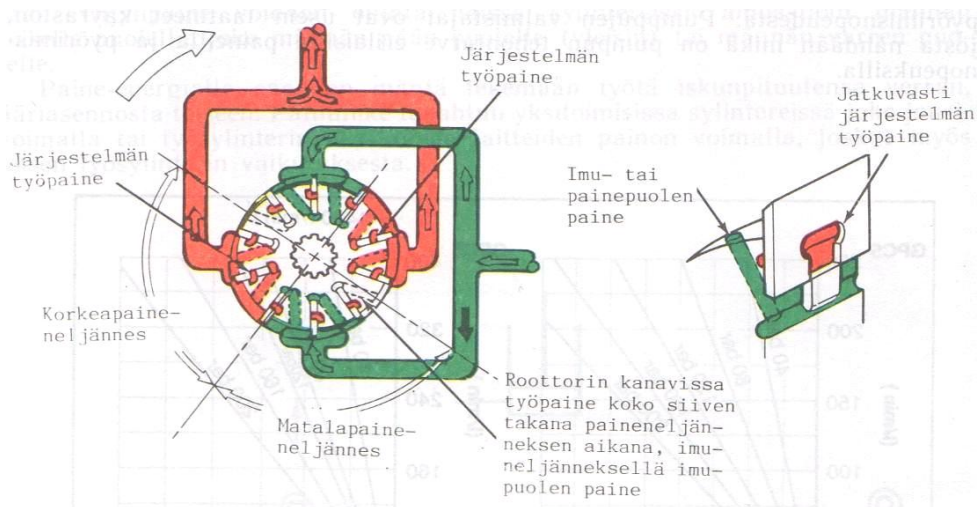
Vinolevypumpun kierrostilavuutta voidaan muuttaa vinolevyn kulmaa säätämällä, jolloin myös on mahdollista periaatteessa kääntää tilavuusvirran suunta. Vinolevypumpuissa syntyy myös haitallisia sivuttaisvoimia mänttiin, kuten staattoriaksaalipumpuissakin syntyi. Sivuttaisvoimien takia vinolevyn kulmaa akseliin nähden ei voida kasvattaa kovin suureksi. Kulman säätömahdollisuus jää siksi noin  $-18^{\circ}$ :n ja  $18^{\circ}$ :n välille. Yleensä suuntaa ei pysty vaihtamaan eli säätöalue on vain  $0-18^{\circ}$ . Vinolevypumppu voi myös olla vakiotilavuuksinen. Tilavuusvirtaa ohjataan sylinteriryhmän ja pumpun väliin sijoitetulla jakolevyllä. Jakolevy toimii samalla myös näiden välisenä aksiaalisena laakerina. Levy keskittyy itse paikoilleen ja ei tarvitse siksi erillisiä ohjaimia siihen. Vinolevypumput soveltuvat avoimiin sekä suljettuihin järjestelmiin. Rakenteen hyvä puoli on se, että kierrostilavuutta on helppo säätää. Rakenne on myös yksinkertainen. Imukyky pumpussa puolestaan on heikko, joten avoimiin järjestelmiin on järkevää sijoittaa pumpun lisäksi syöttöpumppu. Maksimipaineet pumpulla ovat 20–35 Mpa luokkaa. Pyörimisnopeusalue on noin 1500–3000 kierrosta minuutissa. Sovelluskohteita ovat muun muassa laivanosturit, vinssit, valssit, takomakoneet ja puristimet. (Kauranne, Kajaste & Vilenius 1998, 170.)

### 3.5 Siipipumppu

Mäntä- ja hammaspyöräpumpppujen lisäksi varsin yleisiä pumppuja hydraulikassa ovat siipipumput. Siipipumpujen yleinen rakenne on sellainen, että soikeaan pesään syntyy kaksi imupuolta ja vastaavasti kaksi painepuolta. Paine- ja imupuolet sijaitsevat toisiinsa nähden vastakkaisilla puolilla. Siipien ja pesän välinen tilavuus muuttuu roottorin pyöriessä. Tämä johtuu perän nokkarengasmuodosta. Kun tilavuus kasvaa, öljy virtaa kammioon. Kun tilavuus pienenee, työntyy öljy painepuolelle. Imu ja painekanavat sijaitsevat pesän päätypinnoissa. Joissakin pumpuissa kanavia on osittain nokkarenkaassa. Siivet painuvat pesän reunaan keskeiskiihtyvyyden aiheuttaman voiman lisäksi myös jousivoiman avulla ja öljyn paineella. Kun imu- ja painepuolet ovat vastakkain, eivät ne aiheuta rasitusta roottorin laakeroinnille. Varsinkin painepuolella syntyvät



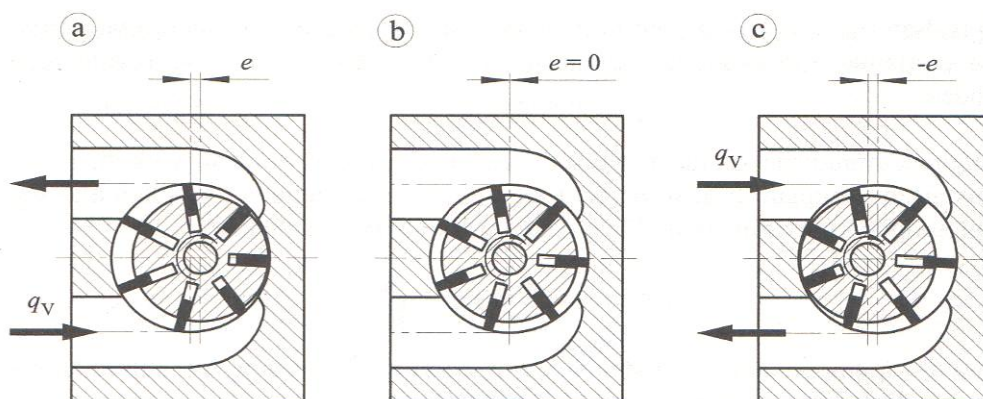
suurehkot voimat kumoavat toisiaan. Näin ollen pumpun paineen kasvaessa pumpun laakerirasitukset eivät kasva juuri lainkaan. (Louhos & Louhos 1992, 31.)



Kuvio 8. Intra siipipumppu. (Louhos 1992, 31.)

Siipipumppujen jako tapahtuu vakio- tai säätötilavuuspumppuihin. Rakenteen mukaan ne voidaan myös jakaa pumppuihin, joiden siivet sijaisevat pyörivässä roottorissa. Näitä pumppuja on yksikammioisena ja kaksikammioisena. Toinen rakenteellinen pääryhmä on pumput, joissa siivet ovat sijoitettuna liikkumattomaan staattoriin. Alatyypistä riippumatta toimintaperiaate pysyy samana. (Kauranne, Kajaste & Vilenius 1998, 156.)

### 3.5.1 Siipipumppu, jossa siivet sijoitettu pyörivään staattoriin



Kuvio 9. Yksikammioiseen siipipumppun roottorin sijoitus vaihtoehdot. (Kauranne 2008, 157.)

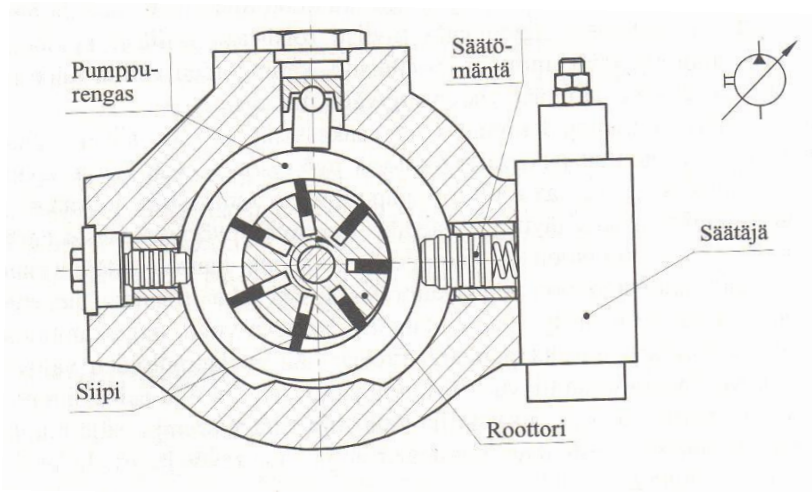
Kuviossa 11 vaihtoehdossa a roottori on sijoitettu epäkeskeisesti oikeaan reunaan pesässä. Kuten kuvasta näkee imu- ja painekanavan väliin on jäätävä kannas, jonka leveys on oltava enemmän kuin yhden siipivälin, jotta paine-ero ei pääse tasaantumaan. Se ei saa olla kuitenkaan liian suuri, jotta painevaihteluista ei tule liian suuria. Epäkeskeisyys aiheuttaa tilavuuden muutoksen ja täten myös tilavuusvirran. Vaihtoehdossa b puolestaan roottorin ja pesän keskipiste on sama. Koska pesän muoto on pyöreä, ei synny kammioihin tilavuuden muutoksia eikä imu- ja painevaikutusta. Jos pumppua käytetään pitkään tässä tilassa, kammioissa oleva neste kuumenee kitkojen johdosta. Pumpun siivet leikkaavat lopulta kiinni. Vaihtoehdossa c roottori on sijoitettu vasempaan reunaan pesässä, jolloin epäkeskeisyys kääntyy toiselle puolelle. Tämä johtaa siihen, että pumppu vaihtaa tilavuusvirran suuntaa. Johtopäätöksenä voidaan todeta, että pumpun pesän ja roottorin epäkeskeisyyden välillä on yhteys tilavuusvirran suuntaan ja suuruuteen. Yksipumppuisille siipipumpuille voidaan kirjoittaa likimääräiskaava 16, josta voidaan laskea kierrostitilavuus pumpulle. (Kauranne ym. 1998, 157–158.)

$$V_k = [\pi \times (d_2 \times d_1) - N \times s] \times e \times b \quad (16)$$

jossa

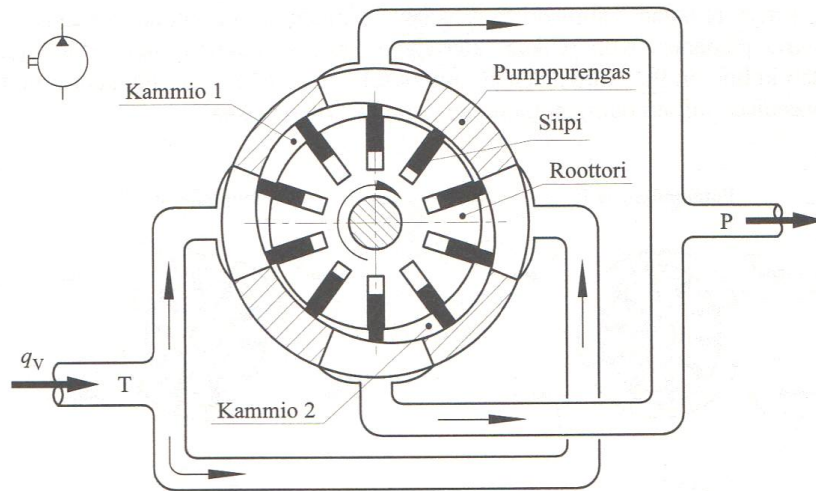
$$\begin{aligned} d_2 &= \text{pumppukammion halkaisija [m]} & d_1 &= \text{roottorin halkaisija [m]} \\ N &= \text{siipiluku} & s &= \text{siivenpaksuus [m]} & e &= \text{epäkeskeisyys [m]} \\ b &= \text{siiven leveys [m]} & V_k &= \text{kierrostitilavuus } \left[ \frac{\text{m}^3}{\text{r}} \right] \end{aligned}$$

Yksikammioiset pumput ovat yleensä säätötilavuuspumppuja, joissa epäkeskeisyyttä muutetaan pumppukammiota eli pesää siirtämällä. Tällaisessa rakenteessa pyritään siihen, että epäkeskeisyyttä ei saada koskaan nolaksi. Tämä johtaisi pumpun lämpenemiseen ja vaurioitumiseen öljyn lämpenemisen johdosta. Yksikammioiset siipipumput ovat harvoin vakio-tilavuuspumppuja, koska monikammioiset siipipumput soveltuvat siihen paremmin. (Kauranne ym. 1998, 157–158.)



Kuvio 10. Säätötilavuuksinen yksikammioinen siipipumppu (Kauranne ym. 2008, 158).

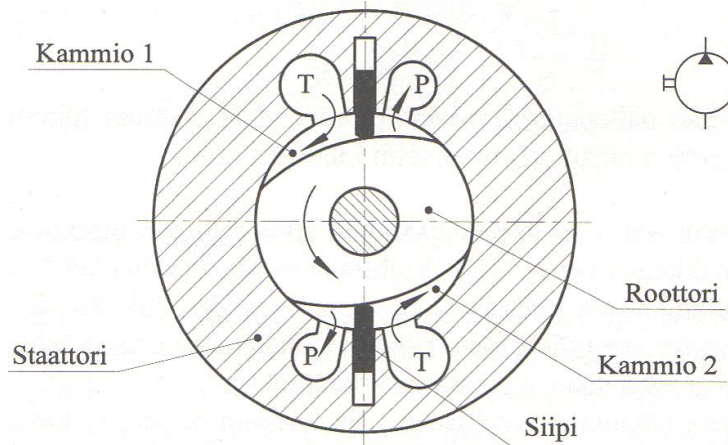
Imu- ja paineaukot sijoitetaan useimmiten ulkopuolelle. Ne sijaitsevat siipien sivuilla tai ulkokehällä. Poikkeustapauksissa on kanavat sijoitettu roottorin sisälle. Roottorin sisällä on liikkumaton jakokara. Karan toinen puoli on yhdistetty paineliitäntään ja toinen imuliitäntään. Siiven ja pumppukammion pesän välisellä kosketuspinnalla on suuri merkitys pumpun ominaisuuksiin. Siipeen kohdistuva voima yrittää työntää siipeä takaisin roottoriin. Paineen ohjauksella siiven toiselle puolelle on syntynyt vastavoima, joka kumoaa sisään työntävän voiman. Keskeiskiihtyvyys työntää siipeä vielä kammion seinämää vasten. Tämä tarkoittaa myös sitä, että kammio pysyy tiiviinä. Vaihtoehtoisesti siipeä voidaan työntää ulos jousen avulla. Siipeä ulostyöntävä voima ei saa olla liian suuri, jotta kitkapintaan jää voitelukalvo. Yksikammioisilla siipipumpuilla kokonaishyötysuhteen arvot ovat 0,8–0,9 ja pyörimisnopeudet noin 600–2500 kierrosta minuutissa. Suurimmat sallitut käyttöpaineet ovat pienillä pumpuilla 18 MPa ja hieman suuremmilla 7–14 MPa. Siipipumpuille ominaista on hyvä imukyky ja tasainen tilavuusvirta. Pumput ovat myös hiljaisia. Yksikammioiset siipipumput on usein varustettu painekompensointi automatiikalla. Siinä pumppu pienentää kierrostilavuuttansa silloin, kun paineet nousevat liian korkeiksi. Paineen nousu pysähtyy. (Kauranne ym. 2008, 160.)



Kuvio 11. Kaksikammioinen siipipumppu (Kauranne ym. 2008, 161.)

Kuvion 13 kaksikammioinen siipipumppu on yleisin monikammioisista siipipumpuista. Kuvan pumpussa on kaksi kammiota, joille kummallekin on omat imu- ja painekanavat. Yhden pumpun kierroksen aikana pumpussa tapahtuu kaksi työkiertoa. Tämä antaa pumpulle periaatteessa kaksinkertaisen tilavuusvirran yksikammioiseen verrattuna. Lisäksi rakenteen muoto on sellainen, että vastakkaiset pumppukammiot kumoavat vastakkaisesti syntyneet voimat, jolloin laakerin kuormitus on vähäistä. Tämä lisää pumpun paineensietoa verrattuna yksikammioiseen. Kaksikammioisen siipipumpun kierrostitavuutta ei voida säätää, koska epäkeskeisyyden säätö kumoaisi vastakkaisen kammiotilavuusvaihtelua. (Kauranne ym. 1998, 161–162.)

### 3.5.2 Siipipumppu, jossa siivet ovat sijoitettu liikkumattomaan staattoriin



Kuvio 12. Siipipumppu, jossa siivet ovat pyörimättömässä staattorissa (Kauranne ym. 2008, 163).

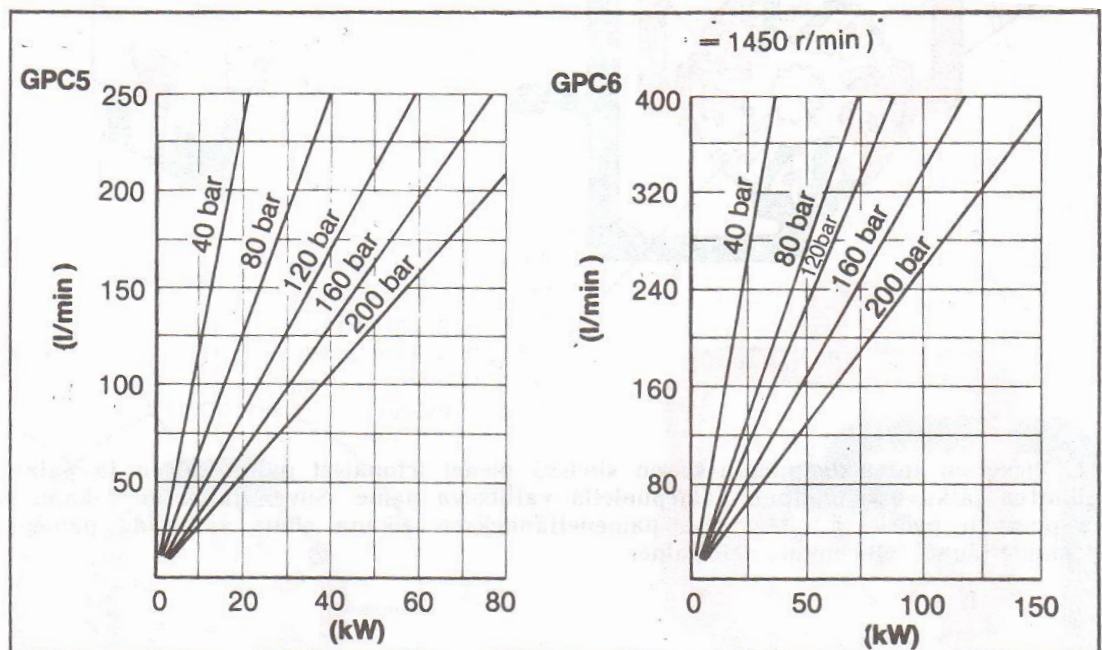
Kuviossa 14 on esitetty siipipumpun rakenne, jossa siivet ovat pyörimättömässä staattorissa. Pumpussa on kaksi siipeä ja kaksi kammiota. Lisäksi imu- ja painekanavia on kaksi. Roottori aiheuttaa pyöriessään tilavuuden muutoksia kammiossa, jonka vaikutuksesta pumppu pystyy tuottamaan tilavuusvirtaa. Roottorin muotoilulla pyritään pitämään tilavuusvirta tasaisena koko pumpun kierroksen ajan. Käyttöominaisuudet pumpussa ovat lähellä muita siipipumppuja. Kammioiden lukumäärästä johtuen tilavuusvirran vaihtelut ovat suuremmat. Myös hyötysuhde on hieman heikompi. Tilavuusvirtaa pyritään tasaamaan asentamalla useita pumppuja samalle akselille eri vaiheisiin. Näin pumput tuottavat tilavuusvirtaa eri tahtiin ja tasaavat samalla sitä. (Kauranne ym. 1998, 163.)

### 3.6 Pumppujen koko, teho ja tehontarve

Pumpun tuottama teho voidaan ottaa ulos toimilaitteilla, kuten sylintereillä ja moottoreilla. Teho on sama kuin pumpussa, kun vähennetään häviöt. Hydraulisen voimansiirron hyötysuhteeksi yleisesti voidaan olettaa 0,75–0,95. Häviöiden suuruudeksi jää 5–25 prosenttia. Pumpun vaatima teho on siis suoraan verrannollinen pumpun antamaan tilavuusvirtaan ja paineeseen. Pumppua



pyörittävä moottori kannattaa mitoittaa kuitenkin pumpun vaativaa tehoa paljon suuremmaksi. Tämä takaa sen, että tarvittava teho ei lopu kesken missään olosuhteissa ja että pumppua käyttävä moottori ei rasitu liikaa. Kulutus kannattaa myös huomioida. Pumpun tuoton määrä riippuu pumpun kierrostilavuudesta ja pyörimisnopeudesta. Pumpun valmistajilta on yleensä saatavilla pumpun tuottoon liittyvät ominaiskäyrät, kuten kuviossa 15. Kuviossa on yhden valmistajan antamat arvot pumpun tuotolle tehontarpeen suhteen. (Louhos & Louhos 1992, 32.)



Kuvio 13. Vickers -hammaspyöräpumpun tehontarve eri paineilla ja tilavuusvirroilla (Louhos & Louhos 1992, 32).

## 4 HYDRAULIIKAN MOOTTORIT

### 4.1 Ominaisuudet ja rakenne

Hydraulimoottorin tehtävä on muuttaa paine-energiaa pyöriväksi mekaaniseksi energiaksi, työtä tekeväksi tehoksi ja vääntömomentiksi. Moottorit ovat rakenteeltaan ja ominaisuuksiltaan aivan pumppujen kaltaisia. Tämän takia tässä opinnäytetyössä ei syvennyttä hydraulimoottoreiden rakenteisiin ja ominaisuuksiin pintaa syvemmälle. Useat pumput pystyvät toimimaan ilman mitään muutoksia moottorina. Hydraulimoottorit luokitellaan samalla tavoin kuin hydraulipumput. Niitä ovat mäntä-, hammaspyörä- ja siipimoottorit. Luokittelu voidaan tehdä myös moottorin käyntinopeuden perusteella. Silloin luokat ovat hidaskäyntiset moottorit, keskinopeusalueen moottorit ja nopeakäyntiset moottorit. (Louhos & Louhos 1992, 32.)

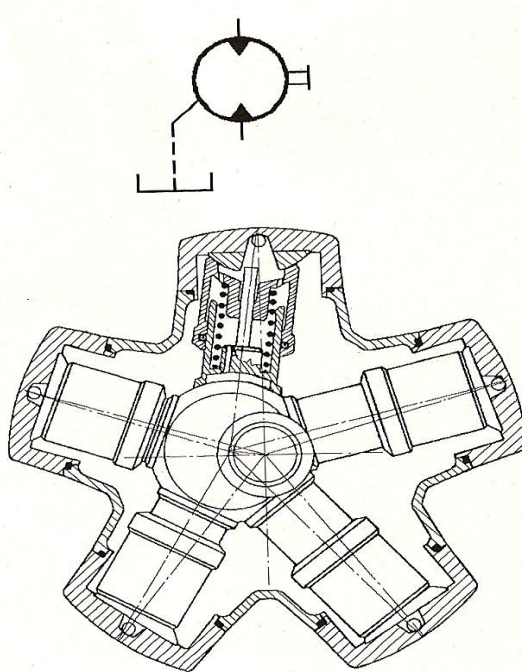
### 4.2 Hammaspyörämoottorit

Hammaspyörämoottoreita on kahta tyyppiä ulko- ja sisäryntöisiä. Ulkoryntöisissämoottoreissa hammaspyörät sivuavat toisiaan ulkokehällään, sivuryntöisissä hammaspyörät ovat sisäkkäin. Ulkoryntöiset moottorit luokitellaan nopeakäyntisiin moottoreihin, koska pyörimisnopeusalue on 500–4000 r/min. Sisäryntöiset gerotor-moottorit luokitellaan keskinopeusalueen moottoreihin, koska pyörimisnopeusalue on 200–1000 r/min. Orbitaali moottori on myös sisäryntöinen malli. Se kattaa kaikki pyörimisnopeusalueet, koska pyörimisnopeus on 5–2000 r/min. Orbitaalihydrauliikkamoottorille ei ole vastinetta hydrauliikkapumppuissa. (Keinänen & Kärkkäinen 2003, 221)

### 4.3 Mäntämoottorit

Hidaskäyntisiä mäntämoottoreita ovat säteismäntämoottorit, joissa on ulkoiset virtauskanavat. Radiaali- eli säteimäntämoottorit ovat vakiotilavuuksisia ja niiden tilavuusvirtaa ohjataan akselin mukana pyörivän jakolevyn avulla. Pumppuun

verrattuna ero on jakolevyssä. Moottorin pyöriessä jakolevy kytkee sylinterit vuorollaan lähtö- ja tuloliitäntään. Näin saadaan aikaan jatkuva pyörimisliike. Moottorista saatava momentti on tasaisempaa, jos useampi sylinteri on kytkettynä paineisiksi. Mäntä ja sylinteri ovat kosketuksessa kampiakselin ja moottorin rungon pallomaisiin pintoihin. Pinnat ovat hydrostaattisesti voidellut, jolloin kitka on hyvin pieni. Kun moottori pyörii, sylinterirakenne mäntineen liikkuu sivusuunnassa, jolloin erillistä nivelöintiä ei tarvita. Rakenteen mekaanishydraulinen hyötysuhde on hyvä, mikä antaa myös moottorille suuren käyntiinlähtömomentin. Kytkemällä sylinteriryhmiä peräkkäin samalle akselille saadaan vääntömomenttia kasvatettua moninkertaiseksi. Näin saadaan toteutettua myös portaallinen säätömahdollisuus suuntaventtiilien avulla. Moottorin pyörimisnopeusalue 5–500 r/min ja saatavat vääntömomentit suuria. (Keinänen & Kärkkäinen 2003, 223-224).



kuvio 14. Ulkoisin virtauskanavin varustettu radiaalimäntämoottori (Keinänen & Kärkkäinen 2003, 223).

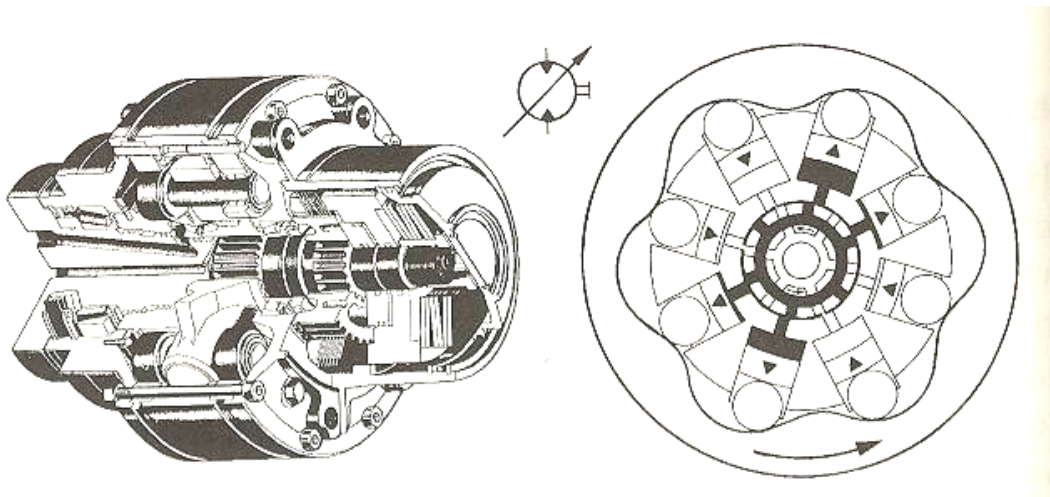
#### 4.4 Nokkarengasmootorit

Nokkarengasmootorit ovat sisäsillä virtauskanavilla toteutettuja säteimäntämoottoreita. Niiden sylinteriryhmät eivät pyöri ollenkaan, mutta pyörivä



jakoventtiili ohjaa nesteen sylintereihin. Mäntään kohdistuu paine, joka painaa männän ulospäin. Niiden päässä olevat nokkarullat painuvat pyörivässä liikkeessä olevaa nokkarengasta vasten. Kun nokkarulla osuu renkaan nokan kaltevalle osalle, syntyy nokkarengasta pyörittävä momentti. Tämä momentti pyörittää nokkarengasta eteenpäin ja paine ohjataan seuraavalle sylinterille. Näin työkierto jatkuu ja liikkeestä syntyy tasainen momentti. (Keinänen & Kärkkäinen 2003, 224).

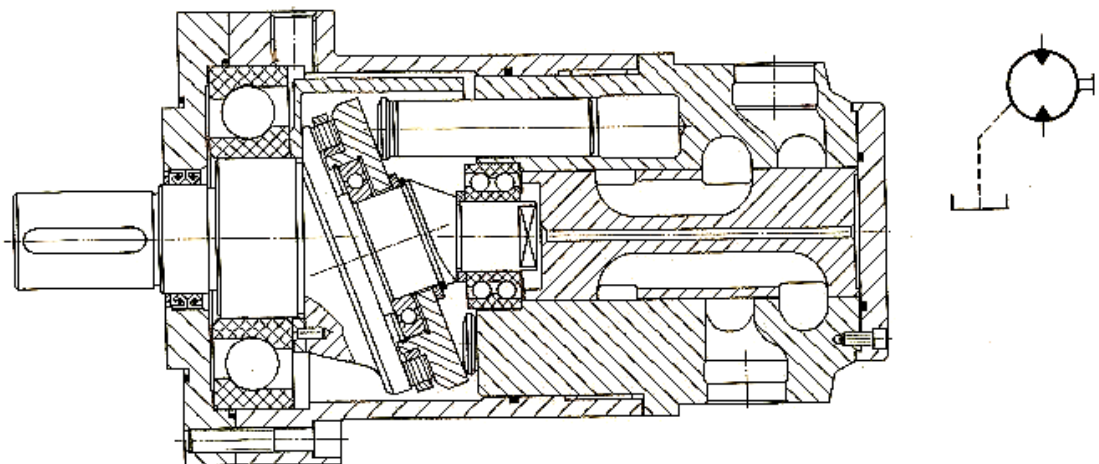
Nokkarengaan muoto on sellainen, että aina vastakkaiset sylinterit ovat parit. Kun parit ovat yhtä aikaa työtahdissa, kumoutuu laakereille aiheutuvat voimat. Lisäämällä nokkarengaan nokkien lukumäärää voidaan kierrostilavuutta kasvattaa. Moottorista saatava momentti kasvaa ja käyntiominaisuudet paranevat eikä koko suurene. Kiinteän nokkarengaan takia moottorin kierrostilavuutta ei voida säätää muuten kuin sylinteriryhmiä kytkemällä sarjaan venttiilien avulla. Nokkarengasmoottoreiden pyörimisnopeusalue on 1–500 r/min. Lisäksi maksimivääntö saadaan jo heti käynnistyksessä. Moottoria käytetään useasti napamoottorina esimerkiksi työkonneissa, joissa tarvitaan suurta käyntiinlähtömomenttia. Moottori voidaan kytkeä vapaapyörintään, kun vedetään männät irti nokkarengasta. Tämä tapahtuu vuotoliinnästä ohjatulla paineella. (Keinänen & Kärkkäinen 2003, 224–225).



kuvio 15. Nokkarengasmoottori (Keinänen & Kärkkäinen 2003, 224).

#### 4.5 Aksiaalimäntämoottorit

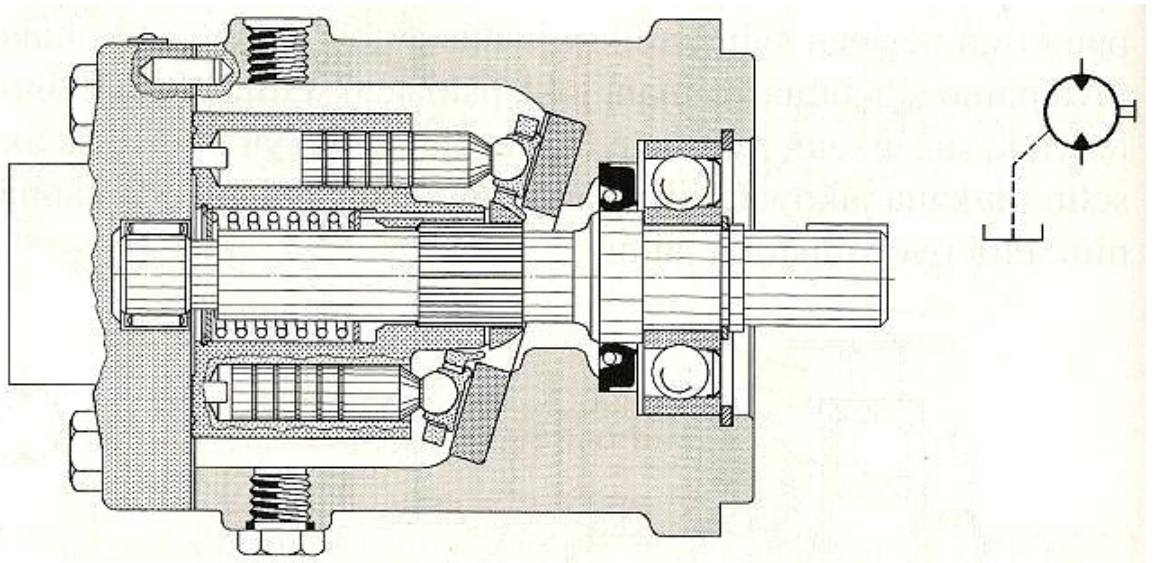
Staattoriakksiaalimoottori on rakenteeltaan samanlainen kuin pumppu, johon on lisätty jakokara tilavuusvirtoja ohjaamaan. Sylinteriryhmä on kiinteä ja männät nojaavat vinolevyä, joka on kiinnitetty pyörivään akseliin. Jakoventtiili ohjaa paineistetun nesteen sylintereihin ja niistä pois. Männen pintaan kohdistuva paine aiheuttaa voiman, joka painaa akselilla olevaa vinolevyä ja saa aikaan pyörivän liikkeen. Jakoventtiili avaa ja sulkee tulo- ja lähtöliitännät niin, että pyötimisliike jatkuu. Mäntien voimat suuntautuvat epäkeskisesti akseliin rajoittaen moottorin pyörimisnopeutta. Pyörimisnopeusalue on moottoreilla noin 200–1500 r/min. Moottori kuuluu keskinopeusalueen moottoreihin. Vinolevy akseliin nähden ei saa olla kovin suuri, joten moottorilla ei päästä suuriin vääntömomenteihin. Moottorit ovat vakio tilavuuksisia ja käyttökohteet ovat avoimet hydraulijärjestelmät. (Keinänen & Kärkkäinen 2003, 225).



kuvio 16. Staattoriakksiaalimoottori (Keinänen & Kärkkäinen 2003, 225).

Suorarootoriset- eli vinolevymoottorit eroavat staattoriakksiaalimoottoreista siinä, että niiden sylinteriryhmä pyörii akselin mukana ja vinolevy on kiinteästi rakennettu. Kiinteä jakolevy ohjaa paineistetun nesteen sylintereihin ja moottorin akseli alkaa pyörimään. Sylinteriryhmän pyöriessä jakolevy kytkee jokaisen sylinterin vuorollaan tulo- ja paineliitäntöihin. Männät ovat laakeroitu vinolevyyn hydrodynaamisesti eli järjestelmän öljynpaine vaikuttaa pintojen välissä.

Moottoreissa on erillinen vuotoliitäntä, joka tekee mahdolliseksi pyörimissuunnan vaihdon. (Keinänen & Kärkkäinen 2003, 226).



kuvio 17. Vakiotilavuuksinen vinolevymoottori (Keinänen & Kärkkäinen 2003, 226).

Säätötilavuuksisissa vinolevymoottoreissa kierrostilavuutta pystytään säätämään portaattomasti. Se tapahtuu vinolevyn kulmaa akseliin nähden muuttamalla. Suurella vinolevyn kulmalla vääntömomentti on suuri ja pienellä kulmalla vääntö on pieni. Pyörimisnopeus on puolestaan toisin päin, eli suurella kulmalla pyörimisnopeus on pieni. Vinolevyn asentoa pystytään ohjaamaan mekaanisesti, hydraulisesti tai sähköisesti. Vinolevymoottoreiden pyörimisnopeus alue on 1000–3000 r/min. (Keinänen & Kärkkäinen 2003, 227).

#### 4.6 Siipimoottorit

Siipimoottorit ovat nopea- tai hidaskäyntisiä ja ne vastaavat rakenteeltaan siipipumppuja. Nopeakäyntisissä moottoreissa on mahdollisuus pyörimissuunnan vaihtamiseen. Niissä on myös tämän takia vuotoliitäntä erikseen, jotta paine pystytään kytkemään molempiin liitäntöihin. Siipimoottori, joka on varustettu vastakkaisilla puolilla roottoria olevilla kammioilla, saadaan rakenne tasapainoon hydraulisesti. eikä moottorin laakeri eivät kuormitu. Monikammioinen rakenne on mahdollinen vain vakiotilavuuksisissa siipimoottoreissa. Säätötilavuuksiset

moottorit ovat vain yksikammioisia ja niiden kierrostilavuuden säätö tehdään roottorin ja staattorin epäkeskeisyyttä muuttamalla. Ongelma on se, että paine jakautuu epätasaisesti ja laakerit rasittuvat aiheuttaen häviöitä. (Keinänen & Kärkkäinen 2003, 227).

Hidaskäyntiset siipimoottorit ovat monikammioisia ja siten vakio-tilavuuksisia. Portaallinen säätötilavuus saadaan kytkemällä vastakkaisilla puolella rootoria olevat kammiot pareiksi. Suuntaventtiilin avulla kytketään nämä parit sitten vuorollaan paineettomaksi ja paineelliseksi. Moottoreista saatavat vääntömomentit ovat suuria ja kierrosnopeusalue on 2-1000 r/min. (Keinänen & Kärkkäinen 2003, 222-223).

#### **4.7 Nopeusluokittelu**

Hidaskäyntisten moottorien tyypillinen piirre on suuri kierrostilavuus, joka saadaan aikaan käyttämällä suuria kammiotilavuuksia tai rakennetta, jossa on useampi työvaihe yhtä kierrosta kohti. Tästä johtuen moottorin vääntömomentti on suuri ja pyörimisnopeus on hidas ja tasainen. Tällaisia ominaisuuksia tarvitaan esimerkiksi maansiirtokoneissa. Hidaskäyntisiä moottoreita ovat radiaalimäntämoottorit, monikammioiset siipimoottorit ja orbitaalimoottorit. (Kauranne ym. 1998, 183–185.)

keskinopeusalueen moottoreita ovat gerotor-moottorit ja staattoriaksiaalimoottorit. Gerotor-moottorit vastaavat rakenteeltaan luvun 3.3.2 sisäryntöisiä hammasrengaspumppuja. Staattoriaksiaalimoottorit vastaavat rakenteeltaan myös vastaavia staattoriaksiaalipumppuja. Moottorin tilavuusvirranohjaus on ainostaan toteutettu eri tavoin. Ohjaus tapahtuu venttiilien sijaan jakokaralla. (Kauranne, Kajaste & Vilenius, 1998, 183–185.)

Nopeakäyntisillä moottoreilla on suorat vastineet pumpuissa. Koska komponentit eivät ole toimintavaatimuserojen takia samankaltaisia, pumppuja käytetään useasti vakionopeudella samaan pyörimissuuntaan. Moottoreita voidaan pyörittää molempiin suuntiin nopeutta vaihtamalla. Nämä otetaan huomioon moottorien sisäisessä rakenteessa. Moottoreita vastaavia pumppuja voidaan useasti käyttää myös moottoreina, mutta niiden hyötysuhde jää hieman huonommaksi kuin

vastaavan moottorin. Sama onnistuu myös toisin päin. Moottoriksi valmistettua komponenttia voidaan käyttää myös pumppuna. Nopeakäyntiset moottorit soveltuvat hyvin kohteisiin, joissa moottorilta vaaditaan suurta kiihtyvyyttä, nopeaa ja tasaista pyörimisnopeutta kuormituksen mahdollisista vaihteluista huolimatta. Tällaisia sovelluksia ovat muun muassa puhaltimet, generaattorit ja murskaimet. (Kauranne, Kajaste & Vilenius 1998, 190–191.)

## 5 KIILAHIHNA VÄLITYKSET

Hihnavälitys on liike-energian siirtämiseen tarkoitettu voimansiirtomenetelmä. Sillä pystytty siirtämään momenttia ja muuntamaan pyörimisliikettä tilanteissa, joissa sijainnissa on vaihtelua esimerkiksi jouston vaikutuksesta. Yleisiä hihnavälityksen etuja ovat muun muassa hihnan elastisuus, joka sallii epätarkkuutta akselivälin valinnassa. Hihna tasoittaa sysäyksiä, joita käyttökoneiston eri kohdissa muodostuu. Hihnavälityksen hyötysuhde on korkea jopa 0,98. Huonoja puolia ovat taas, että tehonsiirtokyky on rajallinen ja kiristäminen vaatii erikoistyökaluja sekä lisää laakeri rasitusta. Ulkoisten olosuhteiden vaihtelut saattavat häiritä hihnakäyttöä kuten suuri kosteus ja rasvaisuus. (Blom, Lahtinen & Nuutio 1999. 231).

Kiilahihnat tarjoavat lattahihnoihin verrattuna merkittäviä etuja. Ne siirtävät tehoa pienemmällä kiristyksellä paljon enemmän, jopa 1000 kW:iin asti. Muunnettu kitkakerroin hihnapyörän pintaa vasten on yli kolminkertainen lattahihnaan verrattuna. Hihnoja voi asentaa vierekkäin saman pyörän päälle useita. Hihnapyörän koko on myös pienempi kuin lattahihnoilla. Pienemmän kiristystiukkuuden ansiosta ne rasittavat akselia vähemmän. Ne vaimentavat iskuja hyvin ja alkavat luistaa lyhyissä ylikuormitus tilanteissa. Tämä estää toimilaitteen vaurioitumisen. Etuja ovat myös: helposti muunnettavissa oleva välityssuhde käyttöönoton jälkeen, edullinen hankintahinta verrattuna muihin tehoa siirtäviin mekanismeihin, akseliväliä voi korjata hieman, kunnon tarkkailu ja vaihtaminen on helppoa, voitelua ei tarvita eikä hihnat pidä ääntä ja pieni linjaheitto on sallittua. Haittapuolia ovat esimerkiksi, että kiilamainen muoto aiheuttaa hihnan sivupintoihin kulumista. Tämä korostuu etenkin kireyttä lisättäessä. Kiilahihnoilla on lattahihnoja huonompi hyötysuhde. Lisäksi kiilahihnat tarvitsevat ajoittain jälkikiristystä. Jälkikiristystä tarvitaan varsinkin, jos hihna on uusi. Kiilahihnat soveltuvat huonommin pitkille akselivälille kuin muut hihnatyyppit. (Blom, jne. 1999. 232).

## 5.1 Kiilahihnojen mallit

Kiilahihnojen päätyypit ovat klassiset kiilahihnat, kapeat kiilahihnat, kaksoiskiilahihnat ja sarjakiilahihnat. Klassiset kiilahihnojen merkinnät ovat Z, A, B, D ja E. Kapeat kiilahihnat merkitään SPZ, SPA, SPB ja SPC. Kaksoiskiilahihnat ovat merkinnältään HAA, HBB ja HCC. Kuvassa on kiilahihnojen mitat ja poikkileikkaukset. Nykyään käytetään useasti kapeita kiilahihnoja, koska niiden tehonsiirtokyky on kiristysvoimaan nähden suhteellisesti suurempi. (Blom, jne. 1999. 235).

a) Mitat mm

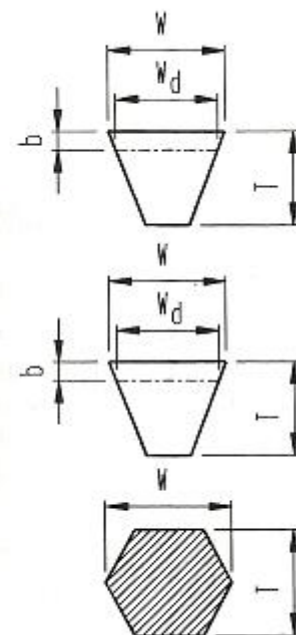
Profiili	Z	A	B	C	D	E
$W_{\infty}$	10	11	14	19	32	40
$W_D$	8,5	13	17	22	27	32
$T$	6	8	11	14	20	25
$b_{\infty}$	2,5	3,3	4,2	5,7	8,1	12

b) Mitat mm

Profiili	SPZ	SPA	SPB	SPC
$W_{\infty}$	9,7	12,7	16,3	22
$W_D$	8,5	11	14	19
$T$	8	10	13	18
$b_{\infty}$	2	2,8	3,5	4,8

c) Mitat mm

Nimitys	Profiili			
	HAA	HBB	HCC	HDD
Leveys $W$	13	17	22	32
Korkeus $T$	10	13	17	25



kuvio 18. Erilaisia kiilahihnojen profiilimuotoja (Blom, jne. 1999. 235 ).

## 5.2 Kapean kiilahihnan mitoitus

Seuraavat mitoitukseen liittyvät taulukot ja ohjeet ovat SFS 3527 standarsin mukaisia. Laskennassa kiilahihnan mitoituksessa pitää ottaa mukaan seuraavat asiat: Hihnakoon ja hihnojen lukumäärän määrittäminen, hihnapyörien halkaisijoiden valinta ja hihnapituuden ja kireyden määrittäminen asennustilassa. Laskennassa käytetään kaavaa apuna. (Blom, jne. 1999. 236).

$$P = F \times n_1 \times \pi \times d_1$$

, jossa

*P = siirrettävä teho*

*v = hihnan nopeus*

*F = hihnaa kuormittava vetävä voima*

*n<sub>1</sub> = pienemmän pyörän pyörimisnopeus*

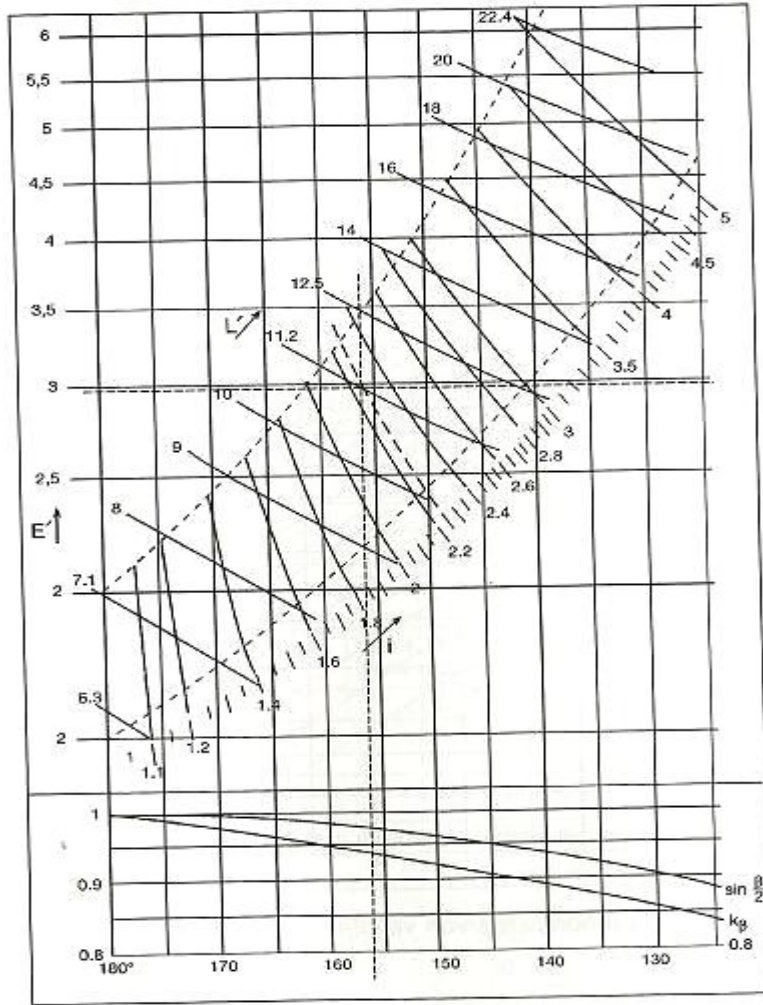
*d<sub>1</sub> = pienemmän pyörän halkaisija*

Mitoitukseen on luotu myös taulukoita, joista voi suoraan valita arvoja, kuten kuvat 21 ja 22.

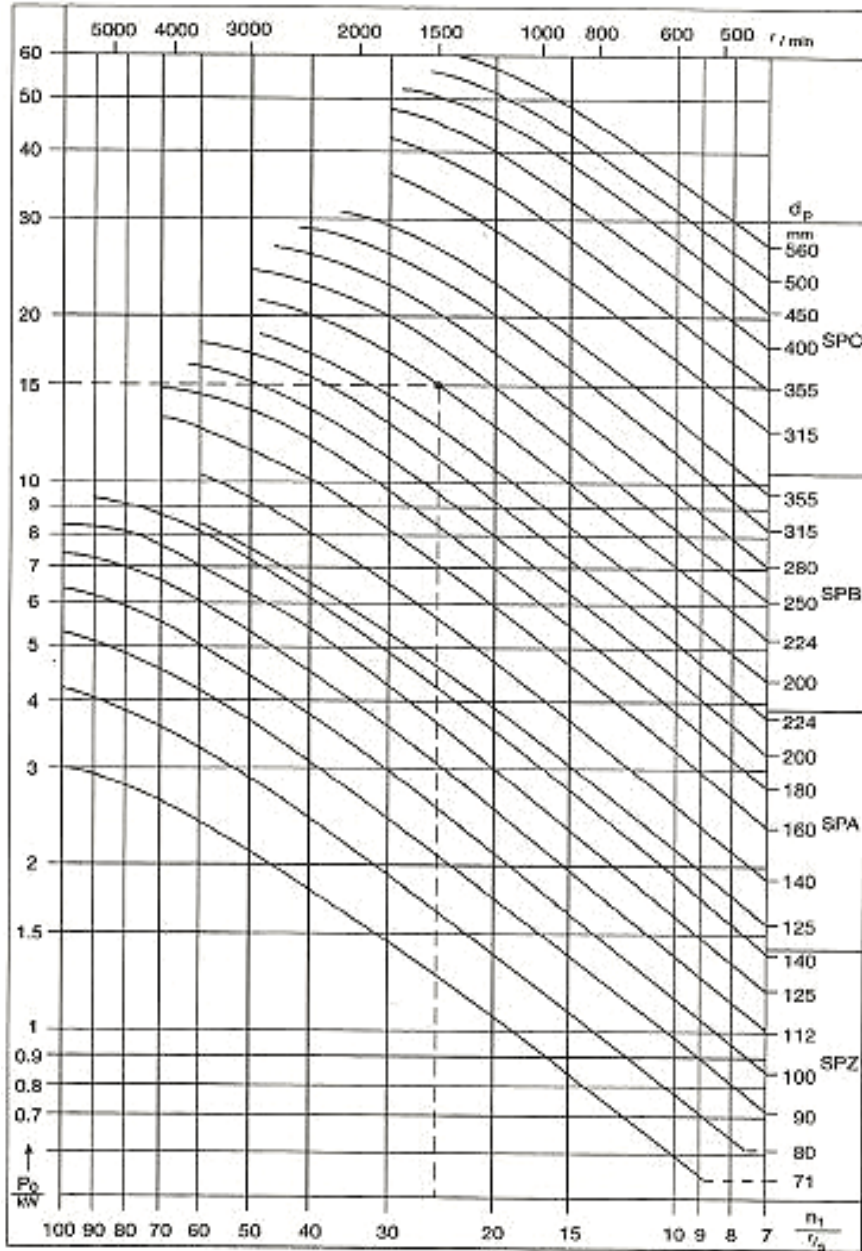


Käytettävä kone	Käyttävä kone	
	Oikosulkumoottori, Y/D-käynnistys. Liukurengasmoottori. Nopea monisylinterinen polttimoottori	Oikosulkumoottori, suora käynnistys  Hidas polttomoottori
Nesteen sekoittaja Puhallin ja imuri, kevyt keskipakoispumppu Potkuripuhallin < 7 kW	1,0	1,1
Hihnakuuljetin Taikinauone Potkuripuhallin > 7 kW Generaattori Pesukone Työstökoneet Puristimet Painokone Keskipakoiskorkeapaineuunppu Täryttävä tai pyörivä seula Valta-akseli	1,1	1,2
Tiilikone Kauhakuuljetin Mäntäkompressorii Vasaramylly Holanteri Mäntäpumppu Korkeapaineuuhallin Puutyöstökoneet Tekstiilikoneet	1,2	1,4
Murskaimet Kuula- ja tankomyllyt Kehäsaha Raskas nosturi Kumi- ja muovikalanteri Valssit ja suulakepuristimet	1,3	1,5

kuvio 19. Käyttökertoimen valinta kuvio (Blom, jne. 1999. 238).



kuvio 20. Välitussuhteen avulla määritetään kiilahihnan pituus  $L$  ja akseliväli  $E$  (Blom, jne. 1999. 239).



kuvio 21. Hihnatoon ja tehonsiirto arvon valintanomogrammi (Blom, jne. 1999. 240).

a) Pituuskerroin  $k_l$ 

$L_p$ mm	630	710	800	900	1000	1120	1250	1400	1600	1800	2000
SPZ	0,82	0,85	0,87	0,89	0,91	0,93	0,95	0,97	1,0	1,02	1,04
SPA	-	-	0,82	0,83	0,85	0,87	0,89	0,91	0,93	0,95	0,96
SPB	-	-	-	-	-	-	0,83	0,85	0,87	0,89	0,90
SPC	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	0,82
$L_p$ mm	2230	2500	2800	3150	3550	4000	4500	5000	5600	6300	$\geq 7100$
SPZ	1,06	1,08	1,1	1,12	1,14	-	-	-	-	-	-
SPA	0,98	1,0	1,02	1,04	1,05	1,08	1,09	-	-	-	-
SPB	0,92	0,94	0,96	0,98	1,0	1,02	1,03	1,05	1,07	1,09	0,90
SPC	0,83	0,86	0,88	0,90	0,92	0,94	0,96	0,98	1,0	1,02	0,82

b) Käyttöaikakerroin  $k_t$ 

Käyttöaika h/d	<10	10 ... 16	>16
$k_t$	1,0	1,1	1,2

c) Ympäristökerroin  $k_o$ 

Käyttöpaikka	Konehuone tai vastaava tai lämpötila 60 °C	Märkä, likainen, öljyinen tai lämpötila 60 ... 80 °C	Vaikeasti tarkkailtavat olosuhteet
$k_o$	1,0	1,1 ... 1,2	1,3

kuvio 22. Hihnäkäytön apukertoimia (Blom, jne. 1999. 241).

### 5.2.1 Esimerkki kiilahihnan mitoituksesta

Esimerkissä mitoitetaan kiilahihnat käyttökoneistolle standardin mukaan, jossa nimellisteho on 50. Pienemmän pyörän pyörimisnopeus on 1475 kierrosta minuutissa ja suuremman pyörän pyörimisnopeus 650 kierrosta minuutissa. Voimansiirto tapahtuu suoraikäyttöisestä sähkömoottorista mäntäkompressoriin. Käyttö on sisätiloissa 8 tuntia päivässä. (Blom, jne. 1999. 236).

Ensimmäisenä moottorista haetaan tiedot. Valittu moottori on HXR 250MB4, jossa suurin säteisvoima on 6000N ja akselinpään pituus 140mm ja halkaisija 75mm. Tehoa moottorissa on 75 kW. Taulukosta 21 saadaan käyttökerroin, joka on 1.4. Seuraavaksi on laskettava pienemmän jakopyörän halkaisija. (Blom, jne. 1999. 237).

$$d_p = 1,5 \times \frac{k_k \times P}{\pi \times n_1 \times F_h} = 1,5 \times \frac{1,4 \times 50 \text{ kW}}{\pi \times 24,6 \times 6000 \text{ N}} = 0,23 \text{ m}$$

Valitaan halkaisijaksi kuviosta 23 standardimitta 224 mm, jonka hihnätyppi on SPB. Väilyssuhteen määrittäminen tapahtuu siten, että pienemmän pyörän

pyörimisnopeus jaetaan isomman pyörän pyörimisnopeudella. Saadaan välityssuhteeksi 2,25. Kuviosta 22 etsitään välityssuhdetta apuna käyttäen alustavasti sopiva akseliväli. Katkoviiva  $i = 2.25$  risteää kaksi apuviivaa  $L = 10$  ja  $L = 11,2$ . Näistä valitaan jälkimmäinen ja tämän leikkauspisteestä vedetään vaakaja pystysuorat katkoviivat. Niiden avulla saadaan kolme uutta arvoa laskentoihin, jotka ovat  $E' = 3$ ,  $\sin \beta/2 = 0,98$  ja  $k_\beta = 0,94$ . Näiden hyödyntäminen tehdään seuraavasti. Lasketaan akseliväli  $E$  ja hihnapituus  $L$ . (Blom, jne. 1999. 237).

$$L = L' \times d_p = 3,0 \times 224\text{mm} = 672\text{mm}$$

$$E = E' \times d_p = 11,2 \times 224\text{mm} = 2508\text{mm}$$

Koska hihnojepituudet on standarsoitu, täytyy etsiä laskettua pituutta lähinnä oleva hihnakoko kuviosta 24:  $L_p = 2500$  mm ja  $E_p = 668$  mm. Kun lähin standardihihnakoko on lyhyempi kuin laskettu, on akseliväliä korjattava. Seuraavaksi voidaan laskea hihnan kiristyksessä tarvittava jännemitta  $L_j$ . (Blom, jne. 1999. 239).

$$L_j = E_p \times \frac{\sin \beta}{2} = 668 \times 0,98 = 665 \text{ mm}$$

Siirrytään kuviota 23, josta päästään valitsemaan hihnakoko ja yhdenhihnan tehonsiirtokyvyn  $P_0$  kautta tarvittavien hihnojen lukumäärä. Kun hihnan nopeus on 24,6 metriä sekunnissa ja pienempi halkaisija on 224 mm, saadaan katkoviivaa pitkin edeten leikkauskohdasta  $P_0$ -arvoksi 15 kW ja hihnatyypiksi SPB. (Blom, jne. 1999. 239).

Kuviosta 24 katsotaan pituutta  $L_p$  vastaava kerroin  $K_L$ , mikä on 0,94. Käyttöaikakerroin saadaan kuviosta 24, mikä on 1,0. Ympäristö kerroin saadaan samasta kuviosta, joka on myös 1,0. Näillä tiedoilla pystytään laskemaan kiilahihnojen tarpeellinen lukumäärä seuraavasti. (Blom, jne. 1999. 240).

$$z = \frac{k_k \times k_t \times k_o \times P}{k_\beta \times k_L \times P_o} = \frac{50kW \times 1,4 \times 1,0 \times 1,0}{0,94 \times 0,94 \times 15kW} = 5,3 \text{ kpl} \approx 6 \text{ kpl}$$

SPA hihnatyypille on määritelty aselivälin E mukaan tarvittava siirtovaray, joka on 30mm. Samoin voidaan laskea hihnojen jälkikiristystä varten tarpeellinen siirtovara x kaavasta. (Blom, jne. 1999. 241).

$$x = 0,03 \times L_p = 0,03 \times 2500 \text{ mm} = 75 \text{ mm}$$

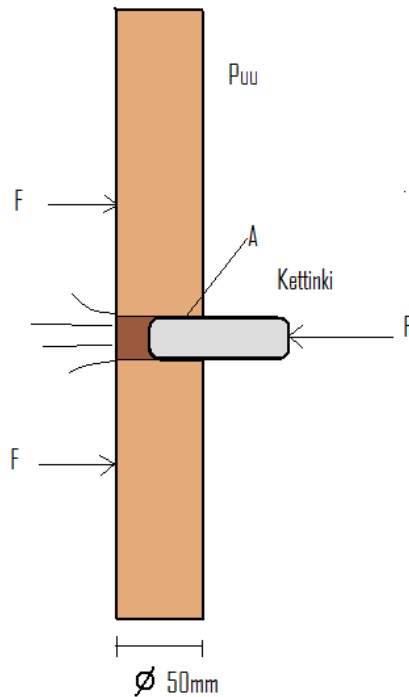
Esimerkissä tuli valituksi kiilahihnoja SPB-2500 6 kappaletta. Hihnapyörän jakohalkaisijoiksi saatiin 224 mm ja 500mm. (Blom, jne. 1999. 242).

## 6 VESAKKOLEIKKURIN, HYDRAULIILIKKAPUMPUN JA MOOTTORIN MITOITUS

### 6.1 Vesakkoleikkurin toimintaperiaate ja suunnittelu

Vesakkoleikkurin toimintaperiaatteena on leikata peltojen reunuksia, ojan varsia ja sähkölinjojen alusia. Sen toiminta perustuu hydraulipumpun tuottamaan tilavuusvirtaan, joka siirretään hydrauliputkia pitkin hydraulimoottoriin, joka välittää hihnavälityksellä voimaa 1,2 metriä pitkän kettingin keskelle akselilla. Kettinki katkaisee ja murskaa vesakkoa kovan pyörimisnopeuden avulla noin 2000–3000 r/min. Kettingin paksuudeksi valitaan 10 mm, koska jo tuotannossa olevissa (Ilsbo) vesakkoleikkureissa käytetään 10–13 mm paksuista kettinkiä. Voidaan valita myös paksumpi, jos käytännön testeissä todetaan, että se ei tule kestäväksi. Tavallisen nostoon tarkoitetun 10 mm paksun mallin lujuus on noin 32 kN, jos lujuusluokka on 8 (Kettingit 2007). Kettingin tulee olla siitä huolimatta suurlujuusterästä ja erikoisvahvaa työkoneen turvallisuuden johdosta. Sen suunnittelu ei ole tässä opinnäytetyössä oleellinen, koska kettingin vaihto on helppo suorittaa loppuun valmiissa leikkurissa. Tämän takia helpoin tapa on käytännön kokeileminen valinnan kohdalla.

Hihnavälitys ja hydraulikkamoottori valitaan vesakkoleikkuriin siten, että ketjun ulommainen lenkki pystyy leikkaamaan noin 50 mm:n paksuista puuta. Vesakkoleikkuria pyörittävä hydraulipumppu mitoitetaan leikkurin moottorin mukaan. Työkoneen tarvitsema voima lasketaan, jolloin saadaan selville kierrosnopeus leikkurissa. Kierronopeuden mukaan mitoitetaan vesakkoleikkurin moottori ja sitä käyttävän työkoneen tarvittava hydraulipumppu. Työhön valitaan myös yksi sopiva pumppu mukaan. Leikkausvoimat kettingissä lasketaan puhtaalla leikkauksella. Laskennassa oletetaan kettingin käyttäytyvät kuin tanko, joka on nivelletty akseliin. Laskennat ovat suoritettu Tekniikan kaavaston kaavojen avulla. Laskennat pohjautuvat dynamiikan ja lujuusopin oppeihin.



Kuvio 23. Leikkaustapahtuma

Leikkuri aiheuttaa oksaan voiman  $F$  kuvion 25 mukaisesti. Voiman suuruus voidaan laskea leikkausjännityksen avulla. Oletetaan laskussa, että vesakko leikkurissa tapahtuu puhdas leikkaus. Todellisuudessa leikkaus on murskaava ja pohjautuu kettinkien iskuihin. (Salmi 2003. 205)

$$Q = \tau \times A \quad (19)$$

jossa

$$Q = \text{Leikkaus voima [N]}$$

$$A = \text{Leikkautuva poikkipinta - ala [m}^2\text{]}$$

$$\tau = \text{Leikkausjännitys [Pa]}$$

Kaavaan 19 sijoitetaan 50 mm paksun tervalepän leikkausjännityksen ja pinta-alan arvot. Saadaan enimmäisvoimaksi kettinkin päähän 17.7KN.



$$Q = 4.5 \text{MPa} \times 2 \times \frac{\pi \times 50 \text{mm}^2}{4} = 17671.5 \text{N} \approx 17.7 \text{KN}$$

## 6.2 Hydraulimoottorin kierrosnopeuden määrittäminen

Lasketaan hydraulikkamoottorille suurin tarvittava kierrosnopeus. Kun kettingin kierrosnopeus on suuri, voidaan olettaa, että kettinki on pyörittävään akseliin nivelöity tanko. Kaavalla 20 voidaan laskea pyörivän tankomaisen kappaleen hitausmomentti  $J$ , joka on nivelöity pyörivään akseliin. (Salmi 2003. 374)

$$J = \frac{1}{3} \times ml^2 \quad (20)$$

Jolloin saadaan hitausmomentin arvoksi seuraavan. Kettingin pituus on 0.6 m ja paino on 1.82 kg/m.

$$J = \frac{1}{3} \times \left( 0.6 \text{m} \times 1.82 \frac{\text{kg}}{\text{m}} \right) \times 0.6^2 \text{m} = 0.13104 \text{Kgm}$$

Kierrosnopeuden määrittämiseksi tarvitsemme voiman momenttin kaavaa 21 ja kulmanopeuden kaava 22. (Salmi 2003. 50)

$$M = F \times r \quad (21)$$

$$\sum M = J \times \alpha \quad (22)$$

jossa

$M = \text{Voiman momentti [Nm]}$

$F = \text{voima [N]}$

$r = \text{voiman vaikutussuoran etäisyys akselistasta [m]}$

$\alpha = \text{Momentti summan antama kulmakiihtyvyys [m/s}^2\text{]}$

Kulmakiiktyvyys voidaan laskea myös kaavasta 23. (Salmi 2003. 301)

$$\alpha = 4 \times \pi^2 \times n^2 \times r \quad (23)$$

jossa

$$n = \text{kierrosnopeus} \left[ \frac{1}{s} \right]$$

Kun kaavat 21 ja 22 yhdistetään saadaan seuraavanlainen kaava.

$$F \times r = J \times \alpha$$

$$\alpha = \frac{F \times r}{J}$$

Tähän kun lisätään kulmakiiktyvyyden kaava 23, pystytään määrittämään kierrosnopeudelle kaava 24.

$$4 \times \pi^2 \times n^2 \times r = \frac{F \times r}{J}$$

$$n = \sqrt{\frac{F/J}{4\pi^2}} \quad (24)$$

Sijoitetaan tarvittavat arvot kaavaan 24.

$$n = \sqrt{\frac{F/J}{4\pi^2}} = \sqrt{\frac{17.7\text{KN}/0.13104 \text{ Kgm}}{4\pi^2}} = 58.4459 \frac{r}{s} = 3506.76 \frac{r}{\text{min}}$$

Tuloksesta huomataan se, että vesakkoleikkuri tarvitsee todella suuren kierrosnopeuden leikatakseen vesakkoa, jossa suurin halkaisija puunrungolla on

50 mm. Käytännössä leikkuujäljen täytyy olla epäpuhdas, jotta puunvarsi kuivaa. Kuivaminen johtaa puolestaan siihen, että kasvu ei jatku yhtä nopeasti. Pienempää kierrosnopeutta käytettäessä jäljestä tulee rosoisempi. Murskaava jälki on paras tapa ehkäistä nopea uudelleen kasvu.

### 6.2.1 Moottorin mitoitus

Hydraulimoottorin kierrostilavuus saadaan nyt helposti laskettua. Tunnettuja arvoja ovat maksimikierrosnopeus moottorilla ja työkoneen pumpun maksimituotto. Pumpun kierrostilavuus saadaan laskettua, kun jaetaan pumpun maksimituotto pumpun maksimikierrosnopeudella kaavan 25 mukaan. (Kauranne ym. 1998, 477.)

$$V_n = \frac{q_{max}}{n_{max}} \quad (25)$$

jossa

$q_{max}$  = *Suurin moottorille menevä tilavuusvirta*

$n_{max}$  = *Suurin kierros nopeus pumpulla*

Kun kaavaan 25 sijoitetaan numeroarvot, saadaan pumpulle kierrostilavuuden arvo.

$$V_n = \frac{q_{max}}{n_{max}} = \frac{120l/min}{3507 \frac{r}{min}} = 34.2 \frac{cm}{r}$$

### 6.2.2 Aksiaalimäntämoottori vesakkoleikkuriin

Moottoriksi vesakkoleikkuriin valitaan nopeakäyntinen hydraulimoottori. Eatonin moottorivalikoimasta löytyy vesakkoleikkuriin sopiva aksiaalimäntämoottori ja myös siipimoottori. Eatonin hydraulikomponentteja on valittu työhön, koska

Suomessa on hyvä saatavuus yrityksen tuotteilla. Eaton on myös tunnettu merkki esimerkiksi mekaanisten ahtimien valmistaja.

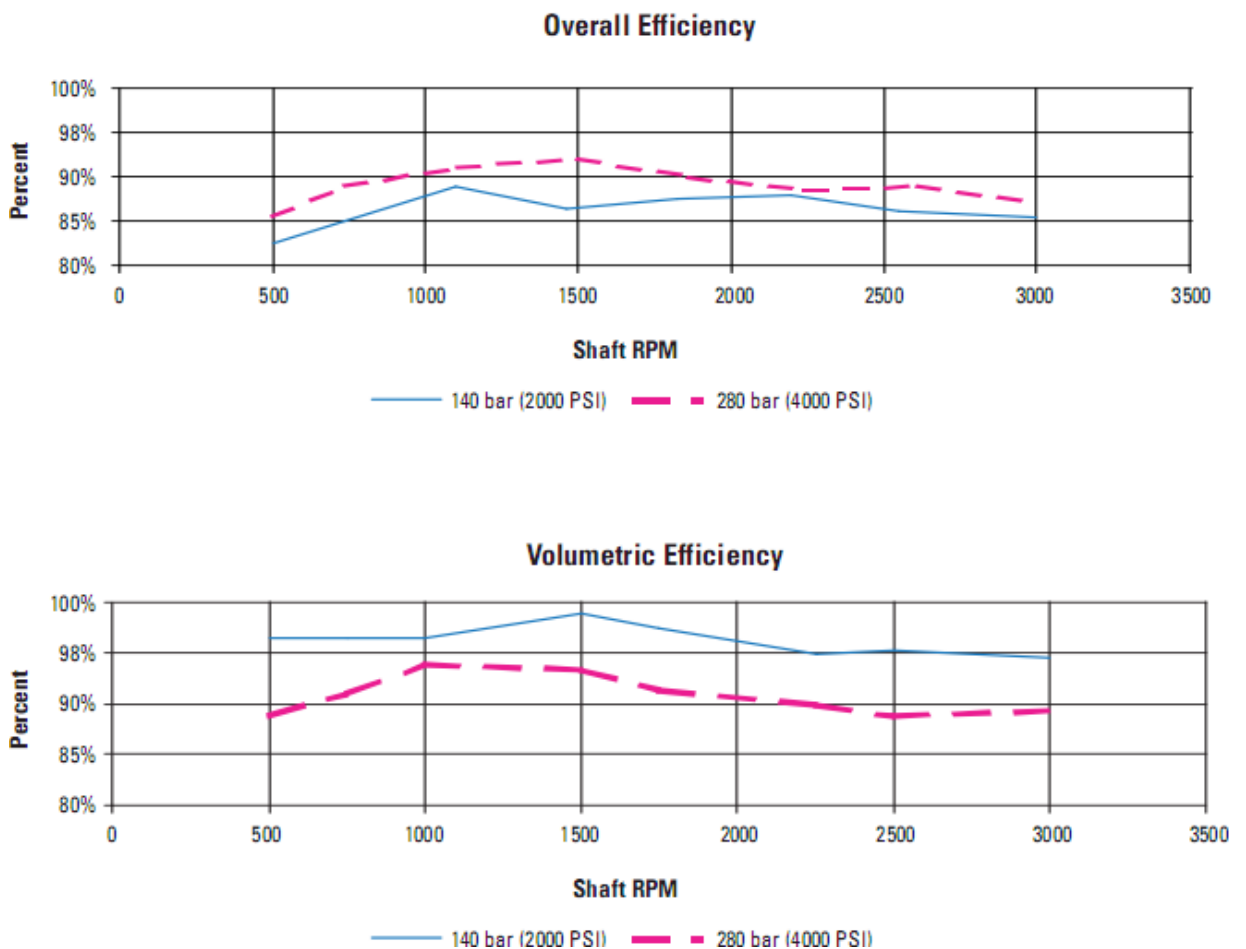
Eatonin aksiaalimäntämoottorin kierrosalue on 500–4500 r/min. Sopivin moottori on Eaton 74315, kuten kuvassa 37 voidaan nähdä. Kierrostilavuus moottorilla on työkoneen pumpulle melko sopiva. Täydellä pumpun tuotolla päästään maksimipyörimisnopeuteen moottorilla. Tehoa moottorilla on 35 kW ja vääntöä 92 Nm. Työkoneen dieselmoottorin tehoon verrattuna se on aika paljon. Jos ajatellaan, että työkoneessa on 60 kW, niin vesakkoleikkuri tarvitsee toimintaansa suurimman osan.

Välityssuhteeksi kannatta kuitenkin valita 1.1–1.2. Tällä voidaan varmistaa se, että kettingin pyörimisnopeus riittää leikkaamaan kaikissa tilanteissa. Varsinkin kun tuotot ovat juuri toisiinsa sopivat. Esimerkiksi New Holland Kobelco kaivinkoneen yksi pumpu tuottaa maksimissaan 120 l/min, jos koko tilavuus virtaohjataan suoraan moottorille, kierrosnopeus on sopiva. Voidaan kuitenkin olettaa, että jossakin työtilanteessa pumpulta vaaditaan tilavuusvirtaa myös muualle, kuten ajomoottorille tai puomin sylintereille. Tässä tilanteessa tilavuusvirta ei välttämättä riitä. Olisi käytännön kannalta hyvä, jos lisähydrauliikan tilavuusvirta otetaan eri pumpulta kuin miltä ajomoottorin tilavuusvirta otetaan. Lisäksi on järkevää lisätä toinen lisähydrauliikkaliitäntä kaivinkoneeseen, jos kaivinkone on varustettu kallistuvalla liittimellä. Näin saadaan myös kallistus toimimaan vesakkoleikkurin kanssa. Hydraulijärjestelmän häviöt vaikuttavat myös moottorin todelliseen pyörimisnopeuteen. Tämä kannattaa ottaa huomioon moottorin mitoituksessa.

Kuvion 26 teknisistä tiedoista saadaan poimittua oleellisia asioita hihnavälityksen mitoitukseen kuten vääntö 92 Nm ja teho 35 kW. Kuviosta 42 voidaan huomata, että suuremmalla järjestelmän paineella valitun moottorin hyötysuhde paranee. Lisäksi kuvasta nähdään, että paras hyötysuhde moottorilla on noin 1500 r/min alueella. Tämä vahvistaa välityssuhteen nostamista jopa 1.3. Kun välityssuhteeksi moottorille valitaan 1.3, nousee kettingin maksimikierrosnopeus 4320 r/min. Näin saadaan optimoitua myös pumpun kierrosaluetta paremman hyötysuhteen alueelle. Kierrosnopeus on todella kova, jonka vuoksi irtoava kettingin pala saattaa aiheuttaa vakavan vamman osuessaan ihmiseen. Turvallisuustekijät on otettava huomioon rakennetta suunniteltaessa.

SPECIFICATIONS	MODEL 74315
Maximum Displacement	32,9 cm <sup>3</sup> /r [2.01 in <sup>3</sup> /r]
Maximum Rated Speed	3600 RPM
Continuous Rated Pressure †	210 bar [3000 lbf/in <sup>2</sup> ]
Maximum Rated Pressure ††	345 bar [5000 lbf/in <sup>2</sup> ]
Maximum Intermittent Pressure †††	370 bar [5400 lbf/in <sup>2</sup> ]
Input Flow at Rated Speed and Pressure	121 l/min [32 GPM]
Output Power at Rated Speed and Pressure	35 kW [47 hp]
Output Torque at Rated Speed and Pressure	92 N•m [816 lbf•in]
Continuous Allowable Case Pressure	1,7 bar [25 lbf/in <sup>2</sup> ]
Continuous Inlet Temperature	107°C [225°F]
Weight/Single Motor (approximate)	9,1 kg [20 lbs]

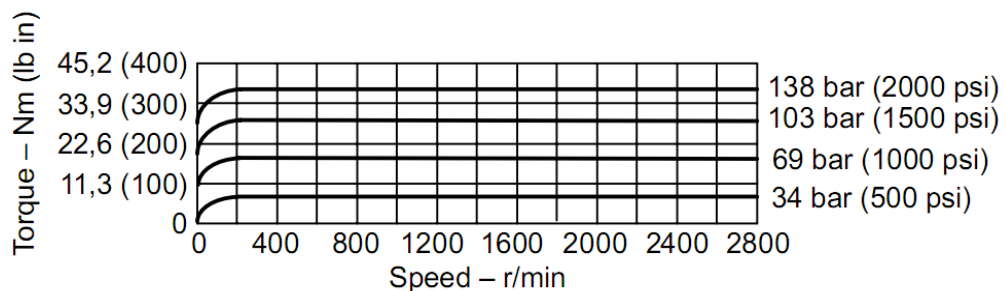
Kuvio 24. Leikkuriin mitoitetun moottorin tekniset tiedot (Medium Duty Piston Pumps-Technical Manual 2006, 34).



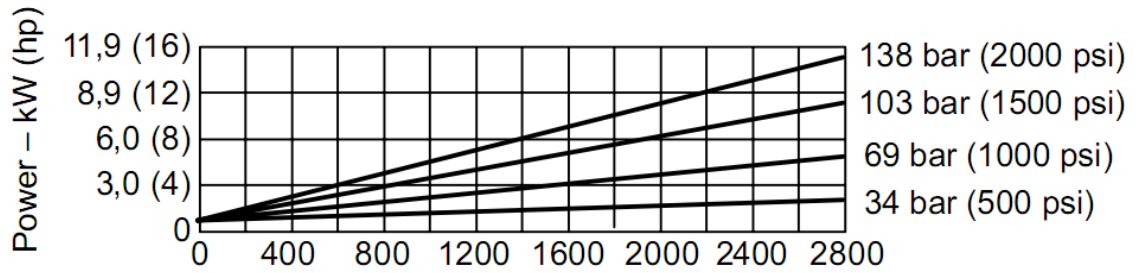
Kuvio 25. Eaton hydraulimoottorin kokonaishyötysuhde ja volumetrinen hyötysuhde. (Medium Duty Piston Pumps-Technical Manual 2006, 35.)

### 6.2.3 Siipimoottori vesakkoleikkuriin

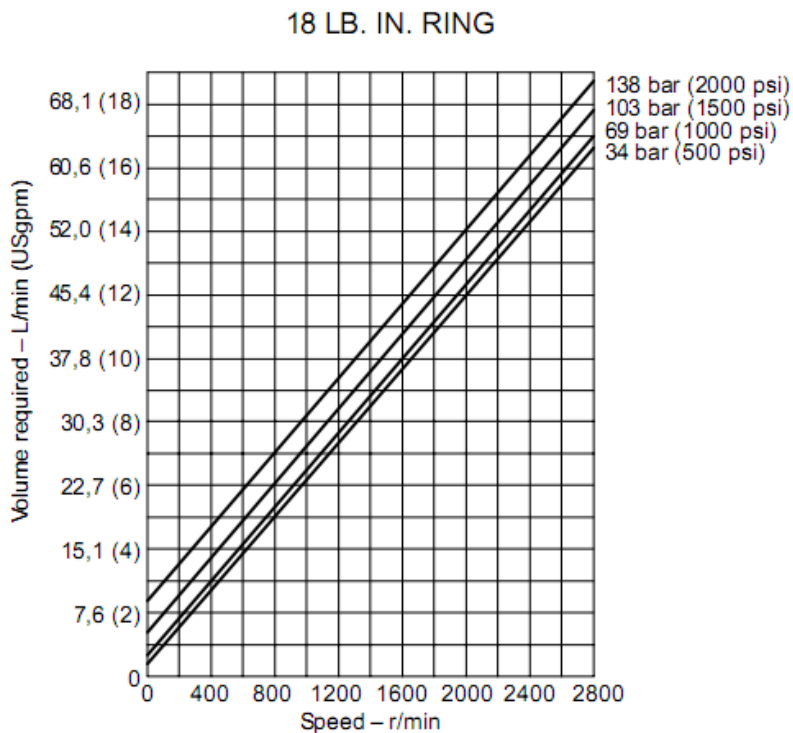
Valitaan työhön vertailun vuoksi toinen hydraulimoottori, joka on mitoitukseltaan sopiva vesakkoleikkuriin. Moottori on Eatonin MU2 sarjan nopeakäyntinen siipimoottori. Kuviosta 28 nähdään, että MU2 mallin siipimoottorilla päästään noin 2800 r/min kierrosnopeuteen. Moottorin ja kettinkiakselin välille on mitoitettava välityssuhde niin, että kierrosnopeus saadaan täsmäämään. Moottorin tuottotarve voidaan lukea kuviosta 29. Koska moottorin tarvitsema kierrostilavuus on vain vähän päälle 70 l/min ja maksimi paine 138 bar, ei moottorin pyörimisnopeutta tarvitse mitoittaa yhtä suureksi kuin mäntämoottorilla. Moottorin tarvitsema tilavuusvirta saadaan työkoneenpumpulta, vaikka tilavuusvirtaa johdetaan muullekin toimilaitteelle, kuten ajomoottoreille tai vaikka järjestelmässä syntyisi suuria häviöitä. Välityssuhteeksi pumpulle kannattaa valita 1.3–1.4. Kuviosta 44 voidaan lukea, että moottori tuottaa tehoa noin 11,6 kW ja vääntöä noin 40 Nm. Pumppu on hieman voimattomampi kuin Eaton 74315. Lisäksi työkoneen lisähydrauliikka on säädettävä siipimoottorille sopivaksi, jotta paineet eivät pääse kasvamaan liian suuriksi.



Kuvio 26. Eaton MU2 kierrosnopeusvääntö-kuvaaja. (High Speed Vane Motors 1994, 5.)



Kuvio 27. Eaton MU2 kierrosnopeusteho-kuvaaja. (High Speed Vane Motors 1994, 5.)



Kuvio 28. Eaton MU2 kierrosnopeustilavuusvirta-kuvaaja (High Speed Vane Motors 1994, 5.)

### Specifications

Model series	Torque	Displacement	Maximum speeds & pressures	Approx weight
	Nm/6,9 bar (lb in/100 psi)			
M2U	2,0 (18)	21,6 (1.32)	2800 r/min @ 138 bar (2000 psi)	7,7 (17)
	2,8 (25)	25,4 (1.55)	2500 r/min @ 138 bar (2000 psi)	
	4,0 (35)	37,5 (2.29)	2000 r/min @ 138 bar (2000 psi)	

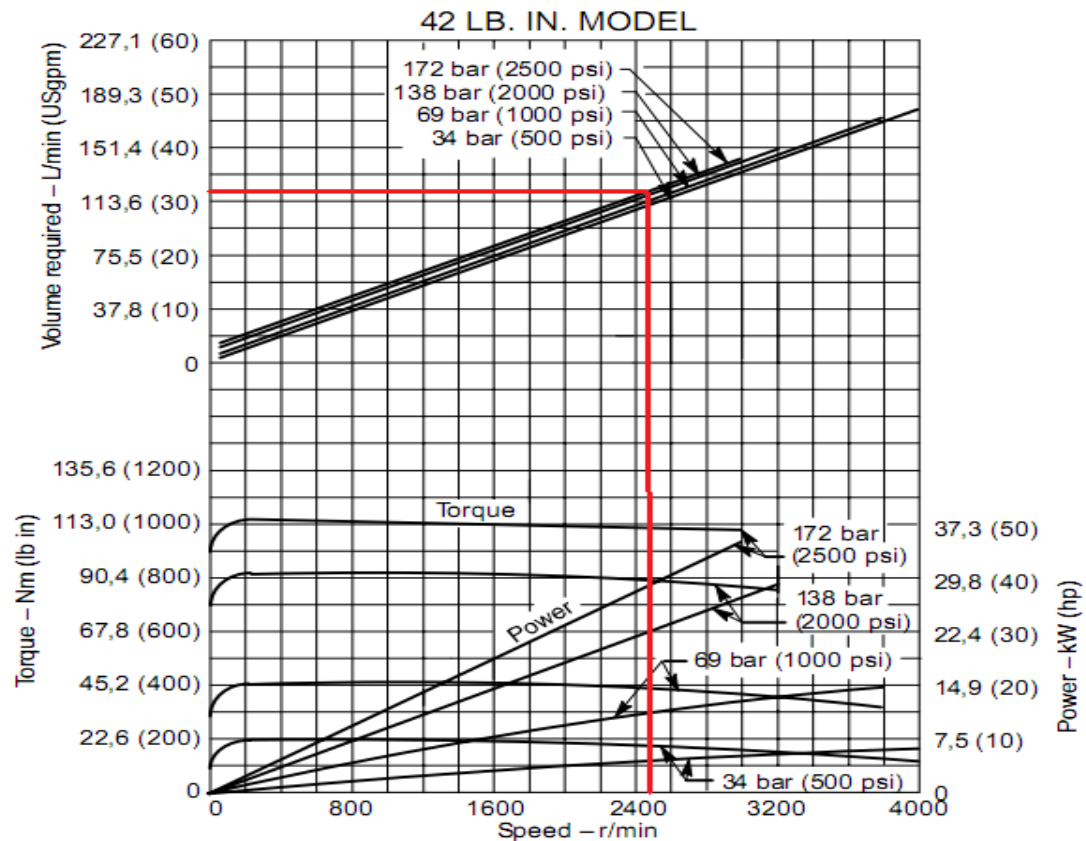
Kuvio 29. Eaton MU2 ominaisuustaulukko (High Speed Vane Motors 1994, 7.)

Siipipumppuja on myös tarjolla suurempaa kierrostilavuusluokkaa kuin kuviossa 30, jolloin kierrosnopeuden raja-arvot myös suurenevat. Kuviossa 31 on luettelo Eatonin 25M–50M sarjan ominaisuuksista. Leikkuriin sopivin pumpuista on pienimmällä kierrostilavuudella varustettu 25M malli, jossa on kuitenkin riittävästi kierrosnopeutta. Moottoria voidaan välittää hieman, jotta päästään kethingin akselilla noin 2000 r/min kierrosalueelle, kun moottori pyörii 1200 r/min. MU2 malliin verrattuna 25M mallissa on massaa yli kaksinkertaisesti. Jos halutaan optimoida painoa pienemmäksi, valitaan vesakkoleikkuriin kevyempi moottori.

<b>Specifications</b>					
<b>Model Series</b>	<b>Torque</b> Nm/6,9 bar (lb in/100 psi)	<b>Displacement</b> cm <sup>3</sup> /r (in <sup>3</sup> /r)	<b>Flow input/required</b> @1200 r/min L/min (USgpm)	<b>Maximum speed &amp; pressures</b>	<b>Approx. weight</b> kg (lb)
25M	4,7 (42)	43,9 (2.68)	52,6 (13.9)	3600 r/min @ 34 bar (500 psi) † 4000 r/min @ 34 bar (500 psi) ‡	18 (40)
	6,2 (55)	57,7 (3.52)	69,3 (18.3)		
	7,3 (65)	68,7 (4.19)	82,5 (21.8)		
35M	9,0 (80)	83,6 (5.10)	100,3 (26.5)	2600 r/min @ 155 bar (2250 psi) † 3000 r/min @ 172 bar (2500 psi) ‡	29 (64)
	10,7 (95)	100,3 (6.12)	120,4 (31.8)		
	13,0 (115)	121,9 (7.44)	146,1(38.6)		
45M	14,7 (130)	138,0 (8.42)	165,4 (43.7)	2600 r/min @ 155 bar (2250 psi) † 3000 r/min @ 172 bar (2500 psi) ‡	39 (85)
	17,5 (155)	163,2 (9.96)	195,7 (51.7)		
	20,9 (185)	193,2(11.79)	232,0 (61.3)		
50M	24,9 (220)	231,2 (14.11)	277,5 (73.3)	2800 r/min @ 34 bar (500 psi) † 3200 r/min @ 34 bar (500 psi) ‡ 2200 r/min @ 155 bar (2250 psi) † 2400 r/min @ 172 bar (2500 psi) ‡●	73 (160)
	28,8 (255)	268,1 (16.36)	321,8 (85.0)		
	33,9 (300)	317,1 (19.35)	380,4 (100.5)		

Kuvio 30. Eaton 25M ominaisuustaulukko. (High Speed Vane Motors 1994, 11.)





Kuvio 31. Eaton 25M ominaisuustaulukko (High Speed Vane Motors 1994).

Kuvion 32 taulukosta voidaan lukea, että työkoneen tuotto riittää noin 2500 r/min, jos oletetaan tuotoksi noin 120 l/min. Johtopäätöksenä todetaan, että Eaton 25M-moottorin kierrosnopeus on liian alhainen. Kierrosnopeutta pystytään kasvattamaan välityssuhteella. Välityssuhteen tulisi olla noin 1.6. Vääntöä ja tehoa moottorilta saadaan ulos, koska suurimman sallitun paineen rajat ovat korkeat eli noin 172 bar.

#### 6.2.4 Moottorin mitoituksen tulokset

Vesakkoleikkurin voimansiirtoon soveltuu parhaiten aksiaalimäntämoottori malliltaan Eaton 74315. Työhön on otettu vertailun vuoksi muutama siipimoottori ja niiden ominaisuudet. Siipimoottorin ominaisuudet eivät ole yhtä hyvät kuin mäntämoottorilla. Aksiaalimäntämoottorin kierrosnopeus ja tehontuotto ovat lähimpänä vesakkoleikkurin tarvetta. Lisäksi valintaa puoltavat mäntämoottorin kevyt rakenne verrattuna vastaavaan siipimoottoriin. Siipimoottorilla päästään

nopeampiin kierrosnopeuksiin pienemmällä työpaineella. Huonona puolena on, että paineen kestävyys on huomattavasti pienempi, joten myös moottorin suorituskyky on heikompi. Lisäksi vesakkoleikkuriin valittu aksiaalimäntämoottori on säätötilavuuksinen, joka monipuolistaa leikkurin käyttöä. Mäntämoottoreiden huono puoli on korkea hankintahinta, koska moottorit ovat rakenteeltaan monimutkaisia valmistaa verrattuna siipipumppuihin.

### **6.3 Pumpun mitoitus vesakkoleikkuriin**

Työssä mitoitetaan myös sopiva hydraulipumppu työkoneeseen. Jos työkoneen oma hydraulikka ei riitä vesakkoleikkurin käyttöön, niin mitoitettulla pumpulla voidaan käyttää leikkuria. Oletuksena on se, että hydraulipumppua käytetään dieselmootorilla. Vesakkoleikkuriin on valittu moottoriksi aksiaalimäntämoottori malliltaan Eaton 74315, jonka tuoton tarve on 121 l/min ja kierrostilavuus 32,9 cm<sup>3</sup>/r. Maksimipaine moottorille on 370 bar ja jatkuva paine on 210 bar. Näille arvoille valitaan sopiva pumppu. Pumpun tulisi tuottaa noin 120 l/min ja kierrosnopeuden tulee olla dieselmootorin käyntinopeudelle sopiva. Pumpuksi halutaan säätötilavuuksinen pumppu. Tähän tehtävään parhaiten ominaisuuksiltaan soveltuu luvussa 3.4.3 esitelty aksiaalimäntäpumppu. Sopiva pumppu vesakkoleikkurin pyörittämiseen löytyy Kawasaki valmistajalta. Pumpun tyyppi on Kawasaki K3V63 5X317. Pumppu on säätötilavuuksinen ja vinolevy on jousipalautteinen. Tällä tarkoitetaan sitä, että pumpulle pitää ohjata esiohjauspaine, jolla saadaan säädettyä pumpun tuottoa. Pumppu tuottaa noin 120 l/min ja maksimipaine on 375 bar. Suurin sallittu jatkuva paine on 210 bar. Pumpun valintaa puoltaa myös se, että pumppua käytetään usean työkoneen yhteydessä kuten New Holland Kobelco 135 vuosimallia 2006.

## 7 KIILAHIHNAKÄYTÖN MITOITUS VESAKKOLEIKKURIIN

Vesakkoleikkuri on käytöltään hyvin vaikea mitoittaa, koska käyttö on hyvin monipuolista. Leikkurilla pystytään ajamaan karja-aitauksien alusia, metsä- ja maantien varsia, ojan reunuksia tai muuta vastaavaa aluetta, jossa vesakon kasvu on haitallista. Monipuolisen käytön johdosta myös mitoituksessa on otettava huomioon erilaisia asioita. Vesakkoleikkuria käytetään maastossa, jolloin vastaan tulee myös kiviä ja kantoja. Ne aiheuttavat hydraulimoottoriin voimakkaita sysäyksiä ja iskuja. Niiden johdosta on hyvä kehittää voimansiirron rakenne, jolla iskut eivät kohdistu suoraan moottorin akseliin, koska ne voivat vaurioittaa hydraulimoottoria. Moottori on vesakkoleikkurin kallein komponentti, jota on syytä suojata hyvin rakenteellisesti. Vaihtoehtoja moottorin suojaukseen ovat ketju- ja hihnavälitykset. Hihnakäytöt soveltuvat hyvin karkean ja epätasaisen tehon välitykseen. Eivätkä ne välitä juuri lainkaan iskuja ja sysäyksiä tehon siirtosuuntaa vastaan. Hihnaksi mitoitetaan v-tyyppin kiilahihna. Kiilahihnojen mitoitukseen on monia apuvälineitä ja laskennallisia menetelmiä. Tässä opinnäytetyössä perehdytään kuitenkin kiilahihnan keksijän perustaman yrityksen laskentamalleihin ja ohjelmistoon. Yritys on nimeltään Gates Rubber Company.

### 7.1 Hihnakäytön suunnittelu

Kiilahihnakäytön suunnittelussa on hyvä lähteä liikkeelle neljästä perustiedosta. Nämä ovat siirrettävä nimellisteho, käyttävän pyörän pyörimisnopeus (driveR), käytettävän pyörän pyörimisnopeus (driveN) ja suunniteltu akseliväli. Tässä opinnäytetyössä lasketaan kolmelle hydraulimoottorille sopivat hihnakäytöt Windows -pohjaista DesignFlexPro -ohjelmaa apuna käyttäen. Nimellisteho vesakkoleikkurille on moottorien antamat tehot. Pyörimisnopeus käyttävälle pyörälle on 800–4000 r/min. Välityssuhde valitaan siten, että moottorin hyötysuhde on optimaalinen, kun käytettävän pyörän pyörimisnopeus on 2 000 r/min alueella. Tämä on kierrosalue, jolla vesakkoleikkuria käytetään eniten. Akseliväli on vesakkoleikkurissa 600 mm. (Kiilahihnakäytön suunnitteluopas, 23.)

## 7.2 Hihnan käyttöiän valinta

Hihnan käyttöiän valinta toteutetaan useasti niin, että vaihtoväli on 2–5 vuotta. Käytöstä riippuen tuntimäärä vaihtelee rajusti sadasta jopa tuhansiin tunteihin. Käyttöikää määriteltessä tarvitaan tieto, kuinka paljon toimilaitetta käytetään päivän aikana. Käyttöikää valittaessa kannattaa huomioida takuuajat, koneelle aiheutuvat seisokki ja epämieluisat olosuhteet käytön aikana. Vesakkoleikkuriin sopivin käyttöiän kerroin, kun valitaan kerroin 1.2, joka on 8 tuntia päivittäiselle käytölle ja mäntäpumpulle tarkoitettu. (Kiilahihnakäytön suunnitteluopas, 23.)

## 7.3 Suunnitteluteho

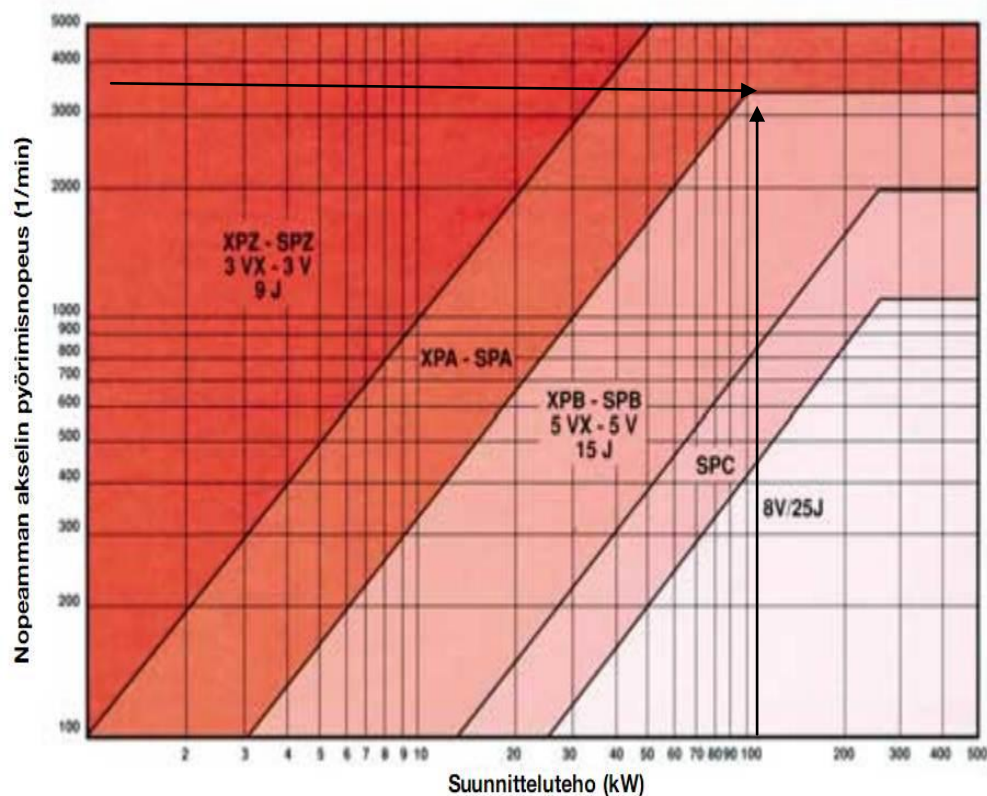
Suunnitteluteho saadaan, kun käyttökerroin kerrotaan vaadittavalla teholla. Oikea käyttökerroin valitaan kuvasta. Jos käytettävää konetta ei löydy luettelossa, mitoitetaan sellaisen koneen käyttökerroin, joka vastaa ominaisuuksiltaan sekä sysäyskuormituksiltaan käytettävää konetta. Vaadittava teho löytyy yleensä käyttävän koneen nimikilvestä. Jos todellinen kuormitus tunnetaan, sitä voidaan käyttää myös mitoitustehona. Suunnitteluteho tulee selville, kun kerrotaan käytön vaadittava teho käyttökertoimella. Vesakkoleikkurin suunnittelussa valitaan mitoitustehoksi moottorin tuottama teho eli 35 kW. Käyttökerroin on vesakkoleikkurissa 1.3. Kuviosta 34 valitaan käyttölaitteelle sopiva vaakarivi ja pystysarake. Vaakariviksi sopivin vaihtoehto on murskaimet. Pystysarakkeeksi valitaan käyttöiän mukaan jaksottainen alle 8 tunnin käyttö. Risteyskohdasta nähdään mitoitukseen soveltuva käyttökerroin. (Kiilahihnakäytön suunnitteluopas, 23.)

	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
Sekoittimet Puhaltimet ja imurit Keskipakopumput 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
<u>Murskaimet</u> Raskaasti kuormitetut myllyt Nostimet Kalanterit, ekstruuderit	1,3	1,4	1,5	1,5	1,6	1,8

Kuvio 32. Käyttökertoimet. (Kiilahihnakäytön suunnittelu opas, 24.)

## 7.4 Oikean hihnaprofiilin valinta

Oikean hihnaprofiilin valinta määräytyy nopeamman akselin pyörimisnopeudesta ja suunnittelutehosta. Katso alla olevan kuvion 35 alapuolelta käytön suunnitteluteho. Seuraa viivoitusta suoraan ylöspäin nopeamman akselinpyörimisnopeuteen saakka. Merkintä risteyskohdan ympärillä näyttää oikean hihnaprofiilin. Huomaa, jos piste on lähellä alueen äärirajaa, hihnankäyttö voidaan suunnitella myös molemmilla hihnaprofiileilla. Tässä tapauksessa valitaan yleensä taloudellisempi profiili. Vesakkoleikkurin mitoituksessa valitaan profiiliksi alemmasta kuvasta XPZ ja XPA. Niistä otetaan käyttöön taloudellisempi vaihtoehto lopullisessa valinnassa. (Kiilahihnakäytön suunnitteluopas, 25.)



Kuvio 33. Kiilahihnaprofiilin valinta. (Kiilahihnakäytön suunnitteluopas, 26.)

## 7.5 Väilyssuhde

Nopeamman akselin pyörimisnopeus jaetaan hitaamman akselin pyörimisnopeudella, saadaan tulokseksi väilyssuhde. Jos hammaspyöräkäyttö vaihdetaan hihnakäytöksi, väilyssuhde on isomman hammaspyörän hampaiden lukumäärä jaettuna pienemmän pyörän hammasluvulla. (Kiilahihnakäytön suunnitteluopas, 28.)

Vesakkoleikkurin väilyssuhde on 1–1.6 riippuen siitä, että valitaanko mäntä- vai siipimoottori. Mäntämoottorille valitaan laskentaan väilyssuhteeksi 1.2, jotta moottorin kokonaishyötysuhde on optimaal alueella tavallisen käytön kierrosnopeusalueella. Se takaa mahdollisimman pienet häviöt moottorin toiminnassa.

## 7.6 Hihnapyörän halkaisijan valinta

Taloudellisimman käytön saavuttamiseksi täytyy valita standardin mukaisia hihnapyörän halkaisijoita. Alla olevassa kuvassa on yleisimmät saatavissa olevat hihnapyörän jakohalkaisijat kaikille hihnaprofiileille. Jos toisen hihnapyörän mitta on tiedossa, kannattaa aloittaa tästä halkaisijamitasta. Jos halkaisijaa ei tiedetä, mitataan pyörän ulkohalkaisija ja uran leveys. Taulukoista voidaan päätellä, onko hihnapyörä ISO-, DIN- tai RMA -normitusten mukainen vertaamalla mitattuja arvoja taulukkoarvoihin. Kuviosta 36 saadaan valittua standardihalkaisijoita hihnapyörille. (Kiilahihnakäytön suunnittelu opas. 30)

Profiili	53	56	60	63	67	71	75	80	85	90	95	100	106	112	118
PJ	X	X	X	X		X		X		X		X		X	
PL							X	X		X		X		X	
PM															
SPZ/3V		M	M	M	M	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X
SPA								M	M	M	M	X	X	X	X
SPB/5V														M	M
SPC															
8V/25J															
8VK															
XPZ/3VK		X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X
XPA								X	X	X	X	X	X	X	X
XPB/5VX														X	X
XPC															
Z	M	M	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X
A			M	M	M	M	M	M	X	X	X	X	X	X	X
B								M	M	M	M	M	M	X	X
C															
D															
5M	X	X	X	X	X	X	X	X				X			
7M	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X
11M					X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X

Kuvio 34. Hihnapyörän standardihalkaisijat (Kiilahihnakäytön suunnitteluopas, 28.)

## 7.7 Hihnanopeuden määrittäminen

Hihnan nopeus ei saa ylittää arvoa 33 m/s, koska silloin täytyy olla dynaamisesti tasapainotetut erikoishihnapyörät. Jos hihnanopeus on liian suuri, valitaan pienempi jakohalkaisija. Vesakkoleikkurin maksimihihnanopeudeksi määritetään 33 m/s. (Kiilahihnakäytön suunnitteluopas, 30.)

## 7.8 Akselivälin ja hihnapituuden valinta

Akselivälin mitoituksella ei ole suuria rajoituksia, kun käytetään kiilahihnoja. Ne sopivat erittäin hyvin lyhyille akseliväleille, minkä ansiosta hihnakäytöt ovat taloudellisia ja konstruktiot yhtenäisiä. Tarvittaessa voidaan kuitenkin valmistaa pitempi akselivälisiä hihnakäyttöjä. Taloudellisuus laskee hieman pitkästä akselivälistä. Vesakkoleikkurissa akseliväliksi mitoitetaan 600 mm. Se on hyvin taloudellinen mitoitus, jos ajatellaan hihnojen hintoja. (Kiilahihnakäytön suunnitteluopas, 31.)

## 7.9 Hihnojen lukumäärä

Jos halutaan enemmän käyttöikää hihnalle, on lisättävä hihnojen lukumäärää. Lisäksi, jos siirretään suuria tehoja, tarvitaan useampi hihna käyttöön. Tällä taataan, että yhdelle hihnalle ei tule liian suuria siirrettäviä voimia. Vesakkoleikkuri on ajatuksena toteuttaa 3–4 hihnalla, jotta hihnojen käyttöikä on mahdollisimman pitkä. Lisäksi teho ei kohdistu vain yhteen hihnaan. (Kiilahihnakäytön suunnitteluopas, 31.)

## 7.10 Hihnakäytön mitoituksen tulokset

Tässä opinnäytetyössä laskentaan käytettiin DesingFlexPro -ohjelmistoa. Ohjelmiston tarjosi Gates Corporation. Ohjelman käyttö on maksullista. Sen saa tilattua sähköpostilla. Ohjelmaan voi tutustua [www.gates.com](http://www.gates.com) verkkosivuilla. Laskentaohjelmistoon sijoitettiin vesakkoleikkurin mitoitettut arvot kuvion 37 mukaisesti. Kuvion laskennassa on käytetty 35 kW mäntämoottoria vesakkoleikkurissa. Kaikki ohjelmiston kiilahihnamallit otettiin laskentaan mukaan, jotta saataisiin taloudellisin vaihtoehto. Hihnapyörille ei asetettu kokovaatimuksia leveyden, halkaisijan tai akselin suhteen.



Design Flex® Pro, Design #1, Ver. 1.80/1.54/1.63/ Europe

File Drive Options Tools Help

Desired Belt Line

- Super HC
- Super HC MN
- Super HC PB
- HiPower
- Vulco Power
- Vulco Plus
- Polyflex
- Polyflex JB
- Micro-V
- Replace RollerChain Drive

Length Unspecified

Width Unspecified

Single Belts

PowerBand

Motor

VFD / Soft Start

Electric Motor  3-Phase

Power 35 kW

Motor Eff. RPM 3500 88 %

Motor Frame Unspecified

Gearbox

Speed Ratio 1

Output RPM 3500

Drive Service Factor

V-Belts

1.3

Application Title: Vesakkoleikkurin kilahhna käyttö

Gates  
A Tenneco Company  
Design Flex Pro

Design

Set Savings Numbers

Clear

[Click here for information on Micro-V](#)

DriveN Pulley Speed

Min. RPM 2585 - 4 %

Nominal RPM 2692 +/- 4 %

Max. RPM 2800 + 4 %

Speed Ratio 1.3  Speed Up

Center Distance Between Shafts

Min. CD 540 - 10 %

Nominal CD 600 +/- 10 %

Max. CD 660 + 10 %

mm

Bushings to Consider

GD

Taper-Lock

Minimum Plain Bore

Maximum allowable rim speed 33 m/s

DriveR Pulley

Shaft Dia. Unspecified mm

Shaft Len Unspecified mm

Max. O.D. Unspecified mm

Max. Width Unspecified mm

Unspecified

DriveN Pulley

Shaft Dia. Unspecified mm

Shaft Len Unspecified mm

Max. O.D. Unspecified mm

Max. Width Unspecified mm

Unspecified

Help

Kuvio 35. DesignFlexPro -laskentaohjelma

Ohjelma antaa paljon hinnavaihtoehtoja. Vaihtoehtoista valitaan XPA -profiilin hihna. Lisäksi hihnojen lukumääräksi valitaan kolme. Ohjelma osaa laskea suhteellisen hinnan hihnakäytölle. Se huomioi hihnapyöristä ja hihnoista syntyvän yhteishinnan. Hihnakäytön tyyppiä valitaan taloudellisin vaihtoehto. Kuvio 38 näyttää ohjelman antamat vaihtoehdot hihnavälityksille.

Vesakkoleikkurin kiilahihnakäyttö, Solution Summary

File Options Help

Print Close

Show Solutions containing:

Non-Stock Item - 199

Problem Drives - 314

V-Belts

Selected	!	Prod Line	Belt	DriveR (mm)	DriveN (mm)	dN RPM	Δ RPM	ODR	Rel. Cost	CD (mm)	Δ CD (mm)	Belt Pull (N)	Width (mm)
<input checked="" type="checkbox"/>		QuadPower II	3-XPA1600	SPA 150,00	SPA 118,00	4 449,2	-101	1,0	1,0	589	-11	1932	44
<input type="checkbox"/>		QuadPower II	3-XPA1650	SPA 160,00	SPA 125,00	4 480,0	-70	1,1	1,1	601	1	1813	44
<input type="checkbox"/>		QuadPower II	3-XPA1650	SPA 170,00	SPA 132,00	4 507,6	-42	1,1	1,1	588	-12	1709	44
<input type="checkbox"/>		QuadPower II PB	XPZ1650/3	SPZ 160,00	SPZ 125,00	4 480,0	-70	1,0	1,1	601	1	1813	37
<input type="checkbox"/>		QuadPower II PB	XPZ1650/3	SPZ 170,00	SPZ 132,00	4 507,6	-42	1,0	1,1	588	-12	1709	37
<input type="checkbox"/>		QuadPower II	5-XPA1532	SPA 118,00	SPA 90,00	4 588,9	39	1,0	1,1	602	2	2452	70
<input type="checkbox"/>		QuadPower II	4-XPA1550	SPA 132,00	SPA 100,00	4 620,0	70	1,0	1,1	593	-7	2196	57
<input type="checkbox"/>		QuadPower II	4-XPA1582	SPA 140,00	SPA 106,00	4 622,6	73	1,1	1,2	598	-2	2071	57
<input type="checkbox"/>		Vulco Plus	5-SPZ1687/VULCO	SPZ 170,00	SPZ 132,00	4 507,6	-42	1,0	1,2	606	6	1708	57
<input type="checkbox"/>		Super HC	5-SPZ1650	SPZ 170,00	SPZ 132,00	4 507,6	-42	1,0	1,2	588	-12	1709	57
<input type="checkbox"/>		Super HC MN	5-SPZ1687MN	SPZ 170,00	SPZ 132,00	4 507,6	-42	1,0	1,2	606	6	1708	57
<input type="checkbox"/>		QuadPower II PB	XPZ1550/4	SPZ 132,00	SPZ 100,00	4 620,0	70	1,0	1,2	593	-7	2196	47
<input type="checkbox"/>		Predator	4-AP64	SPA 160,00	SPA 125,00	4 480,0	-70	1,1	1,3	606	6	1813	57
<input type="checkbox"/>		QuadPower II PB	XPZ1600/4	SPZ 140,00	SPZ 106,00	4 622,6	73	1,1	1,3	607	7	2071	47
<input type="checkbox"/>		QuadPower II PB	XPA1600/3	SPA 140,00	SPA 106,00	4 622,6	73	1,0	1,3	607	7	2071	44
<input type="checkbox"/>		QuadPower II PB	XPZ1600/4	SPZ 140,00	SPZ 112,00	4 375,0	-175	1,1	1,3	602	2	2067	47

V-Belts : 88 Solutions

Kuvio 36. DesignFlexPro -ohjelmiston laskennan tulokset

Mitoituksessa tulokseksi saatiin hihnakäyttö, jossa on kolme Quad Power II- hihnaa. Hihnan profiili on XPA. Hihnapyörä moottorilla on 3 SPA 150. Pyörässä on siis kolme uraa ja halkaisija on 150 mm. Ketjuakselille hihnapyöräksi soveltuu 3 SPA 118, jonka halkaisija on 118 mm. Hihnakäytöllä välityssuhteeksi saadaan 1.27. Hihnan suurimmaksi nopeudeksi on määritetty 28,8 m/s. Se on paljon suurimman sallitun nopeuden alle. Välityksen ansiosta vesakkoleikkurin suurin nopeus kasvaa jopa 4 449 r/min. Tarkemmat mitoituksen tulokset voi lukea kuvioista 39. Osat löytyvät suoraan valmistajan varastosta, eikä niitä tarvitse tilata erikoismitoituksena. Tämän johdosta mitoitus on taloudellinen.

Application: **Vesakkoleikkurin kiilahihnakäyttö****INPUT**

<b>Drive Information</b>		<b>DriveR</b>	<b>DriveN</b>
Speed Ratio:	1,30 Up	RPM: 3500,0	4550,0 +4%/-4%
Input Load:	35 kW	Maximum Rim Speed:	33 m/s
Service Factor:	1,3	Bushings Checked:	TL
Design Power:	45,5 kW	Belts Checked:	QuadPower III, QuadPower II, QuadPower II PB, Predator, Predator PB, Super HC, Super HC MN, Super HC PB, HiPower, Vulco Power, Vulco Plus, Polyflex, Polyflex JB, Micro-V
Center Distance:	600 mm +/-10%		

**SELECTED DRIVE**

<b>Belt Type: QuadPower II - XPA</b>		<b>Belt</b>	<b>DriveR</b>	<b>DriveN</b>
	Total # of Strands/Ribs:	3		
Speed Ratio:	<b>1,27 Up</b>	Part No: 3-XPA1600	3 SPA 150	3 SPA 118
dN RPM:	<b>4449,2</b>	Product No: 9413-01600		
Rated Load:	<b>43,55 kW</b>	Top Width:	44,45 mm	44,45 mm
Belt Pull:	<b>1932 N</b>	Weight:	0 g	0 g
Center Distance:	589,3 mm	Rim/Belt Speed:	27,5 m/s	28,8 m/s
Install/Take-Up Range:	564,3 mm to 624,3 mm	RPM:	1030,8	3500,0
		Bushing Part No:	--	2517
		Bore:	--	16 mm - 63,5 mm
		Pitch Diameter:	--	14 mm - 50,8 mm
				118,0 mm

Kuvio 37. DesignFlexPro -ohjelmalla mitoitettu hihnakäyttö.

## 8 YHTEENVETO

Hydrauliikassa yleisiä voimansiirtolaitteita ovat hydrauliikkapumput ja -moottorit. Näillä mekaaninen teho muutetaan liike-energiaksi tai toisin päin. Pumput ja moottorit voidaan jakaa ominaisuuksien tai rakenteiden mukaan esimerkiksi mäntäpumppuihin. Mäntäpumput jaetaan myös ominaisuuden mukaan säätötilavuuksiin pumppuihin. Pumppujen ja moottorien toiminta pohjautuu syrjäytysperiaatteeseen. Vinolevymäntäpumppujen hyötysuhde ja ominaisuudet ovat työkonetyössä hyvät. Hankintahinta on melko korkea monimutkaisesta rakenteesta johtuen. Hammaspyöräpumput ja -moottorit ovat myös ominaisuuksiltaan hyviä, jos käytettävä paine on pieni, alle 50 bar. Hammaspyöräpumppuja käytetään useasti sovelluksissa, kuten esiohjauspumput kaivinkoneissa.

Opinnäytetyössä on perehdytty hydrauliikan pumppuihin ja hieman moottoreihin. Työssä on käsitelty niiden rakennetta ja ominaisuuksia. Pumppujen lisäksi työssä on perehdytty myös hieman hydrauliikan peruskäsitteisiin. Kavitaatio on nesteen kiehumista alipaineen vaikutuksesta. Paine syntyy, kun pinta-alaan vaikuttaa voima.

Kiilahihna teoria osuudessa on esitelty hihnakäytön edut ja haitat, kuten hihnavälityksen hyötysuhde on hyvä ja se sallii pientä epätarkkuutta akselivälin mitoituksessa. Osuudessa on käyty läpi esimerkki, josta on helppo ymmärtää kiilahihnakäytön mitoituksen vaiheet ja periaate.

Vesakkoleikkurin suunnittelussa laskettiin aluksi kettingin leikkausvoima, josta pystyttiin laskemaan tarvittava pyörimisnopeus kettingille. Leikkausvoimaksi saatiin 17,7 KN, kun puun leikkausjännityksen arvona käytettiin tervalepän 4,5 Mpa leikkausjännitystä (Lujuusominaisuudet 2011). Esimerkiksi koivulla leikkausjännitys on huomattavasti suurempi. Kun leikkaukseen tarvittava voima oli saatu selville, pystyttiin laskemaan vesakkoleikkurin suurin tarvittava kierrosnopeus. Tähän käytettiin kulmakihtyvyyden ja hitausmomentin kaavoja. Maksimikierrosnopeudeksi saatiin noin 3500 r/min. Tämä tarkoitti sitä, että hydraulimoottoriksi tuli valita nopeakäyntinen moottori. Moottoria etsittiin mäntä- ja siipimoottoreista. Lopullisesti valittu moottori oli Eatonin valmistama 74315 malli,

jolle luvataan tuotettavan tehoa noin 35 Kw. Vääntöä moottorissa on 92 Nm. Moottori on tehokas painoonsa nähden verrattuna siipimoottoriin. Paino moottorilla on ainoastaan 9.1 kg, kun vastaavan tehoinen siipimoottori painaa kaksi kertaa enemmän. Jos vesakkoleikkurista haluaisi halvemmän ja tehottomamman version, kannattaisi valita moottoriksi vakiotilavuuksinen Eatonin MU2.

Moottorin valinnan jälkeen valittiin vesakkoleikkurin käyttöön soveltuva hydraulipumppu, jos työkoneen omassa pumpussa ei riitä tuotot tai paineet. Vesakkoleikkurin käyttöön soveltuu Kawasakin valmistama vinolevypumppu tyyppiltään K3V63 5X317. Pumpua käytetään työkoneissa ja se on säätötilavuuksinen.

Pumpun mitoituksen jälkeen vesakkoleikkurin voimansiirron suunnittelussa siirryttiin hihnakäytönsuunnitteluun. Hihnakäyttöön päädyttiin leikkurissa sen takia, ettei kaikki iskut välittyisi kettinkiakselilta suoraan moottorille. Kun väliin mitoitetaan hihnakäyttö, jatketaan moottorin käyttöikää paljon. Vesakkoleikkurilla tuskin pystytään välttämään kiviin ajamista tai muuta iskuja aiheuttavaa tekijää. Mitoituksen apuna käytettiin DesignFlexPro -ohjelmistoa, jolla saatiin tarkat osanumerot hihnoille ja hihnapyörille. Lisäksi ohjelmalla pystyi laskemaan hihnakäytön juuri 35 Kw:lle, joka oli hydraulimoottorilta saatu teho. Hihnakäytön tuloksena saatiin kolmen hihnan systeemi. Tarkaksi välityssuhteeksi standardihihnapyörillä saatiin 1.27. Hihnakäytön akselivälinä käytettiin 600 mm, joka on aivan mahdollinen vielä, jos ajatellaan kettingin olevan 1200 mm pitkä. Hihnakäytön välitys kasvatti hieman maksimikierrosnopeutta. Välityksen jälkeen se oli 4450 r/min. Siitä on etua, kun ajetaan tasaista vesakkoa, jossa ei ole tarvetta suuremmalle kierrosnopeudelle. Tällöin kierrokset ovat 2000 r/min luokkaa kettingillä, mutta moottori pyörii vain vähän yli 1500 r/min. Silloin ollaan moottorin parhaalla hyötysuhdealueella. Vesakon leikkaaminen on taloudellisempaa, eikä työkone rasitu ylimääräisesti. Työn tulosten onnistumista voi arvioida, kun selaa tehdasvalmisteisten vesakkoleikkureiden ja -murskaimien valmistajien sivuja. Voi todeta, että kierrosnopeudet leikkureilla ovat samaa luokkaa. Myös osa valmistajista käyttää hihnakäyttöä. Lisäksi pikaisella selauksella voi todeta, että hydraulikäyttöisissä vesakkoleikkureissa on käytetty mäntämoottoria.

## 9 OMAT POHDINNAT

Tämän opinnäytetyön aihe sai alkunsa siitä, kun tuttavani kanssa mietittiin vesakkoleikkurin valmistamista New Holland Kobelco kaivinkoneeseen. Minulta puuttui tässä vaiheessa vielä opinnäytetyön aihe. Tulin siihen tulokseen, että siitä olisi hyötyä, jos pystyisin liittämään vesakkoleikkurin suunnittelun opinnäytetyöhön jotenkin. Annoin ajatuksen itäni ja niinhän siinä sitten kävi, että sain valittua opinnäytetyön aiheeksi voimansiirron suunnitteluosuuden. Aiheena tämä oli hieman hankala lähteä miettimään työn laajuutta, joten sovimme ohjaavan opettajan kanssa, mitä työn täytyy sisältää. Lopulta päädyimme, että opinnäytetyössä käsittelemme vain vesakkoleikkurin voimansiirron suunnittelua eikä ollenkaan rakennetta tai laiteturvallisuutta. Jätin kaikki rakennemallit ja muut suunnitelmat työstä kokonaan pois. Vesakkoleikkuri on tarkoitettu valmistaa omaan käyttöön lähitulevaisuudessa, jos työkoneelle on tarpeeksi kysyntää. Uskon kysynnän kasvavan lähitulevaisuudessa, koska EU-tukien myöntäminen on tiukentunut. Peltojen reunoiksi on oltava puhtaat, jotta koko peltoalalta maksetaan tuet. Jos tarkastajat näkevät pajukkoa pellon reunoilla, vähennetään se tukipinta-alasta. Tämä on isohko menetys. On paljon halvempaa leikkuuttaa reunukset urakoitsijoilla kuin menettää tuettua pinta-alaa.

Oksien murskattu pää kuivaa ja lahoaa. Uskon että, tällä hidastetaan huomattavasti vesakon uudelleen kasvua. Todellinen vesakkoleikkurin ketterin pyörimisnopeuden käyttöalue on noin hieman alle 2000 r/min, kun työstetään pientä pajukkoa, lepikkoa tai heinikkoa. Tämän osaan sanoa omasta kokemuksesta traktorikäyttöisen vesakkoleikkurin kanssa, joka saa käyttövoimansa ulosoton kautta.

Uskon tästä opinnäytetyöstä olevan paljon apua kyseisen työkoneen valmistamisessa omaan käyttöön. Työssä on valmiit voimansiirron komponentit, mitä valmistamiseen tarvitaan voimansiirron osuudessa. Ainoastaan muilta komponenttivalmistajilta kannattaa kysyä, onko heillä tarjolla vastaavia osia halvemmalla. Jos moottoriksi valitsee säätötilavuuksisen version, on helppo muuttaa kierrosnopeusalueita moottoria säätämällä. Tämä esimerkiksi sellaisessa tapauksessa, jos kettinkä ei saa kestävästi suurilla kierrosnopeuksilla. Edullisin

vaihtoehto on etsiä jostakin toisesta työkoneesta tai laitteesta käytetty hydraulikkamoottori, jossa on lähelle samat arvot. Tämän jälkeen vain mitoittaa hinnakäytön uudelleen moottorille sopivaksi.

Vertailuarvoja ei ollut helppo saada työn aikana. Valmistajat eivät ole halukkaita ilmoittamaan mitään ylimääräistä tietoa pakollisten markkinointitietojen lisäksi suunnittelemistaan vesakkoleikkureista, mikä saattaisi auttaa leikkurin suunnittelussa. Tämä saattaa johtua alalla vallitsevasta kilpailutilanteesta.

Opinnäytetyön tekemisessä opin sen, että työn eteneminen on parasta suorittaa muiden projektien tavoin. Kannattaa aloittaa aloituspalaverilla opettajan kanssa. Yrityksen kanssa kannattaa sopia, kuinka työtä lähdetään viemään eteenpäin. Työn valmistuminen sujui kuitenkin mielestäni hyvin aina, kun pääsin työhön käsiksi. Aikataulutus muiden töiden kanssa onnistui lopulta loistavasti.

## LÄHTEET

- Blom, S., Lahtinen, P & Nuutio, E. Koneenelimet ja mekanismit. 1999. 4. uud. p. Helsinki: Oy Edita Ab.
- High Speed Vane Motors. 4.1994. USA. Vickers. [Verkkojulkaisu]. [Viitattu 5.4.2011].  
Saataavana:[http://www.pmcpolarteknik.com/files/brochures/e/eaton\\_25m\\_50m\\_vane\\_motor\\_EN.pdf](http://www.pmcpolarteknik.com/files/brochures/e/eaton_25m_50m_vane_motor_EN.pdf)
- Kauranne, H., Kajaste, J. & Vilenius, M. 2008. Hydrauliteknikka.6. Helsinki: WSOY Oppimateriaalit Oy.
- Kauranne, H., Kajaste, J. & Vilenius, M. 1998. Hydrauliteknikan perusteet. 3. Vantaa: Tummavuoren Kirjapaino Oy.
- Keinänen, T. & Kärkkäinen, P. 2003. Koneautomaatio 1: hydrauliiikka ja pneumatiikka. porvoo: WS Bookwell Oy.
- Kettingit. 2007. Euroket Oy. [verkkosivu]. [Viitattu 30.4.2011].  
Saataavana:<http://www.euroket.fi/index.php?id=9>
- Kiilahihnakäytön suunnittelu opas. [Verkkojulkaisu]. Vantaa. Rubber Gates Company. [Viitattu 5.4.2011]. Saataavana:  
[http://www.sks.fi/download/sks\\_gates\\_kiilahihnakayton\\_suunnitteluopas](http://www.sks.fi/download/sks_gates_kiilahihnakayton_suunnitteluopas)
- Louhos, P. & Louhos, J-P. 1992. Ajoneuvo- ja työkoneHYDRAULIIKAT. 3. uud. p. Kangaslampi: Karjala-Dealers ky.
- Medium Duty Piston Pumps - Technical Manual. 2006. [Verkkojulkaisu]. USA. Eaton Corporation. [Viitattu 5.4.2011].  
Saataavana:[http://www.pmcpolarteknik.com/files/brochures/e/eaton\\_743xx\\_piston\\_motor\\_EN](http://www.pmcpolarteknik.com/files/brochures/e/eaton_743xx_piston_motor_EN).
- Lujuusominaisuudet. 30.4.2011. [verkkosivu]. Pro Puu ry. [Viitattu 30.4.2011].  
Saataavana: <http://www.puuproffa.fi/arkisto/lujuus.php>
- Salmi, T. 2003. Teknillisen mekaniikan perusteet. Tampere: PRESSUS Oy