



Hydraulikäyttöisen haspelin muuttaminen sähkökäyttöiseksi

Ruukki Construction Oy

Joonas Viitala

Opinnäytetyö
Toukokuu 2015
Kone- ja tuotantotekniikka
Kone- ja laiteautomaatio

TIIVISTELMÄ

Tampereen ammattikorkeakoulu
Kone- ja tuotantotekniikan koulutusohjelma
Kone- ja laiteautomaatio

VIITALA, JOONAS:

Hydraulikäyttöisen haspelin muuttaminen sähkökäyttöiseksi

Opinnäytetyö 44 sivua, joista liitteitä 5 sivua
Toukokuu 2015

Tämä opinnäytetyö on tehty osana Tampereen ammattikorkeakoulun kone- ja laiteautomaation opintosuunnan insinöörikoulutusta. Työn tilaajana on Ruukki Construction Oy, jonka Vimpelin tehtaalla valmistetaan teräksisiä kattoprofiileja sekä kantavia profiileja. Opinnäytetyössä käydään läpi hydraulikäyttöisen haspelin muuttamista sähkökäyttöiseksi. Työhön sisältyy sähkökäytön mitoitus ja hydrauliiikan suunnittelua.

Alkutilanteessa työn tilaajalla oli ongelma kantavia profiileja valmistavan koneen haspelin kanssa. Haspelia käytetään teräslevyn purkuun rullalta profiilikoneeseen, ja se on näin ollen tärkeä osa profiilin valmistusta. Haspelissa teräskelojen pyörittämiseen käytettävä hydrauliiikka ei kestänyt, ja tämä aiheutti öljyvuotoja ja kustannuksia sekä haittasi tuotantoa.

Opinnäytetyön tavoitteena oli suunnitella sähkökäytön mitoitus haspelin karan pyörittämiseen. Hydraulimoottorin korvaavalla sähkömoottorilla pyrittiin saamaan haspeli varmatoimisemmaksi ja näin sen toivotaan tuovan säästöjä. Työssä esitetään sähkökäytön mitoitus vaiheittain. Lopputulosten pohjalta saatiin tehtyä tarvittavat muutokset haspeliin. Yrityksessä tuloksia voidaan hyödyntää vastaavanlaisissa projekteissa myös tulevaisuudessa.

Asiasanat: haspeli, hydrauliiikka, sähkökäyttö, oikosulkumoottori, taajuusmuuttaja

ABSTRACT

Tampere University of Applied Sciences
Degree Programme in Mechanical and Production Engineering
Machine Automation

VIITALA, JOONAS:

Changing a Decoiler Unit from Hydraulic to Electric Operation

Bachelor's thesis 44 pages, appendices 5 pages
May 2015

This bachelor's thesis is part of the Machine Automation Engineering studies at Tampere University of Applied Sciences. The thesis deals with the process of changing a hydraulic decoiler into one driven by electricity. The work was commissioned by Ruukki Construction Ltd. from Vimpeli, Finland. This company manufactures roof tiles and load-bearing sheets from steel.

At the outset of the work, the company was having problems with the decoiling unit of a machine that manufactures load-bearing profiles. A decoiler is a device that is used to coil and uncoil steel plate, which is an important part of the manufacturing process. The hydraulic unit of the decoiler wasn't working properly and needed too much maintenance. Specifically, the hydraulic motor wasn't powerful enough. That created costs and disrupted production.

The key task of the thesis was to design an electrical drive for the hydraulic decoiler unit. An electrical drive was expected to be more reliable and to bring savings. The thesis presents the process of designing the electrical drive step by step. Based on the results, the necessary changes could be made to the decoiler unit. In future, the company can use the results of the thesis in similar kinds of projects.

Key words: decoiler, hydraulics, electrical drive, induction motor, frequency converter

SISÄLLYS

1	JOHDANTO.....	7
2	RUUKKI CONSTRUCTION OY	8
	2.1. Yritys lyhyesti	8
	2.1.1 Vimpelin tehdas	8
	2.1.2 Tuotanto	8
3	OPINNÄYTETYÖN LÄHTÖKOHDAT.....	9
	3.1. Haspeli	9
	3.2. Vanhan haspelin toiminta	10
	3.2.1 Ongelmat.....	11
4	MUUTOKSET	12
5	JÄRJESTELMÄKÄYTÖN VALINTA	13
	5.1. Servokäyttö	13
	5.2. Taajuusmuuttajakäyttö.....	13
	5.3. Johtopäätös.....	13
6	OIKOSULKUMOOTTORI.....	14
	6.1. Perusteet.....	14
	6.2. Moottorivirta.....	16
	6.2.1 Vakiovuoalue	17
	6.2.2 Kentänheikennysalue	17
	6.3. Moottorin pyörimisnopeus.....	18
7	SÄHKÖKÄYTÖN MITOITUS	20
	7.1. Käyttöolosuhteiden tarkistaminen	20
	7.2. Prosessin vaatimusten tarkistaminen	20
	7.3. Moottorin mitoitus	22
	7.3.1 Tarvittava momentti	22
	7.3.2 Vaihteen redusointi	23
	7.3.3 Moottorin teho.....	25
	7.3.4 Moottorin ja vaihteen valinta	26
	7.3.5 Jarrutusvoiman tarve	27
	7.4. Taajuusmuuttajan valinta.....	27
8	HYDRAULIJÄRJESTELMÄ	29
	8.1. Yleistä	29
	8.1.1 Pumput	30
	8.1.2 Sylinterit.....	30
	8.1.3 Venttiilit	31
	8.2. Muutokset vanhaan järjestelmään.....	32

8.3. Painevahti.....	34
9 MUUTOSTÖIDEN SUORITTAMINEN	36
10 POHDINTA.....	37
LÄHTEET	38
LIITTEET	39
Liite 1. Valitun moottorin tekniset tiedot	40
Liite 2. Vaihteen valintataulukko	41
Liite 3. Esimerkki valittavasta taajuusmuuttajasta 1 (2).....	42
Liite 4. Hydraulikaavio.....	44

ERITYISSANASTO

haspeli	rullan kelaamiseen tai purkamiseen käytettävä laite
ajonopeus	nopeus jolla pelti kulkee profiilikoneessa
panostusvaunu	apuväline kelan asettamiseen haspelille

1 JOHDANTO

Tämän opinnäytetyön tarkoituksena oli suunnitella haspelin hydraulikäytön muuttaminen sähkökäyttöksi. Työn tilaajana on Ruukki Construction Oy Vimpelistä. Tehtaalla valmistetaan teräksisiä kattotuotteita. Tuotteisiin lukeutuu kattoihin, seiniin ja kantaviin rakenteisiin käytettäviä ohutlevytuotteita. Haspelia käytetään teräskelojen purkamiseen rullalta koneeseen, joten se on tuotteiden valmistuksessa keskeisessä osassa oleva apuväline.

2 RUUKKI CONSTRUCTION OY

2.1. Yritys lyhyesti

Ruukki Construction Oy on rakentamisen ratkaisuja tarjoava yritys, joka on erikoistunut terästuotteisiin. Yritys valmistaa kattotuotteita ja rakennuskomponentteja kuten teräs-runkoja, kantavia katteita, julkisivutuotteita ja seinissä käytettäviä sandwich- paneeleja. (Ruukki 2014).

Ruukki Construction on SSAB:n kansainvälinen divisioona, joka palvelee asiakkaita paikallisesti. Se työllistää noin 3500 henkilöä ja sen pääkonttori on Helsingissä. (Ruukki 2014).

2.1.1 Vimpelin tehdas

Ruukin Vimpelin tehtaalla valmistetaan pääasiassa kattotuotteita ja kantavia katteita. Vimpelissä on ollut teräskatteiden valmistusta jo pitkään. Paavo Rannila perusti Paavo Rannila Oy:n vuonna 1961. Rannila myytiin Rautaruukille 1990- luvun alussa, jonka jälkeen Rannila nimellä jatkettiin vuoteen 2004. Tämän jälkeen käyttöön otettiin Ruukki markkinointinimi. Vuonna 2014 ruotsalainen SSAB osti Rautaruukin. Vimpelissä jatke-taan Ruukki nimellä ja se kuuluu SSAB:n Ruukki Construction divisioonaan. (Ruukki, 2014)

2.1.2 Tuotanto

Vimpelissä valmistetaan monia eri ohutlevyprofiileja, joita käytetään katoissa, jul-kisivuissa ja kantavissa rakenteissa. Kaikki profiilin valmistukseen käytettävät koneet toimivat pääpiirteittäin samalla periaatteella. Peltikelat nostetaan haspelille joko suoraan siltanosturilla tai panostusvaunun avulla koneesta riippuen. Haspelilta pelti syötetään sisään profiilikoneeseen, jossa se kulkee rullamuovauslinjaston läpi. Linjan päässä on leikkuri, joka leikkaa profiilin haluttuun mittaun. Valmiit profiilit putoavat leikkurilta liukuhihnalle, josta ne tilauksen valmistuttua siirtyvät pakattaviksi.

3 OPINNÄYTETYÖN LÄHTÖKOHDAT

Alkutilanteessa tehtaalla on ongelma T70- profiilikoneen haspelin kanssa. Tehtaalla on useita koneita, joissa tarvitaan haspeliala ja suuressa osassa niiden toiminta perustuu hydraulikkaan ja näin on T70- profiilikoneenkin kanssa. Hydraulikka ei kuitenkaan tahdo kestää ja haspeliala joudutaan huoltamaan liian usein. Tämä haittaa ja hidastaa tuotantoa. Ratkaisuna ongelmiin kyseiseen haspeliin ollaan asentamassa sähkökäyttöä, joka on varmatoimisempi ja huoltovapaampi.

3.1. Haspeli

Haspeliala tarkoittaa laitetta, jolta kelattu tavara voidaan purkaa rullaa pyörittämällä. Haspeliala käytetään myös päinvastaisesti tavarankelaamiseen. Tässä opinnäytetyössä haspelialasta puhuttaessa tarkoitetaan kuvan yksi mukaista kelan purkuun tarkoitettua haspeliala.



KUVA 1. Haspeli ja panostusvaunu T130- profiilikoneessa (Kuva: Joonas Viitala 2014)

3.2. Vanhan haspelin toiminta

Vanhassa haspelissa sen toiminta perustuu hydraulikkaan. Haspelissa on kolme hydraulisyylinteriä ja yksi hydraulimoottori. Lisäksi panostusvaunun kaksi korkeudensäätöön tarkoitettua sylinteriä on liitetty haspelin hydraulikkaan. Suurin sylintereistä on paisutussyylinteri, jolla saadaan levitettyä haspelin kara. Peltirulla asetetaan karan ympärille, jolloin levitetty kara puristaa rullaa. Näin rulla pysyy tukevasti paikoillaan karan pyöriessä.

Toinen sylinteri on haspelin sisällä ja sen avulla haspelia voidaan siirtää sivuttaisuunnassa. Tällä tavalla pelti saadaan syötettyä koneeseen aina tarkasti samasta kohdasta. Kolmannella sylinterillä ohjataan painorullaa, joka painaa ja pitää katkaistua peltiä paikoillaan. Tästä on hyötyä, jos kela joudutaan vaihtamaan ennen kuin se on ajettu loppuun. Katkaistu pellin reuna teipataan rullaan kiinni, kuten kuvassa kaksi.



KUVA 2. Teipattu peltikela painorullan ollessa ylhäällä (Kuva: Joonas Viitala 2014)

Haspelin karan pyörytykseen käytetään hydraulimoottoria, jonka tiedot löytyvät taulukosta yksi. Hydraulimoottorin ja haspelin karan välissä on hammasvaihde, jonka välityssuhde on 1: 3,43.

TAULUKKO 1. Hydraulimoottorin tiedot

teho (kW)	3
pyörimisnopeus (rpm)	87
paine (bar)	70
virtausnopeus (l/min)	28

Haspelin pyörimistä säädetään profiilikoneen ja haspelin välissä olevalla aisalla, joka nousee ja laskee pellin kireyden mukaan. Aisa ohjaa sähkötoimista suuntaventtiiliä, jolla ohjataan haspelia pyörittävää hydraulimoottoria. Kun aisa nousee tarpeeksi pellin kiristyessä, haspeli pyörii. Haspelissa on automaatti- ja käsikäyttötoiminto. Käsikäyttötoimintoa käytetään kelanvaihtojen yhteydessä, jolloin haspeli saadaan ajettua haluttuun asentoon ja paisutussylinteri saadaan joko kiinni tai auki. Automaattitoiminnolla hydrauliiikan toimilaitteista käytetään vain hydraulimoottoria haspelin pyörytykseen. Paisutussylinterissä täytyy ylläpitää painetta jatkuvasti sen auki ollessa, jotta peltirulla pysyy tiukasti paikoillaan.

3.2.1 Ongelmat

Ongelmana vanhassa haspelissa on sen hydrauliiikan kestävyys. Erityisesti hydraulimoottori ei kestä. Haspelilla käsitellään teräskeloja, joista suurimmat ovat painoltaan noin 6200 kg. Kantavia teräsrakenteita valmistavalla T70- profiilikoneella ajetaan useita kilometrejä terästä päivässä kahden vuoron aikana. Haspelin pyöriminen ajon aikana on jaksottaista ja nykivää. Haspelin hydraulimoottorista vuotaa usein öljyä ja se aiheuttaa myös liukastumisvaaran. Haspelin epävarma toiminta haittaa tuotantoa ja aiheuttaa kustannuksia.

4 MUUTOKSET

Varsinaiset muutokset haspeliin ovat pyörityksen suorittaminen sähkömoottorilla hydraulikan sijaan ja haspelin runkoon vaihteistolle ja moottorille tehtävä peti. Haspelista poistetaan pyöritykseen käytetty hydraulimoottori sekä siihen liittyvät suunta-, paineenrajoitus- ja vastusvastaventtiilit. Tarvittava hydraulikka suunnitellaan uusiksi käyttöön jääville sylintereille.

Muutettuun haspeliin tulee sähkömoottori, jolla haspelia pyöritetään. Tehtävänä on tarkastella, miten moottorin ohjaus toteutetaan. Vaihtoehtoina on servokäyttö tai taajuusmuuttajakäyttö. Lisäksi tulee miettiä, tarvitaanko moottorin ja haspelin väliin vielä toinen vaihde. Haspelin paisutussylinteri ja panostusvaunun nosto ja lasku sekä painorullan säätö tapahtuu edelleen hydraulisesti. Panostusvaunun sisään ja ulos ajo tapahtuu sähkömoottorin avulla. Panostusvaunuun ei tehdä muutoksia.

Muutoksia ei tehdä suoraan haspeliin, joka on käytössä, vaan ne tehdään toiseen vastaavanlaiseen haspeliin, joka on Ruukin varastolla. Muutostyöt tehdään mahdollisimman pitkälle varastolla. Tämän jälkeen haspeli tuodaan tehtaalle ja asennetaan vanhan haspelin paikalle. Näin seisokki tuotannossa on mahdollisimman pieni.

5 JÄRJESTELMÄKÄYTÖN VALINTA

Tarkoituksena oli valita sovellukseen sopivin sähkömoottorikäyttö. Vaihtoehtoina oli servomoottorikäyttö ja taajuusmuuttajakäyttö.

5.1. Servokäyttö

Servokäyttö on säätöjärjestelmä, jonka toiminta perustuu takaisinkytkentään. Servojärjestelmän keskeiset peruskomponentit ovat toimilaite, anturi ja vahvistin. Järjestelmällä voidaan säätää asemaa, nopeutta, kiihtyvyyttä, vääntömomenttia tai voimaa. Ohjaus toimii takaisinkytkentätiedon perusteella. Servokäytöllä voidaan ohjata sekä AC- että DC- moottoreita. Servoja käytetään yleensä suurta tarkkuutta ja nopeutta vaativissa sovelluksissa ja niiden hinta on melko korkea. Lisäksi niiden suunnittelu, käyttöönotto, viritys ja ylläpito vaativat jonkin verran erityisosaamista. (Airila 1993, Luku 5, 1-2)

5.2. Taajuusmuuttajakäyttö

Taajuusmuuttaja on laite, jolla voidaan säätää sähkömoottorin pyörimisnopeutta ja vääntömomenttia portaattomasti. Taajuusmuuttajien avulla saadaan merkittäviä säästöjä energiankulutuksessa. Taajuusmuuttajakäytöt saattavat maksaa itsensä takaisin jo muutamana kuukauden aikana ja monissa sovelluksissa kustannukset saadaan takaisin alle vuodessa. Käyttöjä on saatavilla erikokoisina säädettävien moottorien koosta riippuen. Taajuusmuuttajalla saadaan aikaan moottorin pehmeä käynnistyminen, joten virtapiikkiä käynnistysvaiheessa ei synny. Lisäksi moottoria voidaan pyörittää taajuusmuuttajan avulla molempiin suuntiin. (ABB, 2015)

5.3. Johtopäätös

Opinnäytetyön sovelluksessa käsitellään suuria massoja eikä käsiteltävien kappaleiden aseman tarvitse olla kovin tarkka. Servojärjestelmä on huomattavasti kalliimpi kuin taajuusmuuttajaohjattu käyttö. Näistä johtuen kyseiseen järjestelmään kannattaa valita taajuusmuuttajakäyttö.

6 OIKOSULKUMOOTTORI

6.1. Perusteet

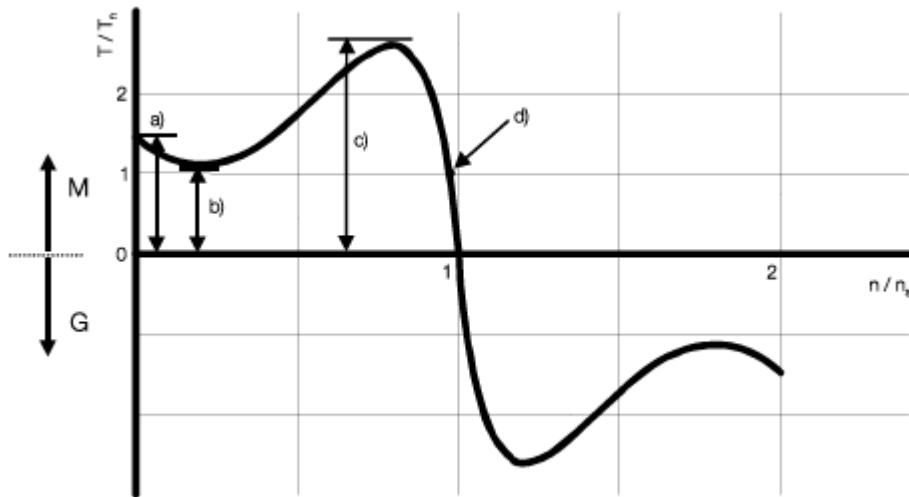
Oikosulkumoottorin toiminta perustuu sähkömagneettiseen induktioon. Induktion seurauksena moottorilla on jättämä, joka määritellään usein moottorin nimellispisteessä (taajuus f_n , nopeus n_n , momentti T_n , jännite U_n , virta I_n ja teho P_n). Tässä pisteessä jättämää kutsutaan nimellisjättämäksi. Käytännössä tämä tarkoittaa, että oikosulkumoottorin roottorin pyörimisnopeus on hieman pienempi, kuin sen magneettikentän pyörimisnopeus. Nimellisjättämä voidaan laskea seuraavasti:

$$s_n = \frac{n_s - n_n}{n_s} \cdot 100 \% \quad (1)$$

jossa n_s on synkroninen pyörimisnopeus:

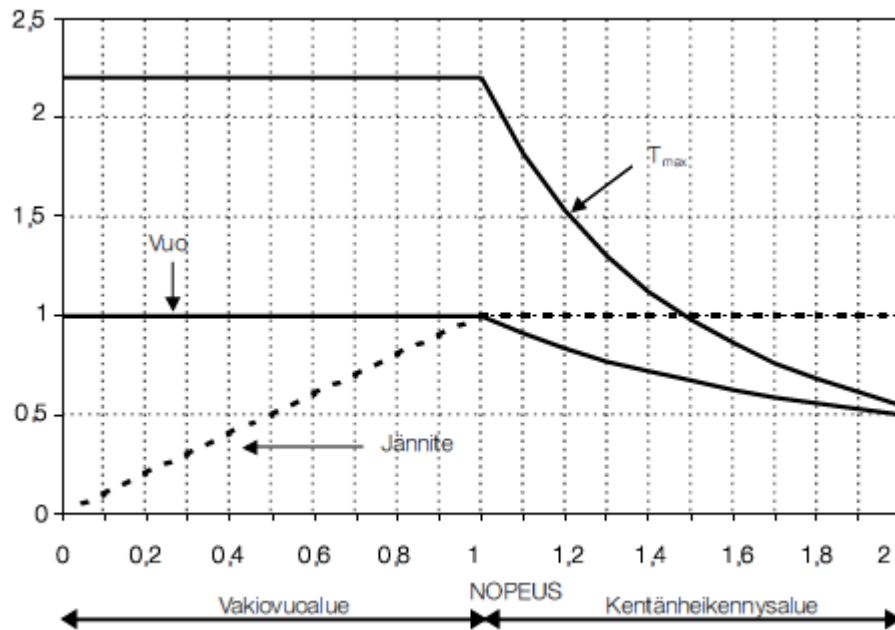
$$n_s = \frac{2 \cdot f_n \cdot 60}{\text{napaluku}} \quad (2)$$

Oikosulkumoottorin maksimimomentti T_{max} on yleensä 2-3 kertaa suurempi, kuin nimellismomentti. Myös maksimimomentilla on jättämä s_{max} ja se on nimellisjättämää suurempi. Moottorin jättämän tulisi olla alueella $-s_{max} \dots s_{max}$, jotta sitä käytettäisiin tehokkaasti. Tämä onnistuu säätämällä jännitettä ja taajuutta. Säätö voidaan toteuttaa taajuusmuuttajalla. Kuviossa yksi on esitetty oikosulkumoottorin tyypillinen momentti-käyrä. (ABB, Sähkökäytön mitoitus)



KUVIO 1. Oikosulkumoottorin tyypillinen momenttikäyrä vakiojännitteellä ja -taajuudella a) käynnistysmomentti b) minimimomentti c) maksimimomentti d) nimellispiste (ABB, Sähkökäytön mitoitus)

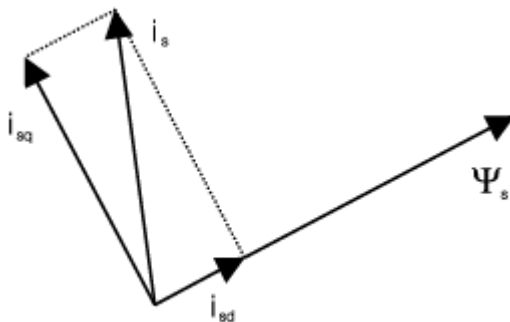
Kun mennään moottorin nimellispyörimisnopeuden yli, ollaan kentänheikennysalueella. Kentänheikennyspisteeksi sanotaan nimellistaajuuden aluetta. Nimellistaajuuden eli kentänheikennyspisteen alapuolista aluetta kutsutaan vakiovoalueeksi ja yläpuolista aluetta kentänheikennysalueeksi. Kentänheikennysalueella moottori voi toimia vakioteholla ja tätä aluetta voidaan kutsua myös vakiotehoalueeksi. Oikosulkumoottorin maksimimomentti on verrannollinen magneettivuon neliöön, joten maksimimomentti on vakiovoalueella suunnilleen vakio. Kun mennään kentänheikennyspisteen yläpuolelle, maksimimomentin lasku on kääntäen verrannollinen taajuuden neliöön. Kentänheikennyspistettä on havainnollistettu kuviossa kaksi. (ABB, Sähkökäytön mitoitus)



KUVIO 2. Maksimimomentti, -jännite ja -vuor suhteellisen nopeuden funktiona (ABB, Sähkökäytön mitoitus)

6.2. Moottorivirta

Oikosulkumoottorin virralla on kaksi komponenttia: loisvirta (i_{sd}) ja pätövirta (i_{sq}). Loisvirtakomponenttiin sisältyy magnetointivirta (i_{magn}) ja pätövirta on momentin tuottava virtakomponentti. Lois- ja pätövirta ovat kohtisuorassa toisiinsa nähden. Magnetointivirta säilyy vakiovualueella suunnilleen vakiona ja kentänheikennysalueella sen lasku on verrannollinen nopeuteen. Virran komponentit on kuvattu kuviossa kolme. (ABB, Sähkökäytön mitoitus)



KUVIO 3. Staattorivirta i_s koostuu loisvirrasta i_{sd} ja pätövirrasta i_{sq} . Ψ_s on staattorivuon tunnus (ABB, Sähkökäytön mitoitus)

Kokonaismoottorivirta on:

$$i_m = \sqrt{i_{sd}^2 + i_{sq}^2} \quad (3)$$

6.2.1 Vakiovuoalue

Pätövirtakomponentti on nolla, kun momentti on nolla. Moottorivirrasta tulee lähes verrannollinen momenttiin suuremmilla momenttiarvoilla. Kokonaismoottorivirrasta saadaan hyvä arvio seuraavasti:

$$i_m = \frac{T_{kuorma}}{T_n} \cdot I_n \quad (4)$$

Arviointikaavaa voidaan käyttää, kun $0,8 \cdot T_n \leq T_{kuorma} \leq 0,7 \cdot T_{max}$. (ABB, Sähkökäytön mitoitus)

6.2.2 Kentänheikennysalue

Moottorivirrasta tulee verrannollinen suhteelliseen tehoon nähden ja se voidaan arvioida seuraavasti:

$$i_m = \frac{T_{kuorma}}{T_n} \cdot \frac{n}{n_n} \cdot I_n = \frac{P_{kuorma}}{P_n} \cdot I_n \quad (5)$$

Arviointikaavaa voidaan käyttää, kun

$$0,8 \cdot \frac{n_n}{n} \cdot T_n \leq T_{kuorma} \leq 0,7 \cdot \left(\frac{n_n}{n}\right)^2 \cdot T_{max} \quad (6)$$

ja

$$0,8 \cdot P_n \leq P_{kuorma} \leq 0,7 \cdot \frac{n_n}{n} \cdot P_{max} \quad (7)$$

Kentänheikennysalueella tietyn momenttitason säilyttämiseen tarvittava lisävirta on verrannollinen suhteelliseen nopeuteen. (ABB, Sähkökäytön mitoitus)

6.3. Moottorin pyörimisnopeus

Oikosulkumoottorin pyörimisnopeus riippuu syöttävän sähköverkon taajuudesta ja moottorin napapariluvusta. Suomessa sähköverkon taajuus on 50 Hz. Taajuusmuuttajalla voidaan säätää moottorin pyörimisnopeutta syötettävää taajuutta muuttamalla, mutta nimellinen pyörimisnopeus riippuu moottorin napapariluvusta. Moottorin magneettikentän pyörimisnopeus voidaan laskea kaavalla kahdeksan,

$$n_s = \frac{60 \cdot f}{p} \quad (8)$$

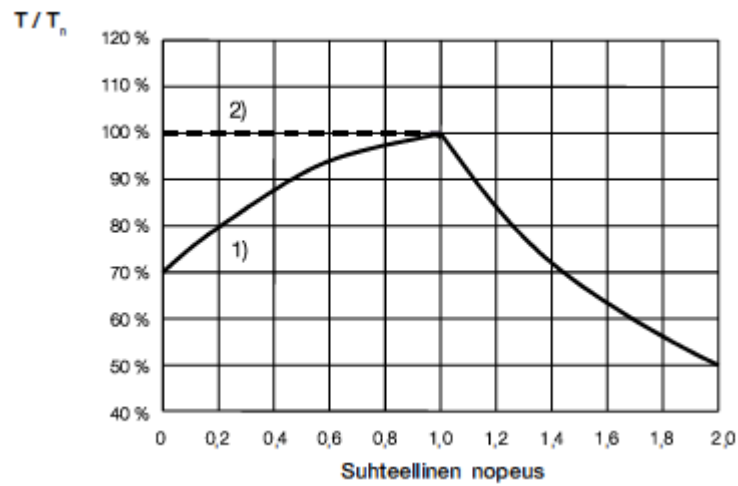
missä f on taajuus ja p on napaluku. Napapariluku on puolet napaluvusta. Taulukossa kaksi on esitetty joitakin napaparilukuja vastaavien magneettikenttien pyörimisnopeuksia. (Aura, Teoreettinen sähkötekniikka)

TAULUKKO 2. Napaparien vaikutus oikosulkumoottorin magneettikentän pyörimisnopeuteen taajuudella 50 Hz (Aura, Teoreettinen sähkötekniikka)

p	1	2	3	4	5
n_s (rpm)	3000	1500	1000	750	600
f (Hz)	50				

Oikosulkumoottorin roottorin pyörimisnopeus on hieman pienempi, kuin sen magneettikentän pyörimisnopeus. Tätä pyörimisnopeuksien erotusta kutsutaan jättämäksi.

Kuviossa neljä on esitetty oikosulkumoottorin kuormitettavuuskäyrä. Kuormitettavuuskäyrästä nähdään, kuinka paljon moottoria voidaan kuormittaa milläkin kierrosalueella.



KUVIO 4. Vakio-oikosulkumoottorin kuormitettavuus taajuusmuuttajalla säädetyssä käytössä 1) ilman erillistä jäähdytystä ja 2) erillisjäähdytyksellä (ABB, Sähkökäytön mitoitus)

Kuormitettavuuskäyrän perusteella voidaan todeta, että moottorin kuormitettavuus on suurin nimellisyörimisnopeudella, jos moottorissa ei ole erillistä jäähdytystä. Mahdollinen vaihde kannattaa mitoittaa tämän perusteella. Vaihteen koko määräytyy moottorin nimellisyörimisnopeuden perusteella.

7 SÄHKÖKÄYTÖN MITOITUS

Sähkökäyttöä mitoitettaessa on käytävä läpi seuraavat vaiheet:

1. Käyttöolosuhteiden tarkistaminen.
2. Prosessin vaatimusten tarkistaminen.
3. Moottorin valinta.
4. Taajuusmuuttajan valinta.

Sähkömoottorina käytetään kolmivaiheista oikosulkumoottoria. Ennen moottorin valintaa tulee laskea kuorman pyörittämiseen tarvittava momentti ja teho. (ABB Oy, Sähkökäytön mitoitus 2001)

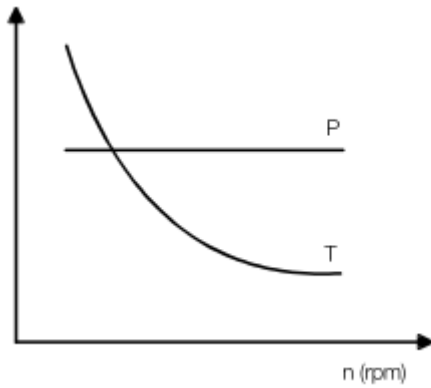
7.1. Käyttöolosuhteiden tarkistaminen

Sähkökäytön mitoituksen ensimmäinen vaihe on käyttöolosuhteiden eli verkkojännitteen ja sen taajuuden tarkistaminen. Käytössä oleva verkkojännite on 400 V ja taajuus 50 Hz.

7.2. Prosessin vaatimusten tarkistaminen

Seuraavaksi tarkastetaan käynnistysmomentin tarpeellisuus, käytettävä kierrosalue ja kuormituksen tyyppi.

Suuren kelan pyörittämiseen tarvitaan käynnistysmomentti ja kuormitus on tyypiltään vakio-tehokuormitus. Vakio-tehokuormitustyyppissä tarvittava teho pysyy vakiona ja momentti on kääntäen verrannollinen kierroslukuun (kuvio 5). (ABB Oy, Sähkökäytön mitoitus 2001, 21)



KUVIO 5. Tyypilliset momentti- ja tehokäyrät vakiotehosovelluksessa (ABB Oy. Sähkökäytön mitoitus 2001)

Käytettävä kierrosalue saadaan laskemalla haspelin pyörimisnopeus. Pyörimisnopeus saadaan koneen ajonopeudesta ja pyöritettävän kelan halkaisijasta kaavan yhdeksän mukaan. Koneen suurin ajonopeus v on 40 m/min ja kelan säde r vaihtelee välillä 0,32 – 0,525 m.

$$n = \frac{60 \cdot v}{2\pi r} \quad (9)$$

$$n_{iso} = \frac{60 \cdot v}{2\pi r} = \frac{60 \cdot \frac{40}{60} \text{ m/s}}{2\pi \cdot 0,525 \text{ m}} = 12,12 \text{ rpm}$$

$$n_{pieni} = \frac{60 \cdot v}{2\pi r} = \frac{60 \cdot \frac{40}{60} \text{ m/s}}{2\pi \cdot 0,32 \text{ m}} = 19,89 \text{ rpm}$$

Laskemalla kaavan 9 mukaan, vaadittava maksimipyörimisnopeus vaihtelee välillä 12 – 20 kierrosta minuutissa kelan halkaisijasta riippuen, kun ajonopeus on 40 m/min. Vanhan haspelin maksimipyörimisnopeus oli 25 rpm, joten käytetään jatkossa tätä nopeutta haspelin maksimipyörimisnopeutena. Pyörimisnopeuden ja kelan hitausmomentin perusteella voidaan laskea tarvittava momentti. Hitausmomentti ontolle ympyräsylinterille saadaan laskettua seuraavalla kaavalla:

$$J = \frac{1}{2} m(R^2 + r^2) \quad (10)$$

missä R on kelan ulkokehän säde ja r sisäkehän säde. Suurimmat kelat ovat massaltaan noin 6200 kg ja halkaisijaltaan noin 1,05 m. Kelan sisähalkaisija on noin 0,64 m Näillä arvoilla hitausmomentiksi saadaan suurimmillaan:

$$J = \frac{1}{2}m(R^2 + r^2) = \frac{1}{2} \cdot 6200 \text{ kg} \cdot (0,525^2 + 0,32^2)\text{m}^2 = 1171,878 \text{ kgm}^2$$

Käytetään jatkossa hitausmomentin arvoa 1200 kgm^2 .

7.3. Moottorin mitoitus

Ennen moottorin valintaa tulee laskea kuorman pyörittämiseen tarvittava momentti ja teho. Moottori on mitoittettava niin, että se kestää prosessin ylikuormitusta ja sen on pystyttävä muodostamaan tietty momentti. Moottorin termistä ylikuormitettavuutta ei saisi ylittää ja sen maksimimomentille tulisi mitoitusvaiheessa jättää noin 30 % margi-naali. (ABB, Sähkökäytön mitoitus)

7.3.1 Tarvittava momentti

Tarvittava momentti muodostuu kitkasta, hitausmomentista ja itse kuormasta. Momentti voidaan jakaa dynaamiseen komponenttiin T_{dyn} ja kuormakomponenttiin T_{kuorma} kaa- van 11 mukaan. Dynaaminen momentti vaikuttaa, kun moottorin nopeus muuttuu. Kun nopeus on vakio, $T_{dyn} = 0$. (ABB, Sähkökäytön mitoitus)

$$T = T_{dyn} + T_{kuorma} \quad (11)$$

Hitausmomentin ollessa vakio, kelan pyörittämiseen tarvittava dynaaminen momentti saadaan laskettua kaavalla 12.

$$T_{dyn} = J \cdot \frac{2\pi}{60} \cdot \frac{\Delta n}{\Delta t} \quad (12)$$

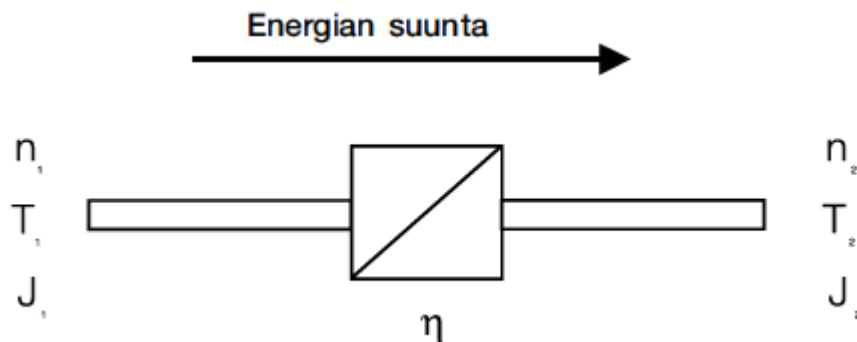
Käynnistysajan ollessa 0,3 sekuntia, tulokseksi saadaan:

$$T_{dyn} = J \cdot \frac{2\pi}{60} \cdot \frac{\Delta n}{\Delta t} = 1200 \text{ kgm}^2 \cdot \frac{2\pi}{60} \cdot \frac{12 \text{ rpm}}{0,3 \text{ s}} = 5026,55 \text{ Nm}$$

Moottorin mitoituksen kannalta olennaista on laskea suurin mahdollinen kuormitus. Kuormitus T_{dyn} on suurimmillaan, kun haspelissa on suuri kela ja moottorin pyörimisnopeus kasvaa nopeasti. Esimerkiksi, kun kelaä lähdetään pyörittämään paikaltaan täyteen pyörimisnopeuteen. Lisäksi maksimimomentille tulee jättää noin 30 % marginaali, koska taajuusmuuttaja rajoittaa käytettävissä olevaa maksimimomenttia. Kuormakomponenttia T_{kuorma} ei tiedetä ja sitä on vaikea arvioida tarkasti. Se on kuitenkin paljon pienempi, kuin dynaaminen komponentti, jolla laskut lasketaan. Jos kuormakomponentiksi arvioidaan 200 Nm, saadaan kokonaismomentiksi kaavan 11 mukaan 5226,55 Nm.

7.3.2 Vaihteen redusointi

Vaihteet on otettava huomioon moottorin kierroslukualuetta ja momenttia laskettaessa. Vaihteet redusoidaan kuormituspuolelta moottoripuolelle kuvion kuusi mukaisesti. (ABB, Sähkökäytön mitoitus)



KUVIO 6. Vaihte hyötysuhteella η ja välityssuhteella $n_1:n_2$ (ABB, Sähkökäytön mitoitus)

Haspelin sisällä olevan hammasvaihteen välityssuhde on 1:3,43. Momentti, hitausmomentti ja teho redusoidaan seuraavilla kaavoilla:

$$T_1 = \frac{T_2}{\eta} \left(\frac{n_2}{n_1} \right) \quad (13)$$

$$J_1 = J_2 \cdot \left(\frac{n_2}{n_1} \right)^2 \quad (14)$$

$$P_1 = \frac{P_2}{\eta} \quad (15)$$

Redusoitu momentti on:

$$T_1 = \frac{T_2}{\eta} \left(\frac{n_2}{n_1} \right) = \frac{5226,55 \text{ Nm}}{0,93} \cdot \left(\frac{1}{3,43} \right) = 1638,45 \text{ Nm}$$

Myös vaihteen takana olevan akselin pyörimisnopeus tulee laskea. Välytyssuhde on 1:3,43. Pyörimisnopeus lasketaan sekä suurella että pienellä kelalla ja tuloksiksi saadaan:

$$n_{isokela1} = n_{isokela2} \cdot 3,43 = 12 \text{ rpm} \cdot 3,43 = 41,16 \text{ rpm}$$

$$n_{max1} = n_{max2} \cdot 3,43 = 25 \text{ rpm} \cdot 3,43 = 85,75 \text{ rpm}$$

Akselin pyörimisnopeuksien ollessa näin pienet, on järkevää asentaa akselin ja moottorin väliin vielä sopiva vaihde. Tällöin voidaan valita moottori, jonka nimellispyörimisnopeus on suurempi. Esimerkiksi, jos valitaan nelinapainen moottori 1500 rpm nimellispyörimisnopeudella, tarvitaan vaihde, jonka välytyssuhde on noin:

$$\frac{n_1}{n_2} = \frac{1500 \text{ rpm}}{41 \text{ rpm}} = 36,585$$

Tällä tavalla suurta kelaä pyöritettäessä, moottorista saadaan suuri momentti, akselin pyörimisnopeuden ollessa lähellä laskettua n_{iso1} pyörimisnopeutta. Lisäksi tällöin kelan pienentyessä ja pyörimisnopeuden kasvaessa yli nimellisnopeuden, hyödynnetään moottorin kentänheikkensalueita. Vaihteen välytyssuhteella 36,585 moottorin nimellismomentin tulee olla vähintään:

$$T_1 = \frac{T_2}{\eta} \left(\frac{n_2}{n_1} \right) = \frac{1638,45 \text{ Nm}}{0,96} \cdot \left(\frac{1}{36,585} \right) = 46,65 \text{ Nm}$$

Moottorin nimellispyörimisnopeuden suuntaa antava vaikutus vaihteen välytyssuhteeseen, ja tätä kautta momenttiin, on esitetty taulukossa viisi.

TAULUKKO 5. Moottorin pyörimisnopeuden vaikutus 2. vaihteen välityssuhteeseen

nimellinen pyörimisnopeus (rpm)	3000	1500	1000	750
vaihteen välityssuhde	72	36	24	18
moottorin momentti (Nm)	24	47	71	94

7.3.3 Moottorin teho

Moottorin mekaaninen teho saadaan laskettua momentin ja nopeuden avulla seuraavasti:

$$P = T \cdot \omega \quad (16)$$

Koska moottoriteho annetaan yleensä kilowatteina ja pyörimisnopeus kierroslukuna, rpm ($1 \text{ rpm} = \frac{2\pi}{60} \text{ rad/s}$), voidaan tehon laskemiseen käyttää kaavaa 17. (ABB, Sähkökäytön mitoitus)

$$P[\text{kW}] = \frac{T[\text{Nm}] \cdot n[\text{rpm}]}{9550} \quad (17)$$

missä T on tarvittava vääntömomentti ja n pyörimisnopeus. Nelinapaisen moottorin tehon on oltava vähintään:

$$P = \frac{T \cdot n_{iso}}{9550} = \frac{46,65 \text{ Nm} \cdot 1500 \text{ rpm}}{9550} = 7,33 \text{ kW}$$

7.3.4 Moottorin ja vaihteen valinta

Sovellukseen valittiin moottori, jonka teho on 9,2 kW, nimellispyörimisnopeus 1470 rpm ja virta 18,7 A. Vaihteiston välityssuhteeksi valittiin 32,69. Moottorin nimellismomentti on:

$$T_n = \frac{P_n \cdot 9550}{n_n} = \frac{9,2 \text{ kW} \cdot 9550}{1470 \text{ rpm}} = 59,77 \text{ Nm}$$

Vaihteen välityssuhteella 32,69 moottorin tarvittavat kierrosluvut ovat:

$$n_{isokela1} = n_{isokela2} \cdot 32,69 = 41,16 \text{ rpm} \cdot 32,69 = 1345,52 \text{ rpm}$$

$$n_{max1} = n_{max2} \cdot 32,69 = 85,75 \text{ rpm} \cdot 32,69 = 2803,17 \text{ rpm}$$

Kuormitettavuuskäyrästä nähdään, että kuormitettavuus suuren kelan pyörimisnopeudella 1345 rpm on noin 97 % ja maksimipyörimisnopeudella 2800 rpm noin 53 %. Tämän alueen pitäisi olla riittävä, sillä moottorin pyörimisnopeudella 2800 rpm ajettaessa kela ja tarvittava momentti ovat pieniä. Lisäksi näillä nopeuksilla käytetään hyväksi kentänheikennysaluetta.

Vaihteen välityssuhteen ollessa 32,69 moottorilta tarvittava momentti on kaavalla 13 laskettuna:

$$T_1 = \frac{T_2}{\eta} \left(\frac{n_2}{n_1} \right) = \frac{1638,45 \text{ Nm}}{0,96} \cdot \left(\frac{1}{32,69} \right) = 52,21 \text{ Nm}$$

Koska momentti täyttää ehdon $0,8 \cdot T_n \leq T_{kuorma} \leq 0,7 \cdot T_{max}$, mitoitusvirta lasketaan kaavalla neljä seuraavasti:

$$i_m = \frac{T}{T_n} \cdot I_n = \frac{52,21 \text{ Nm}}{59,77 \text{ Nm}} \cdot 18,7 \text{ A} = 16,33 \text{ A}$$

Haspeliin valittiin taulukon kuusi mukainen sähkömoottori. Moottorin ja haspelin väliin asennettiin vaihde välityssuhteella 32,69. Taajuusmuuttaja voidaan valita moottorin tietojen perusteella ja sen nimellisvirran on oltava vähintään 16,33 A.

TAULUKKO 6. Valitun moottorin tiedot

P	9,2 kW
U	400 V
I	18,7 A
f	50 Hz
n	1470 rpm
$\cos \varphi$	0,8
T_n	60 Nm

7.3.5 Jarrutusvoiman tarve

Haspelin pyörimisen täytyy myös pysähtyä tarpeeksi nopeasti, ettei siinä oleva kela purkaannu profiilikoneen pysähtyessä. Jos haspelilla olevan kelan halutaan pysähtyvän ajassa 0,3 s, saadaan tarvittava jarrutusmomentti laskettua kaavan 12 avulla seuraavasti:

$$T_{jarru} = J \cdot \frac{2\pi}{60} \cdot \frac{\Delta n}{\Delta t} = 1200 \text{ kgm}^2 \cdot \frac{2\pi}{60} \cdot \frac{12 \text{ rpm}}{0,3 \text{ s}} = 5026,55 \text{ Nm}$$

Sähkömoottoriin liitettiin jarru, jonka avulla pysähtyminen tapahtuu halutun ajan sisällä. Valitun jarrun jarrutusvoima on 55 Nm. Haspelin karalle redusoitu jarrutusvoima on:

$$T = 55 \text{ Nm} \cdot 0,96 \cdot 32,69 \cdot 0,93 \cdot 3,43 = 5505,869 \text{ Nm}$$

7.4. Taajuusmuuttajan valinta

Kun moottori on valittu ja käyttöolosuhteet tarkistettu, voidaan niiden perusteella valita sopiva taajuusmuuttaja. Taajuusmuuttajan kyky tarvittavan virran ja tehon tuottamiseen on myös tarkistettava. Taajuusmuuttaja valitaan kuormitustyyppin, jatkuvan ja maksimivirran sekä syöttöverkon mukaan. (ABB, Sähkökäytön mitoitus)

Taajuusmuuttajan valintaan tarvittavat tiedot riippuvat valitusta moottorista ja ne löytyvät taulukosta viisi.

Tasasuuntaaja valitaan moottorin akselitehon mukaan. Yksittäisen käytön syöttötasasuuntaajan valitsemisessa voidaan käyttää seuraavaa kaavaa: (ABB, Sähkökäytön mitoitus)

$$S_{\text{tasasuuntaaja}} = \frac{P_{\text{moottori}}}{0,9} \quad (18)$$

Syöttömuuntajan teho taas saadaan seuraavasti:

$$S_{\text{muuntaja}} = P_{\text{kokonais}} \cdot \frac{1,05}{k} \cdot \frac{1}{\eta_r} \cdot \frac{1}{\cos(\alpha)} \cdot \frac{1}{\eta_c} \cdot \frac{1}{\eta_i} \cdot \frac{1}{\eta_m} \quad (19)$$

missä

P_{kokonais} on moottorin kokonaisakseliteho

k on muuntajan kuormitettavuus (k - kerroin)

1,05 tarkoittaa muuntajan jännitepudotusta (impedanssi)

η_r on tasasuuntaajan hyötysuhde

$\cos(\alpha)$ on tasasuuntaajan säätökulma (= 1,0 dioditasasuuntaajalle)

η_c on vaihtovirtakuristimen (jos käytössä) hyötysuhde

η_i on vaihtosuuntaajan hyötysuhde

η_m on moottorin hyötysuhde

Valitun moottorin tiedoilla tasasuuntaajan tehoksi saadaan:

$$S_{\text{tasasuuntaaja}} = \frac{9,2}{0,9} \text{ kVA} = 10,22 \text{ kVA}$$

Sovellukseen voidaan valita esimerkiksi ABB:n ACS800-01-sarjan taajuusmuuttaja. Tekniset tiedot esimerkkitajuusmuuttajasta löytyvät liitteestä kolme.

8 HYDRAULIJÄRJESTELMÄ

8.1. Yleistä

Hydraulijärjestelmä on tehonsiirtoketju, joka muuntaa järjestelmälle syötettävän mekaanisen tehon hydrauliseksi, välittää sen haluttuun kohteeseen ja muuntaa sen takaisin mekaaniseksi tehoksi jonkun sovelluksen käyttöön. Järjestelmän tehoa välittävänä aineena on neste, johon teho sidotaan tilavuusvirtana ja paineena. (Kauranne, Hydrauliteknikka, 1)

Hydraulijärjestelmien etuna muihin tehonsiirtotapoihin verrattuna on muun muassa komponenttien hyvät teho-painosuhteet ja suunnittelun vapaus. Tehon siirto tapahtuu putkia ja letkuja pitkin, joten teho voidaan siirtää tuotokohdasta käyttökohteeseen sopivinta reittiä pitkin. Hydraulijärjestelmien komponenttien pieni koko suhteessa tehoon johtaa pienempään tilantarpeeseen muihin järjestelmiin verrattuna. (Kauranne, Hydrauliteknikka, 1)

Hydraulijärjestelmät jaotellaan hydrostaattisiin ja hydrodynaamisiin. Hydrostaattisessa tehonsiirrossa siirrettävä energia sidotaan paineeseen ja hydrodynaamisessa tehonsiirrossa nesteen liikkeeseen. Tässä järjestelmässä keskitytään hydrostaattiseen tehonsiirtoon. Järjestelmät voidaan jakaa myös avoimiin ja suljettuihin järjestelmiin. Avoimissa järjestelmissä ominaista on suuri nestesäiliö, josta pumppu imee nesteen järjestelmään. Neste palaa säiliöön toimilaitteiden kautta. Avoimessa järjestelmässä käytetään yksisuuntaista pumppua, joten toimilaitteiden liikesuuntien ohjaus toteutetaan venttiilien avulla, eli järjestelmä on venttiiliohjattu. Yleisimpiä avoimia järjestelmiä ovat sylinterikäytöt, mutta myös moottorikäytöt ovat mahdollisia. (Kauranne, Hydrauliteknikka, 4)

Suljetuissa järjestelmissä ei ole suurta nestesäiliötä, vaan toimilaitteilta palaava neste ohjataan takaisin pumpun imupuolelle. Järjestelmässä käytetään yleensä kaksisuuntaista pumppua, jolla voidaan ohjata toimilaitteiden liikesuuntaa pumppauksen suuntaa muuttamalla. Tätä kutsutaan myös pumppuohjatuksi järjestelmäksi. Yleisiä suljetun järjestelmän sovelluksia ovat moottorikäytöt. (Kauranne, Hydrauliteknikka, 5)

8.1.1 Pumput

Pumpuilla saadaan muutettua mekaaninen teho hydrauliseksi. Koska teholähteenä käytetään tavallisesti sähkö- tai polttomoottoria, on mekaaninen teho useimmiten pyörivää. Rakenteellisesti pumput jaotellaan yleensä hammaspyörä-, ruuvi-, siipi- ja mäntäpumppeihin. Toimintaperiaatteeltaan kaikki ovat samanlaisia eli siirrettävä neste suljetaan pumpun sisällä kammioihin, jotka avataan vuorotellen imu- ja paineliitännöihin. Rakenteesta riippuen saadaan kuitenkin erilaisia ominaisuuksia säädettävyyden, pyörimisnopeuden, käyttöpaineen ja hyötysuhteen osalta. (Kauranne, Hydrauliteknikka, 137)

Lisäksi pumput voidaan jaotella säätö- ja vakio-tilavuuksisiin. Kierrostilavuuden lisäksi pumpun tuottamaan tilavuusvirtaan voidaan vaikuttaa pyörimisnopeudella. Pumput voidaan edelleen jakaa yksi- tai kaksisuuntaisiin. Tämä kertoo voidaanko pumppua pyörittää vain toiseen vai molempiin suuntiin. Yksisuuntaisia pumppuja käytetään yleensä avoimissa ja kaksisuuntaisia suljetuissa järjestelmissä. (Kauranne, Hydrauliteknikka, 137)

Pumpun tilavuusvirta saadaan kaavasta 20,

$$q_v = n \cdot V_k \quad (20)$$

missä n on pyörimisnopeus [r/s] ja V_k on kierrostilavuus [m^3/r].

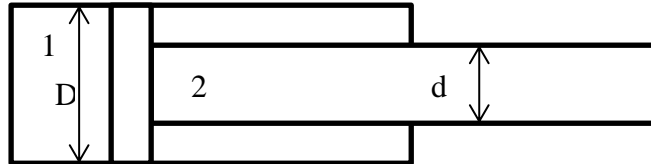
8.1.2 Sylinterit

Sylinterit muuntavat hydraulisen tehon mekaaniseksi lineaariliikkeeksi. Sylinterit jaotellaan toimintaperiaatteensa mukaan kahteen pääryhmään: yksitoimisiin ja kaksitoimisiin. Yksitoimisia sylintereitä käytetään hydraulisesti vain toiseen liikesuuntaan, eli työliikesuuntia on vain yksi. Paluuliike saadaan aikaiseksi joko ulkoisen voiman avulla tai sylinterin sisäisestä palautusjousta. Tämä kuitenkin rajoittaa sylinterin iskunpituutta ja voimaa. Kaksitoimisia sylintereitä käytetään hydraulisesti molempiin liikesuuntiin, joten työliike saadaan myös molempiin suuntiin. (Kauranne, Hydrauliteknikka, 195)

Sylinteriltä saatava voima saadaan laskettua kaavalla 21,

$$F = A \cdot \Delta p \cdot \eta \quad (21)$$

missä A on sylinterin männän pinta-ala, Δp painehäviö sylinterissä ja η sylinterin hyötysuhde. Kuten kuviossa seitsemän, männän pinta-ala on erikokoinen sylinterin puolilla 1 ja 2. Sylinterin männän paineen alaisena olevat pinta-alat saadaan laskettua seuraavasti:



KUVIO 7. Kaksitoimisen sylinterin periaatekuva, missä D on männän halkaisija ja d männänvarren halkaisija

$$A_1 = \frac{\pi \cdot D^2}{4} \quad (22)$$

$$A_2 = \frac{\pi}{4} \cdot (D^2 - d^2) \quad (23)$$

Sylinterin tarvitsema tilavuusvirta saadaan kaavasta 24,

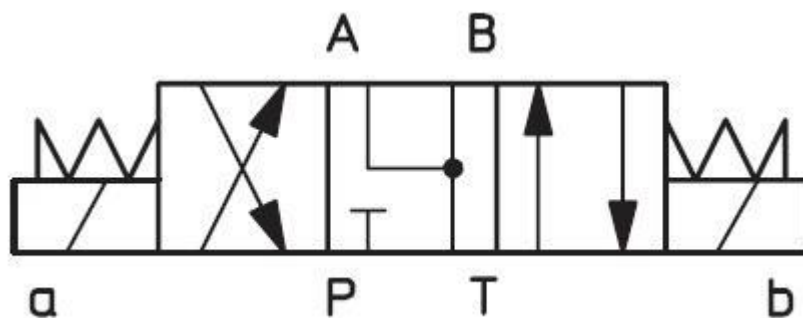
$$q_v = A \cdot v \quad (24)$$

missä v on sylinterin männän nopeus ja A pinta-ala.

8.1.3 Venttiilit

Hydraulijärjestelmässä venttiileillä säädetään tai ohjataan tilavuusvirran ja paineen suuruutta ja suuntaa. Tilavuusvirran säädöllä ja ohjauksella voidaan vaikuttaa toimilaitteiden liikenopeuksiin ja -suuntiin. Paineen säädöllä taas vaikutetaan toimilaitteilta saataviin voimiin. Näiden toimintojen perusteella venttiilit ryhmitellään suunta-, virta- ja paineventtiileihin. Näiden lisäksi venttiilit voidaan jaotella proportionaali-, servo- ja patruunaventtiileihin. (Kauranne, Hydrauliteknikka, 224)

Suuntaventtiileillä vaikutetaan toimilaitteiden liikesuuntiin tilavuusvirran suuntaa ohjaamalla. Yksinkertaiset ohjaukset, kuten virtauksen estäminen tai salliminen vain yhteen suuntaan, saadaan aikaan sulk- ja vastaventtiileillä. Vastaventtiilillä sallitaan virtaus tiettyyn suuntaan ja samalla estetään vastakkainen virtaus. Varsinaiset suuntaventtiilit ovat monipuolisempia, kuin sulk- ja vastaventtiilit. Yhteen suuntaventtiiliin voidaan esimerkiksi tuoda neljä liitäntää ja siinä voi olla kolme eri kytkentävaihtoehtoa. Näin yhdellä suuntaventtiilillä saadaan aikaan useampi eri toiminto. Kuviossa kahdeksan on esitetty erään 4/3- suuntaventtiilin piirrosmerkki. (Kauranne, Hydrauliteknikka, 229- 236)



KUVIO 8. 4/3- suuntaventtiili (Hydrauliikkakauppa)

Järjestelmässä käytetään paineenrajoitus-, vasta- ja suuntaventtiilejä.

8.2. Muutokset vanhaan järjestelmään

Uudessa haspelissa käytetään hydraulikkaa karan paisutukseen, panostusvaunun korkeuden säätöön ja painorullan painamiseen. Käytettäviä sylintereitä on yhteensä neljä. Hydraulikka säilyy lähes ennallaan. Vanhasta hydraulikaaviosta poistetaan haspelin karan pyörytykseen käytetty hydraulimoottori ja siihen liittyvät letkut ja venttiilit. Tarkastetaan sylinteriltä saatavat ja tarvittavat voimat.

Vanhana järjestelmätyyppinä on avoin järjestelmä ja tämä sopii myös uuteen haspeliin. Toimilaitteina on vain sylintereitä ja käytettävä pumpu on yksisuuntainen, joten avoin järjestelmä on sopiva. Käytettävän pumpun tuotto on 37 l/min. Tämän avulla voidaan laskea sylintereiden liikenopeudet.

Vanhan järjestelmän painetaso on 70 bar. Jos liikuteltava massa on 6200 kg, paineen tulisi paisutussylinterin tietojen perusteella olla vähintään:

$$\Delta p = \frac{F}{A \cdot \eta} = \frac{6200 \text{ kg} \cdot 9,81 \text{ m/s}^2}{0,010446 \text{ m}^2 \cdot 0,9} = 6469589 \text{ Pa} \approx 65 \text{ bar}$$

Vanhan järjestelmän paine (70 bar) on siis sopiva. Paisutussylinterin männän pinta-alat saadaan kaavoilla 22 ja 23 seuraavasti:

$$A_1 = \frac{\pi \cdot (0,130 \text{ m})^2}{4} = 0,013273 \text{ m}^2$$

$$A_2 = \frac{\pi}{4} \cdot [(0,13 \text{ m})^2 - (0,06 \text{ m})^2] = 0,010446 \text{ m}^2$$

Laskuissa tarvittava sylinterien painehäviö on järjestelmän paineen suuruinen. Hyötysuhteena voidaan käyttää arvoa 0,9. Haspelin kara laajenee, kun paisutussylinteri tekee miinusliikkeen eli, kun männänvarsi menee sylinterin sisään. Sylinteriltä tällöin saatava voima lasketaan siis pinta-alalla A_2 :

$$F = A_2 \cdot \Delta p \cdot \eta = \frac{\pi}{4} \cdot (0,13^2 - 0,06^2) \text{ m}^2 \cdot 7 \cdot 10^6 \text{ Pa} \cdot 0,9 = 65808,31 \text{ N} = 65,81 \text{ kN}$$

Kelan nostamiseen tarvittavan voiman on oltava suurempi, kuin:

$$F = m \cdot g \tag{25}$$

$$F = 6200 \text{ kg} \cdot 9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} = 60822 \text{ N} = 60,82 \text{ kN}$$

Sylinteriltä saatavan voiman pitäisi näin ollen olla riittävä.

Uudessa järjestelmässä on neljä sylinteriä, joita käytetään haspelin karan paisutukseen, painorullan säätöön ja panostusvaunun korkeuden säätöön. Kaikki sylinterit ovat kaksitoimisia. Haspelin kohdistussylinteriä ei uudessa järjestelmässä ole. Paisutussylinterin tiedot löytyvät taulukosta seitsemän.

TAULUKKO 7. Paisutussylinterin tiedot

	Halkaisija (mm)	Iskun pituus (mm)	kappalemäärä
paisutussylinteri	Ø 130/60	147	1

Järjestelmässä olevan pumpun tuotto on 37 l/min, pyörimisnopeus 1450 rpm, teho 5 kw ja paine 70 bar. Pumppua pyörittävä sähkömoottori on 5,5 kw ja 50 Hz nelinapainen oikosulkumoottori. Pumppu on yksisuuntainen ja vakiotilavuuksinen. Pumpun kierrostilavuus saadaan kaavan 20 avulla seuraavasti:

$$V_k = \frac{q_v}{n} = \frac{37 \text{ l/min}}{1450 \text{ rpm}} = \frac{0,000617 \text{ m}^3/\text{s}}{24,16667 \text{ r/s}} = 2,552 \cdot 10^{-5} \frac{\text{m}^3}{\text{r}} = 25,52 \text{ cm}^3/\text{r}$$

Suurin ja olennaisin sylinteri järjestelmässä on haspelin karan paisutussylinteri. Paisutussylinteri levittää haspelin karaa niin, että kela pysyy tiukasti paikoillaan karan pyöriessä. Järjestelmän sylintereitä käytetään pääasiassa yhtä kerrallaan. Paisutussylinterin liikenopeudet sisään ja ulos saadaan laskettua kaavan 24 avulla seuraavasti:

$$v_{ulos} = \frac{q_v}{A_1} = \frac{0,000617 \text{ m}^3/\text{s}}{0,013273 \text{ m}^2} = 0,046 \text{ m/s}$$

$$v_{sisään} = \frac{q_v}{A_2} = \frac{0,000617 \text{ m}^3/\text{s}}{0,010446 \text{ m}^2} = 0,059 \text{ m/s}$$

Järjestelmän hydraulikaavio on esitetty liitteessä neljä.

8.3. Painevahti

Järjestelmässä olevan karan paisutussylinterin täytyy puristaa kela tiukasti, jotta se pysyisi paikallaan karan pyöriessä. Sylinterissä täytyy siis olla jatkuvasti riittävä paine. Järjestelmän pumpun ei haluta pyörivän jatkuvasti, koska se ei ole taloudellista.

Tätä varten paisutussylinterin yhteyteen voidaan asentaa paineanturi, joka mittaa sylinterissä olevaa painetta. Kun paine laskee määrätyn rajan alapuolelle, pumppua pyörittävän moottorin ohjaus saa signaalin, minkä perusteella moottori käynnistyy. Pumppua pyörittävä moottori pysähtyy, kun paine nousee tarpeeksi korkeaksi. Tämä voidaan toteuttaa, joko anturilla tai aikareleellä. Esimerkiksi, jos käytetään aikareleettä, voidaan releelle asettaa haluttu aika, jonka jälkeen moottori pysähtyy. Jos paine laskee tietyn rajan alapuolelle, moottori käynnistyy uudelleen. Jotta paine pysyy sylinterissä, täytyy nesteen takaisinvirtaus estää esimerkiksi kaksoislukkoventtiilillä.

9 MUUTOSTÖIDEN SUORITTAMINEN

Tarvittavat muutostyöt haspelin runkoon ja hydraulikkaan tehdään Ruukin varastolla mahdollisimman pitkälle. Tämän jälkeen haspeli viedään tehtaalle ja asennetaan vanhan haspelin tilalle. Näin seisokki tuotannossa on mahdollisimman pieni. Sähkösuunnittelun toteuttaa sähköasennuksista tehtaalla vastaava taho.

10 POHDINTA

Opinnäytetyö oli melko haastava ja siinä käsiteltiin sähkökäytön mitoitusta ja hydraulikkaa. Aihe oli mielenkiintoinen ja hyvin opiskelemaani alaa vastaava. Tavoitteena oli tehdä suunnitelma ja piirustukset sähkökäytön ja hydraulikan mitoituksesta. Tavoitteet saavutettiin melko hyvin. Opinnäytetyön tuloksena saatiin laskelmat ja piirustukset tarvittavan sähkömoottorin ja hydraulikan muutoksille. Tehtävät muutokset on tätä raporttia kirjoitettaessa jo suoritettu ja haspeli on työn tilaajalla käytössä tehtaalla.

Haspeli kasattiin mahdollisimman valmiiksi ennen sen tuomista tehtaalle paikalleen asennettavaksi. Näin tuotantoon aiheutuvat häiriöt pyrittiin saamaan mahdollisimman pieniksi. Valmiissa haspelissa on käytössä taajuusmuuttajaohjattu oikosulkumoottorikäyttö. Hydraulikkaa haspelissa itsessään käytetään edelleen karan paisutukseen. Pannostusvaunun hydraulikka on liitetty samaan järjestelmään.

Haspeli saatiin sähkömoottorikäytön avulla luotettavammaksi ja huoltovapaammaksi. Samantapaiset muutokset voidaan tehdä myös muihin tehtaalla käytössä oleviin hydraulikäyttöisiin haspeleihin.

Työnanto oli mielestäni mielenkiintoinen ja haasteellinen. Työn sisältö oli hyvin kone- ja laiteautomaation opintoja vastaava. Työssä pääsi käyttämään opittuja asioita ja edelleen kehittämään niitä. Erityisesti sähkökäytön ja oikosulkumoottorin mitoitus eri käyttötarkoituksiin oli mielenkiintoista ja opettavaista.

LÄHTEET

Ruukki rakentamisen asiakkaille. Luettu 23.10.2014.

<http://www.ruukki.fi/Ruukki--SSAB/Rakentamisen-asiakkaille>

ABB Suomessa. Luettu 17.3.2015.

<http://www.abb.fi/cawp/db0003db002698/d5b664f5dd909412c1257291003ef7cc.aspx>

ABB Sähkökäytön mitoitus, Tekninen opasnro 7

[http://www05.abb.com/global/scot/scot201.nsf/veritydisplay/b11d4fe92973be93c1256d2800415027/\\$file/tekninen_opasnro7.pdf](http://www05.abb.com/global/scot/scot201.nsf/veritydisplay/b11d4fe92973be93c1256d2800415027/$file/tekninen_opasnro7.pdf)

Vacon, Miksi taajuusmuuttajia käytetään? Luettu 9.4.2015.

<http://www.vacon.com/fi-FI/Sovellukset/Miksi-taajuusmuuttajia-kaytetaan/>

Suuntaventtiilin tuotetiedot. Luettu 16.4.2015.

<http://www.hydrauliikkakauppa.fi/suuntaventtiili-kara-p-1014.html>

Airila, M. 1993. Mekatroniikka. Otatieto

Aura, L. & Tonteri, A. 1994. Teoreettinen sähkötekniikka ja sähkökoneiden perusteet. WSOY

Salmi, T. & Virtanen, S. 2006. Dynamiikka. Pressus Oy

Kauranne, H., Kajaste, J. & Vilenius, M. 2008. Hydraulitekniikka. WSOY

LIITTEET

Liite 1. Valitun moottorin tekniset tiedot

Liite 2. Vaihteen valintataulukko

Liite 3. Esimerkki valittavasta taajuusmuuttajasta

Liite 4. Hydraulikaavio

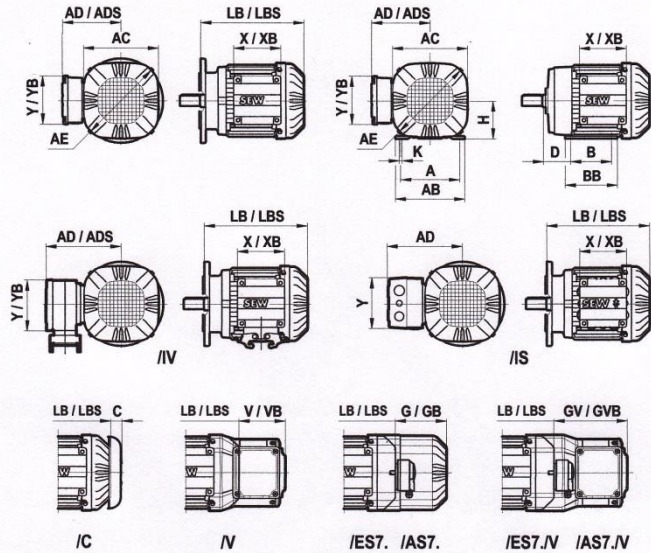
Liite 1. Valitun moottorin tekniset tiedot

Motor Data
D(F)V132ML4 ↔ DRE160M4, 9.2 kW, 50 Hz

kVA	in
f	
P	Hz

3

3.28 D(F)V132ML4 ↔ DRE160M4, 9.2 kW, 50 Hz

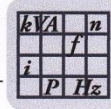


3.28.1 Technical data

9.2 kW / 50 Hz	DV132ML4	DRE160M4	
M_N [Nm]	61	60	-1.6%
n_N [rpm]	1440	1470	2.1%
M_A/M_N	2.5	2.9	16.0%
M_H/M_N	2	2.2	10.0%
I_N [A]	18.7	18.3	-2.1%
I_A/I_N	6	7.7	28.3%
$\cos \varphi$	0.84	0.8	-4.8%
η 75% A [%]	89.6	91.2	1.8%
η 100% A [%]	88	90.5	2.8%
η 75% B [%]	89.6	91.8	2.5%
η 100% B [%]	88	91.5	4.0%
J_{Mot} [10^{-4} kgm ²]	330	450	36.4%
J_{BMot} [10^{-4} kgm ²]	380	500	31.6%
J_{2BMot} [10^{-4} kgm ²]	-	-	-
J_{Mot+JZ} [10^{-4} kgm ²]	830	950	14.5%
m_{Mot} [kg]	75	92	22.7%
m_{BMot} [kg]	100	108	8.0%
m_{2BMot} [kg]	-	-	-
Z_{OBG} [1/h]	-	-	-
Z_{OBGE} [1/h]	1200	1000	-16.7%
Z_{OBGE_2} [1/h]	-	-	-
S1 temp. [K]	70	50	-28.6%

Liite 2. Vaihteen valintataulukko

K..DRE/DRS
K.. → DRE/DRS



10

K107, n_e=1400 1/min **8000 Nm**

n _a [1/min]	M _{amax} [Nm]	F _{Ra} [N]	Φ _(R) [°]	i	DRE100M DRE100LC DRE112M	DRE132S	DRE132M DRE132MC DRE160S	DRE160M DRE160MC DRE180S DRE180M	DRE180L DRE180LC	DRE200L DRE225S DRE225M
9.8	8000	65000	5.7	143.47*						
12	8000	61500	5.7	121.46						
12	8000	59300	5.8	112.41*						
14	8000	56200	5.8	100.75						
15	8000	53500	5.8	90.96*						
17	8000	50900	5.8	82.61						
19	8000	47900	5.8	73.30						
21	8000	45400	5.8	66.52*						
24	8000	41700	5.8	57.17*						
28	7840	39300	5.8	49.90						
33	7360	37900	5.8	42.33*						
38	7200	35800	5.8	37.00*						
43	7200	33200	6.4	32.69						
45	6800	34200	5.9	31.28*						
48	7200	30700	6.5	29.00						
53	7200	28800	6.4	26.32						
62	7200	25800	6.5	22.62						
71	7200	23200	6.5	19.74						
84	7050	21000	6.5	16.75						
96	6890	19500	6.6	14.64						
104	4300	29200	8.8	13.43						
119	4300	27500	8.8	11.73						
141	4190	25800	8.9	9.94						
161	4070	24600	9	8.69						
190	3600	24400	9	7.35						

10

K107R77, n_e=1400 1/min **8000 Nm**

n _a [1/min]	M _{amax} [Nm]	F _{Ra} [N]	Φ _(R) [°]	i	DR63S DR63M DR63L DRS71S DRS71M	DRS80S DRE80M DRE90M	DRE90L	DRE100M DRE100LC DRE112M	DRE132S	DRE132M DRE132MC DRE160S	DRE160M DRE160MC
3 3											
0.10	8000	65000	-	14311*							
0.11	8000	65000	-	12211							
0.13	8000	65000	-	10677							
0.15	8000	65000	-	9524							
0.17	8000	65000	-	8328							
0.19	8000	65000	-	7270							
0.23	8000	65000	-	6184							
0.25	8000	65000	-	5662							
0.27	8000	65000	-	5138							
0.32	8000	65000	-	4359*							
0.37	8000	65000	-	3810*							
0.42	8000	65000	-	3358							
0.47	8000	65000	-	2977*							
0.54	8000	65000	-	2599							
0.61	8000	65000	-	2286							
0.72	8000	65000	-	1939							
3 32											
0.82	8000	65000	-	1713							
0.90	8000	65000	-	1554							
1.0	8000	65000	-	1336*							
1.2	8000	65000	-	1166							
1.4	8000	65000	-	1030							

ACS800-01-0016-3

ABB contact for Suomi



General Information

Global Commercial Alias: ACS800-01-0016-3
 Product ID: 64599861
 ABB Type Designation: ACS800-01-0016-3
 EAN: 6410038780166
 Catalog Description: IP21; 3 phase

Categories

Products » Taajuusmuuttajat » Pienjännitetaajuusmuuttajat » Teollisuustaajuusmuuttajat » ACS800 taajuusmuuttajat

Ordering

Country of Origin: Finland (FI)
 Customs Tariff Number: 85044088
 EAN: 6410038780166
 Invoice Description: ACS800-01-0016-3 Pcont.max:11kW, lcont.max:25A, IP21
 Made To Order: Yes
 Minimum Order Quantity: 1 piece
 Order Multiple: 1 piece
 Quote Only: No
 Selling Unit of Measure: piece
 Stocked At (Warehouses): CNIAB001EXPU
 UPC: 6410038780166

Container Information

Gross Volume: 42.01 dm³

Dimensions

Product Net Height: 471 mm
 Product Net Length: 265 mm
 Product Net Weight: 14 kg
 Product Net Width: 173 mm

Technical

Electrical Data:

Temp Class	Freq	Voltage	Power	Current
--	50/60 Hz	380-415 V	11.00 kW	23.00 A
--	50/60 Hz	380-415 V	7.50 kW	16.00 A

Enclosure Class: IP21
 Frequency (f): 48 ... 63 Hz
 Input Voltage (U_{in}): 380 ... 415 V
 IP Class: IP21
 Mounting Type: Wall-mounting
 Number of Phases: 3
 Output Current, Heavy-Duty Use: 19 A
 Output Current, Light-Overload Use: 24 A
 Output Current, Normal Use: 25 A
 Output Power: 25 kW

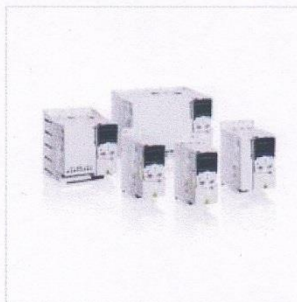
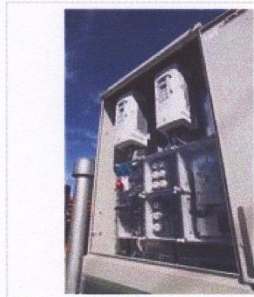
Output Power, Heavy-Duty Use:	7.5 kW
Output Power, Light-Overload Use:	11 kW
Output Power, Normal Use:	11 kW
Rated Current (I_n):	23 A
Temperature Class Default:	–
Two Speed Motor:	No

Additional Information

Medium Description:	IP21; 3 phase
Product Main Type:	ACS800-01-0016-3
Product Name:	Taajuusmuuttaja

Classifications

Product Series:	ACS800-01
------------------------	-----------



Liite 4. Hydraulikaavio

