

Jussi Saari

# Hydrauliikkajärjestelmän käyttölämpötilan määrittely

Opinnäytetyö

Kevät 2015

SeAMK Tekniikka

Konetekniikan tutkinto-ohjelma



SEINÄJOEN AMMATTIKORKEAKOULU  
SEINÄJOKI UNIVERSITY OF APPLIED SCIENCES

SEINÄJOEN AMMATTIKORKEAKOULU

## Opinnäytetyön tiivistelmä

Koulutusyksikkö: Tekniikka

Tutkinto-ohjelma: Konetekniikka

Suuntautumisvaihtoehto: Kone- ja tuotantotekniikka

Tekijä: Jussi Saari

Työn nimi: Hydraulikkajärjestelmän käyttölämpötilan määrittely

Ohjaaja: Ilkka Estlander

Vuosi: 2015 Sivumäärä: 34 Liitteiden lukumäärä: 1

---

Tämän opinnäytetyön toimeksiantajana oli Pesmel Oy. Yritys oli kehittänyt hydraulikkajärjestelmän jäähtymistä laskevan Excel-pohjaisen laskurin. Laskuri oli toimiva jo alkujaan mutta hieman hankala käyttää ja omaksua. Laskurin todenperäisyys sekä luotettavuus olivat jääneet myös tutkimatta ajanpuutteen vuoksi.

Opinnäytetyö koostuu kahdesta pääosasta: laskurin käytettävyyden parantamisesta sekä laskurin todenperäisyyden tutkimisesta. Laskurin käytettävyyttä parannettiin muokkaamalla sen visuaalista ulkoasua. Laskurin uudistettu ulkoasu auttaa käyttäjää hahmottamaan rakennetta paremmin. Excel-pohjaan lisättiin myös englanninkielinen tulostusnäkyvä, jolloin on mahdollista esittää tuloksia myös asiakkaille. Todenperäisyyttä tutkittiin vertaamalla laskurin teoreettista perustaa Solid Edge -ohjelman numeeriseen lämpösimulaatioon. Vertailusta saadut tulokset poikkesivat toisistaan ainoastaan keskimäärin 8 %:n verran.

Teoreettisen ja numeerisen tutkintatavan vertailusta saatujen tulosten perusteella päädyttiin toteamaan, että laskuria voidaan käyttää osana hydraulikkajärjestelmien suunnittelua.

Avainsanat: hydraulikka, lämmönsiirto, konvektio, käyttölämpötila, simulointi

SEINÄJOKI UNIVERSITY OF APPLIED SCIENCES

## Thesis abstract

Faculty: School of Technology

Degree programme: Mechanical Engineering

Specialisation: Mechanical and Production Engineering

Author: Jussi Saari

Title of thesis: Defining the operating temperature of a hydraulic system

Supervisor: Ilkka Estlander

Year: 2015      Number of pages: 34      Number of appendices: 1

---

This thesis was made for the company Pesimal Oy. The company had developed an Excel-based calculator to define the cooling rate of a hydraulic system. The calculator was functioning theoretically, but was not very functional to use. Also the authenticity and reliability were both left unattended because of lack of time.

The thesis consists of two main targets. Firstly to improve the functionality of the calculator by making it more user friendly and secondly to study and verify the authenticity of the calculator. The functionality was improved via the visual changes. The updated appearance of the calculator helps the user to understand the structure better and to fill it in the right order. An extra view for printing was added. The print view is in English, so it is possible to present the printout to the customers. The authenticity was verified by performing a comparison between the calculator and a numeric heat transfer simulation done with Solid Edge. The results gotten from comparing the two methods differed approximately by 8 %.

By comparing the theoretical approach of the calculator to the numerical approach of the simulation a conclusion could be made that the calculator can be used as a part of designing hydraulic systems in the future.

Keywords: hydraulics, heat transfer, convection, operating temperature, simulation

## SISÄLTÖ

Opinnäytetyön tiivistelmä.....	2
Thesis abstract.....	3
SISÄLTÖ.....	4
Kuva-, kuvio- ja taulukkoluetelo.....	5
1 JOHDANTO.....	6
1.1 Työn tausta ja tavoitteet.....	6
1.2 Pesimal Oy.....	6
2 LÄMMÖNSIIRTO-OPPI.....	8
2.1 Hydraulikkajärjestelmän lämpeneminen.....	8
2.2 Lämpenemisen ja jäähtymisen määrittäminen.....	9
2.3 Säteilyn osuus jäähtymisessä.....	11
2.4 Järjestelmän käyttölämpötila.....	12
2.5 Aktiivinen jäähdytys.....	13
3 EXCEL-LASKURI.....	16
3.1 Alkuperäinen ulkoasu.....	16
3.2 Uudistukset.....	19
4 SIMULOINTI.....	24
4.1 FEM.....	24
4.2 Numeerinen virtausdynamiikka.....	25
4.3 Mallinnus.....	26
4.4 Lähtöarvot sekä teoreettinen laskenta.....	27
4.5 Numeerinen analyysi.....	28
5 LOPPUPÄÄTELMÄT.....	31
6 YHTEENVETO.....	32
LÄHTEET.....	33
LIITE 1 Jäähdyttimien mallikohtaiset arvot.....	34

## Kuva-, kuvio- ja taulukkoluetelo

Kuvio 1. Siirtovaunu (Pesmel Oy, viitattu 30.3.2015).....	7
Kuvio 2. Jäähdytynyksikön rakenne: (1) Kotelo, (2) Moottori, (3) Tuuletin, (4) Lämmönvaihdin, (5) Pumppu (valinnainen), (6) Suodatin (valinnainen) (Liite 1)...	14
Kuvio 3. Värien merkitykset.....	17
Kuvio 4. Alkuperäinen luonnollinen jäähdytys -välilehti.....	18
Kuvio 5. Alkuperäinen keskimääräinen paine -välilehti. ....	19
Kuvio 6. Lähtöarvojen syöttäminen. ....	21
Kuvio 7. Luonnollinen jäähdytys huomiotekstillä. ....	21
Kuvio 8. Lisäjäähdytyksen lisäys.....	22
Kuvio 9. Tulostus -välilehti. ....	23
Kuvio 10. Siirtovaunun hydraulikkakoneikko. ....	26
Kuvio 11. Simulointia varten karsittu koneikko. ....	27
Kuvio 12. Laskurin antamat tulokset. ....	28
Kuvio 13. Luonnollinen jäähdytyskapasiteetti. ....	29
Kuvio 14. Lisäjäähdytyksellä.....	30
Taulukko 1. Lämmönsiirtokertoimen arvoja (Kauranne ym. 2013, 84). ....	11
Taulukko 2. Jäähdytinkohtaiset jäähdytyskapasiteetit (Liite 1).....	15

# 1 JOHDANTO

## 1.1 Työn tausta ja tavoitteet

Opinnäytetyön tarkoituksena oli tutkia olemassa olevan Excel-pohjaisen lämpölas-kurin toimintaa ja todenperäisyyttä. Laskuri on yrityksen itsensä laatima, ja sillä pyritään selvittämään toimitettavien hydraulisten laitteiden käyttölämpötila lopullisessa työympäristössä. Laskurin avulla voidaan selvittää, tarvitseeko hydraulikka-järjestelmä lisäjähdytystä vai riittääkö järjestelmän oma jäähdytyskapasiteetti pitämään hydraulikkanesteen lämpötila sallitulla alueella.

Opinnäytetyön tavoitteena oli suorittaa teoreettista vertailua Excel-laskurin ja Solid Edge -ohjelman lämpökuormasimulaation välillä. Vertailulla pyritään tutkimaan Excel-laskurin teoreettista perustaa. Yrityksen pyynnöstä Excel-laskurin ulkoasua muokattiin käyttäjäystävällisemmäksi sekä tutkittiin laskurissa käytettävien vakio-arvojen todenperäisyyttä.

## 1.2 Pesmel Oy

Pesmel Oy on maailmanlaajuisesti toimiva, pitkälle automatisoitujen sisäisen logistiikan ja pakkausjärjestelmien toimittaja. Asiakkaina toimivat metalli-, paperi- sekä konvertointiteollisuus. Pesmel on perustettu vuonna 1978 Kauhajoella, jossa sijaitsee yhä yrityksen pääkonttori. Pääkonttorin lisäksi Pesmel Oy:llä on toimipisteet Seinäjoella, Tampereella ja Helsingissä sekä viidessä eri maassa. Kiinteiden toimistojen lisäksi yrityksellä on maailmanlaajuinen edustajaverkosto. Pesmel on toimittanut tuotteita yli 30 maahan, mukaan lukien satoja räätälöityjä logistiikka-, pakkaus- sekä varastointijärjestelmiä. Yrityksellä on käytössään ISO 9001:2000 laatujärjestelmä. (Pesmel Oy, viitattu 30.3.2015.)

**Material flow how -konsepti.** Pesmel Oy:n Material flow how -konseptin ideana on, että tuotantolaitoksen kaikki prosessit integroidaan yhteen logistiikkajärjestelmään. Konsepti tarjoaa yhden järjestelmän, joka yhdistää ja kontrolloi koko tehtaansisäistä materiaalivirtaa. Konseptin etuihin lukeutuu muun muassa välivaras-

ton integrointi tuotantoprosessiin, jolloin optimoidaan materiaaliin sidottu pääoma ja varmistetaan prosessiensisäinen materiaalien Just in time -toimitus. (Pesmel Oy, viitattu 30.3.2015.)

**Siirtovaunu.** Opinnäytetyöhön liittyy oleellisesti Pesmel Oy:n valmistamat metallikelojen siirtoon tarkoitetut siirtovaunut (Kuvio 1). Siirtovaunuja käytetään metalliteollisuudessa pääasiassa kahdessa eri sovelluksessa: pakkauslinjastoilla ja varastohallintajärjestelmissä.

Pakkauslinjastoilla siirtovaunut siirtävät metallikeloja eri paikkojen välillä täysin automaattisesti puskuriasemasta käärintään, käärinnästä sidontaan, sidonnasta telineeseen ja niin edelleen. Varastohallintajärjestelmissä siirtovaunut kuljettavat keloja tuotannosta sidontaan, tuotannosta varastoon, varastosta tuotantoon ja niin edelleen.

Siirtovaunu siirtyy noutoasemalle ala-asennossaan. Siirtovaunu aloittaa nostamisen ajettuaan kelan alle. Kun kela on kohotettuna irti alustastaan, vaunu siirtää kelan jättöasemaan, laskee kelan ja suuntaa seuraavan kelan luokse.

Siirtovaunut valmistetaan aina tilauksesta, ja niitä on saatavilla kolmea eri kokoluokkaa: 15-tonniset, 32-tonniset sekä 50-tonniset. Tonnimäärä ilmoittaa taakan maksimipainon (Pesmel Oy, viitattu 30.3.2015).



Kuvio 1. Siirtovaunu (Pesmel Oy, viitattu 30.3.2015).

## 2 LÄMMÖNSIIRTO-OPPI

Lämpöenergiaa siirtyy kahden aineen välillä kolmella tavalla: konvektiolla, johtumalla ja säteilemällä. Konvektiossa, lämpöenergia siirtyy paikasta toiseen virtaamaan pääsevän aineen, kuten ilman, mukana, kun taas johtumisella tarkoitetaan materiaalin sisäistä lämpöenergian siirtymistä. (Inkinen & Tuohi 2003, 406–407.) Tätä periaatetta sovelletaan hydraulikkajärjestelmän komponentteihin. Lämmin hydraulikkaneeste siirtää lämpöenergiaa säiliön metallipintaan johtumalla kohtuullisen nopeasti, sillä metallit ovat hyviä lämmönjohteita. Säiliön metallipinnasta lämpö johtuu edelleen ympäröivään ilmaan, mutta koska ilman lämmönjohtavuus on huonoa, ei lämpö johdu kovinkaan etäälle säiliön pinnasta. Ilma voi kuitenkin kuljettaa lämpöenergiaa varsin kauas, sillä ilma pääsee virtaamaan säiliön ympärillä. Tällöin puhutaan konvektiosta eli johtumisesta väliaineen välityksellä. Säiliön pinnasta siirtyy lämpöenergiaa myös sähkömagneettisena säteilynä. Tämä lämpösäteily on alle 500 °C:n lämpötiloissa silmille näkymätöntä infrapunasäteilyä (Inkinen & Tuohi 2003, 419).

### 2.1 Hydraulikkajärjestelmän lämpeneminen

Hydraulikkajärjestelmä sisältää useita toisiinsa hankaavia osia. Osien hankaaminen toisiinsa synnyttää kitkan muodossa tehohäviöitä, jotka muuttuvat lämmöksi. Osa lämmöstä varastoituu järjestelmään, ja osa siirtyy ympäristöön hydraulikkajärjestelmän pintojen kautta säteilemällä sekä johtumalla. Lämpövirran jakautuminen järjestelmän ja ympäristön välillä riippuu vallitsevasta lämpötilaerosta. (Kauranne, Kajaste & Vilenius 2013, 83.)

Järjestelmä on käynnistyessään ympäristön lämpötilassa. Kun järjestelmää aletaan kuormittaa tasaisella kuormalla, osa järjestelmän vastaanottamasta tehosta muuttuu lämmöksi. Lämpö suuntautuu aluksi järjestelmän oman lämpötilan kohottamiseen ja ympäristöön siirtyvän lämmön osuus on vähäinen. Järjestelmän lämpötilan noustessa vallitseva lämpötilaero ympäristön kanssa kasvaa ja yhä suurempi osuus syntyvästä lämmöstä siirtyy ympäristöön. Lämpötila saavuttaa jossain vaiheessa järjestelmäkohtaisen arvon, jolloin järjestelmästä ympäristöön siirtyvä



lämpöteho vastaa järjestelmässä syntyvää häviötehoa. Tällöin järjestelmän lämpeneminen pysähtyy, eli järjestelmä saavuttaa tasapainotilan. Tätä lämpötilaa kutsutaan järjestelmän käyttölämpötilaksi. (Kauranne ym. 2013, 83.)

Käyttölämpötila on tavallisimmin 35–65 °C. Korkeampiin, jopa yli 100 °C:n käyttölämpötiloihin päästään ainoastaan käytettäessä synteettisiä hydrauliiKANesteitä. Nestetyyppi, tehohäviöt ja järjestelmän materiaalit vaikuttavat järjestelmän sallittuun ja vallitsevaan käyttölämpötilaan. (Kauranne ym. 2013, 86.)

## 2.2 Lämpenemisen ja jäähtymisen määrittäminen

Hydrauliikkajärjestelmä voidaan periaatteessa tulkita yhdeksi laajaksi hydrauliiKAN-komponentiksi. Järjestelmän ottotehosta osa muuntuu antotehoksi, ja osa kuluu järjestelmän kitkoihin ja vuotoihin. Ottotehon osaa, joka ei muunnu antotehoksi, kutsutaan häviötehoksi eli lämmöksi muuttuvaksi tehoksi, ja se voidaan selvittää yksinkertaisesti käyttämällä kaavaa (1). (Kauranne ym. 2013, 83.)

$$P_{s,j} = P_{otto,j} - P_{anto,j} \quad (1)$$

missä

$P_{otto,j}$  on järjestelmän ottoteho [W]

$P_{anto,j}$  on järjestelmän antoteho [W]

$P_{s,j}$  on järjestelmän tuottama häviöteho, eli lämmöksi muuttuva teho [W]

Osa häviötehosta varastoituu järjestelmään kohottaen sen lämpötilaa. Järjestelmän kykyä varastoida lämpöä kuvaa koko järjestelmän yhteenlaskettu lämpökapasiteetti  $C_\theta$ , joka riippuu järjestelmän lämpöä varastoivien osien ominaislämpökapasiteeteista ja massoista. Kaavalla (2) voidaan selvittää koko järjestelmän lämpökapasiteetti. (Kauranne ym. 2013, 83.)

$$C_\theta = \sum_{i=1}^N m_i * c_i \quad (2)$$

missä

$m_i$  on osan massa [kg]

$c_i$  on osan ominaislämpökapasiteetti [J/kgK]

Hydrauliikkajärjestelmässä lämpöä sitoutuu eniten hydrauliikkanesteeseen. Suuriin pumppuihin ja moottoreihin varastoituu myös kohtalaisia määriä lämpöä, mutta muiden komponenttien osuus on vähäinen. (Kauranne ym. 2013, 83.)

Osa häviötehosta siirtyy ympäristöön. Järjestelmän kykyä siirtää lämpöä pois ku-  
vaa jäähdytyskyky  $B_\theta$ , joka riippuu järjestelmän lämpöä pois siirtävien osien pinta-  
aloista ja niiden lämmönsiirtokertoimista. Kaavalla (3) voidaan selvittää koko jär-  
jestelmän jäähdytyskyky. (Kauranne ym. 2013, 84.)

$$B_\theta = \sum_{i=1}^N C_{U,i} * A_i \quad (3)$$

missä

$C_{U,i}$  on osan lämmönsiirtokerroin [W/m<sup>2</sup>K]

$A_i$  on osan pinta-ala [m<sup>2</sup>]

Hydrauliikkanestesäiliö on yleensä järjestelmän merkittävin lämpöä ympäristöön passiivisesti, eli johtumalla, siirtävä osa. Pitkät putket siirtävät myös huomattavia määriä lämpöä. Muiden komponenttien osuus johtumalla tapahtuvasta lämmönsiir-  
rosta on tavallisesti vähäinen. Lämpöä voidaan siirtää järjestelmästä myös aktiivi-  
sesti käyttämällä jäähdyttimiä. (Kauranne ym. 2013, 84.)

Lämmönsiirtokertoimen tarkan arvon teoreettinen määrittäminen on vaikeaa. Lu-  
kuun vaikuttavat nesteen ja seinämän välinen lämmönsiirtokerroin, seinämän  
lämmönjohtavuuskerroin sekä seinämän ja ilman välinen lämmönsiirtokerroin.  
Edellä mainitut arvot riippuvat taas materiaaleista sekä virtauksista. Lämmönsiirto-  
kertoimen tarkka määrittäminen voidaan tehdä vain kokeellisesti. Taulukko 1 esittää  
suuntaa antavia lämmönsiirtokertoimen ohjearvoja. (Kauranne ym. 2013, 84.)

Taulukko 1. Lämmönsiirtokertoimen arvoja (Kauranne ym. 2013, 84).

<u>Ympäristön ilman liike</u>	<u><math>C_H</math>[W/m<sup>2</sup>K]</u>
Ilma ei kierrä	4-5
Heikko ilmavirta	6-7
Voimakas ilmavirta	20–25

Hydrauliikkajärjestelmän tehokkaan ja turvallisen toiminnan kannalta on tärkeää, että järjestelmän käyttölämpötila ei ylitä ennalta määritettyä maksimiarvoa. Liian suuri käyttölämpötila voi johtaa jopa järjestelmän vaurioitumiseen. Mikäli järjestelmän oma lämmönsiirto johtumalla ja säteilemällä ei riitä, jäähdytystä tulee lisätä aktiivisesti jäähdyttimillä tai parantaa järjestelmän ympäristön ilmankiertoa puhaltimilla. (Kauranne ym. 2013, 86.)

### 2.3 Säteilyn osuus jäähdytyksessä

Edellä mainittu järjestelmän jäähdytyskykyä laskeva kaava (3) ei ota huomioon ollenkaan säteilemällä poistuvaa lämpöenergiaa. Tämä johtuu siitä, että hydrauliikkajärjestelmä toimii verrattain alhaisilla lämpötiloilla, jolloin säteilyn osuus jää häviävän pieneksi verrattuna konvektioon. Tämä voidaan havainnollistaa esimerkiksi. Kaava (4) laskee kappaleen ympäristöönsä säteilemällä siirtämän lämpötehon arvon  $P$ .

$$P = \varepsilon\sigma A(T^4 - T_0^4) \quad (4)$$

missä

$\varepsilon$	on pinnan emissiivisyys 0...1
$\sigma$	on Stefan-Boltzmannin vakio [ $\text{W}/\text{m}^2\text{K}^4$ ]
$A$	on pinnan pinta-ala [ $\text{m}^2$ ]
$T$	on kappaleen lämpötila [ $^{\circ}\text{C}$ ]
$T_0$	on ympäristön lämpötila [ $^{\circ}\text{C}$ ]

Oletetaan että hydraulikkasäiliön pinta-ala on  $5 \text{ m}^2$  ja pinta on maalattu, joten emissiivisyys on lähellä arvoa 1, eli 0,95. Säiliön lämpötila on tavallisten hydraulikkaneiteiden maksimiarvo, eli  $65 \text{ }^{\circ}\text{C}$  ympäristön ollessa  $20 \text{ }^{\circ}\text{C}$ . Sijoittamalla lähtöarvot kaavaan saadaan ympäristöön säteilemällä siirtyväksi tehoksi 4,78 Wattia. Määrä on häviävän pieni, kun otetaan huomioon, kaavalla (3) laskettuna, että kappaleen konvektion kautta siirtämä lämpöteho lämmönsiirtokertoimen arvolla 12  $\text{W}/\text{m}^2\text{K}$  ja lämpötilaeron ollessa  $45 \text{ }^{\circ}\text{C}$ , 2700 Wattia.

## 2.4 Järjestelmän käyttölämpötila

Hydrauliikkajärjestelmän loppulämpötilan tarkka määrittäminen laskennallisesti on hyvin vaikeaa. Lämpö siirtyy eri nopeuksilla järjestelmän eri osissa ja kaikkien jäähtymiseen osallistuvien pinta-alojen määrittäminen komponenteista on hankalaa. Siksi pois siirtyvää lämpömäärää laskettaessa huomioidaan vain hydraulikkaneiteissä säiliön kautta siirtyvä lämpö ja myös pitkien putkien kautta siirtyvä lämpö. (Kauranne ym. 2013, 86.)

Laskettaessa säiliön jäähtymistä käytetään sen jäähtytispinta-alana vain alaa, joka on suorassa kosketuksessa nesteeseen. Myöskään säiliön pohjan pinta-alaa ei voida ottaa huomioon jäähdyttävänä pintana, ellei säiliön alla ole riittävästi tilaa ilmankierrolle. (Kauranne ym. 2013, 86.)

Energiatasolla käyttämällä yhtälöitä (1)-(3) voidaan laatia tulevan, poistuvan ja varastoituvan lämpöenergian välinen lämpötase (5). (Kauranne ym. 2013, 84.)

$$P_{s,j}dt = C_{\theta}d\theta + B_{\theta} * (\theta_t - \theta_0)dt \quad (5)$$

missä

$P_{s,j}$  on järjestelmän tuottama häviöteho, eli lämmöksi muuttuva teho [W]

$C_{\theta}$  on lämpökapasiteetti [J/K]

$B_{\theta}$  on jäähdytyskyky [W/K]

$\theta_t$  on järjestelmän lämpötila ajan hetkellä t [K]

$\theta_0$  on järjestelmän alkulämpötila [K]

Yhtälöllä (5) saadaan selville järjestelmän lämpötilan nousu ajan funktiona. Kun halutaan selvittää järjestelmän lopullinen lämpötila, eli käyttölämpötila, annetaan ajan lähestyä ääretöntä, jolloin yhtälö karsiutuu muotoon (6). (Kauranne ym. 2013, 84.)

$$\theta_e = \theta_0 + \frac{P_{s,j}}{B_{\theta}} \quad (6)$$

missä

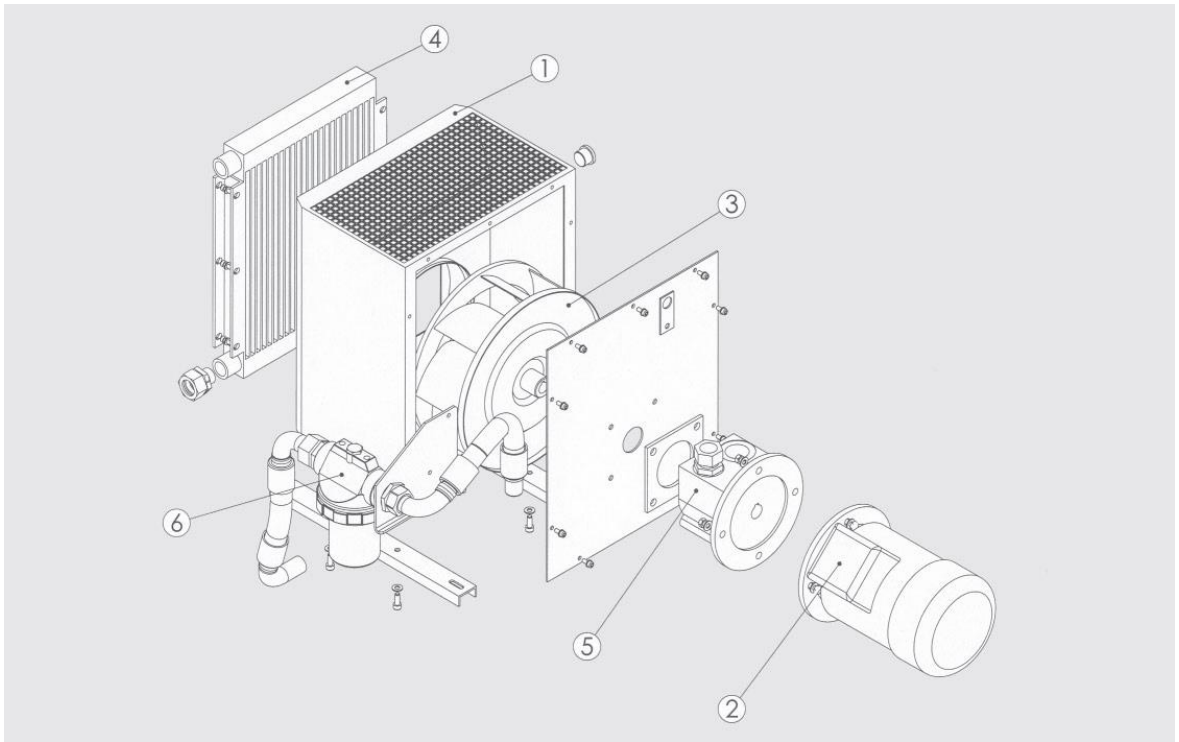
$\theta_e$  on järjestelmän loppulämpötila

## 2.5 Aktiivinen jäähdytys

Mikäli järjestelmän oma jäähdytyskapasiteetti ei riitä pitämään öljyn lämpötilaa sallitulla alueella, jäähdytystä lisätään tavallisesti erityisillä jäähdyttimillä.

Yritys käyttää siirtovaunuissaan Hydac Oy:n valmistamia jäähdyttimiä, jotka koostuvat öljykennostosta, omasta pumpusta ja puhaltimesta (Kuvio 2). Jäähdytin on kytketty muuhun hydraulikkajärjestelmään termostaatin avulla, joka määrittää lisäjäähdytystarpeen.

Öljyä kierrätetään jäähdyttimen läpi vasta kun asetettu lämpötila ylitetään. Näin vältetään tarpeettomalta öljyn jäähdyttämiseltä.



Kuvio 2. Jäähdytinsyksikön rakenne: (1) Kotelo, (2) Moottori, (3) Tuuletin, (4) Lämpönsiirtäjä, (5) Pumppu (valinnainen), (6) Suodatin (valinnainen) (Liite 1).

Jäähdyttimen valinnassa on apuna valmistajan laatima taulukko (Taulukko 2). Jokaisen jäähdyttimen mallikohtainen jäähdytyskyky on ilmoitettu taulukossa punaisella käyrällä. Jäähdyttimen kyky siirtää lämpötehoa on sidoksissa öljyn virtaukseen. Virtauksen ja jäähdytinkohtaisen käyrän avulla voidaan taulukon oikeasta laidasta lukea arvo, joka kertoo jäähdytinkohtaisen jäähdytyskapasiteetin tietyllä virtauksella. Kaavalla (7) voidaan laskea siirrettävän lämpötehon kokonaisarvo.

$$P_V = P_{01} * \Delta T \quad (7)$$

missä

$P_V$  on siirrettävän lämpötehon kokonaisarvo [kW]

$P_{01}$  on jäähdytinkohtainen jäähdytyskapasiteetti [kW/°C]

$\Delta T$  on ympäristön lämpötilan ja öljyn suositellun lämpötilan välinen ero [°C]

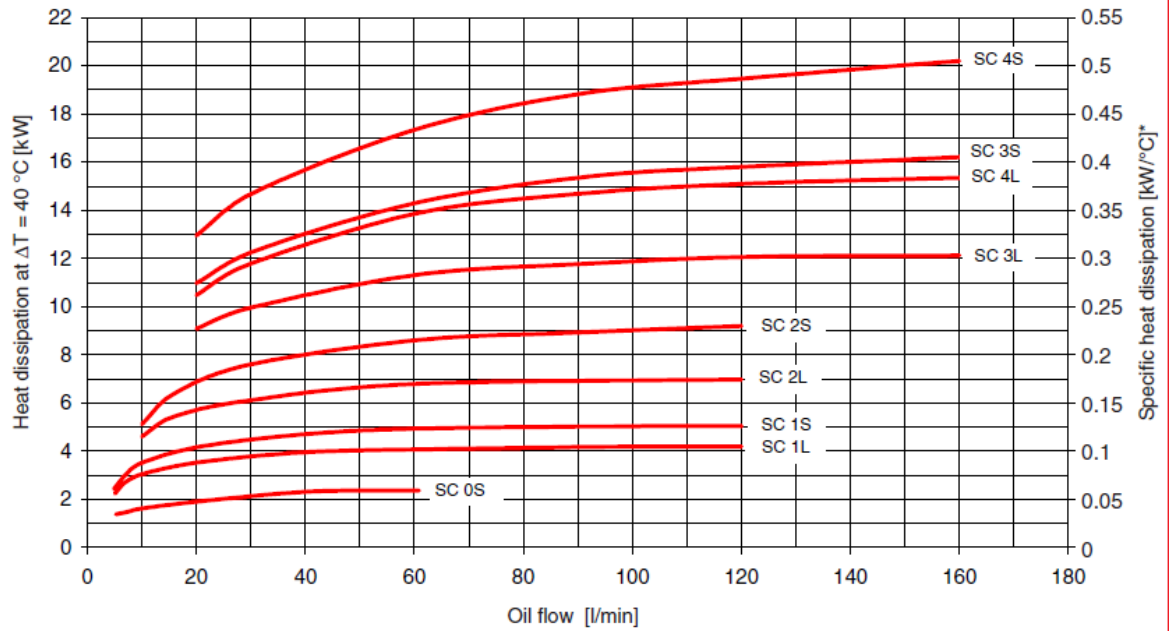
Taulukko 2. Jäähdytinkohtaiset jäähdytyskapasiteetit (Liite 1).

1.2.1 Cooling capacity

depending on oil flow and the temperature differential  $\Delta T$  between the oil inlet and air inlet

For calculations with low  $\Delta T$  values (i.e. below 10 °C), please contact our technical support staff.

Tolerance:  $\pm 5\%$



\* : Values measured at  $\Delta T=40\text{ °C}$ , may vary at lower  $\Delta T$  values

### 3 EXCEL-LASKURI

Pesmel valmistaa monipuolisesti erilaisia laitteita monille toimialoille. Yksi suuri asiakas on metalliteollisuus, jolle Pesmel toimittaa muiden laitteiden muassa myös metallikelojen siirtoon tarkoitettuja siirtovaunuja. Siirtovaunuissa on hydraulinen toimilaitteisto, joka nostaa ja laskee teräskeloja siirtäessään niitä varastopaikkojen välillä.

Siirtovaunut valmistetaan tilauksesta, ja loppusijoituspaikan olosuhteet ovat hyvin vaihtelevia. Tilaaja kertoo sopimuksessa sijoituspaikan olosuhteista sekä myös hydrauliiKANESTEEN maksimilämpötilan. Koska siirtovaunun käyttö ei ole säännöllistä eivätkä sillä siirrettävät kuormat ole samanlaisia, hydrauliiKANESTEEN käyttölämpötilan selvittäminen on hyvin haastavaa. Yritys on laatinut juuri tähän tarkoitukseen Excel-pohjaisen laskurin, sillä vastaavaan käyttöön suunniteltua laskentaohjelmaa ei ollut valmiina saatavana. Koska laskuri on laadittu ainoastaan laskujen ratkaisua silmälläpitäen, käyttöliittymä ja visuaalinen ulkoasu ovat jääneet toissijaisiksi.

Yrityksen pyynnöstä Excel-laskurin ulkoasua muokataan selkeämmäksi ja helppokäyttöiseksi. Laskurin käyttäminen ei saa olla hankalaa, sillä laskuri halutaan yrityksen mekaniikkasuunnittelijoiden yleiseen käyttöön. Nykyisellään laskuria on käyttänyt ainoastaan kaksi henkilöä.

#### 3.1 Alkuperäinen ulkoasu

Toimivan Excel-laskurin ulkoasun muokkaaminen helppokäyttöisemmäksi on tarpeellista. Solujen järjestys laskurissa on satunnaista, ja solujen selitykset ovat puutteellisia. Laskenta on opastettu solujen värikoodauksella, joka on hyödyllinen ja ulkoasua selkeyttävä asia. Lähtöarvot syötetään vihreisiin soluihin, punaiset solut kertovat tulokset ja ruskeat ovat vakioarvoja (Kuvio 3).



	A	B	C	D	E	F	G	H
1								
2	<b>Hydrauliikkakoneikon luonnollinen jäähdytys</b>							
3								
4		Lähtöarvo		Vakio		Tulos		
5								

Kuvio 3. Värien merkitykset.

Solujen satunnaisen järjestyksen takia käyttäjä joutuu etsimään laskennan kannalta oleellisia tulossoluja, joiden seassa on muun muassa laskentaa varten kopioituja soluja.

Laskuri koostuu kahdesta välilehdestä. Ensimmäisellä välilehdellä tapahtuu itse laskenta ja lähtöarvojen syöttäminen (Kuvio 4). Toinen välilehti sisältää järjestelmän keskimääräisen paineen laskennan (Kuvio 5). Keskimääräisen paineen laskenta on erittäin oleellinen asia laskurin käyttötarkoituksen kannalta. Laskurin perustana olevan siirtovaunun hydrauliikkajärjestelmän toiminta on vaihtelevaa ja koostuu jaksoista. Jaksot ovat hyvin erilaisia kuormituksiltaan sekä kestoiltaan. Järjestelmän keskimääräinen paine lasketaan tunnettujen työsykliä kestojen ja niiden tarvitseman paineen perusteella. Keskimääräisen paineen avulla saadaan selville jäähdytyksen laskennan kannalta oleellinen tieto eli keskimääräinen lämmöksi muuttuva teho.

	A	B	C	D	E	F	G	H	I
1									
2		<b>Hydrauliikkakoneikon luonnollinen jäähdytys</b>							
3									
4		<b>Lähtöarvo</b>		<b>Vakio</b>		<b>Tulos</b>			<b>Lisätietoja tehdyn valinnan osa</b>
5									
6		Öljyn sallittu maksimilämpötila °C						<b>60</b>	Asiakasvaatimus max. 60C
7									
8		Ympäristön (ilman) lämpötila °C						<b>45</b>	Sopimuksen max. lämpötila
9									
10		Öljysäiliön nettotilavuus tilavuus litroina (l)						<b>150</b>	
11									
12		Tilavuusvirta litraa minuutissa (l/min)						<b>75</b>	
13									
14		Maksimipaine baaria (bar)						<b>145</b>	
15									
16		Keskimääräinen paine baaria (bar)						<b>17,0</b>	Ks. keskimääräinen paine välilehti
17									
18		Lämmönsiirtokerroin W/(m <sup>2</sup> K)						<b>12</b>	Siirtovaunu liikkuu sitä enemmän mi
19		-ilman tuuletinta arvo on 3 ... 12							
20		-suurin arvo vaatii liikkeen (esim. siirtovaunu 8... 12)							
21		-tuulettimen kanssa arvo on 15 ... 18							
22									
23		Jäähdyttävä pinta-ala neliometriä (m <sup>2</sup> )							
24		Säiliön pinta-ala ilman pohjan alaa						<b>1,77</b>	Säiliön pinta-ala ilman pohjan alaa
25		Putkiston pinta-ala						<b>0,97</b>	Putkiston pinta-ala: Painepuoli 8m O
26		Toimilaitteen pinta-ala						<b>0,65</b>	Toimilaitteen pinta-ala, D200-280 sy
27								<b>3,39</b>	
28									
29		Hyötysuhde						<b>0,85</b>	
30									
31		Keskimääräinen käyttöaika minuuttia tunnissa (min/hr)						<b>24,5</b>	Ks. keskimääräinen paine välilehti
32									
33		Hyötytehon kerroin						<b>0,00</b>	Ks. keskimääräinen paine välilehti
34									
35		Öljyn ominaislämpökapasiteetti kJ/(kg K)						<b>1,88</b>	
36									
37		Öljyn ominaispaino kg/l						<b>0,915</b>	
38									
39		Teho maksimipaineella kW						<b>21,3</b>	
40									
41		Lämmöksi siirtyvä teho maksimipaineella kW						<b>21,3</b>	Sama paino ylös ja alas pumpulla =
42									
43		Teho keskimääräisellä paineella kW						<b>2,5</b>	
44									
45		Keskimääräinen lämmöksi siirtyvä teho käyttöaika huomioiden W						<b>1022</b>	
46									
47		Luonnollinen jäähdytysteho W						<b>610,2</b>	
48									
49		Lisäjäähdytystarve W°C						<b>27,5</b>	
50									
51		Keskimääräinen virtaus l/min						<b>30,6</b>	
		<	Versio	<b>Luonnollinen jäähdytys</b>	Keskimääräinen paine			+	

Kuvio 4. Alkuperäinen luonnollinen jäähdytys -välilehti.

Keskimääräinen paine									
		Lähtöarvo		Tulos		Lisätietoja tehdyn v			
	Jakso	Paine (bar)	Aika (min/hr)	Lämmöksi %	Apusuure	%	Lämpö %		
90	Nostot	1	54	4,3	100	232,2	55,68	55,68	Kapasiteetilla 20/h kr
91	Laskut	2	54	2,2	100	118,8	28,49	28,49	Kapasiteetilla 20/h kr
92	Nosto ja lasku tyhjänä	3	5	6	100	30	7,19	7,19	Kapasiteetilla 20/h kr
93	Vapaakierto	4	3	12	100	36	8,63	8,63	
94		5							
95		6							
96		7							
97		8							
98		9							
99		10							
100		11							
101									
102		Yht:		24,5		417		100,00	
103									
104		Keskimääräinen paine (bar)		17,0		Kerroin	0,00		
105									
106									
107									
108									
109									
110									
111									
112									

Kuvio 5. Alkuperäinen keskimääräinen paine -välilehti.

Laskuri antaa lopputuloksen varmuuskertoimenä. Varmuuskertoimen ollessa tasan 1 järjestelmän luonnollinen jäähdytysteho vastaa järjestelmän häviötehoa. Varmuuskertoimen pienentyessä jäähdytysteho jää alhaisemmaksi ja vastaavasti kertoimen kasvaessa jäähdytysteho on suurempi. Kerroin ei siis ole suoraan verrannollinen lopulliseen käyttölämpötilaan. Visuaalisesti varmuuskerrointa on hyvin hankala paikantaa tulossolujen lomasta, sillä lopputulos on sijoitettu tulosten keskivaiheille ilman mitään korostuksia.

### 3.2 Uudistukset

Laskurin opettelu vie aikaa ensimmäisellä kerralla, mikä on ymmärrettävää, mutta vaatii myös tauon jälkeen muistin virkistystä. Koska laskuria ei käytetä yrityksessä kovinkaan usein, sen tulee olla selkeä eikä käyttöönottoon saa kulua liikaa aikaa.

Laskurin matemaattinen pohja sekä periaate ovat kunnossa eikä niitä tarvitse muokata. Tehdyt uudistukset liittyvätkin suurimmaksi osaksi laskurin visuaaliseen ulkoasuun. Ulkoasun muutoksilla pyritään opastamaan käyttäjää täyttämään las-

kuri oikeassa järjestyksessä. Myös lopputulosten tulkitsemisesta pyrittiin tekemään selkeää jaotteleamalla tulokset ryhmiin. Varmuuskerroin muutettiin kertomaan järjestelmän jäähdytystehon sijasta lämpöasteista. Selkeyden vuoksi laskuriin lisättiin varmuuskertoimen lisäksi myös käyttölämpötilan laskenta, joka noudattaa kaavaa (6).

Solujen järjestystä muutettiin siten, että suurin osa käyttäjän määrittelemistä lähtöarvoista on sijoitettu yhteen ja laskurin alkuun (Kuvio 6). Laskevat tulossolut sijoitettiin kolmeen ryhmään niiden asiayhteyden perusteella. Ensimmäinen laskentaryhmä laskee järjestelmän oman jäähdytyskapasiteetin mukaisen käyttölämpötilan. Mikäli kapasiteetti ei riitä, laskuri ohjeistaa harkitsemaan lisjäähdytystä (Kuvio 7). Lisjäähdytyksen lisääminen laskentaan tapahtuu toisessa laskentaryhmässä, missä käyttäjä asettaa sopivan ulkoisen jäähdyttimen arvon laskuriin (Kuvio 8). Laskuri on laskenut jo lisjäähdytystarpeen, jolloin käyttäjän tulee vain valita teholtaan sopiva jäähdytin. Kolmanteen laskentaryhmään on sijoitettu laskennallista lisätietoa järjestelmästä, joka ei suoraan liity jäähtymisen laskentaan.

Hydrauliikkakoneikon jäähdytyskapasiteetti			
Lähtöarvo	Vakio	Tulos	
<b>JÄRJESTELMÄN LÄHTÖARVOT</b>			
Öljyn sallittu maksimikäyttölämpötila		65 °C	
Ympäristön lämpötila		45 °C	
Öljysäiliön nettotilavuus litroina		150 l	
Tilavuusvirta		75 l/min	
Maksimipaine		145 bar	
Lämmönsiirtokerroin		12 W/(m <sup>2</sup> K)	
	-ilma ei kierrä/heikko tuulen vire --> arvo 3...7		
	-koneikko on liikkeessä --> arvo 8...12		
	-koneikossa tuuletin (Ei kennoa) --> arvo 13...18		
<b>Jäähdyttävä pinta-ala:</b>			
	Öljyn kanssa kosketuksissa oleva säiliön pinta-ala	1,77 m <sup>2</sup>	
	Putkiston pinta-ala	0,6 m <sup>2</sup>	
	Toimilaitteen pinta-ala	1,25 m <sup>2</sup>	
	<b>Yhteensä:</b>	<b>3,62 m<sup>2</sup></b>	
<b>Hydraulijärjestelmän hyötysuhde</b>			
		0,85	
<b>Öljyn ominaislämpökapasiteetti</b>			
		1,88 KJ/(kgK)	
<b>Öljyn ominaispaino</b>			
		0,915 kg/l	

Kuvio 6. Lähtöarvojen syöttäminen.

<b>JÄRJESTELMÄN LUONNOLLINEN JÄÄHTYMINEN</b> (KTS KESKIMÄÄRÄINEN PAINEN -VÄLILEHTI)	
Keskimääräinen paine	17,02 bar
Teho keskimääräisellä paineella	2,50 kW
Luonnollinen jäähdytysteho	573,6 W
Keskimääräinen lämmöksi muuttuva teho käyttöaika huomioiden	1022,06 W
Varmuuskerroin	0,81
Järjestelmän käyttölämpötila	80,64 °C

**LÄMPÖTILA YLITTÄÄ MAKSIMIARVON! HARKITSE LISÄJÄÄHDYTYSTÄ!**

Kuvio 7. Luonnollinen jäähdytys huomiotehtävillä.

<b>JÄRJESTELMÄ LISÄJÄÄHDYTYKSELLÄ</b>		
Lisjäähdytystarve	22,42	W/°C
Lisjäähdytys	0,05	kW/°C
Lisjäähdytysteho	1000	W
Yhteenlaskettu jäähdytysteho	1573,6	W
Varmuuskerroin	1,12	
Järjestelmän käyttölämpötila	57,99	°C

Kuvio 8. Lisjäähdytyksen lisäys.

Järjestelmän keskimääräisen paineen laskenta säilytettiin erillisellä välilehdellä selkeyden vuoksi. Välilehden ulkoasu yhtenäistettiin vastaamaan uudistunutta laskuria ja välilehden järjestystä myös muutettiin sijoittamalla esimerkkitapaukset varsinaisen laskentaryhmän jälkeen.

Excel-taulukkoon lisättiin myös uutena asiana ainoastaan tulostusta varten laadittu, A4-arkille sopiva välilehti (Kuvio 9). Tulostusnäkyvä sisältää ainoastaan perustietoja järjestelmästä ja se on englanninkielinen. Tuloste on siten mahdollista esittää myös asiakkaalle. Näkyvä päivittyy automaattisesti laskuria täydennettäessä.

<b>HYDRAULIC SYSTEM INPUT VALUES</b>		
Maximum oil temperature	65	°C
Ambient temperature	45	°C
Oil tank contents	200	l
Oil flow	75	l/min
Maximum oil pressure	145	bar
Power with maximum oil pressure	21,32	kW
System efficiency	0,85	
<b>NATURAL COOLING OF THE SYSTEM</b>		
Natural cooling ability	573,6	W
Power transferred to heat	1022,06	W
Safety factor	0,81	
<b>SYSTEM WITH AN ACTIVE COOLER (If needed)</b>		
Power dissipated by an oil cooler	0,05	kW/°C
Total power dissipated (natural+active)	1573,6	W
Safety factor	1,12	
Comments:		

Kuvio 9. Tulostus -välilehti.

## 4 SIMULOINTI

Excel-laskurin todenperäisyyttä ja luotettavuutta pitää tutkia jollakin tavalla. Lämmön siirtymistä voidaan tutkia periaatteessa kolmella tapaa: kokeellisesti, teoreettisesti, eli analyyttisesti tai numeerisesti (CFD, CHT) (Tannehill, Anderson & Pletcher 1997, 5–6). Paras tapa olisi kokeellisesti mitata koneikon todellista lämpenemistä mittalaitteilla ja vertailla tuloksia laskurin antamiin. Kokeellinen mittaaminen on kuitenkin mahdotonta koneiden kaukaisten loppusijoituspaikkojen vuoksi. Excel-laskuri tutkii lämmön siirtymistä täysin teoreettisesti ja keskimääräisesti, joten manuaalisella laskennalla päästäisiin samoihin tuloksiin.

Tämän vuoksi päädytään numeeriseen tutkintaan eli simuloidaan järjestelmässä syntyvää lämpötilajakaumaa ja vertaillaan simulaation tuloksia laskurin tuloksiin. Vaikka numeerinen ja analyyttinen tutkintatapa ovat molemmat pohjimmiltaan täysin teoreettisia, voidaan tuloksia vertailemalla kuitenkin saada vahvistusta laskurin oikealla toiminnalle.

### 4.1 FEM

Finite element method (FEM) eli äärellisten elementtien menetelmän perusideana on löytää ratkaisu monimutkaiseen ongelmaan korvaamalla se yksinkertaisemmalla. Koska alkuperäinen ongelma korvataan yksinkertaisemmalla, tuloskin tulee olemaan ainoastaan likimääräinen tarkan sijasta. Olemassa olevilla matemaattisilla työkaluilla ei pystytä tuottamaan täysin tarkkaa ratkaisua suurimpaan osaan käytännön ongelmista. Kuitenkin, FE-menetelmää käyttämällä on yleensä mahdollista parantaa tai tarkentaa likimääräisiä tuloksia käyttämällä enemmän laskennallista tehoa. (Rao 2005, 3.)

Äärellisten elementtien menetelmässä ratkaistava rakenne muodostuu useista pienistä toisiinsa kytkeytyneistä palasista, joita on yhteensä äärellinen määrä. FE-menetelmää käyttämällä voidaan geometrisesti monimutkainen kappale, kuten kone, jakaa useisiin toisiinsa kiinnittyneisiin geometrisesti yksinkertaisiin kappaleisiin eli elementteihin. Monimuotoisen koneen tarkka reagointi (kuten sisäisinä kuormituksina ja siirtyminä) tietyn kuormituksen alla on erittäin vaikeaa määrittää.



Jakamalla kone elementteihin saadaan jokaiselta elementiltä käyttökelpoinen, likimääräinen tulos. Elementtien tuloksia yhdistämällä saadaan lopulta johdettua koko koneen tasapainotilanne. Tästä tilanteesta voidaan johtaa likimääräiset ratkaisut kuormituksina ja poikkeamina. (Rao 2005, 3.)

## 4.2 Numeerinen virtausdynamiikka

Computational fluid dynamics (CFD), eli numeerinen virtausdynamiikka käsittää virtausmekaniikan sekä lämmönsiirron numeerisen laskennan (Tannehill ym. 1997, 249). Lämmönsiirron numeerinen laskenta eritellään tarkemmin CHT-termillä (Computational heat transfer), mutta CFD terminä kattaa myös lämmönsiirtolaskennan.

CFD-laskennan keskeisimmät yhtälöt perustuvat massan, liikemäärän ja energian säilymlakeihin. Lämmönsiirtolaskentaan liittyy keskeisesti kaavan (8) mukainen energian säilymlaki eli termodynamiikan ensimmäinen laki (Tannehill ym. 1997, 249). Lain mukaan energiaa ei voida luoda eikä hävittää (Hautala & Peltonen 2007, 189).

$$\Delta U = Q + W \quad (8)$$

missä

$\Delta U$  on termodynaamisen systeemin sisäenergia

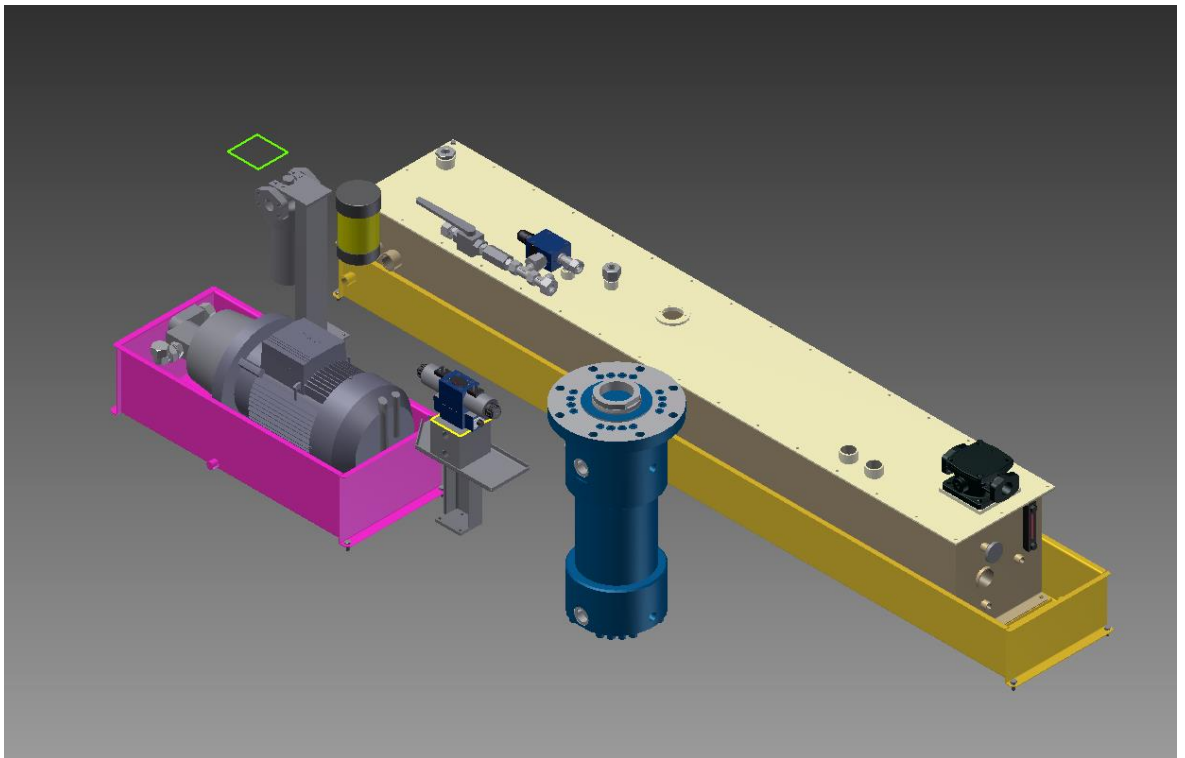
$Q$  on systeemiin tuotu lämpö

$W$  on systeemiin tehty työ

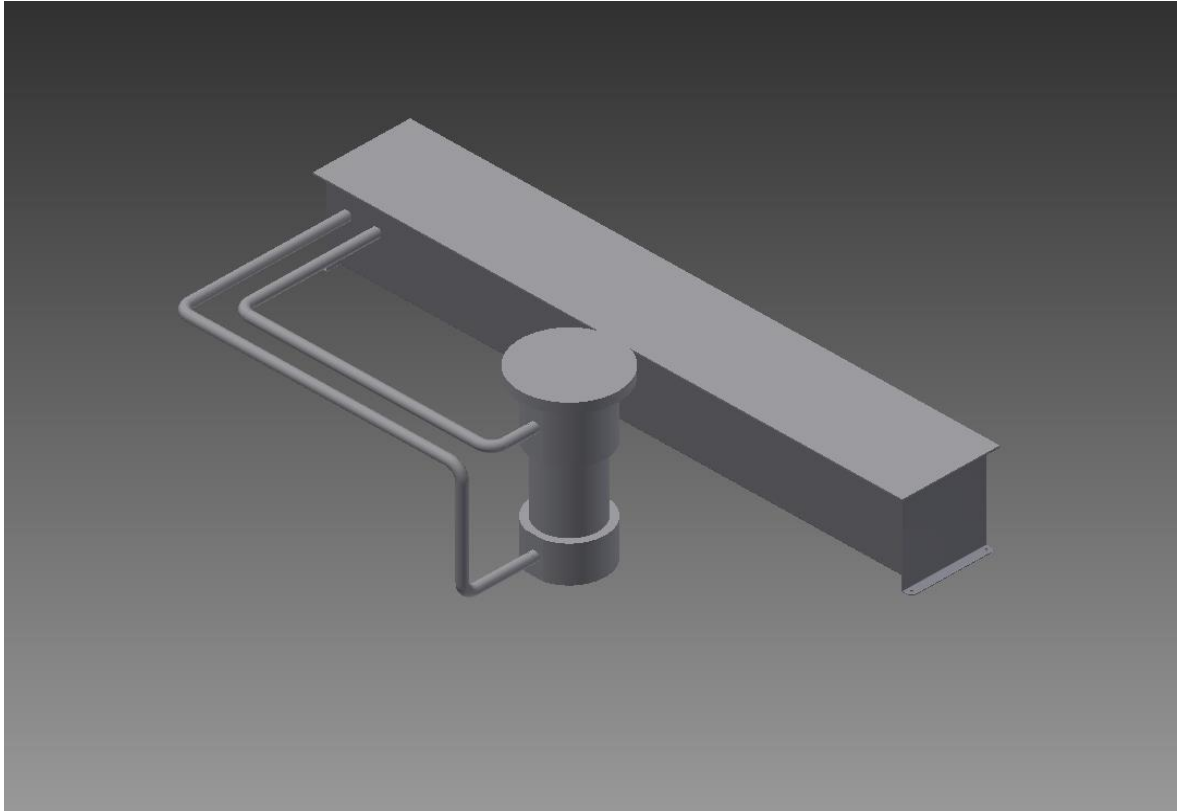
Solid Edge -ohjelma sisältää Steady State Heat Transfer -laskentamoduulin, josta tässä tapauksessa hyödynnetään lämmönsiirtosimulaatiota.

### 4.3 Mallinnus

Yritys tarjosi lämpöanalyysiä varten tuotevalikoimassa olevan siirtovaunun 3D-mallin. Kokonaisen vaunun mallia ei ollut tarpeellista käyttää, sillä lämmön tuotto sekä sen siirtyminen ympäristöönsä tapahtuvat hydraulikkoneikossa. Hydraulikkoneikon malli (Kuvio 10) on sellaisenaan liian yksityiskohtainen simuloitiin. Sen perusteella laadittiin simulointia varten kevyt ja yksinkertaistettu malli (Kuvio 11), joka koostuu ainoastaan selkeistä geometrisista muodoista. Säiliötä ja sylinteriä yhdistämään mallinnettiin myös yksinkertaiset hydraulikkaputket. Malli sisältää siten ainoastaan suurimmat lämmönsiirtoon osallistuvat komponentit.



Kuvio 10. Siirtovaunun hydraulikkoneikko.



Kuvio 11. Simulointia varten karsittu koneikko.

#### 4.4 Lähtöarvot sekä teoreettinen laskenta

Järjestelmän lähtöarvoina käytetään 3D-mallista saatavia pinta-aloja. Konvektion avulla järjestelmää jäähdyttäviksi pinnoiksi lasketaan putkiston koko ala, toimilaitteen vaippa sekä säilön kyljet. Yhteenlasketuksi pinnaksi saadaan  $2,398 \text{ m}^2$ . Ympäristön lämpötilaksi määrätään  $45 \text{ °C}$  sekä lämmönsiirtokertoimeksi  $12 \text{ W}/(\text{m}^2\text{K})$ . Lämmöksi muuttuva teho on noin 1022 wattia, joka on erään siirtovaunun keskimääräinen lämmöksi muuttuva teho.

Kuvio 12:sta saadaan selville laskurin antamat tulokset. Järjestelmän luonnollisella jäähdytyskapasiteetilla lämpötila nousee  $80,52 \text{ °C}$ :een, joka on reilusti yli sallitun  $60 \text{ °C}$ :n. Järjestelmään lisätään aktiivista jäähdytystehoa laskurin suosituksen mukaisesti, ja  $50 \text{ W}/\text{°C}$ :n lisjäähdytin riittää pitämään käyttölämpötilan alle maksimiarvossa.

<b>JÄRJESTELMÄN LUONNOLLINEN JÄÄHTYMINEN</b> (KTS KESKIMÄÄRÄINEN PAINE -VÄLILEHTI)		
Keskimääräinen paine	17,02	bar
Teho keskimääräisellä paineella	2,50	kW
Luonnollinen jäähdytysteho	431,6	W
Keskimääräinen lämmöksi muuttuva teho käyttöaika huomioiden	1022,1	W
Varmuuskerroin	0,75	
Järjestelmän käyttölämpötila	80,52	°C

**LÄMPÖTILA YLITTÄÄ**

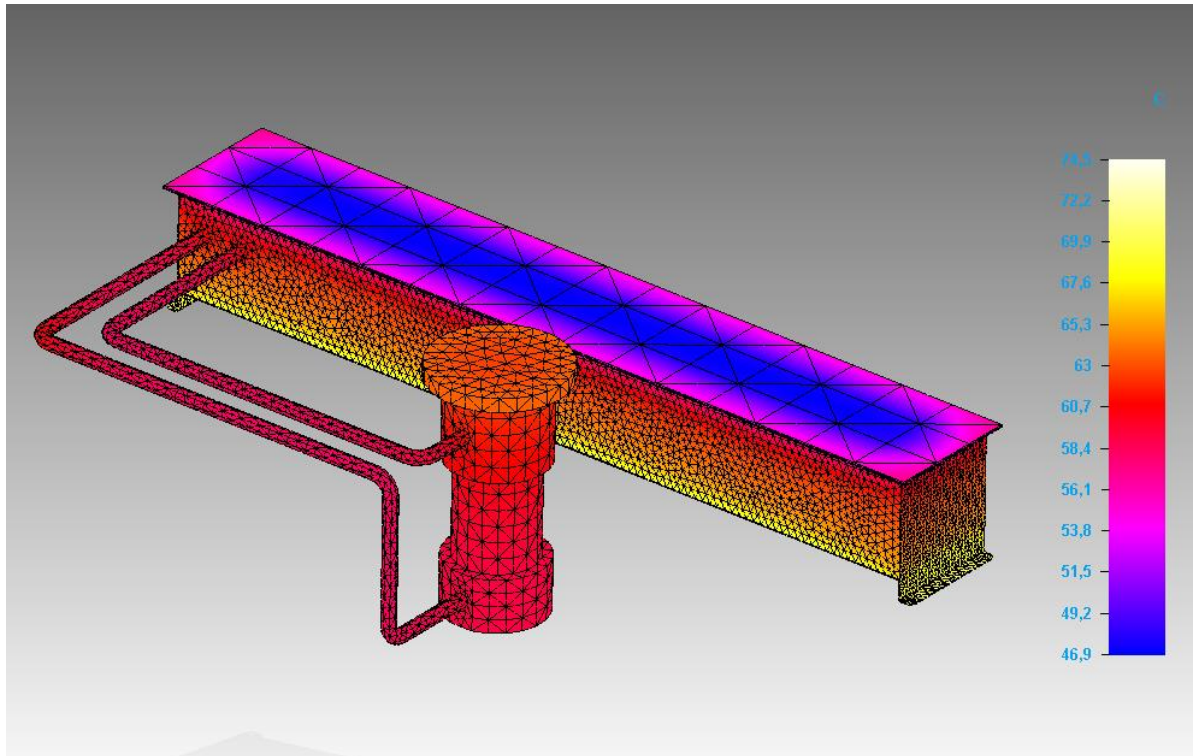
  

<b>JÄRJESTELMÄ LISÄJÄÄHDYTYKSELLÄ</b>		
Lisäjähdytystarve	39,36	W/°C
Lisäjähdytys	0,05	kW/°C
Lisäjähdytysteho	750	W
Yhteenlaskettu jäähdytysteho	1181,6	W
Varmuuskerroin	1,03	
Järjestelmän käyttölämpötila	57,97	°C

Kuvio 12. Laskurin antamat tulokset.

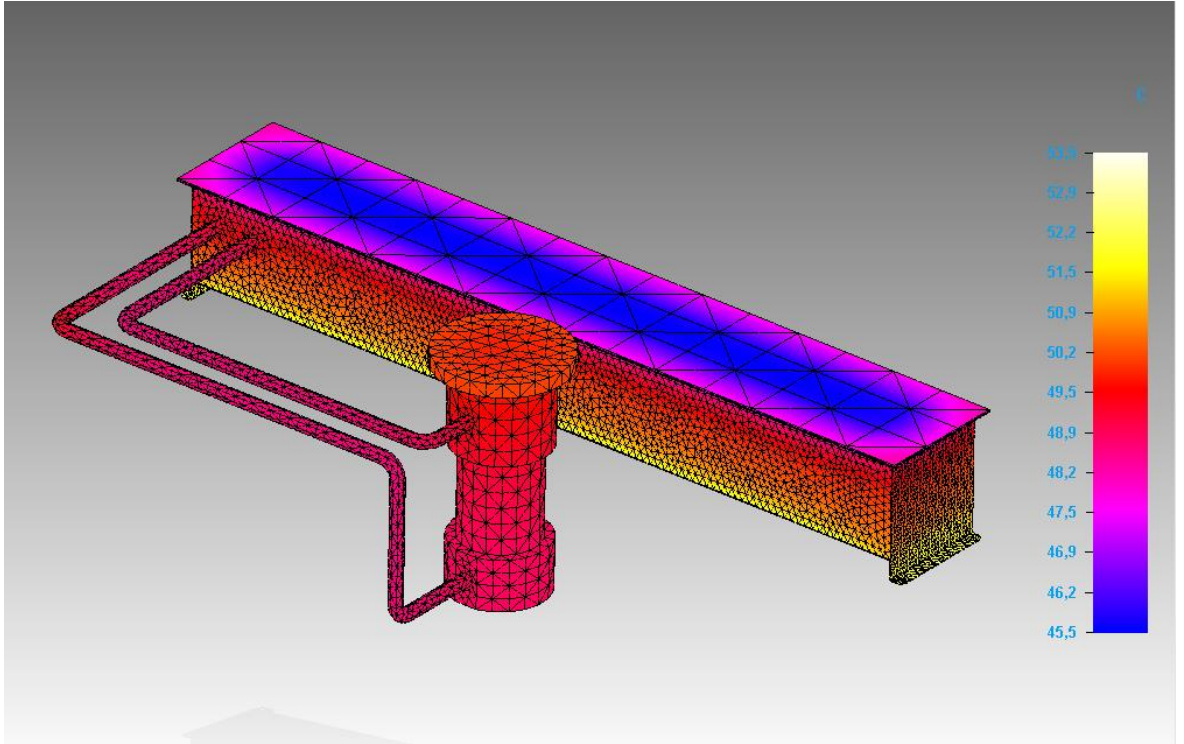
#### 4.5 Numeerinen analyysi

Numeerinen analyysi suoritetaan Solid Edge -ohjelman Heat transfer -simulaation avulla. Simulaation lähtöarvoina käytetään samoja arvoja kuin laskurissakin. Kuvio 13 esittää tulosta, kun käytössä on ainoastaan luonnollinen jäähdytyskapasiteetti. Lämpö siirtyy konvektion avulla tasaisesti pois järjestelmän kaikilta pinnoilta paitsi pohjasta, josta lämpö ei pääse siirtymään huonon ilmankierron vuoksi. Myöskään kannesta ei konvektion avulla siirry lämpöä pois järjestelmästä niin tehokkaasti kuin muilta pinnoilta, sillä hydrauliiikkaneste ei ole kosketuksissa kanteen. Lämpö ei siis johdu suoraan nesteestä kanteen, vaan vasta seinien kautta, mikä näkyy kannessa violettina renkaana. Lämmön maksimilukema 74,5 °C löytyy pohjasta, ja sitä voidaan pitää järjestelmän käyttölämpötilana.



Kuvio 13. Luonnollinen jäähdytyskapasiteetti.

Kuvio 14 kuvaa järjestelmää aktiivisella lisjäähdyttimellä varustettuna. Lisjäähdytintä toimii termostaatin avulla, joka ohjaa lämpimän nesteen erillisen kennon läpi lisäten jäähdytyspinta-alaa. Yksinkertaistettuna jäähdytystehon voidaan ajatella jakautuvan tasaisesti koko nesteelle. Koska kyseisessä simulaatiossa ei ole virtauksia, erillisen kennoston mallintaminen on tarpeetonta. Kennoston sijasta jäähdytysteho on jaettu tasaisesti niille pinnoille jotka ovat kosketuksissa nesteen kanssa. Kuten edellisessä tapauksessa, myös tässä tapauksessa lämmön maksimilukema löytyy säiliön pohjasta. Lisjäähdytyksen ansiosta se on pudonnut 53,5 °C:een.



Kuvio 14. Lisäjähdytyksellä.

## 5 LOPPUPÄÄTELMÄT

Teoreettisen ja numeerisen tavan vertailulla pyrittiin saamaan vertailukelpoisia tuloksia tukemaan Excel-laskurin oikeellisuutta. Tavoitteeseen päästiin, sillä simulaatio tuotti toistuvasti tuloksia, jotka ovat samansuuntaisia laskurin tulosten kanssa.

Tulokset eivät kuitenkaan olleet täysin identtiset, vaikka simulaatio ja teoreettinen laskenta suoritettiin samoilla lähtöarvoilla. Luonnollisella jäähtymiskapasiteetilla laskettaessa lämpötilojen ero on noin 6 °C ja lisäjäähtytyksen kanssa noin 4 °C, joten tulokset ovat keskimäärin 8 %:n päässä toisistaan. Laskurissa käytettävät kaavat laskevat vain keskimääräistä lämpötilaa, joten niiden vertaaminen FEA-tuloksiin riippuu tarkastelukohdasta. Heitto johtunee todennäköisimmin Excel-laskuriin syötetyn pinta-alan tarkkuudesta. Pinta-alan arvot on otettu suoraan mallista, mutta tarkkaa arvoa on mahdotonta määrittää. Lisäksi simulaatio ottaa huomioon metallipintojen välisen johtumisen, joten esimerkiksi säiliön kansi, joka ei osallistu konvektiojäähtytykseen, toimii eräänlaisena jäähdytyslevynä, jota ei oteta teoreettisessa laskennassa huomioon. Teoreettiseen laskentaan osallistuvat ainoastaan säiliön kyljet. Tuloksista on mahdollista saada hyvinkin samankaltaiset lähtöarvoja tarkentamalla, mutta se ei ole tämän työn lopputuloksen kannalta tarkoituksenmukaista.

Laskurin käyttöön verrattuna numeerinen simulointi on hieman työläämpi toteuttaa, mutta tulosten visuaalisuus tuo niille lisäarvoa. Toisaalta numeerisen simuloinnin toteuttaminen vaatii osaavan käyttäjän, joka pystyy suhtautumaan kriittisesti simuloinnin tuloksiin. Simulointi voi antaa visuaalisesti oikeanlaisia tuloksia, mutta riippuen syötetyistä lähtöarvoista ja parametreista tulokset voivat olla täysin vääriä. Toimiva laskuri on helppokäyttöinen ja selkeä, jonka opettelu tai käyttäminen ei vie liikaa aikaa.

Teoreettisen ja numeerisen tavan vertailusta saatujen tulosten perusteella voidaan todeta, että laskuria voidaan hyödyntää hydraulikkakoneikkojen jäähdytyskyvyn määrittämisessä.

## 6 YHTEENVETO

Hydrauliikkajärjestelmän turvallisen ja tehokkaan toiminnan takaamiseksi järjestelmän käyttölämpötila ei saa ylittää ennalta määrättyä arvoa. Toisaalta liian alhainen järjestelmän käyttölämpötilakaan ei ole tehokas. Siksi järjestelmän lämpötilan arvioinnissa käytettävän työkalun tulee olla luotettava.

Laskurin ja simulaation tulosten samankaltaisuus tukee laskurin luotettavuutta työkaluna. Itse laskennassa ei ole moitittavaa, vaan laskuri antaa siihen syötettyjen lähtöarvojen mukaisen, todenperäisen vastauksen. Laskurin käytön haasteellisuus tulee oikeiden lähtöarvojen arvioinnista. Koko laskenta rakentuu lämpötilojen ohella periaatteessa kolmen arvon, eli pinta-alan, lämmönsiirtokerroimen ja lämmöksi muuttuvan tehon, ympärille. Näistä pelkän arvion varaan jää lämmönsiirtokerroin, joka on laskennan kannalta yksi merkittävimmistä. Kuten aiemmin on todettu, lämmönsiirtokerroimen teoreettinen määrittäminen on hyvin hankalaa, sillä siihen vaikuttavia muuttujia on niin paljon. Mahdollinen jatkotutkimuksen kohde voisikin olla siirtovaunun hydrauliikkajärjestelmän tutkiminen käytännössä esimerkiksi lämpökameralla. Lämpökameralla tutkittaessa saataisiin selville järjestelmän lämpötila vaunun ollessa liikkeessä, jolloin lämmönsiirtokerroimen arvon määrittäminen olisi hieman tarkempaa.

Käyttämällä numeerisen ja teoreettisen tavan vertailua voidaan kuitenkin todeta, että laskurin antamia tuloksia voidaan hyödyntää hydrauliikkajärjestelmien suunnittelussa. Laskurin antamat tulokset ovat siinä mielessä maltillisia, että laskennassa otetaan huomioon ainoastaan suurimmat lämmönsiirtoon osallistuvat komponentit. Niiden lisäksi lämpöä siirtyy ympäristöön myös muiden hydrauliikkakomponenttien välityksellä, jolloin järjestelmän todellinen käyttölämpötila on todennäköisesti alhaisempi kuin laskennallinen käyttölämpötila.



## LÄHTEET

Hautala, M. & Peltonen, H. 2007. Insinöörin (AMK) fysiikka: Osa 1. 8. p. Lahti: Lahden Teho-opetus Oy.

Inkinen, P. & Tuohi, J. 2003. Momentti 1: Insinöörifysiikka. 2. p. Helsinki: Otava.

Kauranne, H., Kajaste, J. & Vilenius, M. 2013. Hydrauliteknikka. 2. uud. p. Helsinki: Sanoma Pro Oy.

Pesmel Oy. Ei päiväystä. Yrityksen intranet. [www-lähde]. [viitattu 30.3.2015].  
Vaatii käyttöoikeuden.

Rao, S.S. 2005. The finite element method in engineering. 4. uud. p. Oxford: Elsevier Butterworth-Heinemann.

Tannehill, J.C., Anderson, D.A. & Pletcher, R.H. 1997. Computational fluid mechanics and heat transfer. 2. uud. p. Philadelphia: Taylor & Francis.

## LIITE 1 Jäähdyttimien mallikohtaiset arvot

(Hydac. Ei päiväystä. [Verkkosivu]. [Viitattu 2.4.2015]. Saatavana <http://www.hydac.com.au/MessageForceWebsite/Sites/279/Files/OfflineCoolers.pdf>)

### COOLER SELECTION

Designation:

$P_v$  = Power loss [kW]

$P_{01}$  = Specific cooling capacity [kW/°C]

$V$  = Tank contents [l]

$\rho_{oil}$  = Density of the oil [kg/l]  
for mineral oil: 0.915 kg/l

$C_{oil}$  = Specific heat capacity [kJ/kgk]  
for mineral oil 1.88 kJ/kgk

$\Delta T$  = Temperature increase in the system [°C]

$t$  = Operating time [min]

$T_1$  = Recommended oil temperature [°C]

$T_3$  = Ambient temperature [°C]

Example 1:

Measurement of the power loss on existing units and machinery. For this method the temperature increase of the oil is measured over a certain period. The power loss can be calculated from the temperature increase.

Parameters:

The oil temperature increases from 20 °C to 45 °C over 15 minutes.

The tank contains 100 l.

Heat to be dissipated:

$$P_v = \frac{\Delta T \times c_{oil} \times \rho_{oil} \times V}{t \times 60} \quad [\text{kW}]$$

$$P_v = \frac{25 \times 1.88 \times 0.915 \times 100}{15 \times 60} = 4.78 \quad [\text{kW}]$$

Cooler selection:

– Desired oil temperature: 60 °C

– Ambient temperature air: 30 °C

$$P_{01} = \frac{P_v}{T_1 - T_3} \quad [\text{kW}/^\circ\text{C}]$$

$$P_{01} = \frac{4.78}{60 - 30} = 0.159 \quad [\text{kW}/^\circ\text{C}]$$

A 10% safety margin is recommended to allow for element contamination, and therefore the specific power is:

$$P_{01} \times 1.1 = 0.175 \text{ kW}/^\circ\text{C}.$$

The power loss 0.175 kW/°C must be dissipated by an oil cooler.

Suggestion:

– Cooler SCA 2S/28/...,

$P_{01}$  0.195 kW/K at 36 l/min.

Example 2:

The power loss can also be estimated: With unrestricted flow approx. 15 to 20% of the drive power. With restricted flow up to 30% of the drive power.

### 1. TECHNICAL DETAILS

#### 1.1 TABLE OF TECHNICAL SPECIFICATIONS

Type of cooler	Displacement [cm <sup>3</sup> /l]	Oil flow [l/min]	N° of poles (-) / size (-)	Motor capacity [kW]	Noise level [dB(A)] at 1m distance at 50/60Hz	Max. operating pressure [bar]	Max. oil temperature [°C]	Max. Viscosity [mm <sup>2</sup> /s]	Size of filter (-)	Weight [kg]
SC 0S	–	* 60	4/71	0.18	61/64	16	130	2000	–	14
SCA 0S	10	13	4/71	0.37	65/72	6	80	180	–	18
SCAF 0S	10	13	4/71	0.37	65/72	6	80	180	LF60	23
SC 1L	–	* 120	6/71	0.25	60/62	16	130	2000	–	21
SC 1S	–	* 120	4/71	0.25	65/69	16	130	2000	–	21
SCA 1L	10	8.5	6/71	0.25	60/63	6	80	180	–	25
SCA 1S	10	13	4/71	0.37	66/70	6	80	180	–	25
SCAF 1L	10	8.5	6/71	0.25	60/63	6	80	180	LPF160	31
SCAF 1S	10	13	4/71	0.37	66/70	6	80	180	LPF160	31
SC 2L	–	* 120	6/80	0.37	60/63	16	130	2000	–	32
SC 2S	–	* 120	4/80	0.55	70/74	16	130	2000	–	32
SCA 2L	28–40	24–34	6/90	1.10	65/69	6	80	180	–	38
SCA 2S	28–40	36–52	4/90	1.50	72/75	6	80	180	–	38
SCAF 2L	28–40	24–34	6/90	1.10	65/69	6	80	180	LPF160	45
SCAF 2S	28–40	36–52	4/90	1.50	72/75	6	80	180	LPF160	45
SC 3L	–	* 160	6/80	0.55	68/72	16	130	2000	–	47
SC 3S	–	* 160	4/80	0.75	79/82	16	130	2000	–	47
SCA 3L	28–40	24–34	6/90	1.10	69/74	6	80	180	–	59
SCA 3S	28–40	36–52	4/90	1.80	80/84	**6	80	180	–	59
SCAF 3L	28–40	24–34	6/90	1.10	69/74	6	80	180	LPF160	67
SCAF 3S	28–40	36–52	4/90	1.80	80/84	**6	80	180	LPF160	67
SC 4L	–	* 160	6/80	0.55	68/72	16	130	2000	–	49
SC 4S	–	* 160	4/80	0.75	77/80	16	130	2000	–	49
SCA 4L	28–40	24–34	6/90	1.10	68/73	6	80	180	–	61
SCA 4S	28–40	36–52	4/90	1.80	79/83	**6	80	180	–	61
SCAF 4L	28–40	24–34	6/90	1.10	68/73	6	80	180	LPF160	69
SCAF 4S	28–40	36–52	4/90	1.80	79/83	**6	80	180	LPF160	69

\* max oil flow

\*\* at 60Hz max operating pressure admitted: 4 bar

- Suction vacuum at pump inlet max -0.4 bar
- For direction of rotation see arrow on cooler housing
- Mounting position: preferably horizontal
- Cooling fluid: Mineral oil to DIN 51524  
For other fluids, please contact our sales/technical department
- Three-phase motors IP55 tropical insulation, conforming CE norm
- The noise levels are only a guide as acoustic properties vary and depend on the characteristics of the room, connections, viscosity and resonance.
- Noise level measured at 30 mm<sup>2</sup>/s flatted suction at pump
- Options: see accessory catalogue

#### Warning!

When operating a cooler in situations where the difference in temperature between ambient air and inlet oil exceed 50 Deg. Celsius, care must be taken to avoid cycling of the fan at full speed/air flow as this can cause rapid change in material temperature of element and may result in significant reduction in lifetime or direct damage to the element through thermal stress.

Please contact your Hydac Branch or distributor for speed control solutions.

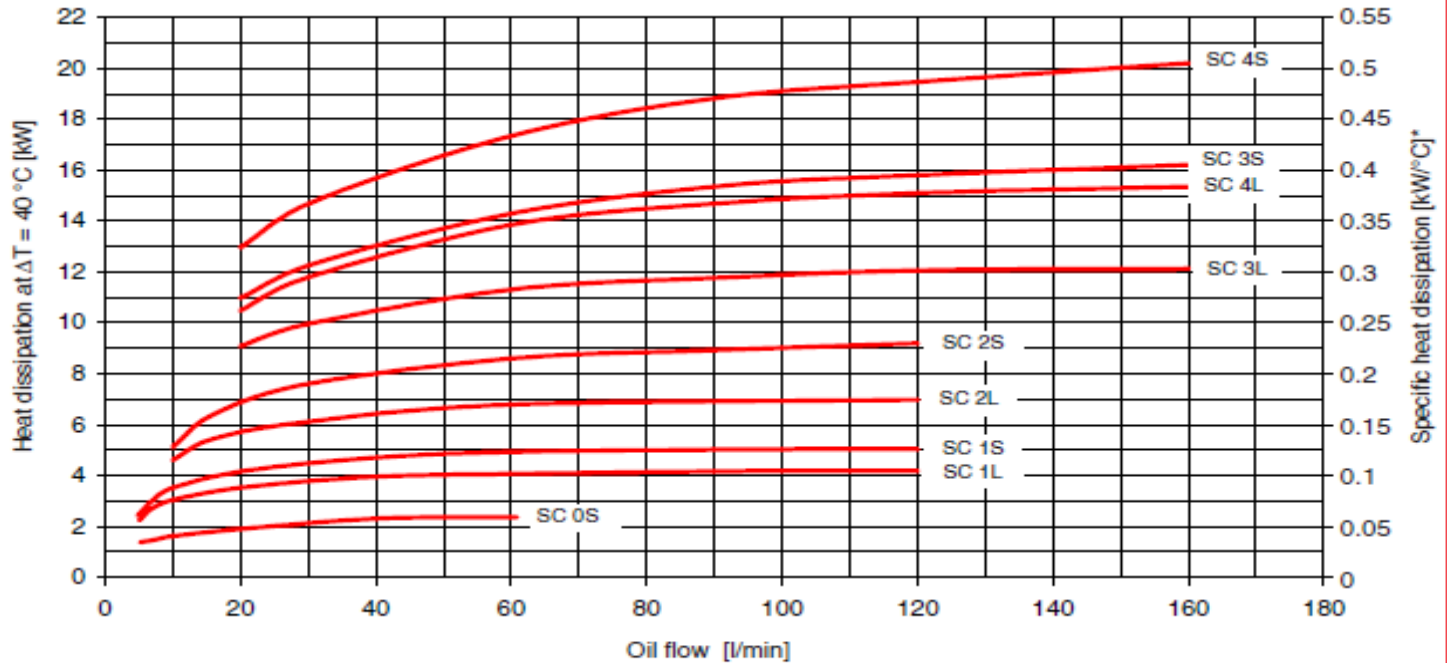
1.2 HYDRAULIC DETAILS

1.2.1 Cooling capacity

depending on oil flow and the temperature differential  $\Delta T$  between the oil inlet and air inlet

For calculations with low  $\Delta T$  values (i.e. below 10 °C), please contact our technical support staff.

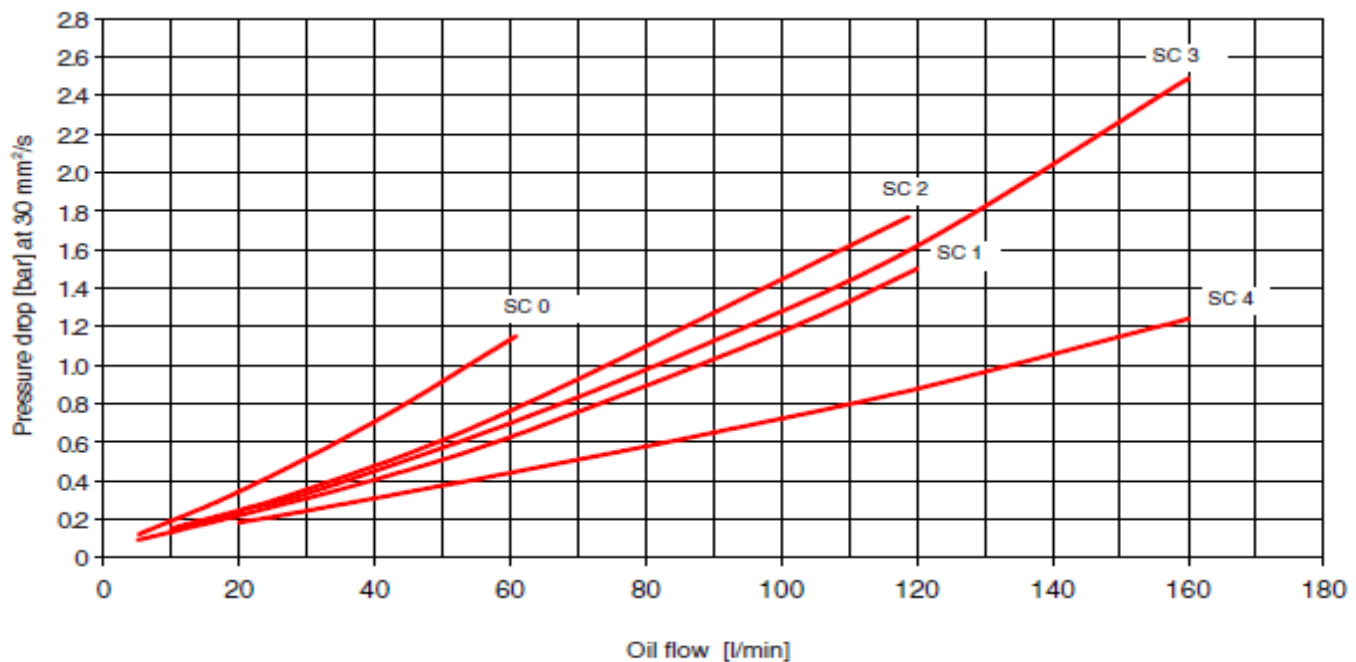
Tolerance:  $\pm 5\%$



\* : Values measured at  $\Delta T=40\text{ °C}$ , may vary at lower  $\Delta T$  values

1.2.2 Pressure differential  $\Delta p$  measured at 30 mm<sup>2</sup>/s using mineral oil

Tolerance:  $\pm 5\%$



For other viscosities the pressure drop must be multiplied by K (these are indicative values only).

Viscosity (mm <sup>2</sup> /s)	10	15	22	30	46	68	100	150
Factor K	0.35	0.5	0.75	1	1.4	1.9	2.5	3.5