

Mika Sinivuori

## **ERITYYPPISTEN LÄMMÖNSIIRTIMIEN MITOITUSTAPAUKSET**

# **ERITYYPPISTEN LÄMMÖNSIIRTIMIEN MITOITUSTAPAUKSET**

Mika Sinivuori  
Opinnäytetyö  
Kevät 2016  
Energiatekniikan koulutusohjelma  
Oulun ammattikorkeakoulu

# TIIVISTELMÄ

Oulun ammattikorkeakoulu  
Energiatekniikan koulutusohjelma

---

Tekijä(t): Mika Sinivuori

Opinnäytetyön nimi: Erityyppisten lämmönsiirtimien mitoitusapaukset

Työn ohjaaja(t): Asmo Ahola, Simo Isosaari ja Jukka Ylikunnari

Työn valmistumislukukausi- ja vuosi: Kevät 2016 Sivumäärä: 42 + 22 liitettä

---

Tämä opinnäytetyö on tehty Neste Jacobsin Porvoon toimiston laitesuunnittelulle. Opinnäytetyön tavoitteena oli mitoittaa erityyppisiä lämmönsiirtimiä. Mitoitusten tavoitteena oli saada lämmönsiirtimien geometria ja toiminta mahdollisimman optimaaliseksi. Työssä tarkasteltiin myös mitoitus- ja taloudellista merkitystä lämmönsiirtimien investointikustannuksissa. Mitoitukset käsittelivät joko täysin uusia lämmönsiirtimiä tai entuudestaan olevien lämmönsiirtimien tarkastelua.

Työn suorittamiseen käytettiin Aspen Techn Exchanger Design & Rating (EDR) -ohjelmistoa. Mitoitukset suoritettiin Neste Jacobsin lämmönsiirtimien mitoitus- ja suunnittelutyöohjeen mukaan. Työssä täytettiin ensin prosessiarvot ohjelmaan, minkä jälkeen geometriatiedot täytettiin ohjelmaan. Tiedostojen siirron jälkeen tarkasteltiin mitoitusohjelman antamia tuloksia ja tehtiin tarvittavat muutokset, jotta mitoitus- ja taloudellinen tulos olisi mahdollisimman hyvä.

Asiakasprojektiin tilattava lämmönsiirrin saatiin alustavasti mitoitettua ja ratkaistua myös faasin mahdollinen erkaantuminen lämmönsiirtimessä. Suoritettua tarkastelua ja laskennassa saatiin varmuus erään olemassa olevan laitteen rakenteelliseen kestävyys- ja käyttöolosuhteiden nykyisellä prosessin ajotavalla. Tulokset olivat selkeitä ja tyydyttäviä. Työssä saatiin myös hyvin tuotua ilmi mitoitus- ja taloudellisen merkityksen projektin investointikuluihin.

---

Asiasanat: lämmönsiirrin, putkilämmönsiirrin, lämmönsiirto, laitesuunnittelu

## ALKULAUSE

Tämä opinnäytetyö aloitettiin 15.1.2016 ja valmistui 5.4.2016 Neste Jacobsin Porvoon pääkonttorin toimeksiannosta.

Haluan kiittää Asmo Aholaa tilaisuudesta tehdä opinnäytetyöni Neste Jacobsille. Työn ohjaajina Neste Jacobsilta toimi Asmo Ahola, Simo Isosaari ja Vesa-Pekka Hölsä. Haluan kiittää Neste Jacobsia ja edellä mainittuja henkilöitä ohjeista ja opastuksesta työhön liittyvissä haasteissa. Oulun ammattikorkeakoululta haluan kiittää työn ohjaajaa lehtori Jukka Ylikunnari sekä Pirjo Partasta työn aikana saamasta motivoinnista, ohjeistuksesta ja palautteesta.

Haluan kiittää avopuolisoani opintojeni ja opinnäytetyöni aikana saamastani tuesta, kannustuksesta ja kärsivällisyydestä. Haluan myös kiittää vanhempiani saamastani tuesta ja ohjeistuksesta opintojeni ja opinnäytetyöni aikana.

Porvoossa 5. huhtikuuta 2016

Mika Sinivuori

# SISÄLLYS

TIIVISTELMÄ	3
ALKULAUSE	4
SISÄLLYS	5
SANASTO	6
1 JOHDANTO	7
2 TILAAJAN ESITTELY	8
3 LÄMMÖNSIIRRON TEORIA	9
3.1 Konduktio	9
3.2 Konvektio	10
3.3 Lämpösäteily	11
3.4 Lämmönsiirtimen mitoitusyhtälöt	12
4 LÄMMÖNSIIRRINTYYPIT	14
4.1 Putkilämmönsiirrin	17
4.2 Kaksoisputkilämmönsiirrin	23
4.3 Levylämmönsiirrin	24
4.4 Spiraalilämmönsiirrin	26
4.5 Ilmajäähdytin	27
5 MITOITUKSET	29
5.1 Höyrystin	29
5.1.1 Mitoitus 1 25,8 t/h	31
5.1.2 Mitoitus 2 29,0 t/h	32
5.1.3 Mitoitus 3 30,0t/h	32
5.2 Putkilämmönsiirrin	33
5.2.1 Virtauspuolten vaihto	35
5.2.2 Lämmönsiirtimen mitoituksen merkitys	37
6 YHTEENVETO	39
LÄHTEET	41
LIITTEET	43

## **SANASTO**

Baffle	Välilevy putkilämmönsiirtimessä
bar(a)	Absoluuttinen paine eli sisältää ilmanpaineen
bar(g)	Mittaripaine eli ylipainetta
layout	Sijoituskuva
Passi	Putkipuolen läpikulku vaipassa
TEMA	Tubular Exchanger Manufacturers Association standardi

# 1 JOHDANTO

Tämän opinnäytetyön tilaajana on Neste Jacobs. Työ suoritettiin tilaajan tiloissa Kilpilahden teknologiakeskuksessa kevään 2016 aikana. Opinnäytetyössä käydään läpi kolme lämmönsiirtimien mitoitus tapausta ja sitä, miten kriittisten parametrien muuttaminen vaikuttaa lämmönsiirtimeen geometriaan ja lämmönsiirtimien toimintaan. Lisäksi tarkastellaan mitoituksen merkitystä lämmönvaihtimien materiaalien valintoihin ja koon merkitystä prosessin layoutiin.

Työn tavoitteena on saada mitoittua lämmönsiirtimien geometria ja toiminta mahdollisimman optimaaliksi. Työssä tarkastellaan lyhyesti myös lämmönsiirtimeen mitoituksen tärkeyttä taloudellisesta näkökulmasta. Työssä olevat mitoitus tapaukset ovat todellisia asiakasprojektien mitoitus tapauksia. Lämmönsiirtimeen mitoitus käsittelee joko olemassa olevan lämmönsiirtimeen tarkastuslaskentaa tai täysin uuden lämmönsiirtimeen mitoitusta.

Työssä käytetään mitoituksien suorittamiseen Aspen Techn Exchanger Design & Rating (EDR)-ohjelmistoa ja mitoitukset suoritetaan Neste Jacobsin lämmönsiirtimeen suunnittelu- ja mitoitustyöohjeen mukaan. Mitoitusohjelmiston avulla saatiin mitoittua tarvittava lämmönsiirtopinta-ala lämmönsiirtimeille ja todettua, aiheutuuko lämmönsiirtimeen geometriasta jotain ongelmia prosessille esimerkiksi värinöitä lämmönsiirtimeen putkissa.

Lämmönsiirtimeen mitoitus on monesti koettu rutiininomaisena suunnittelutyönä, mutta sillä on kuitenkin suuri merkitys prosessin optimaaliseen toimintaan. Väärin mitoitettu lämmönsiirrin saattaisi johtaa yleensä koko prosessin väärin mitoitukseen ja koko projektin epäonnistumiseen. Projektien kehittämisessä pitää jokainen pienikin osa-alue suunnitella aukottomaksi, koska pieni virhe voi tuhota alun perin kannattavaksi lasketun projektin.

## 2 TILAAJAN ESITTELY

Neste Jacobs on Nesteen tytäryhtiö, jonka vähemmistöomistajana on amerikkalainen Jacobs Engineering Group Inc. Osakkaaksi Jacobs Engineering tuli vuonna 2004 jolloin nimi vaihtui Neste Engineeringistä Neste Jacobiksi. Neste Jacobs on teknologia-, suunnittelu- ja projektinjohtopalveluiden toimittaja. Asiakskuntana ovat öljy-, kaasu-, petrokemian-, kemian-, biojalostus-, biokemian-, biofarmasian-, ja elintarviketeollisuuden yritykset. (1)

Neste Jacobsilla on 60 vuoden kokemus teknologian kehityksestä, investointihankkeiden toteutuksesta sekä huolto- ja suorituskyvyn parantamisesta Euroopassa, Pohjois- ja Etelä-Amerikassa, Aasiassa ja Lähi-idässä. Neste Jacobs:n päämarkkina-alue on Pohjoismaat, mutta tarkoituksena on laajentua kasvaville globaaleille markkina-alueille. Tällä hetkellä Neste Jacobs työllistää globaalisti noin 1300 työntekijää. (2, s. 2)

Neste Jacobsin visiona on tarjota ratkaisuja hiilivety- ja bioteollisuudessa. Arvoina Neste Jacobsissa vaalitaan vastuullisuutta, innovaatioita, yhteistyötä ja erinomaisuutta. Neste Jacobsin toimipisteet sijaitsevat Porvoossa, Naantalissa, Turussa, Kotkassa, Göteborgissa, Abu Dhabissa ja Intiassa. Singaporessa ja Rotterdamissa sijaitsevat Neste Jacobsin projektityöpisteet. (1)



### 3 LÄMMÖNSIIRTO

Termodynamiikan toisen pääsäännön mukaan entropia kasvaa eristetyssä systeemissä. Tästä syystä lämpötilaerot pyrkivät aina tasoittumaan eli lämpö siirtyy lämpimästä aineesta kylmempään. Ilman ulkoista työtä lämpöenergia ei siirry matalammasta lämpötilasta korkeampaan. Yleensä pyritään teknisissä sovelluksissa joko lämmönsiirtymisen estämiseen tai mahdollisimman tehokkaaseen lämmönsiirtoon. (3, s. 7)

Lämpö siirtyy kolmella eri tavalla: konduktiolla eli johtumalla, konvektiolla eli kuljettumalla ja säteilyä. Konvektio tapahtuu fluidin eli liikkuvan aineen kuten kaasun tai nesteen välityksellä. Konduktiosta puhuttaessa lämpö siirtyy kiinteässä aineessa. Säteily puolestaan voi tapahtua myös tyhjiössä. (4)

#### 3.1 Konduktio

Konduktiossa lämpö johtuu jonkin aineen läpi, esimerkiksi lämpöhäviö seinän läpi. Kullakin materiaalilla on sille ominainen lämpövastus, joka kuvastaa, kuinka hyvin lämpö johtuu materiaalin läpi. Mitä suurempi lukema on, sitä huonommin lämpö johtuu materiaalin läpi. (4; 5, s. 5–10) Johtumisessa lämpö siirtyy suoraan molekyylien kosketuksessa, ilman aineensiirtoa. Johtumalla tapahtuvaa lämpövirtaa  $\dot{q}$  (W/m) kuvaa Fourierin laki. Tämä on esitetty kaavassa 1.

$$\dot{q} = -\lambda\Delta T$$

KAAVA 1

$$\lambda = \text{lämmönjohtavuus, } W/mK$$

$$\Delta T = \text{lämpötilaero}$$

Kaavan miinusmerkki kertoo, että lämpö johtuu korkeammasta lämpötilasta matalampaan eikä toisinpäin. Se osoittaa myös, että termodynamiikan toinen laki pätee. (6, s. 22; 7, s. 161–163)

Lämpövirta  $\dot{q}$  ( $\text{W}/\text{m}^2$ ) esim. seinän läpi voidaan laskea kaavalla 2.

$$\dot{q} = \frac{T_s - T_u}{r}$$

KAAVA 2

$T_s = \text{sisälämpötila, } ^\circ\text{C}$

$T_u = \text{ulkolämpötila, } ^\circ\text{C}$

$r = \text{kokonaislämpövastus, } \text{m}^2\text{K}/\text{W}$

### 3.2 Konvektio

Konvektiosta puhutaan lämmön siirtyessä johtumalla ja kulkeutumalla liikkuvassa kaasussa tai nesteessä eli fluidissa, eritoten fluidin ja sitä koskettavan pinnan välillä. Syntynyt lämpötilaero aiheuttaa ympäröivään nesteeseen tai kaasuun tiheyseroja, mikä saa aikaan virtauksen. Tätä ilmiötä kutsutaan luonnolliseksi konvektioksi. Kun virtaus muodostetaan ulkoisella voimalla, kuten pumppulla tai puhaltimella, on kyseessä pakotettu konvektio. Pakotetussa konvektiossa lämmönsiirto kappaleesta ympäröivään aineeseen on merkittävästi tehokkaampaa kuin luonnollisella konvektiolla. (3; 6, s. 9)

Konvektiossa määrävänä tekijänä on virtauksen rajakerros. Laminaarisessa virtauksessa ei tapahdu sekoittumista rajakerroksessa, vaan virtaus on yhdensuuntainen. Näin ollen lämmönsiirto tapahtuu pääasiassa johtumalla rajakerroksen läpi. Turbulenttisessa virtauksessa on pyörteitä, ja rajakerroksessa tapahtuu myös virtausta kohtisuoraan pintaa kohden. Virtaustyyppi määritetään Reynoldsin luvun avulla. Reynoldsin luvun ollessa alle 2300 on virtaus laminaarista ja luvun ollessa yli 4000 on virtaus turbulентtinen. Näiden välillä puhutaan niin sanotusta siirtymävyöhykkeestä, jossa virtaus voi olla laminaarinen tai turbulентtinen. Siirtymävyöhykkeellä virtaus käyttäytyy usein niin, että se on hetkittäin laminaarinen ja hetkittäin turbulентtinen. (3; 8, s. 256–258)

Konvektiolla siirtyvä lämpövirta  $\dot{q}$  ( $W/m^2$ ) voidaan laskea kaavalla 3.

$$\dot{q} = a(T_p - T_y) \quad \text{KAAVA 3}$$

$a$  = lämmönsiirtokerroin,  $W/m^2K$

$T_p$  = pinnan lämpötila,  $^{\circ}C$

$T_y$  = ympäröivän nesteen tai kaasun lämpötila,  $^{\circ}C$

### 3.3 Lämpösäteily

Kaikki kappaleet lähettävät ympäristöönsä sähkömagneettista säteilyä perustuen pelkästään kappaleen lämpötilaan. Tämänkaltaista energian vapautumista kutsutaan lämpösäteilyksi, ja sen aallonpituus on alueella  $0,3 < \lambda < 50 \mu m$ . Pinnan lämpötila vaikuttaa lähtevään lämpösäteilyyn. Mitä korkeampi lämpötila on, sen lyhytaaltoisempaa on lähtevä säteily. Konduktiolla tai konvektiolla lämpö tarvitsee siirtyäkseen aina väliaineen, mutta lämpösäteily voi siirtyä myös tyhjiössä. Itse asiassa tyhjiössä lämpösäteily siirtyykin parhaiten. Lämpösäteilyn osuessa muihin pintoihin osa siitä absorboituu ja loput joko heijastuu pinnasta tai läpäisee sen. Absorboitunut säteily energia muuttuu kappaleessa sisäiseksi energiaksi. (3; 4, s. 25–26; 5, s. 24–25)

Mustasta kappaleesta puhutaan silloin, kun kappale imee kaiken siihen kohdistuvan säteilyn riippumatta aallonpituudesta. Todellisuudessa täysin mustaa kappaletta ei ole, sillä nokikin heijastaa noin 5 % lämpösäteilystä. Nokea käytetään kuitenkin vertailukohtana todellisille säteilijöille. Säteilytehon laskemiseen käytetään yleensä mustan kappaleen säteilytehon kaavaa, johon on lisätty emissiokerroin. Emissiivisyys riippuu voimakkaasti kappaleen pinnan laadusta. Sileän pinnan emissiivisyys on pienempi kuin karkean pinnan. Näin ollen karkea pinta absorboi enemmän lämpösäteilyä kuin sileä pinta. Kaavalla 4 lasketaan kappaleen säteilyteho. (8, s. 258–259 275–277)

$$M_m = \varepsilon \sigma T_s^4$$

KAAVA 4

$$M_m = \text{säteilyteho, } W/m^2$$

$\varepsilon = \text{emissiokerroin}$

$$\sigma = \text{Boltzmannin vakio, } 5,67 * 10^{-8} W/m^2 K^4$$

$$T_s = \text{säteilyä emittoivan pinnan lämpötila, } ^\circ C$$

Useimmat pinnoista ovat läpikuultamattomia ja eivät läpäise säteilyä. Tällöin  $\tau = 0$  eli absorboituminen voidaan laskea kaavalla 5. (4, s. 25–26; 5, s. 24–25)

$$a = 1 - r$$

KAAVA 5

$r = \text{heijastavuus}$

$\tau = \text{pinnan läpäissyt säteily}$

### 3.4 Lämmönsiirtimen mitoitusyhtälöt

Lämmönsiirtimen teho lasketaan kaavalla 6.

$$Q = k * A * \Delta T_{ln}$$

KAAVA 6

$k = \text{lämmönsiirtokerroin, } W/m^2 K$

$A = \text{lämmönsiirto pinta – ala, } m^2$

$\Delta T_{ln} = \text{korjattu logaritminen lämpötilaero, } K$

$\Delta T_{ln}$  eli logaritminen lämpötilaero pätee ainoastaan puhtaille myötä- ja vastavirtauksille, mutta putkilämmönsiirtimissä geometria on harvoin puhdas myötä- tai vastavirta. Tällöin logaritminen lämpötilaero tulee muuntaa korjauskertoimen  $F$  avulla. Logaritminen lämpötilaero lasketaan kaavalla 7. (9, kpl. 5)

$$\Delta T_{ln} = \frac{\Delta T_2 - \Delta T_1}{\ln \left( \frac{\Delta T_2}{\Delta T_1} \right)} \quad \text{KAAVA 7}$$

$\Delta T_1 =$  *virtojen lämpötilaero lämmönsiirtimen alkupäässä, K*

$\Delta T_2 =$  *virtojen lämpötilaero lämmönsiirtimen loppupäässä, K*

Lämmönsiirtimen likaantuminen tulee huomioida laskettaessa lämmönsiirtokerrointa. Likaantumiskerroin nostaa vaadittavaa lämmönsiirtopinta-alaa. Sen suuruus on riippuvainen käyttölämpötilasta, nesteen virtausnopeudesta ja puhdistusvälin pituudesta. Lämmönsiirtokerroin lasketaan kaavan 8 avulla. (9, kpl. 5)

$$k = \frac{1}{\left( \frac{1}{a_i} + f_i \right) + \left( \frac{S_s}{\lambda_s} \right) + \left( \frac{1}{a_u} + f_u \right)} \quad \text{KAAVA 8}$$

$a_i =$  *sisäpuolen lämmönsiirtokerroin, W/m<sup>2</sup>K*

$f_i =$  *sisäpuolen likaantumiskerroin, m<sup>2</sup>K/W*

$S_s =$  *aineiden välillä olevan putken tai levyn paksuus, m*

$\lambda_s =$  *aineiden välillä olevan putken tai levyn lämmönjohtavuus, W/mK*

$a_u =$  *ulkopuolen lämmönsiirtokerroin, W/m<sup>2</sup>K*

$f_u =$  *ulkopuolen likaantumiskerroin, m<sup>2</sup>K/W*

Lämmönsiirtimen lämmönsiirtopinta-alan laskentaan käytettävä kaava saadaan johdettu kaavasta 6 seuraavasti: (10, kpl. 5)

$$A = \frac{Q}{k * \Delta T_{ln}} \quad \text{KAAVA 9}$$

## 4 LÄMMÖNSIIRINTYYPIT

Tässä luvussa käydään läpi yleisimpiä lämmönsiirtimiä ja niiden toimintaperiaatteita. Lämmönsiirtimien tarkoitus on siirtää lämpöenergiaa ainevirtojen välillä. Lämmön siirtyminen voi tapahtua ainevirtojen välillä joko sekoittumalla tai ilman sekoittumista. Sekoittuessa tavallisesti toisessa ainevirrassa tapahtuu olomuodon muutos, jolloin lämpötilaero ja täten hyötysuhde ei pienene. Pintalämmönsiirtimet, joissa ainevirrat eivät sekoitu merkittävästi, voidaan jakaa kahteen ryhmään: regeneraattoreihin tai rekuperaattoreihin. Regeneraattoreissa ainevirrat kulkeutuvat vuoron perään vastakkaisiin suuntiin lämpöä varastoineen rakennelman läpi tai lämpöä varastoiva osa pyörii kylmän ja kuumen virran välissä aineiden kulkiessa eri osien läpi. (8, s. 289–290)

Rekuperatoreissa kulkee jatkuvasti kaksi ainevirtaa. Lämmön siirtyminen tapahtuu virtoja erottavan seinämän läpi kuumasta ainevirrasta kylmään lämpötilaeron vuoksi. Rekuperaattorit erotellaan virtaussuuntien mukaan vasta-, myötä- ja ristivirtalämmönsiirtimiin sekä näiden yhdistelmiin. Myötävirtalämmönsiirtimissä ainevirrat kulkevat samaan suuntaan. Tämän vuoksi alussa on käytettävissä suuri lämpötilaero, mutta lämpötilat lähestyvät asympotoottisesti toisiaan. Tämä sopii hyvin tilanteisiin, joissa lämpötilanmuutosta halutaan rajoittaa esimerkiksi kiehumis- tai jäätymisvaaran vuoksi. Ristivirtalämmönsiirtimessä ainevirrat kulkevat toistensa suhteen ristiin. Näissä lämpötilaprofiili on kaksidimensionaalinen funktio. Vastavirtalämmönsiirtimessä ainevirrat kulkevat vastakkaisiin suuntiin. Tämän vuoksi on mahdollista lämmittää kylmempi virta yli kuumemman virran poistolämpötilan. Lämmönsiirtimien hyvyttä kuvataan rekuperaatioasteella. Rekuperaatioaste lasketaan kaavalla 6. (8, s. 289–293)

$$\epsilon = \frac{\Delta T_{max}}{\theta_0}$$

KAAVA 10

$\theta_0 =$  virtojen alkulämpötilojen ero, °C

$\Delta T_{max} =$  Heikomman ainevirran lämpötilan muutos, °C

Rekuperatioaste paranee lämpötilanmuutoksen mukaan eli korkeampi lämpötilanmuutos ainevirtoihin merkitsee korkeaa rekuperatioastetta. Korkea rekuperatioaste vaatii tavallisesti suuria lämmönsiirtopintoja. (8, s. 291)

Lämmönsiirtimien suunnitteluparametreja ovat virtausnopeus, lämpötilaerot, lämmönsiirtymiskertoimet ja lämmönläpäisykertoimet. Lämmönsiirtymiskerroin kasvaa virtausnopeuden kasvaessa, mutta samalla kasvaa myös painehäviöt. Normaalit virtausnopeudet lämmönsiirtimissä, joissa painehäviöt ovat pieniä, ovat nesteille 1–2 m/s ja kaasuille 10–20 m/s. Pienimmän lämpötilaeron kylmän ja lämpimän väliaineen välillä tulisi olla vähintään nesteillä 5–10 K ja kaasuilla 10–25 K. Näin ollen lämmönsiirtopinnat eivät kasvaisi liian suuriksi. Taulukossa 1 on lämmönsiirtymiskertoimia tavanomaisissa lämmönsiirtimissä, mutta arvot ovat kuitenkin vain suuntaa-antavia. Taulukossa 2 on lämmönläpäisykertoimia putkilämmönsiirtimille. Arvot ovat tässäkin vain suuntaa-antavia. (11, s. 161–162)

TAULUKKO 1 Lämmönsiirtokertoimet (11,s.161)

Lämmönsiirtotapa	$\alpha$ , W/(m <sup>2</sup> K)	
	Vaihteluväli	Tavanomainen keskiarvo
Kaasut, vapaa konvektio	1–60	10
Kaasut, pakotettu konvektio	10–250	50
Vesihöyry, tulistettu	25–100	50
Öljyt, pakotettu konvektio	50–1 000	200
Vesi, vapaa konvektio	300–600	500
Orgaaniset höyryt, Kalvolauhtuminen	1 000–2 000	1 000
Vesihöyry, kalvolauhtumine	5 000–15 000	10 000
Vesi, kulpakiehunta	2 500–50 000	10 000
Sulat metallit, pakotettu konvektio	10 000–30 000	20 000

TAULUKKO 2 Lämmönläpäisykertoimet (11,s.161)

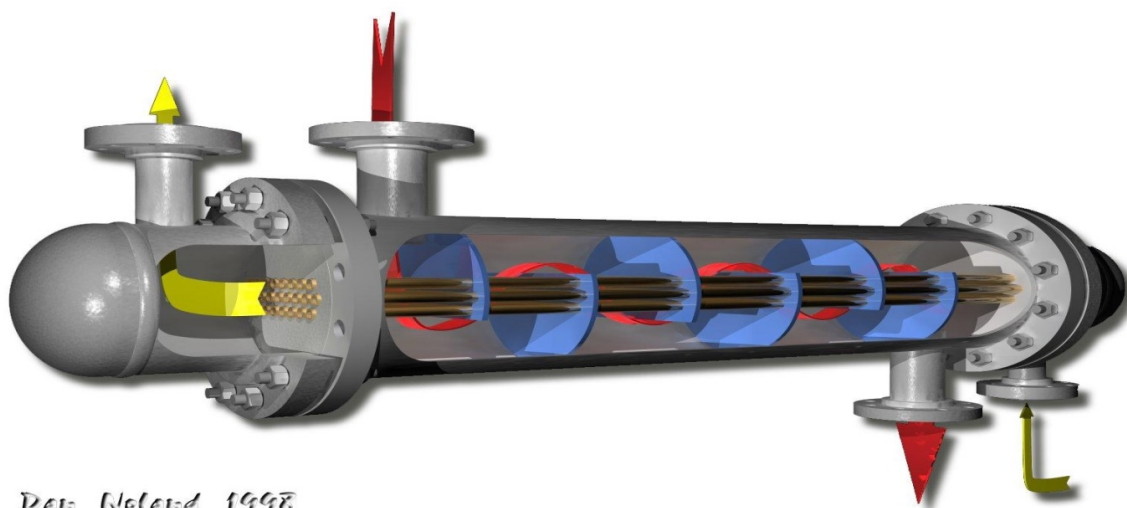
Virtaava aine putkissa	Virtaava aine putkien ulkopuolella	W/(m <sup>2</sup> K)
Ilma	Savukaasut	10–20
Vesi	Jäähdytysvesi	15–50
Vesi	Ilma	10–30
Öljy	Vesi	100–300
Vesi	Vesi	800–1 500



## 4.1 Putkilämmönsiirrin

Putkilämmönsiirrin on yksi käytetyimpiä lämmönsiirrintyyppejä prosessiteollisuudessa. Tämän tyyppiset siirtimet pitävät hallussaan noin 65 % markkinoista.

Valtaosa putkilämmönsiirtimistä valmistetaan TEMA-standardin mukaan. TEMA määrittää paljolti putki- /vaippalämmönsiirtimen mekaaniset ominaisuudet, jotka vaikuttavat myös niiden lämpötekniiseen suunnitteluun. Kuvassa 1 on putkilämmönsiirtimen rakennekuva. (10, s. 272–285; 9, kpl. 6)



KUVA 1 Putkilämmönsiirrin (9, kpl. 6, s. 3)

Valittaessa lämpimän ja kylmän prosessivirran puolia siirtimessä tulee huomioida seuraavat asiat luetellussa järjestyksessä:

1. turvallisuus, mahdolliset vuodot ympäristöön, tulipalo- ja räjähdysvaara
2. luotettavuus, sisäiset vuodot ja toimintavarmuus
3. huollettavuus, puhdistus, putkien vaihto, tarkastus ja korjaus
4. taloudellisuus, investoinnit ja käyttökustannukset.

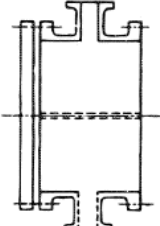
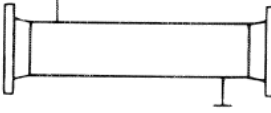
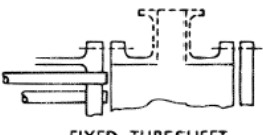
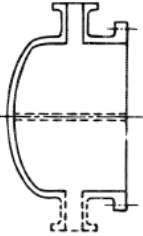
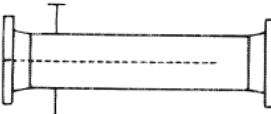
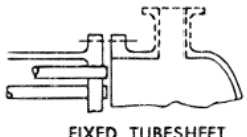
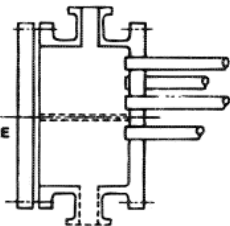
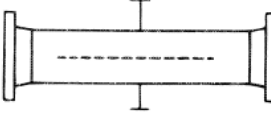
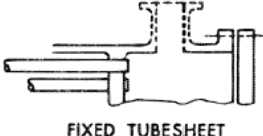
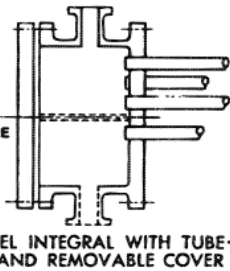

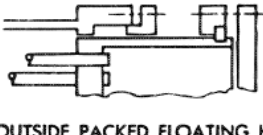
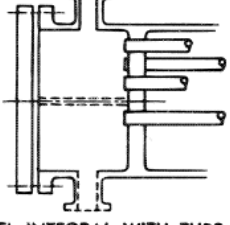

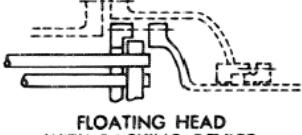
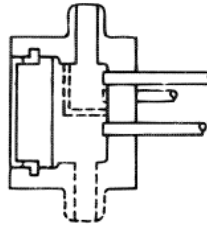
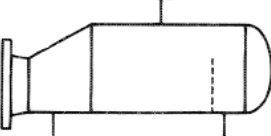
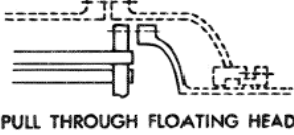
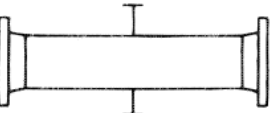
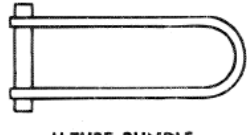

Virtaavan aineen vaarallisuus, korroosiovaikutus, likaantuvuus ja niin edelleen ovat valintaan vaikuttavia tekijöitä. Virtauksen olomuotoon vaikuttavat tekijät

kuten lämpötila, paine ja faasikonsentraatio tulee myös huomioida puolta valittaessa. (12, s. 6)

Puolta valittaessa tulee huomioida virtaavien aineiden ominaisuuksia ja niiden soveltuvuutta eri materiaaleille ja eri puolille. Likaantuminen voi muodostaa vaippapuolelle häiriöitä virtauskentissä, jolloin on mahdollista, että virtaus kanavoituu lämmönsiirtopintojen ulkopuolelle. Yleisesti ottaen aineet, jotka voivat aiheuttaa ongelmia kuten likaantumista, sijoitetaan putkipuolelle. Yleensä likaavampi aine sijoitetaan putkipuolelle, sillä tavallisesti putkien ulkopuolinen puhdistus on huomattavasti hankalampaa kuin sisäpuolinen puhdistus. (12, s. 6–7)

Vaippapuolelle sijoitetaan tavallisesti lauhtuva virtaus. Mikäli on mahdollista, että virtaus ”jähmettyy” tietyissä olosuhteissa, kuten talvella, käynnistyksessä, pysäytyksessä tai käyntihäiriössä, tulee aine sijoittaa vaippapuolelle. Mikäli vaippapuolta joudutaan puhdistamaan, tulee käyttää neliöputkijakoa 90° tai 45°, jolloin se on mahdollista puhdistaa esimerkiksi painepesurilla (12, s. 6–7)

Edellä mainituissa valinnoissa tulee huomioida hankintakustannukset, kun kyseessä on teknisesti tasavertaiset vaihtoehdot. Tulee myös huomioida, että lämmönsiirtimen hankintakustannukset ovat minimaalisia toimintahäiriön vuoksi syntyviin tuotantotappioihin verrattuna. Kuvassa 2 on esitetty eri vaippatyypit ja jakopään- sekä takapäntyyppit. (12, s. 6–7)

	FRONT END STATIONARY HEAD TYPES		SHELL TYPES		REAR END HEAD TYPES
<b>A</b>	 CHANNEL AND REMOVABLE COVER	<b>E</b>	 ONE PASS SHELL	<b>L</b>	 FIXED TUBESHEET LIKE "A" STATIONARY HEAD
<b>B</b>	 BONNET (INTEGRAL COVER)	<b>F</b>	 TWO PASS SHELL WITH LONGITUDINAL BAFFLE	<b>M</b>	 FIXED TUBESHEET LIKE "B" STATIONARY HEAD
<b>C</b>	 REMOVABLE TUBE BUNDLE ONLY	<b>G</b>	 SPLIT FLOW	<b>N</b>	 FIXED TUBESHEET LIKE "N" STATIONARY HEAD
	 CHANNEL INTEGRAL WITH TUBE- SHEET AND REMOVABLE COVER	<b>H</b>	 DOUBLE SPLIT FLOW	<b>P</b>	 OUTSIDE PACKED FLOATING HEAD
<b>N</b>	 CHANNEL INTEGRAL WITH TUBE- SHEET AND REMOVABLE COVER	<b>J</b>	 DIVIDED FLOW	<b>S</b>	 FLOATING HEAD WITH BACKING DEVICE
<b>D</b>	 SPECIAL HIGH PRESSURE CLOSURE	<b>K</b>	 KETTLE TYPE REBOILER	<b>T</b>	 PULL THROUGH FLOATING HEAD
		<b>X</b>	 CROSS FLOW	<b>U</b>	 U-TUBE BUNDLE
				<b>W</b>	 EXTERNALLY SEALED FLOATING TUBESHEET

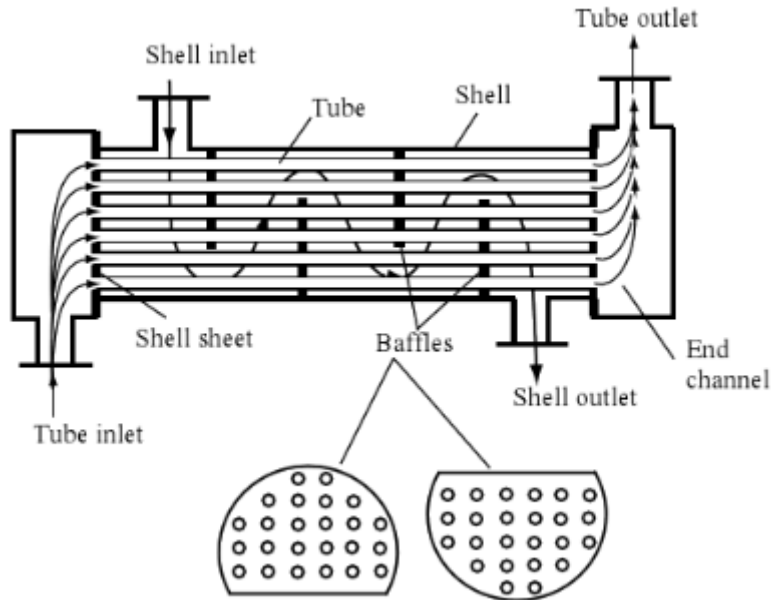
KUVA 2 Putki/vaippa lämmönsiirrinjako TEMAn mukaan (9, kpl. 6, s. 2)

Lämmönsiirtimeen vaippatyyppejä voidaan valita seuraavista TEMAn vaihtoehtoisista: E, F, G, H, J, K ja X. Jokaisella vaippatyypillä on omat hyvät ja huonot

puolensa. Esimerkiksi F-vaipan pitkittäin oleva välilevy on hankalasti tiivistettävissä ja vaurioituu herkästi huoltotilanteissa. Putkiryhmiä on kolmea eri tyyppiä: kiinteäpäätyinen putkiryhmä (tavallisesti TEMA M-tyyppinen pääty), U-putket ja uivapäätyinen putkiryhmä (tavallisesti TEMA S-tyyppinen pääty). Virtaavien aineiden ominaisuudet vaikuttavat putkiryhmätyypin valintaan. Kiinteäpäätyinen putkiryhmä on edullisin alhaisemmillä painetasoilla, kun taas U-putket ovat edullisimmat korkeammilla painetasoilla. Uivapäätyinen putkiryhmä on aina kalliimpi kuin edellä mainitut ja vaatii virtaavilta aineilta tiettyjä erityisominaisuuksia. (12, s. 7–10)

Virtaavien aineiden keskilämpötilojen eron ollessa yli 50 °C tulisi välttää kiinteäpäätyisen putkiryhmän käyttöä. Lämpötilaeron lähestyessä 50 °C:ta tulee selvittää paineastiasuunnittelijan kanssa palkeen tarve. Mikäli taloudelliset syyt eivät vaadi kiinteäpäätyisen putkiryhmän käyttöä, tulisi sen käyttöä välttää aina, kun se edellyttää palkeen käyttöä. Likaava aine voidaan sijoittaa ainoastaan putkipuolelle kiinteäpäätyisessä lämmönsiirtimessä. Kiinteäpäätyistä putkiryhmää ei tulisi käyttää, mikäli molemmat ainevirrat ovat likaavia. (12, s. 9–10)

Paineen ollessa korkea U-putket ovat tavallisesti edullisin vaihtoehto. U-putket eivät ole herkkiä suurillekaan lämpötilaeroille, toisin kuin kiinteäpäätyiset. Molempien ainevirtojen ollessa likaavia tulisi välttää U-putkien käyttöä, sillä niiden puhdistus sisäpuolelta on mekaanisesti haastavaa. Mikäli muut putkiryhmät eivät sovellu käytettäväksi, voidaan käyttää uivapäätyistä putkiryhmää. Tyypillisesti uivapäätyistä putkiryhmää käytetään, kun molemmin puolin lämmönsiirtimessä on likaat ainevirrat. Kuvassa 3 on yksipassinen putkilämmönsiirrin. (12, s. 9–10)



KUVA 3 Yksipassinen lämmönsiirrin (10, s. 273)

Passien lukumäärä tarkoittaa, kuinka monta kertaa putkissa virtaava aine käy läpi vaippaosan. Seuraavia yleisluontoisia ohjeita voidaan käyttää, kun valitaan läpikulkujen määrä. Lämpöteknisen ongelman vaatiessa puhdasta vastavirtape-riatteleella toimivaa siirrintä valitaan yhdellä läpikululla oleva lämmönsiirrin.

Lauhtuvan virtauksen ollessa putkipuolella läpikulkujen maksimilukumäärä on 2 faasierkautumisriskin vuoksi. Käytännössä läpikulkujen määrä on harvoin suurempi kuin 6. Putkissa virtaavan aineen virtausnopeus määräytyy mahdollisten eroosiovaikutusten mukaan. Eroosiota ei yleensä esiinny, kun virtaustiheys pysyy putkipuolella alle  $10\,000\text{ kg:ssa/ms}^2$ . (10, s. 272–274; 12, s. 12–13)

Kuvassa 2 näkyvässä siirtimessä on neljä välilevyä. Välilevyjen ensisijainen tarkoitus on tukea putkia sekä estää putkien värähtelyä ja notkahtamista. Toinen tarkoitus välilevyillä on ohjata vaippapuolen virtausta, jotta saavutetaan suurempi lämmönsiirtokerroin. Tavallisemmin putkilämmönsiirtimissä käytetään yksinkertaisesti segmentoitua välilevyä tai kaksinkertaisesti segmentoitua välilevyä. Yksinkertaisesti segmentoitua välilevyä tulee pyrkiä käyttämään ensisijaisesti. Muun tyyppisiä välilevyjä käytetään vain, kun pyritään pienentämään painehäviöitä tai poistamaan värähtelyongelmat tuubeista. (10, s. 272–274; 12, s. 13–15)

Välilevyjen valintaan vaikuttavat seuraavat kolme asiaa: vaippapuolen painehäviöt, vaippapuolen virtausnopeus ja värähtely. Virtausnopeus tulisi olla vaippapuolella keskimäärin suurempi kuin 0,7 m/s ja minivirtausnopeuden suurempi kuin 0,3 m/s. Välilevyjen leikkaus ja keskinäinen sijainti tulisi valita siten, että virtausnopeus on kaikkialla tasainen. (10, s. 272–274; 12, s. 13–15)

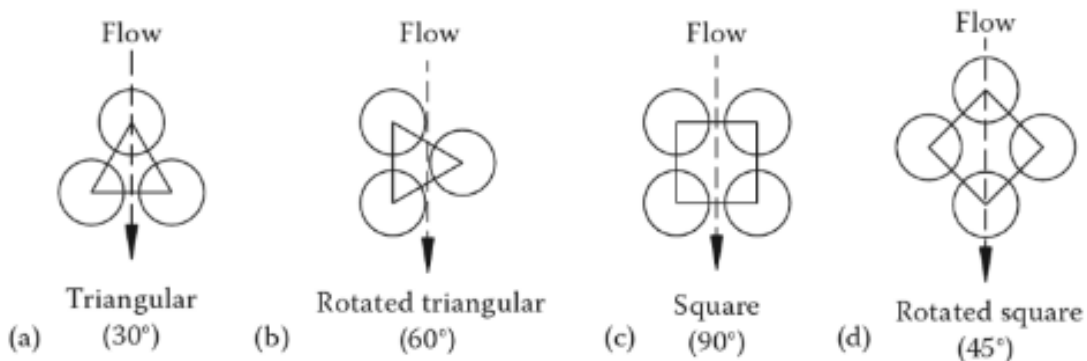
Mikäli värähtelyä esiintyy lämmönsiirtimessä, tilannetta voidaan hallita välilevyjen keskinäisellä sijoittelulla. Useimmat värähtelyongelmat voidaan poistaa tavallisesti tihentämällä välilevyjen jakoa. Välilevyjen lisäämisessä ongelmaksi muodostuu taas painehäviöiden kasvaminen. Välilevyjen väliin voidaan asentaa tukilevyjä, jotka estävät putkien värähtelyä. Tällöin lämmönsiirtimessä ei voi olla putkia ikkunassa, mikä aiheuttaa taas siirtimen halkaisijan kasvua. Värähtely U-putkien käyrällä osalla saadaan poistettua, kun lisätään U-putkitukia. Erityisesti suurissa lämmönsiirtimissä, joissa lämpöpinta on noin 500 m<sup>2</sup>, tulee huomioida U-putkitukien tarve. (10, s. 272–274; 12, s. 13–15)

Välilevyt tulee asentaa joko 90°:n eli up and over tai 0°:n eli side to side kulmaan sisään tulevan virtauksen suhteen. 90° tarkoittaa, että välilevyn leikkaus on poikittain sisääntuloyhteen keskilinjaan nähden ja 0° tarkoittaa leikkauksen olevan samansuuntainen. Lauhtuvan virtauksen ollessa vaippapuolella tulee käyttää 0°, muulloin käytetään aina 90°. TEMAssa on määritelty korkeimmat sallitut välilevyjen keskinäiset etäisyydet, 19,05 mm halkaisijan putkilla enimmäisetäisyys olisi 1524 mm ja 25,40 mm halkaisijan putkilla 1880 mm. Nämä määritetyt enimmäisetäisyydet ovat erittäin suuret ja värähtelyalttiit. Mikäli keskinäistä välimatkaa välilevyillä kasvatetaan, tulisi tehdä värähtelytarkastus aina suunnitteluohjelmalla. Minimi etäisyydeksi TEMAssa suositellaan 51 mm. Tällöin tulee huomioida erityisesti vaippapuolen puhdistustarve ja tapa, jolla puhdistus suoritetaan. (12, s. 14–15)

Pääsääntöisesti putkien halkaisija on 19,05 mm. 25,4 mm:n halkaisijalla olevia putkia voidaan käyttää silloin, kun halutaan pienentää putkipuolen painehäviötä. Myös erittäin likaavissa kohteissa, missä tiedetään putkipuolen koksautuvan ja

tarvitsevan mekaanista puhdistusta käytetään 25,4 mm halkaisijan putkia. Tärkein tekijä valittaessa putkijakoa on vaippapuolen mekaanisen puhdistuksen tarve. (12, s. 12)

Eri putkijaot on esitetty TEMAssa, ja ne ovat 30°, 45°, 60° ja 90°. Asteluvut tarkoittavat kulmaa joka muodostuu vierekkäisten putkien väliin ajatellun yhdysviivan ja päävirtaussuunnan välille. 45 asteen tai 90 asteen putkijakoa tulee käyttää, kun vaippapuolella tarvitaan mekaanista puhdistusta. Parhaiten 30 asteen ja 60 asteen putkijaot sopivat kiinteäpäätysiin putkiryhmiin, sillä niissä edellytetään virtauksen olevan vaippapuolella puhtas. 30 asteen ja 45 asteen putkijaolla saadaan aikaan parempi lämmönjohtuvuus ja suurempi painehäviö kuin 60 asteen ja 90 asteen jaolla. Kuvassa 4 on esitetty eri putkijaot. Kuvassa näkyy virtauksen suunta putkijakoon nähden. (12, s. 12)

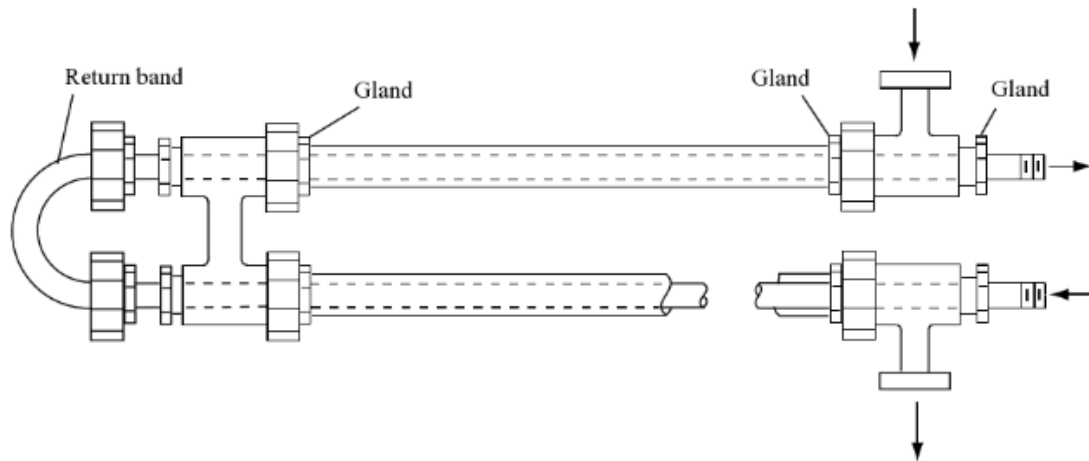


KUVA 4 Putkijaot (13, s. 239)

## 4.2 Kaksoisputkilämmönsiirrin

Yksinkertainen kaksoisputkilämmönsiirrin koostuu kahdesta putkesta, jotka ovat sisäkkäin. Toinen virtaavista aineista virtaa putken sisällä ja toinen putkien väliin jäävässä tilassa. Aineet virtaavat vastavirtaan toisiinsa nähden. Näin saavutetaan paras lämmönsiirtokyky kyseisellä lämmönsiirtopinta-alalla. Kaksoisputkilämmönsiirtimiä on käytetty yleensä pienillä virtaamilla ja suurilla lämpötila-alueilla. Ne soveltuvat yleensä hyvin kohteeseen, jossa toinen tai molemmat aineet

virtaavat korkeassa paineessa. Niitä käytetään kohteissa, jossa lämmönsiirtopinta-ala on enintään 50m<sup>2</sup>. Sisempi putki voi koostua useammasta putkesta. Kaksoisputkilämmönsiirtimien huonona puolena on koko ja hinta suhteessa lämmönsiirtopinta-alaan. Kuvassa 5 on kaksoisputkilämmönsiirtimestä rakennekuva. (10, s. 265; 14, kpl. 11, s. 21)



KUVA 5 Kaksoisputkilämmönsiirrin (10, s. 265)

### 4.3 Levylämmönsiirrin

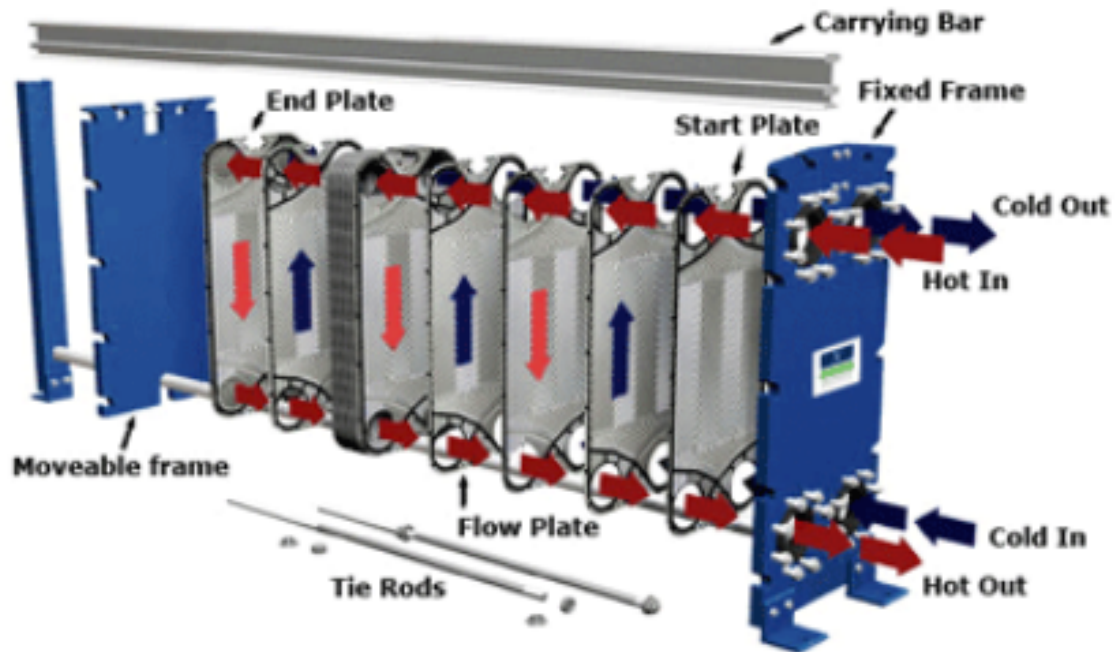
Levylämmönsiirtimet sopivat parhaiten neste-nestekäyttöön, esimerkiksi vesi-vesi tai vesi-merivesivirtaukseen. Ne soveltuvat kuitenkin myös muun tyyppiseen käyttöön esimerkiksi neste-kaasuvirtaukseen tai kaasu-kaasuvirtaukseen. Levylämmönsiirtimien paras toiminta-alue on lämpötiloilla –195 – +220 °C, käyttöpainne 0–25 bar(g) ja virtausmäärät 0,3–1000 kg/s. Levylämmönsiirtimien heikkona kohtana ovat olleet levyjen väliset tiivisteet. Levylämmönsiirtimien rakenteet ovat kehittyneet ja samalla tiivisteiden määrää on saatu vähennettyä sekä tiivisteiden laatu on parantunut. (9, kpl. 6, s. 4; 12, s. 19)

Levylämmönsiirrin sopii hyvin viskooseille aineille profiloituneen peltinsä vuoksi. Levyjen kuvio parantaa virtauksen turbulentsuutta, mikä näin ollen parantaa puhtaanapitokykyä ja lämmönsiirtoa siirtimessä. Oikein suunniteltu putkilämmönsiirrin likaantuu huomattavasti enemmän kuin samaan käyttöön oikein



suunniteltu levylämmönsiirrin. Levylämmönsiirrin sopii hyvin tilanteisiin, missä aineiden lämpötilaero on pieni. Lämpötilaeron ollessa vain muutama aste levylämmönsiirrin toimii edelleen optimaalisesti. Levylämmönsiirrin on edullisempi suhteessa putkilämmönsiirtimeen, mutta siirtimen tiiviystä johtuvat ongelmat ovat estäneet sen käyttöä laajemmin prosessiteollisuudessa. Vuoto siirtimessä voi aiheuttaa vakavan vaaratilanteen ja ympäristövahingon, jonka kustannukset voivat olla erittäin suuret suhteessa edullisempaan hankintahintaan. (9, kpl. 6, s. 4–6)

Levylämmönsiirtimiä on erityyppisiä. Putki-levylämmönsiirtimessä levyt on muotoiltu putkimuotoisiksi ja ne on hitsattu yhteen. Näin ollen putkipuolella ei ole lainkaan tiivisteellisiä pintoja. Tällä levylämmönsiirrintyyppillä voidaan käsitellä erisuuruisia virtausmääriä, toisin kuin tavallinen tiivisteellinen levylämmönsiirrin vaatii lähes samansuuruiset virtaukset. Hitsatussa levylämmönsiirtimessä vaarallinen aine virtaa hitsatuiden levyjen välissä, jolloin aine ei joudu kosketuksiin tiivistepintojen kanssa. Hitsatuilla levylämmönsiirtimillä on huomattavasti laajempi toiminta-alue: ylin käyttöpainne on noin 30 bar(g) ja lämpötila 300 °C. Juotettua levylämmönsiirrintä käytetään kahden puhtaan aineen väliseen lämmönsiirtoon. Juotetun levylämmönsiirtimen hinta/tehosuhde on ylivoimainen muihin lämmönsiirrintyyppeihin verrattuna. Sen heikkouksia ovat puhdistuksen hankaluus sekä se, että siirrin ei kestä paineiskuja. Kuvassa 6 on esitetty levylämmönsiirtimen rakenne ja nesteiden kiertosuunnat siirtimessä. (9, kpl. 6, s. 5–7)

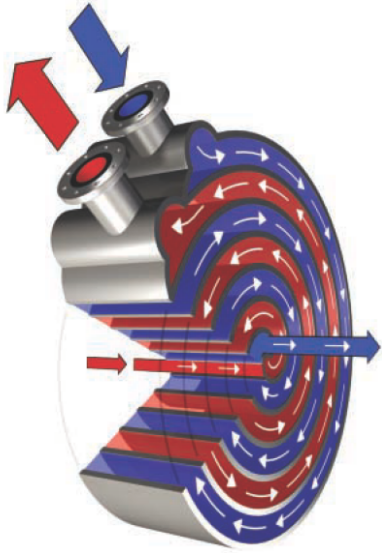


KUVA 6 Levylämmönsiirtimen rakenne (14)

Kuuma ainevirta virtaa alaspäin levyjen läpi ja kylmä ainevirta ylöspäin levyjen läpi. Levylämmönsiirtimen toimintaperiaate on lähes samanlainen kuin putkilämmönsiirtimessä. Lämpö siirtyy levyn pinnan kautta kuumemmasta aineesta kylmempään.

#### 4.4 Spiraalilämmönsiirrin

Spiraalilämmönsiirrin on tehty periaatteessa kahdesta levystä, jotka on taivutettu spiraaliksi niin, että keskinäinen etäisyys säilyy samana. Spiraalilämmönsiirtimessä ei ole tiivisteitä. Tämän vuoksi sitä voidaan käyttää 400 °C:n lämpötilaan asti ja sen paineenkestävyys on 25 bar(a). Spiraalilämmönsiirrin sopii erityisesti prosesseihin, missä virtausten välinen lämpötilaero on pieni ja puhdas vastavirtalämmönsiirrin soveltuu parhaiten. Kuvassa 7 on esitetty spiraalilämmönsiirtimen rakenne sekä kuumen ja kylmän ainevirran suunnat. (9, kpl. 6, s. 7–8; 12, s. 21)



*KUVA 7 Spiraalilämmönsiirtimeen rakenne (15, s. 5)*

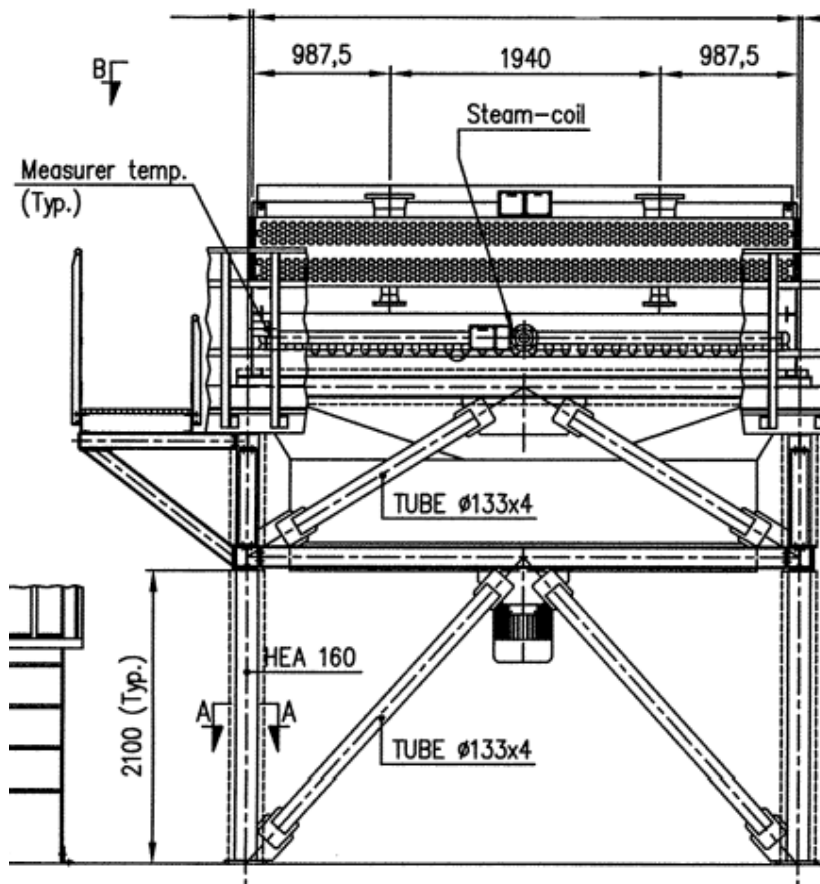
Spiraalilämmönsiirrin sopii hyvin erityisesti likaaville ja kuituja sisältäville aineille, koska sillä on itsepuhdistava ominaisuus. Tämä perustuu siihen, että aineen kertyessä johonkin kohtaan virtauspoikkipinta-ala pienenee, jolloin virtausnopeus kasvaa ja irrottaa kertyneen aineen liikkeelle. Spiraalilämmönsiirrin sopii erityisesti lauhtuvalle prosessille, missä vaaditaan lauhtuvan aineen alijäähtymistä. Spiraalilämmönsiirtimeillä saavutetaan pieni painehäviö, joka on tavallisesti vaikeampi ja hankalempi saavuttaa putkilämmönsiirtimeillä. (9, kpl. 6, s. 7–8)

Suurin puute spiraalilämmönsiirtimeillä on, että se täytyy vaihtaa kokonaisuudessaan, kun siihen tulee vuoto. Joissakin tapauksissa se voidaan korjata hitsaamalla. Spiraalilämmönsiirrin on huomattavasti kalliimpi kuin levylämmönsiirrin, mutta tietyissä käyttökohteissa on se hinnallisesti kilpailukykyinen putkilämmönsiirtimeen kanssa. (9, kpl. 6, s. 8)

#### **4.5 Ilmajäähdytin**

Ilmajäähdyttimiä käytetään silloin, kun ei ole saatavilla jäähdytysvettä tai muuta jäähdyttävää ainetta. Kooltaan ilmajäähdyttimet ovat suuria ja vaativat ison tilan. Suuremman lämmönsiirtopinta-alan aikaan saamiseksi lämmönsiirtopinta on riivoitettu. Ilmajäähdyttimet sopivat kaikille jäähdytettäville virtauksille, jotka eivät

ole herkkiä kylmille pintalämpötiloille. Talviolosuhteet vaikeuttavat ilmajäähdyttimen käyttöä, sillä matalissa lämpötiloissa viskoosit aineet likaavat laitteen putkipinnan ja aiheuttavat tukkeutumisen. Mikäli virtaava aine halutaan jäähdyttää alle 45 °C:n, ei ilmajäähdytin sovi käyttökohteeseen, koska ulkolämpötila kesällä tulee rajoittavaksi tekijäksi. Kuvassa 8 näkyy ilmajäähdyttimen rakenne. (9, kpl. 6, s. 9; 16, kpl. 11, s. 25)



KUVA 8 Ilmajäähdytin (17)

Ilmajäähdyttimen yläosassa on lämmönsiirtopinta. Sen sisällä virtaa jäähdytettävä aine. Putken alapuolella on tuuletin, joka puhaltavaa jäähdyttävän ilman lämmönsiirtopinnan läpi. Yleensä ilmajäähdyttimiä asennetaan useampi rinnan. Ilmajäähdyttimet hankitaan valmistajilta yleensä prosessiarvojen mukaan. (9, kpl. 6, s. 9; 16, kpl. 11, s. 25)

## 5 MITOITUKSET

Mitoitusluvussa käydään läpi kolme erilaista lämmönsiirtimen mitoitustapausta. Lämmönsiirtimien mitoitustapaukset ovat olleet osa asiakasprojekteja. Mitoitus on tehty joko olemassa olevaan lämmönsiirtimeen jonkin parametrin muuttumisen vuoksi tai on mitoitettu täysin uusi lämmönsiirrin prosessiarvojen pohjalta. Mitoitukset on suoritettu Neste Jacobsin lämmönsiirtimien suunnittelu- ja mitoitustyöohjeen mukaan. Mitoitukset on tehty käyttäen Aspen Technin Exchanger Design & Rating (EDR) -ohjelmistoa.

Mitoituksissa tarkastellaan myös lyhyesti mitoituksen tärkeyttä taloudellisesta näkökulmasta. Tarkastelussa on selvitetty, kuinka paljon on mahdollista saavuttaa säästöä mitoittamalla lämmönsiirrin optimaaliseksi käyttökohteeseen.

### 5.1 Höyrystin

Mitoitustehtävässä tarkasteltiin kolonnin pohjanhöyrystimeen ajettavan höyryn enimmäismäärää. Kyseisessä tilanteessa oli alun perin kaksi höyrystintä A ja B, mutta nyt jouduttiin ajamaan yhdellä höyrystimellä toisen höyrystimen rikkoutumisen vuoksi. Virtauskaavioon oli merkitty enimmäishöyrymääräksi 22,3 t/h, mutta todellisuudessa höyryä ajettiin 25,8 t/h. Tehtävänä oli selvittää, ylittäisikö tuo tämänhetkinen ajomäärä kriittisen virtauksen arvoa ja kuinka paljon höyrystimen kapasiteettia olisi mahdollisuus nostaa ilman sen vaurioitumista. Mitoituksessa käytettiin lähtökohtana prosessisuunnittelijan antamia prosessiarvoja sekä höyrystimen valmistajan toimittamaa valmistuskuvaa.

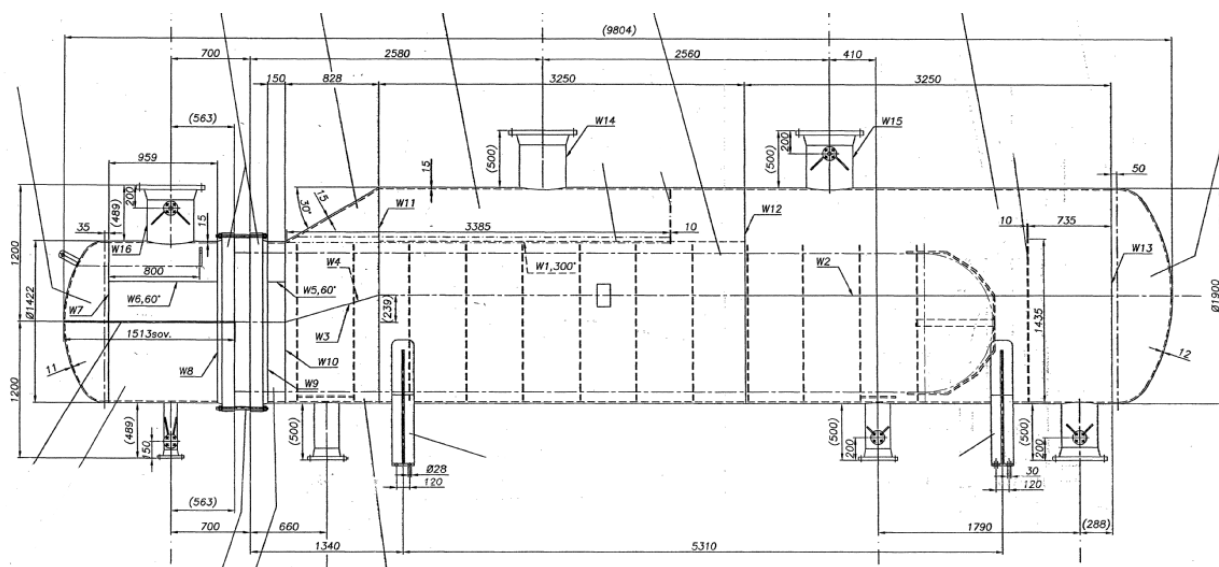
Mitoitus tehtiin seuraavilla höyryn massavirroilla:

- 25,8 t/h
- 29,0 t/h
- 30,0 t/h.

Kuvassa 9 on valmistusmittakuvasta otettu kuva höyrystimen rakenteesta. Tämän kuvan avulla täytettiin mitoitusohjelmistoon höyrystimen geometriatiedot. Ohjelmaan syötettiin seuraavat tiedot ja mitat:

- höyrystimessä sijaitsevien putkien lukumäärä
- putkien tukien lukumäärä
- lämmönsiirtimen tyyppi
- läpikulkujen lukumäärä
- putkien suoran osan pituus
- vaipan halkaisija.

Kiehutimen tyyppi on Kettle, jossa lämmittävänä puolena on putkipuoli ja prosessipuolena vaippa. Vaippa on Kettlessä vaakatasossa. Putkia on höyrystimessä 1026, ja ne ovat U-putkia. Putkien suoran osan pituus on 6100 mm. Höyryllä on kaksi läpikulkua putkipuolella. Kettlessä ei ole varsinaisia välilevyjä vaan siinä on putkille tuet. Tässä tapauksessa tukia oli 12 kpl ja U-putkitukia oli 2 kpl.



KUVA 9 Valmistuskuvasta leikattu kuva höyrystimestä (17)

Liitteessä 2 on prosessisuunnittelun tekniset tiedot, mistä saatiin tarvittavat prosessiarvot mitoitukseen. Teknisissä tiedoissa olevat virtausmäärät ovat kahdelle lämmönsiirtimelle, mutta niitä ei tarvinnut tässä mitoituksessa huomioida, sillä tarkoitus oli selvittää edellä mainitulla virtaamalla laitteen toiminta. Laitteelle ilmoitetut sallitut painehäviöt olivat vaippa- ja putkipuolelle 0,1 bar. Putkipuolella oli virtaavana aineena kylläinen höyry ja vaippapuolella rikkivety. Vaippapuolella sisäänmenolämpötila ja paine olivat 123 °C ja 2,25 bar, putkipuolella vastaavat arvot olivat 142 °C ja 3,45 bar. Ilmoitetut paineet ovat absoluuttista painetta. Ainoa muuttuva prosessiarvo, joka vaikuttaa mitoitustuloksiin, on ajettavan höyryn massavirta.

### 5.1.1 Mitoitus 1, 25,8 t/h

25,8 t:n höyrymäärällä tehdyn mitoituksen tulokset ovat mukana liitteessä 3. Höyrystimen suorituskky on liitteen sivulla 1. Liitteen sivulla 2 on höyrystimen spesifikaatiot. Liitteen sivulla 3 on mitoitusohjelman antamat varoitukset ja viestit. Höyrystimen teho on 15 420 kW ajettaessa höyryä 25,8 t/h. Vaippapuolen suurin sallittu painehäviö ylittyy 0,04 baaria sallitusta painehäviöstä kyseisellä ajotavalla. Putkipuolella painehäviö pysyy suurimman sallitun alapuolella. Virtaustiheys lasketaan kaavalla 11.

$$\text{virtaustiheys} = \rho * v^2$$

KAAVA 11

$$\rho = \text{virtaavan aineen tiheys, kg/m}^3$$

$$v = \text{virtausnopeus, m/s}$$

Lasketaan kaavalla 11 virtaustiheys putkissa ajettaessa 25,8 t höyryä höyrystimeen.

$$\text{virtaustiheys} = 1,83 * 22,05^2 + 927,53 * 0,04^2 = 891,23 \text{ kg/ms}^2$$

Virtaustiheys on putkipuolella sisääntuloyhteessä 2018 kg/ms<sup>2</sup> ja poistoyhteessä 2438 kg/ms<sup>2</sup>. Nämä arvot on saatu mitoitusohjelmiston avulla. Putkissa virtaustiheys on 891,23 kg/ms<sup>2</sup>.

### 5.1.2 Mitoitus 2, 29,0 t/h

Toisessa mitoituksessa käytettiin höyrymäärää 29,0 t/h, jonka tulokset ovat mukana liitteessä 4. Höyrystimen suorituskyky on liitteen sivulla 1. Liitteen sivulla 2 on höyrystimen spesifikaatiot. Liitteen sivulla 3 on mitoitusohjelman antamat varoitukset ja viestit. Höyrystimen teho kasvaa 17 332 kW:iin ajettaessa höyrystimeen höyryä 29,0 t/h. Suurin sallittu painehäviö ylittyy vaippapuolella 0,05 baaria sallitusta painehäviöstä, mutta putkipuolella pysytään sallitussa painehäviössä eli 0,1 baarissa. Putkissa oleva virtaustiheys lasketaan kaavalla 11.

$$\text{virtaustiheys} = 1,83 * 24,79^2 + 927,53 * 0,05^2 = 1126,93 \text{ kg/ms}^2$$

Putkipuolen sisääntuloyhteessä virtaustiheys on 2550 kg/ms<sup>2</sup> ja poistoyhteessä 3080 kg/ms<sup>2</sup>. Nämä arvot on saatu mitoitusohjelmiston avulla. Virtaustiheys putkissa on 1126,93 kg/ms<sup>2</sup>.

### 5.1.3 Mitoitus 3, 30,0t/h

Liitteessä 5 on mitoituksen tulokset ajettaessa 30,0 t/h höyryä höyrystimeen. Höyrystimen suorituskyky on liitteen sivulla 1. Liitteen sivulla 2 on höyrystimen spesifikaatiot. Liitteen sivulla 3 on mitoitusohjelman antamat varoitukset ja viestit. Teho höyrystimessä kasvaa 17 930 kW:iin ja painehäviö vaippapuolella ylittää suurimman hyväksytyyn arvon 0,05 baarilla sekä myös putkipuolella 0,01 baaria. Putkien virtaustiheys on laskettu kaavalla 11:

$$\text{virtaustiheys} = 1,83 * 25,64^2 + 927,53 * 0,05^2 = 1205,38 \text{ kg/ms}^2$$

Putkipuolen sisääntuloyhteessä virtaustiheys on 2728 kg/ms<sup>2</sup> ja poistoyhteessä 3296 kg/ms<sup>2</sup>. Nämä arvot on saatu mitoitusohjelmiston avulla. Virtaustiheys putkissa on 1205,38 kg/ms<sup>2</sup>. Ajettaessa höyryä 30,0 t/h mitoitusohjelma antaa ensimmäisen resonanssivaroituksen.



Tehdyissä tarkasteluissa ainoa muuttuva arvo oli höyryn massavirta. Muut syötetyt prosessiarvot säilyivät samana koko tarkastelun ajan. Mitoitusohjelmalla suoritetuissa simuloinneissa vaippapuolen massavirtaus ja höyrystimen teho kasvavat höyryn massavirran kasvaessa, sillä lämpötilat ja paineet säilyivät muuttumattomina. Suoritetuissa mitoituksissa virtaustiheys ei noussut ongelmaksi, sillä se pysyi jokaisessa mitoitusilanteessa alle  $10\ 000\ \text{kg}/\text{ms}^2$ . Tällöin putkipuolella ei synny eroosiota. Mitoitusohjelman mukaan on turvallista nostaa ajettavan höyryn määrää aina 29,0 t:iin/h, vaikka tällöin suurin sallittu putkipuolen painehäviö ylittyy. Muuten virtausmäärä ei ole ongelma.

Höyrystimen rakenne on hyvin tyypillinen, ja tukematon putkipituus on selvästi alle TEMA:n määrittämän maksimipituuden. Höyrystimen mitoitus on toteutettu suunnitteluohjeen mukaan, ja lievä resonanssivaroitus saattaa johtua suurista virtausnopeuksista yhteissä. Resonanssivaroitus saatiin mitoitusohjelmassa pois lisäämällä U-putkitukia, mutta kyseistä toimenpidettä ei ole käytännössä mahdollista suorittaa laitosolosuhteissa, joten rakenteellisten rajoitteiden vuoksi höyrystimeen ajettavan enimmäishöyryn määräksi jää 29 000 kg/h. Höyrymäärän nostamiseksi tulisi tilata uusi höyrystin, jossa olisi enemmän U-putkitukia.

## 5.2 Putkilämmönsiirrin

Toisessa mitoitustapauksessa oli tarkoitus alustavasti mitoittaa putkilämmönsiirrin. Lämmönsiirtimessä on putki- ja vaippapuolella virtaavana aineena hiilivety. Lämmitettävä ainevirta on kaksifaasivirtaus, ja höyrymäärä virtauksessa on vähäinen. Lähtökohtana mitoitukseen oli prosessisuunnittelulta saadut prosessiarvot. Prosessisuunnittelu oli alustavasti valinnut vaippapuolelle jäähtyvän aineen ja putkipuolelle lämmitettävän aineen.

Siirtimen mitoitus aloitettiin prosessiarvojen siirtämisellä tietokannasta mitoitusohjelmaan. Prosessiarvot ovat liitteessä 6 sivulla 1. Mitoituksen tuli sisältää 10 %:n ylimitoitus, joten sisään menevien massavirtojen kerroin putki- ja vaippapuolella oli 1,1. Näin ollen saatiin vaippapuolelle massavirtaukseksi 19 023 kg/h ja putkipuolelle 19 266 kg/h. Koska toinen ainevirroista on kaksifaasivirtaus, tuli valita kyseisen aineen lämpötilakäyrältä tarkastelupisteet mitoitusohjelmaan. Lämpötilakäyrän tulee olla vakioaineinen. Tarkastelupisteiksi tuli valita alku- ja

loppupiste, sekä tasaisesti näiden väliltä muutama piste. Lämpötilakäyrällä oli 12 tarkastelupistettä, ja mitoitusohjelmaan valittiin pisteet: 1, 4, 7, 10 ja 12. Mikäli virtaus olisi muuttunut kaksifaasivirtaukseksi selkeästi yhdessä pisteessä, olisi tarkastelupiste pitänyt valita ennen muutosta ja muutoksen jälkeen. Tässä tapauksessa virtaus oli kokoajan kaksifaasivirtaus. Ylimitoituksen vuoksi myös valittujen tarkastelupisteiden teho tuli kertoa kertoimella 1,1 ja syöttää mitoitusohjelmistoon. Lämpökäyrän arvot ovat liitteen 6 sivulla 2.

Prosessiarvojen syöttämisen jälkeen oli vuorossa geometriaosion täyttäminen. Jakokammioksi valittiin TEMAn B-tyyppi edullisemman hinnan ja pienemmän vuotoherkkyyden vuoksi. Vaippatyypiksi valittiin TEMAn E-vaippa. Tätä vaippatyyppiä voidaan pitää standardivaippana lähes kaikissa putkilämmönsiirtimissä. Putkiryhmäksi valittiin TEMAn S-tyyppinen pääty eli uivapäättyinen putkiryhmä. Tämä sen vuoksi, että kummallakin puolella lämmönsiirrintä on likaava ainevirta, joiden likaantumiskertoimet olivat 0,00034 m<sup>2</sup>K/W. Tämän jälkeen valittiin D-101-spesifikaatiosta lämmönsiirtimelle halkaisija.

Ensimmäiseen kokeiluun valittiin ulkohalkaisijaksi 610 mm, minkä jälkeen vuorossa oli täyttää putkitiedot. Putkien suoraksi pituudeksi valittiin 4880 mm ja halkaisijaksi 19,05 mm. Putkien suoran osuuden pituus ja halkaisija valittiin suunnitteluohjeessa olevista arvoista. Putkijaoksi valittiin 90 astetta, ja tämän jälkeen oli vuorossa välilevyjen tietojen täyttäminen. Välilevyn tyypiksi valittiin yksinkertaisesti segmentoitu välilevy, sillä tätä tulee pyrkiä ensisijaisesti käyttämään suunnitteluohjeen mukaan. Välilevyn leikkaukseksi valittiin 20 %:a ja keskinäiseksi etäisyydeksi 180 mm. Välilevyjen lukumääräksi tuli 22, ja lisäksi syötettiin välilevyjen ulkohalkaisijan ja vaipan sisähalkaisijan välykseksi 4 mm. Välilevyjen putkireikien ja putken ulkohalkaisijan välykseksi syötettiin 0,4 mm. Välyksien arvot saatiin D-101-spesifikaatiosta.

Putkien määrää ei syötetty, vaan annettiin mitoitusohjelman käyttää optimimaalista putkien lukumäärää suunnittelutietojen perusteella. Putkien läpikuluksi valittiin 2. Lopuksi syötettiin lämmönsiirtimen vaippa- ja putkipuolen yhteiden tiedot. Vaippapuolelle valittiin tulo- ja poistoyhteiksi 4" yhteet. Tuloyhde sijoitettiin

vaipan alapuolelle ja poistoyhde yläpuolelle. Putkipuolelle valittiin tulo- ja poistoyhteiksi myös 4" yhteen. Tuloyhde sijoitettiin myös vaipan alapuolelle ja poistoyhde yläpuolelle.

Geometriatietojen täytön jälkeen suoritettiin mitoitusohjelmalla "ajo" eli ohjelma mitoitti lämmönsiirtimen syötettyjen tietojen perusteella. Mitoitusohjelman saadut tulokset ovat mukana liitteessä 6. Liitteen 6 sivulla 3 on lämmönsiirtimen suorituskyky. "Actual area ratio"-kohdasta käy ilmi, että lämmönsiirtimen ei ole riittävän suuri lämpöpinnaltaan, sillä saatu arvo on 0,93 ja sen tulisi olla 1,00. Tämän jälkeen mitoituksessa piti suurentaa lämmönsiirtopinta-alaa muuttamalla geometriatietoja.

Seuraavaksi kokeiltiin muutetulla vaipan ulkohalkaisijalla. Muutettiin ulkohalkaisija 660 mm ja suoritettiin uudelleen laskenta mitoitusohjelmalla. Liitteen 6 sivulla 4 on tällä muutoksella suoritettujen mitoitusohjelmien suorituskyky ja se on riittävä, sillä "actual area ratio" on 1,01. Lämmönsiirtimen lämmönsiirtopinta-alaksi tuli 111,9 m<sup>2</sup>. Liitteen 6 sivulla 5 on mitoitusohjelman antamat varoitukset. Ainoaksi varoitukseksi ohjelma määritteli mahdollisuuden faasien erkaantumiseen putkipuolella. Tämä jätettiin osittain huomioimatta, koska tästä ei ole varmuutta vaan se on vain mahdollista. Oli myös huomioitava, että läpikulkuja oli vain kaksi ja faasien erkaantuminen ei tapahdu hetkessä vaan osittain, jolloin se olisi vähäistä tässä tapauksessa.

Mitoitusohjelma ehdottaa myös jakokammiotyyppin vaihtoa TEMAn A-päädiksi, mutta sen käyttöä ei suositella vuotoriskin vuoksi. Tämän vuoksi säilytetään TEMAn B-tyyppi jakokammiona. Faasien erkaantuminen voitaisiin välttää vaihtamalla ainevirtojen puolia, mutta oheinen mitoitus on riittävä alustavaksi. Siitä selviää tarvittavan lämmönsiirtimen rakenteelliset mitat pääosin ja käytettävän lämmönsiirtimen tyyppi. Lämmönsiirtimen mitoitus on toteutettu Neste Jacobsin lämmönsiirtimien suunnittelu ja mitoitusohjeen mukaan.

### **5.2.1 Virtauspuolten vaihto**

Seuraavassa mitoituksessa on mitoitettu samoilla prosessiarvoilla lämmönsiirtimen uudelleen, mutta erona edelliseen mitoitukseen on ainevirtojen puolten vaihto.

Prosessisuunnittelun kanssa selvitettiin olisiko mahdollista vaihtaa virtauksien puolia, jolloin vältettäisiin faasien erkaantumisen mahdollisuus ja saataisiinko rakenteellisesti pienempi lämmönsiirrin riittämään.

Ensimmäisen mitoituksen laskentaa muutettiin pienentämällä vaipan ulkohalkaisija seuraavaan kokoon eli 610 mm ja putkien suoranosan pituutta lyhennettiin seuraavaan pituuteen eli 3660 mm. Välilevyjen määrää vähennettiin 16:sta, mutta muuten geometriatiedot säilyivät samana edelliseen mitoitukseen verrattuna. Tämän jälkeen suoritettiin jälleen mitoitusohjelmalla tiedoston laskenta. Lämmönsiirtimen suorituskyky on liitteessä 7 sivulla 1. Siitä huomataan, ettei lämmönsiirtimen suorituskyky ole riittävä vain näillä muutoksilla, sillä "Actual area ratio" jää vain 0,74:ään.

Seuraavaksi lisättiin putkipuolen läpikulkujen määrää 4:ään. Pelkästään tällä muutoksella saatiin "Actual area ratio" nousemaan 0,96:een, mutta vieläkin lämmönsiirtimen suorituskyky ei ollut riittävä. Huomattiin myös, että vaippapuolen virtausnopeudet pienevät liikaa, joten tuli lisätä välilevyjen määrää. Mitoitusohjeistuksen mukaiset nopeudet vaippapuolelle on keskimääräiseksi virtausnopeudeksi 0,7 m/s ja minimivirtausnopeudeksi 0,3 m/s. Mitoitusohjelman antamat lämmönsiirtimen suorituskykytulokset ovat liitteen 7 sivulla 2.

Lisäämällä välilevyjen määrää lämmönsiirtimessä ja pienentämällä välilevyjen leikkausta saadaan nostettua virtausnopeuksia vaippapuolella. Näin ollen välilevyjen keskinäistä etäisyyttä pienennettiin 180 millimetristä 100 millimetriin, jolloin vaippaan mahtuu 28 välilevyä. Välilevyjen leikkausta pienennettiin 20 %:sta 15 %:iin Kyseisellä muutoksella saatiin lämmönsiirtimen vaippapuolen virtausnopeudet nousemaan mitoitusohjeen mukaisiksi ja tarpeeksi lähelle toisiaan. Tällöin vältetään lämmönsiirtimessä suuret nopeusvaihtelut virtauksessa vaippapuolella. Samalla myös lämmönsiirtimen suorituskyky parani ja "actual area ratio" nousi 1,02:een. Tämän laskennan suorituskykytulokset löytyvät liitteen 7 sivulta 3.

Lämmönsiirtimen lämmönsiirtopinta-alaksi saatiin mitoitusohjelmalla 67,6 m<sup>2</sup>, joten vaadittava lämmönsiirtimen pinta-ala pieneni huomattavasti. Myös lämmön-

siirtimen rakenteelliset mitat pienenevät, ja tällöin lämmönsiirrin tarvitsee vähemmän tilaa prosessialueella. Nämä tulokset ovat alustavia ja riittävät esisuunnittelun tuloksiksi, koska haluttiin saada selville lämmönsiirtimen vaativat rakenteelliset mitat. Tarkempi optimointi lämmönsiirtimelle suoritetaan myöhemmin projektin edetessä. Mitoitukset toteutettiin myös Neste Jacobsin lämmönsiirtimien suunnittelu- ja mitoitusohjeen mukaan.

### **5.2.2 Lämmönsiirtimen mitoituksen merkitys**

Edellä suoritetuissa mitoituksissa selvisi lämmönsiirtimen mitoituksen optimoinnin merkitys. Siihen kannattaa käyttää suunnittelutunteja projekteissa. Mitoitusohjelma antaa suuntaa-antavan hinta-arvion lämmönsiirtimen valmistuskustannuksista sekä niiden vaatiman tilantarpeen. Edellä suoritetuilla mitoitustiedoilla mitoitusohjelma antaa ensimmäisen lämmönsiirtimen valmistuskustannuksiksi 34 600 € ja pienemmälle lämmönsiirtimelle 28 500 €. Tässä tilanteessa, kun materiaaleina lämmönsiirtimessä on tavallinen hiiliteräs, valmistuskustannuksien ero ei ole vielä kovin suuri. Merkittävämmäksi seikaksi muodostuu kyseisissä mitoituksissa syntynyt koon pienentyminen ja sen vaikutus tilantarpeeseen prosessialueella.

Mitoitukseen käytetyn ajan merkitys nousee suuremmaksi valmistuskuluissa, kun lämmönsiirtimen putkissa virtaava aine sisältää esimerkiksi klorideja. Tällöin lämmönsiirtimen putkipuolen materiaalina tulisi käyttää Inconel 625:tä. Tällä materiaalimuutoksella isomman lämmönsiirtimen valmistuskustannukset ovat mitoitusohjelman mukaan 137 000 € ja pienemmän lämmönsiirtimen valmistuskustannukset ovat 98 000 €. Siten pelkästään tässä kohtaa mitoituksen optimointiin käytettävällä ajalla säästettäisiin valmistuskustannuksissa 39 000 €. Mikäli myös vaippapuolella virtaavassa aineessa olisi klorideja ja näin ollen vaippa valmistettaisiin myös paremmasta materiaalista, valmistuskustannukset isomalla lämmönsiirtimellä olisivat 161 000 € ja pienemmällä lämmönsiirtimellä 116 000 €. Näin ollen säästöä syntyisi valmistuskuluissa 45 000 €.

Projektissa on yleensä useampia lämmönvaihtimia, jolloin laskentojen ja mitoistusten merkitys kasvaa ja vaikuttaa projektin investointikustannuksiin. Syntyneet säästöt projektin investointikustannuksissa voivat olla satoja tuhansia euroja.



## 6 YHTEENVETO

Työn tarkoituksena oli mitoittaa onnistuneesti lämmönsiirtimiä eri käyttökohteisiin. Ensimmäinen mitoituksen ratkaistava asia oli se, onko nykyinen ajotapa, jossa höyryn massavirta on 25,8 t/h, turvallinen höyrystimen rakenteen kannalta. Ensimmäisessä mitoituksessa selvitettiin myös höyryn massavirran enimmäismäärä, jonka höyrystin kestää rakenteellisesti. Höyrystimen rakenteellisen keston maksimihöyrymääräksi saatiin 29,0 t/h höyryä. Mitoitusohjelma antoi ensimmäisen resonanssivaroituksen kun höyryn massavirta nostettiin 30,0 t/h, joka ylitti paljon käytetyn operointiarvon. Näiden tulosten pohjalta voidaan todeta nykyisen ajotavan olevan turvallinen höyrystimen rakenteen kannalta. Tällöin massavirta jää selvästi alle tuon 29,0 tonnin ajomäärän, joka mitoitusohjelman mukaan pystytään ajamaan ilman varoituksia ja riskejä lämmönsiirtimen rakenteissa.

Toisessa mitoituksessa oli lähtökohtana alustavasti mitoittaa uusi lämmönsiirrin prosessiarvojen mukaan, jotta tiedettäisiin karkeasti vaadittava lämmönsiirtopinta-ala ja lämmönsiirtimen koko. Mitoitus tuli suorittaa 10 %:n ylimitoituksena tehon suhteen. Mitoituksessa saatiin lämmönsiirtimen lämmönsiirtopinta-alaksi 111,9 m<sup>2</sup> ja lämmönsiirtimen actual area ratioksi 1,01, kun vaadittava arvo oli 1,0. Ohjelman ainoa varoitus oli faasien erkaantuminen putkipuolella. Faasi erkaantuminen pystyttäisiin välttämään siirtämällä kaksifaasivirtaus putkipuolelta vaippapuolelle. Tähän varoitukseen pitää kuitenkin suhtautua varauksella, sillä faasien erkaantuminen ei tapahdu hetkessä, ja ohjelman mukaan se olisi vain mahdollista eikä kuitenkaan varmasti tapahtuva asia. Ohjelma myös huomautti virtauspuolien vaihdosta, sillä korkeampipaineinen virtaus oli nyt vaippapuolella. Virtauspuolien vaihdolla saataisiin vaipan tarvitsemaa paksuutta ohennettua, vaipan materiaalin vahvuuksia ohentamalla. Vaipan ohentuessa myös valmistuskustannukset alenisivat, sillä tarvittava materiaali vähenisi. Näistä huolimatta mitoitus oli riittävä, koska haluttiin vasta alustavasti tietää tarvittava lämmönsiirtopinta-ala ja lämmönsiirtimen koko.

Kolmannessa mitoituksessa mitoitettiin uudestaan toisen mitoituksen prosessiarvoilla sillä erotuksella, että prosessipuolia oli vaihdettu. Ennen prosessipuolten vaihtoa selvitettiin prosessisuunnittelijan kanssa, että se olisi ylipäättään mahdollista. Prosessipuolien vaihdolla saatiin poistettua mitoitusohjelman antama varoitus faasien erkanemisesta lämmitettävässä virtauksessa. Myös lämmönsiirtimen lämmönsiirtopinta-ala pieneni huomattavasti. Mitoituksella saatu pinta-ala oli 67,6 m<sup>2</sup> ja actual area ratio on 1,02 Lämmönsiirtimen koko pieneni myös huomattavasti ja prosessiin riitti pienempi lämmönsiirrin.

Mitoituksissa saatiin myös hyvin tuotua esille mitoitukseen käytettävän ajan merkitystä taloudellisesta näkökulmasta. Esimerkiksi juuri toinen mitoitustapaus oli sellainen, että kaksi erilaista geometriaratkaisua toimisi tarkoitetussa tehtävässä. Käytetyillä materiaaleilla hintaero ei ollut suuri. Kuten tuli esille, eri materiaaleilla hintaero olisi ollut jo merkittävä. Isommassa projektissa, missä olisi useampi lämmönsiirrin säästöt olisivat olleet hankintakuluissa jo useita kymmeniä tuhansia euroja.

Mitoitusohjelmalla tehtyjä mitoituksia voidaan pitää luotettavina, sillä ne on suoritettu lämmönsiirtimien mitoitus- ja suunnittelutyöhöön mukaan. Mitoitukset on myös tarkastettu ohjaavan suunnittelijan toimesta.



## LÄHTEET

1. Neste Jacobs lyhyesti. 2015. Neste Jacobs. Saatavissa: [http://portal.oilinfra.com/FI/toimialat/nestejacobs/NesteJacobs\\_lyhyesti/Sivut/Default.aspx](http://portal.oilinfra.com/FI/toimialat/nestejacobs/NesteJacobs_lyhyesti/Sivut/Default.aspx). Hakupäivä 25.1.2016.
2. Vuosikatsaus 2014. Neste Jacobs 2014.
3. Lampinen, Markku 1997. Termodynamiikan perusteet. Tampere: Otatieto Oy.
4. Termodynamiikka ja lämmönsiirto, Lämmönsiirron teoriaosuus. 2015. Aalto University. Saatavissa: <https://mycourses.aalto.fi/course/view.php?id=5942&section=1> Hakupäivä 26.1.2016
5. Dieter Baehr, Hans – Stephan, Karl 1998. Heat an mass transfer. Berlin: Springer.
6. Lampinen, Markku – El Haj Assad, Mamdouh – Kotiaho, Voitto. 2008. Lämmönsiirto-oppi. Otaniemi: Teknillinen korkeakoulu
7. Levenspiel, Octave 1984. Engineering Flow and Heat Exchange. New York: Plenum Publishing corporation
8. Fagerholm, Nils-Erik 1986. Termodynamiikka. Jyväskylä: Otakustantamo
9. Lämmönsiirto ja käytännön laitetekniikkaa seminaari materiaali. AEL, Insko-seminaarit 2000.
10. Lee, H.S 2010. Thermal Design: Heat sinks, Thermoelectrics, Heat Pipes, Compac Heat Exchangers, and Solar Cells. New Jersey: John Wiley & Sons
11. Wagner, Walter 1994. Lämmönsiirto. Helsinki: Painatuskeskus opetus-hallitus
12. Hölsä, Vesa-Pekka – Christgen Andrea 2014. Lämmönsiirtimien suunnittelu ja mitoitus työohje. Porvoo: Neste Jacobs

13. Thuukkanam, Kuppan 2013. Heat Exchanger Design Handbook Second edition. London : CRC Press Taylor & Francis Group
14. Gasket Plate Heat Axchanger. 2016. Jiawei. Saatavissa:  
<http://www.jiawei-phe.com/Gasket-Plate-Heat-Exchanger.html>. Haku-päivä 14.3.2016
15. Spiral heat exchangers. Esite. Alfa Laval
16. Perry, Robert – Green, Don 1988. Perry's Chemical Engineers' Handbook Sixth edition. Singapore : McGraw Hill Book Co
17. Neste 2008. Piirustusarkisto.

## LIITTEET

Liite 1 Lähtötietomuistio

Liite 2 Datalehti höyrystin

Liite 3 Höyrystin 25,8 t/h

Liite 3/1 Suorituskyky höyrystin

Liite 3/2 Spesifikaatio lehti höyrystin

Liite 3/3 Varoitukset höyrystin

Liite 4 Höyrystin 29,0 t/h

Liite 4/1 Suorituskyky höyrystin

Liite 4/2 Spesifikaatio lehti höyrystin

Liite 4/3 Varoitukset höyrystin

Liite 5 Höyrystin 30 t/h

Liite 5/1 Suorituskyky höyrystin

Liite 5/2 Spesifikaatio lehti höyrystin

Liite 5/3 Varoitukset höyrystin

Liite 6 Putkilämmönsiirrin ensimmäinen mitoitus

Liite 6/1 Datalehti putkilämmönsiirrin

Liite 6/2 Lämpökäyrä

Liite 6/3 Suorituskyky putkilämmönsiirrin

Liite 6/4 Suorituskyky putkilämmönsiirrin

Liite 6/5 Varoitukset putkilämmönsiirrin

Liite 6/6 Spesifikaatio lehti putkilämmönsiirrin

Liite 7 Putkilämmönsiirrin toinen mitoitus

Liite 7/1 Suorituskyky putkilämmönsiirrin

Liite 7/2 Suorituskyky putkilämmönsiirrin

Liite 7/3 Suorituskyky putkilämmönsiirrin

Liite 7/4 Varoitukset putkilämmönsiirrin

Liite 7/5 Spesifikaatio lehti putkilämmönsiirrin

## LÄHTÖTIETOMUISTIO

Tekijä Mika Sinivuori

Tilaaja Neste Jacobs

Tilaajan yhdyshenkilö ja yhteystiedot: Asmo Ahola asmo.ahola@nestejacobs.com

Työn nimi Erityyppisten lämmönsiirtimien mitoitustapaukset

Työn kuvaus \_\_\_\_\_  
\_\_\_\_\_  
\_\_\_\_\_  
\_\_\_\_\_

Työn tavoitteet \_\_\_\_\_  
\_\_\_\_\_  
\_\_\_\_\_

Tavoiteaikataulu \_\_\_\_\_  
\_\_\_\_\_  
\_\_\_\_\_  
\_\_\_\_\_

Päiväys ja allekirjoitukset \_\_\_\_\_  
\_\_\_\_\_  
\_\_\_\_\_

NESTE NESTEJACOBS		DATA SHEET TUBE HEAT EXCHANGER Process Data				Case Diesel					
		Client	Site	Unit	Service	Area	Doc No	Publ. Code	Rev	By	Date
										1 (2)	10.2.2016
GENERAL		OTHER PROCESS REQUIREMENTS				SHELL SIDE		TUBE SIDE			
Over design	Duty %	20	Design	Temp	Low °C						
	Surface %				High °C						
DIAGRAMS					Pres	Low kPa(a)					
Flow						High kPa(a)					
PI			Tracing	Type / Temp	°C						
			Insulation	Type / Thickn.	mm	H	120	H	120		
			Corrosion allowance		mm		3		3		
			Pressure drop Allowed		kPa		10		10		
OPERATING CONDITIONS				SHELL SIDE		TUBE SIDE					
Medium				Lean amine, sour gas, steam		Saturated steam					
Blocking Medium											
Corrosive Medium				H2S, chlorides							
				IN	OUT	IN	OUT				
Phase				L	GL	G	L				
Total fluid entering		kg/h	372960	372960	41332	41332					
Vapor		kg/h	0	53400	41332	0					
Liquid		kg/h	372960	319560	0	41332					
Heavy Liquid		kg/h	0	0	0	0					
Temperature		°C	123,0	124,3	142,0	137,9					
Density		kg/m³	929,2	927,9	1,8347	928,1					
		kg/m³		1,2263							
		kg/m³									
Viscosity		cP	0,31	0,31	0,0137	0,20					
		cP		0,0133							
		cP									
Specific heat		kJ/kg K	4,25	4,20		4,28					
		kJ/kg K		2,12	2,20						
		kJ/kg K									
Thermal conductivity		W/m K	0,4881	0,4667		0,6835					
		W/m K		0,0263	0,0301						
		W/m K									
Fouling resistance		m²K/W	0,00036	0,00036	0,0001	0,0001					
Operating pressure		kPa(a)	225,0	212,4	345,0	339,0					
NOTES											
1 Kettle type											

1	Size	1392 x 6100 mm	Type	BKU Hor	Connected in	1 parallel	1 series	
2	Surf/Unit (gross/eff/finned)	805 / 792.4 /			Shells/unit	1		
3	Surf/Shell (gross/eff/finned)	805 / 792.4 /						
4								
5	Rating / Checking	PERFORMANCE OF ONE UNIT						
6		<b>Shell Side</b>				<b>Tube Side</b>		<b>Heat Transfer Parameters</b>
7	<b>Process Data</b>	In	Out	In	Out	Total heat load	kW 15420.2	
8	Total flow	kg/h 179051		25800		Eff. MTD/ 1 pass MTD	°C 14.12 / 14.14	
9	Vapor	kg/h 0	25636	25800	0	Actual/Reqd area ratio - fouled/clean	0.94 / 2.54	
10	Liquid	kg/h 179051	153414	0	25800			
11	Noncondensable	kg/s 0		0		<b>Coef./Resist.</b>	W/(m² K) m² K/W %	
12	Cond./Evap.	7.1212		7.1667		Overall fouled	1292.8 0.00077	
13	Temperature	°C 123	124.3	142	137.88	Overall clean	3508.1 0.00029	
14	Dew / Bubble point	°C 124.12		138.34	138.34	Tube side film	14607.8 0.00007 8.85	
15	Quality	0	0.143	1	0	Tube side fouling	7784.8 0.00013 16.61	
16	Pressure (abs)	bar 2.25	2.10386	3.45	3.35982	Tube wall	20700.9 0.00005 6.25	
17	DeltaP allow/cal	bar 0.1	0.14614	0.1	0.09018	Outside fouling	2777.8 0.00036 46.54	
18	Velocity	m/s 0.27	4.65	22.05	0.04	Outside film	5942 0.00017 21.76	
19								
20	<b>Liquid Properties</b>					<b>Shell Side Pressure Drop</b>	bar %	
21	Density	kg/m³ 929.25	927.86	927.53		Inlet nozzle	0.01852 27.7	
22	Viscosity	mPa s 0.3106	0.3146	0.2126		Inlet space Xflow	0 0	
23	Specific heat	kJ/(kg K) 4.25	4.2	4.228		Baffle Xflow	0.04177 62.45	
24	Therm. cond.	W/(m K) 0.4881	0.4667	0.6899		Baffle window	0 0	
25	Surface tension	N/m 0.0457	0.0445	0.0509		Outlet space Xflow	0 0	
26	Molecular weight	18.37	18.43	18.01		Outlet nozzle	0.00659 9.85	
27	<b>Vapor Properties</b>					Intermediate nozzle		
28	Density	kg/m³ 1.23	1.15	1.83		<b>Tube Side Pressure Drop</b>	bar %	
29	Viscosity	mPa s 0.0133	0.0133	0.0138		Inlet nozzle	0.00993 10.26	
30	Specific heat	kJ/(kg K) 2.125	2.125	2.261		Entering tubes	0.00219 2.26	
31	Therm. cond.	W/(m K) 0.0263	0.0263	0.0288		Inside tubes	0.07877 81.32	
32	Molecular weight	17.95	18.01	18.01		Exiting tubes	0.00011 0.12	
33	<b>Two-Phase Properties</b>					Outlet nozzle	0.00585 6.04	
34	Latent heat	kJ/kg 2128.4	2128.4	2141.4		Intermediate nozzle		
35								
36	<b>Heat Transfer Parameters</b>					<b>Velocity / Rho*V2</b>	m/s kg/(m s²)	
37	Reynolds No. vapor		39884.3	43454.72		Shell nozzle inlet	1.43 1913	
38	Reynolds No. liquid	11909.51	10082.67	2820.92		Shell bundle Xflow	0.27 4.65	
39	Prandtl No. vapor		1.07	1.08		Shell baffle window		
40	Prandtl No. liquid	2.71	2.83	1.3		Shell nozzle outlet	1.42 1880	
41	<b>Heat Load</b>					Shell nozzle intern		
42	Vapor only		0	-59.5				
43	2-Phase vapor		9.8	0		Tube nozzle inlet	m/s kg/(m s²) 33.17 2018	
44	Latent heat		15156.7	-15346.4		Tubes	22.05 0.04	
45	2-Phase liquid		253.6	0		Tube nozzle outlet	1.62 2438	
46	Liquid only		0	-14.2		Tube nozzle intern		
47								
48	<b>Tubes</b>					<b>Baffles</b>	<b>Nozzles: (No./OD)</b>	
49	Type		Plain	Type	Unbaffled		<b>Shell Side</b> <b>Tube Side</b>	
50	ID/OD	mm 14.83 / 19.05		Number	0	Inlet	mm 2 / 168.32 1 / 406.35	
51	Length act/eff	mm 6100 / 5997.5		Cut(%d)		Outlet	1 / 219.06 1 / 88.87	
52	Tube passes	2		Cut orientation		Other	2 / 406.35 /	
53	Tube No.	2052		Spacing: c/c	mm	Impingement protection	Square plate	
54	Tube pattern	90		Spacing at inlet	mm			
55	Tube pitch	mm 25.4		Spacing at outlet	mm			
56	Insert	None						
57	Vibration problem	No / No				RhoV2 violation	No	

Heat Exchanger Specification Sheet

1	Company:					
2	Location:					
3	Service of Unit:			Our Reference:		
4	Item No.:			Your Reference:		
5	Date:	Rev No.:	Job No.:			
6	Size	1391 / 1821 --6100	mm	Type	BKU Hor	Connected in 1 parallel 1 series
7	Surf/unit(eff.)	792.4	m <sup>2</sup>	Shells/unit	1	Surf/shell (eff.) 792.4 m <sup>2</sup>
8	<b>PERFORMANCE OF ONE UNIT</b>					
9	Fluid allocation	Shell Side			Tube Side	
10	Fluid name					
11	Fluid quantity, Total	kg/h	179051			25800
12	Vapor (In/Out)	kg/s	0	7.1212	7.1667	0
13	Liquid	kg/h	179051	153414	0	25800
14	Noncondensable	kg/s	0	0	0	0
15						
16	Temperature (In/Out)	°C	123	124.3	142	137.88
17	Dew / Bubble point	°C	124.12			138.34
18	Density Vapor/Liquid	kg/m <sup>3</sup>	1.23 / 929.25	1.15 / 927.86	1.83 /	/ 927.53
19	Viscosity	mPa s	0.0133 / 0.3108	0.0133 / 0.3146	0.0138 /	/ 0.2126
20	Molecular wt, Vap		17.95	18.01	18.01	
21	Molecular wt, NC					
22	Specific heat	kJ/(kg K)	2.125 / 4.25	2.125 / 4.2	2.261 /	/ 4.228
23	Thermal conductivity	W/(m K)	0.0263 / 0.4881	0.0263 / 0.4667	0.0288 /	/ 0.6899
24	Latent heat	kJ/kg	2128.4	2128.4	2141.4	
25	Pressure (abs)	bar	2.25	2.10386	3.45	3.35982
26	Velocity	m/s	4.65			22.05
27	Pressure drop, allow./calc.	bar	0.1	0.14614	0.1	0.09018
28	Fouling resistance (min)	m <sup>2</sup> K/W	0.00036			0.0001 0.00013Ao based
29	Heat exchanged	15420.2	kW	MTD corrected		14.12 °C
30	Transfer rate, Service	1378.6	Dirty 1292.8	Clean 3508.1	W/(m <sup>2</sup> K)	
31	<b>CONSTRUCTION OF ONE SHELL</b>				<b>Sketch</b>	
32		Shell Side		Tube Side		
33	Design/vac/test pressure:g	bar	3/ /	10.98675/ /		
34	Design temperature	°C	150	285		
35	Number passes per shell		1	2		
36	Corrosion allowance	mm	3.18	3.18		
37	Connections In	mm	2 154.1/ -	1 387.3/ -		
38	Size/rating Out		2 387.3/ -	1 77.9/ -		
39	ID	Intermediate	/ -	/ -		
40	Tube No.	1026 Us	OD 19.05	Tks-Avg 2.11		
41	Tube type	Plain	#/m	Material Carbon Steel	Tube pattern 90	
42	Shell	Carbon Steel	ID 1392	OD 1422	mm	Shell cover Carbon Steel
43	Channel or bonnet	Carbon Steel				Channel cover -
44	Tubesheet-stationary	Carbon Steel				Tubesheet-floating -
45	Floating head cover	-				Impingement protection Square plate
46	Baffle-cross	Carbon Steel	Type Unbaffled	Cut(%d)	Spacing: c/c mm	
47	Baffle-long	-	Seal type		Inlet mm	
48	Supports-tube	U-bend 2		Type		
49	Bypass seal	Tube-tubesheet joint			Exp. 2 grv	
50	Expansion joint	- Type None				
51	RhoV2-Inlet nozzle	1913	Bundle entrance 53	Bundle exit 1170	kg/(m s <sup>2</sup> )	
52	Gaskets - Shell side	Flat Metal Jacket Fibe		Tube Side	Flat Metal Jacket Fibe	
53	Floating head	-				
54	Code requirements	ASME Code Sec VIII Div 1			TEMA class R - refinery service	
55	Weight/Shell	21156	Filled with water 41796.2	Bundle 14442.6	kg	
56	Remarks					
57						
58						

**Warnings and Messages****Description**

- |             |  |
|-------------|--|
| <b>1860</b> | The consolidated process conditions for Stream 1, prior to the main calculations, give a heat load of -15420 kW, for a flow of 7.1667 kg/s, with outlet temperature 137.88 C and quality (vapor mass fraction) 0.            |
| <b>1860</b> | The consolidated process conditions for Stream 2, prior to the main calculations, give a heat load of 15420 kW, for a flow of 49.7363 kg/s, with outlet temperature 124.3 C and quality (vapor mass fraction) 0.14318.       |
| <b>1107</b> | The tube count from the tube layout is 2160, which differs from the effective tube count of 2052 which you input. Your tube count will be used to determine heat transfer area and tubeside heat transfer and pressure drop. |
| <b>1371</b> | The calculated shellside pressure drop of 0.14614 bar exceeds the maximum allowable pressure drop of 0.1 bar.  |
| <b>1377</b> | The exchanger will not perform the duty being Checked. The ratio of the actual exchanger area, to the area required to perform this duty, is 0.9377951. The area ratio in the absense of fouling would be 2.544743.          |



1	Size	1392 x 6100	mm	Type	BKU	Hor	Connected in	1 parallel	1 series	
2	Surf/Unit (gross/eff/finned)	805 / 792.4 /				m <sup>2</sup>	Shells/unit	1		
3	Surf/Shell (gross/eff/finned)	805 / 792.4 /				m <sup>2</sup>				
4										
5	Rating / Checking	PERFORMANCE OF ONE UNIT								
6		<b>Shell Side</b>				<b>Tube Side</b>		<b>Heat Transfer Parameters</b>		
7	<b>Process Data</b>	<b>In</b>	<b>Out</b>	<b>In</b>	<b>Out</b>					
8	Total flow	kg/h	201258		29000		Total heat load	kW	17332.7	
9	Vapor	kg/h	0	28816	29000	0	Eff. MTD/ 1 pass MTD	°C	14.14 / 14.15	
10	Liquid	kg/h	201258	172442	0	29000	Actual/Reqd area ratio - fouled/clean		0.84 / 2.33	
11	Noncondensable	kg/s	0		0		<b>Coef./Resist.</b>	W/(m <sup>2</sup> K)	m <sup>2</sup> K/W	%
12	Cond./Evap.		8.0045		8.0556		Overall fouled	1305.2	0.00077	
13	Temperature	°C	123	124.3	142	137.88	Overall clean	3600.6	0.00028	
14	Dew / Bubble point	°C		124.09	138.34	138.34	Tube side film	15090.1	0.00007	8.65
15	Quality		0	0.143	1	0	Tube side fouling	7784.8	0.00013	16.77
16	Pressure (abs)	bar	2.25	2.09742	3.45	3.34019	Tube wall	20700.9	0.00005	6.3
17	DeltaP allow/cal	bar	0.1	0.15258	0.1	0.10981	Outside fouling	2777.8	0.00036	46.99
18	Velocity	m/s	0.27	5.21	24.79	0.05	Outside film	6129.2	0.00016	21.29
19										
20	<b>Liquid Properties</b>						<b>Shell Side Pressure Drop</b>	bar	%	
21	Density	kg/m <sup>3</sup>	929.25	927.86		927.53	Inlet nozzle	0.0234	30.67	
22	Viscosity	mPa s	0.3108	0.3146		0.2126	Inlet space Xflow	0	0	
23	Specific heat	kJ/(kg K)	4.25	4.2		4.228	Baffle Xflow	0.04458	58.42	
24	Therm. cond.	W/(m K)	0.4881	0.4667		0.6899	Baffle window	0	0	
25	Surface tension	N/m	0.0457	0.0445		0.0509	Outlet space Xflow	0	0	
26	Molecular weight		18.37	18.43		18.01	Outlet nozzle	0.00832	10.91	
27	<b>Vapor Properties</b>						Intermediate nozzle			
28	Density	kg/m <sup>3</sup>	1.23	1.14		1.83	<b>Tube Side Pressure Drop</b>	bar	%	
29	Viscosity	mPa s	0.0133	0.0133		0.0138	Inlet nozzle	0.01255	10.69	
30	Specific heat	kJ/(kg K)	2.125	2.125		2.261	Entering tubes	0.00277	2.36	
31	Therm. cond.	W/(m K)	0.0263	0.0263		0.0288	Inside tubes	0.09457	80.53	
32	Molecular weight		17.95	18.01		18.01	Exiting tubes	0.00015	0.12	
33	<b>Two-Phase Properties</b>						Outlet nozzle	0.00739	6.3	
34	Latent heat	kJ/kg	2128.4	2128.4		2141.4	Intermediate nozzle			
35										
36	<b>Heat Transfer Parameters</b>						<b>Velocity / Rho*V2</b>	m/s	kg/(m s <sup>2</sup> )	
37	Reynolds No. vapor		39455.89		48844.46		Shell nozzle inlet	1.61	2417	
38	Reynolds No. liquid	11781.58	9974.37		3170.8		Shell bundle Xflow	0.27	5.21	
39	Prandtl No. vapor		1.07		1.08		Shell baffle window			
40	Prandtl No. liquid	2.71	2.83		1.3		Shell nozzle outlet	1.6	2375	
41	<b>Heat Load</b>						Shell nozzle interm			
42	Vapor only	kW	0		-66.9					
43	2-Phase vapor		11.1		0			m/s	kg/(m s <sup>2</sup> )	
44	Latent heat		17036.6		-17249.8		Tube nozzle inlet	37.29	2550	
45	2-Phase liquid		285.1		0		Tubes	24.79	0.05	
46	Liquid only		0		-16		Tube nozzle outlet	1.82	3080	
47							Tube nozzle interm			
48	<b>Tubes</b>						<b>Nozzles: (No./OD)</b>			
49	Type		Plain					<b>Shell Side</b>	<b>Tube Side</b>	
50	ID/OD	mm	14.83 / 19.05				Unbaffled			
51	Length act/eff	mm	6100 / 5997.5				0	Inlet	mm 2 / 168.32	1 / 406.35
52	Tube passes		2					Outlet	1 / 219.06	1 / 88.87
53	Tube No.		2052					Other	2 / 406.35	/
54	Tube pattern		90					Impingement protection		Square plate
55	Tube pitch	mm	25.4							
56	Insert		None							
57	Vibration problem		No / No					RhoV2 violation		No

Heat Exchanger Specification Sheet

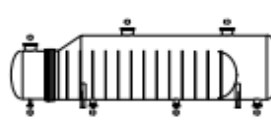
1	Company:			
2	Location:			
3	Service of Unit:	Our Reference:		
4	Item No.:	Your Reference:		
5	Date:	Rev No.:	Job No.:	
6	Size	1391 / 1837 -6100	mm	Type BKU Hor Connected in 1 parallel 1 series
7	Surf/unit(eff.)	792.4	m <sup>2</sup>	Shells/unit 1 Surf/shell (eff.) 792.4 m <sup>2</sup>
8	<b>PERFORMANCE OF ONE UNIT</b>			
9	Fluid allocation	Shell Side		Tube Side
10	Fluid name			
11	Fluid quantity, Total	kg/h	201258	29000
12	Vapor (In/Out)	kg/s	0 8.0045	8.0556 0
13	Liquid	kg/h	201258 172442	0 29000
14	Noncondensable	kg/s	0 0	0 0
15				
16	Temperature (In/Out)	°C	123 124.3	142 137.88
17	Dew / Bubble point	°C	124.09	138.34 138.34
18	Density Vapor/Liquid	kg/m <sup>3</sup>	1.23 / 929.25 1.14 / 927.86	1.83 / / 927.53
19	Viscosity	mPa s	0.0133 / 0.3108 0.0133 / 0.3146	0.0138 / / 0.2126
20	Molecular wt, Vap		17.95 18.01	18.01
21	Molecular wt, NC			
22	Specific heat	kJ/(kg K)	2.125 / 4.25 2.125 / 4.2	2.261 / / 4.228
23	Thermal conductivity	W/(m K)	0.0263 / 0.4881 0.0263 / 0.4667	0.0288 / / 0.6899
24	Latent heat	kJ/kg	2128.4 2128.4	2141.4
25	Pressure (abs)	bar	2.25 2.09742	3.45 3.34019
26	Velocity	m/s	5.21	24.79
27	Pressure drop, allow./calc.	bar	0.1 0.15258	0.1 0.10981
28	Fouling resistance (min)	m <sup>2</sup> K/W	0.00036	0.0001 0.00013Ao based
29	Heat exchanged	17332.7	kW	MTD corrected 14.14 °C
30	Transfer rate, Service	1547	Dirty 1305.2 Clean 3600.6	W/(m <sup>2</sup> K)
31	<b>CONSTRUCTION OF ONE SHELL</b>			<b>Sketch</b>
32		Shell Side Tube Side		
33	Design/vac/test pressure:g	bar	3/ / 10.98675/ /	
34	Design temperature	°C	150 285	
35	Number passes per shell		1 2	
36	Corrosion allowance	mm	3.18 3.18	
37	Connections	In mm	2 154.1/ - 1 387.3/ -	
38	Size/rating	Out	2 387.3/ - 1 77.9/ -	
39	ID	Intermediate	/ - / -	
40	Tube No.	1026Us	OD 19.05 Tks-Avg 2.11 mm Length 6100 mm Pitch 25.4 mm	
41	Tube type	Plain	#/m Material Carbon Steel	Tube pattern 90
42	Shell	Carbon Steel	ID 1392 OD 1422 mm	Shell cover Carbon Steel
43	Channel or bonnet	Carbon Steel		Channel cover -
44	Tubesheet-stationary	Carbon Steel	-	Tubesheet-floating -
45	Floating head cover	-		Impingement protection Square plate
46	Baffle-cross	Carbon Steel	Type Unbaffled	Cut(%d) Spacing: c/c mm
47	Baffle-long	-	Seal type	Inlet mm
48	Supports-tube	U-bend	2	Type
49	Bypass seal		Tube-tubesheet joint	Exp. 2 grv
50	Expansion joint	-	Type None	
51	RhoV2-Inlet nozzle	2417	Bundle entrance 52	Bundle exit 1294 kg/(m s <sup>2</sup> )
52	Gaskets - Shell side	Flat Metal Jacket Fibe	Tube Side	Flat Metal Jacket Fibe
53	Floating head	-		
54	Code requirements	ASME Code Sec VIII Div 1		TEMA class R - refinery service
55	Weight/Shell	21210.3	Filled with water 42230.4	Bundle 14442.6 kg
56	Remarks			
57				
58				

**Warnings and Messages****Description**

<b>1860</b>	The consolidated process conditions for Stream 1, prior to the main calculations, give a heat load of -17333 kW, for a flow of 8.0556 kg/s, with outlet temperature 137.88 C and quality (vapor mass fraction) 0.
<b>1860</b>	The consolidated process conditions for Stream 2, prior to the main calculations, give a heat load of 17333 kW, for a flow of 55.9051 kg/s, with outlet temperature 124.3 C and quality (vapor mass fraction) 0.14318.
<b>1107</b>	The tube count from the tube layout is 2160, which differs from the effective tube count of 2052 which you input. Your tube count will be used to determine heat transfer area and tubeside heat transfer and pressure drop.
<b>1371</b>	The calculated shellside pressure drop of 0.15258 bar exceeds the maximum allowable pressure drop of 0.1 bar.
<b>1372</b>	The calculated tubeside pressure drop of 0.10981 bar exceeds the maximum allowable pressure drop of 0.1 bar.
<b>1377</b>	The exchanger will not perform the duty being Checked. The ratio of the actual exchanger area, to the area required to perform this duty, is 0.8436528. The area ratio in the absense of fouling would be 2.327429.



Heat Exchanger Specification Sheet

1	Company:												
2	Location:												
3	Service of Unit:	Our Reference:											
4	Item No.:	Your Reference:											
5	Date:	Rev No.:	Job No.:										
6	Size	1391 / 1848 --6100	mm	Type	BKU	Hor	Connected in	1 parallel	1 series				
7	Surf/unit(eff.)	792.4	m <sup>2</sup>	Shells/unit	1	Surf/shell (eff.)		792.4	m <sup>2</sup>				
8	<b>PERFORMANCE OF ONE UNIT</b>												
9	Fluid allocation	Shell Side			Tube Side								
10	Fluid name												
11	Fluid quantity, Total	kg/h	208198			30000							
12	Vapor (In/Out)	kg/s	0	8.2805	8.3333	0							
13	Liquid	kg/h	208198	178389	0	30000							
14	Noncondensable	kg/s	0	0	0	0							
15													
16	Temperature (In/Out)	°C	123	124.3	142	137.88							
17	Dew / Bubble point	°C		124.09	138.34	138.34							
18	Density	Vapor/Liquid	kg/m <sup>3</sup>	1.23 / 929.25	1.14 / 927.86	1.83 /	/ 927.53						
19	Viscosity	mPa s	0.0133 / 0.3108	0.0133 / 0.3146	0.0138 /	/ 0.2126							
20	Molecular wt, Vap		17.95	18.01	18.01								
21	Molecular wt, NC												
22	Specific heat	kJ/(kg K)	2.125 / 4.25	2.125 / 4.2	2.261 /	/ 4.228							
23	Thermal conductivity	W/(m K)	0.0263 / 0.4881	0.0263 / 0.4667	0.0288 /	/ 0.6899							
24	Latent heat	kJ/kg	2128.4	2128.4	2141.4								
25	Pressure (abs)	bar	2.25	2.09506	3.45	3.33366							
26	Velocity	m/s	5.38			25.64							
27	Pressure drop, allow./calc.	bar	0.1	0.15494	0.1	0.11634							
28	Fouling resistance (min)	m <sup>2</sup> K/W	0.00036			0.0001	0.00013Ao based						
29	Heat exchanged	17930.4	kW	MTD corrected			14.14	°C					
30	Transfer rate, Service	1599.7	Dirty	1309	Clean	3630.3	W/(m <sup>2</sup> K)						
31	<b>CONSTRUCTION OF ONE SHELL</b>						<b>Sketch</b>						
32		Shell Side			Tube Side								
33	Design/vac/test pressure:g	bar	3/ /	10.98675/ /									
34	Design temperature	°C	150	285									
35	Number passes per shell		1	2									
36	Corrosion allowance	mm	3.18	3.18									
37	Connections	In	mm	2 154.1/ -					1 387.3/ -				
38	Size/rating	Out	2 387.3/ -	1 77.9/ -									
39	ID	Intermediate	/ -	/ -									
40	Tube No.	1026Us	OD	19.05	Tks-Avg	2.11	mm	Length	6100	mm	Pitch	25.4	mm
41	Tube type	Plain	#/m	Material	Carbon Steel	Tube pattern	90						
42	Shell	Carbon Steel	ID	1392	OD	1422	mm	Shell cover	Carbon Steel				
43	Channel or bonnet	Carbon Steel	Channel cover	-									
44	Tubesheet-stationary	Carbon Steel	-	Tubesheet-floating	-								
45	Floating head cover	-	Impingement protection	Square plate									
46	Baffle-cross	Carbon Steel	Type	Unbaffled	Cut(%d)	Spacing: c/c	mm						
47	Baffle-long	-	Seal type	Inlet	mm								
48	Supports-tube	U-bend	2	Type									
49	Bypass seal	Tube-tubesheet joint	Exp.	2 grv									
50	Expansion joint	-	Type	None									
51	RhoV2-Inlet nozzle	2587	Bundle entrance	51	Bundle exit	1336	kg/(m s <sup>2</sup> )						
52	Gaskets - Shell side	Flat Metal Jacket Fibe	Tube Side	Flat Metal Jacket Fibe									
53	Floating head	-											
54	Code requirements	ASME Code Sec VIII Div 1	TEMA class	R - refinery service									
55	Weight/Shell	21247.7	Filled with water	42530.7	Bundle	14442.6	kg						
56	Remarks												
57													
58													

**Warnings and Messages**

	<b>Description</b>
<b>1860</b>	The consolidated process conditions for Stream 1, prior to the main calculations, give a heat load of -17930 kW, for a flow of 8.3333 kg/s, with outlet temperature 137.88 C and quality (vapor mass fraction) 0.
<b>1860</b>	The consolidated process conditions for Stream 2, prior to the main calculations, give a heat load of 17930 kW, for a flow of 57.8329 kg/s, with outlet temperature 124.3 C and quality (vapor mass fraction) 0.14318.
<b>1107</b>	The tube count from the tube layout is 2160, which differs from the effective tube count of 2052 which you input. Your tube count will be used to determine heat transfer area and tubeside heat transfer and pressure drop.
<b>1611</b>	The HTFS flow induced vibration analysis has identified possible or serious problems in one or more areas: Fluid Elastic Instability: 0 warnings, of which 0 serious; Resonance Assessments: 1 warnings, of which 0 serious.
<b>1371</b>	The calculated shellside pressure drop of 0.15494 bar exceeds the maximum allowable pressure drop of 0.1 bar.
<b>1372</b>	The calculated tubeside pressure drop of 0.11634 bar exceeds the maximum allowable pressure drop of 0.1 bar.
<b>1377</b>	The exchanger will not perform the duty being Checked. The ratio of the actual exchanger area, to the area required to perform this duty, is 0.8183296. The area ratio in the absense of fouling would be 2.269421.

NESTE OIL  NESTEJACOBS		DATA SHEET TUBE HEAT EXCHANGER Process Data				Case				
		Client	Site	Unit	Service	Doc No	Code	Rev	By	sin/mk
		Low Pressure Separator Feed Heater				EA	Sh.	1 (6)	Date	3/22/2016
<b>GENERAL</b>		<b>OTHER PROCESS REQUIREMENTS</b>				SHELL SIDE		TUBE SIDE		
Over design	Duty %	10	Design	Temp	Low °C	-29			-29	
	Surface %				High °C					
<b>DIAGRAMS</b>				Pres	Low kPa(a)	FV			FV	
Flow					High kPa(a)					
PI				Tracing	Type / Temp °C					
				Insulation	Type / Thickn. mm					
				Corrosion allowance mm						
				Pressure drop Allowed kPa		60			60	
<b>OPERATING CONDITIONS</b>				<b>SHELL SIDE</b>		<b>TUBE SIDE</b>				
Medium				Hydrocarbons (HC)		Hydrocarbons (HC)				
Blocking Medium				No		No				
Corrosive Medium				No		H2, H2S				
				IN	OUT	IN	OUT	IN	OUT	
Phase				L	L	GL	GL	GL	GL	
Total fluid entering		kg/h	17294	17294	17294	17515	17515	17515	17515	
Vapor		kg/h	0	0	0	39	82	39	82	
Liquid		kg/h	17294	17294	17294	17476	17432	17476	17432	
Heavy Liquid		kg/h	0	0	0	0	0	0	0	
Temperature		°C	182.7	117.8	117.8	42.8	115.0	42.8	115.0	
Density		kg/m <sup>3</sup>	713.3	762.9	762.9	804.0	755.6	804.0	755.6	
		Liquid								
		Vapor				2.1700	2.4100	2.1700	2.4100	
		Heavy Liquid								
Viscosity		cP	0.42	0.79	0.79	1.84	0.70	1.84	0.70	
		Liquid								
		Vapor				0.0111	0.0126	0.0111	0.0126	
		Heavy Liquid								
Specific heat		kJ/kgK	2.58	2.34	2.34	2.02	2.34	2.02	2.34	
		Liquid								
		Vapor				3.08	2.70	3.08	2.70	
		Heavy Liquid								
Thermal conductivity		W/mK	0.0910	0.1030	0.1030	0.1160	0.1030	0.1160	0.1030	
		Liquid								
		Vapor				0.0820	0.0730	0.0820	0.0730	
		Heavy Liquid								
Fouling resistance		m <sup>2</sup> K/W	0.00034	0.00034	0.00034	0.00034	0.00034	0.00034	0.00034	
Operating pressure		kPa(a)	820.0	760.0	760.0	460.0	400.0	460.0	400.0	
<b>NOTES</b>										
1 Design case is Feed III, SOR and EOR										
2 Both area (shell and tube) and duty shall include the oversize (10%)										
a) Pressure suffix 'a' or '(a)' = absolute pressure, 'g' or '(g)' = overpressure. Pressure difference has no suffix.										

NESTE OIL		DATA SHEET					Case						
NESTEJACOBS		TUBE HEAT EXCHANGER					Area		Project				
		Heating curve for cold side					Doc		No		By		sinivmik
		Client					Publ.		Code		Rev		Date
		Site					Info		EA		Sh.		4 (6)
		Unit											3/21/2016
		Service Low Pressure Separator Feed Heater											
File name		HALT_Feed III_nocrack_H290_EOR.sum			Block name		D331W01C		BlockID2				
Program		Aspen Plus		Version 30.0		DataType		HEATER		HCurveNo		2	
Simulation date		MARCH 21, 2016 2:41:47 P.M.			Curve name		HCURVE						552398704-4095
No.	kW	°C	kPa(a)	vfrac. wt	Phase	kg/h	kg/m <sup>3</sup>	kJ/kgK	cP	W/mK	dyn/cm		
Take, a)	kJ/kg b)												
①	0	42.8	460.0	0.002	Liquid 1	17476	804.0	2.01	1.84	0.116	35.8		
					Liquid 2								
Yes	-578				Vapour	39	2.1692	3.08	0.0111	0.082			
2	70	49.8	460.0	0.002	Liquid 1	17473	799.4	2.05	1.63	0.115	35.1		
					Liquid 2								
Yes	-564				Vapour	42	2.2246	3.01	0.0113	0.081			
3	140	56.8	460.0	0.003	Liquid 1	17470	794.8	2.08	1.45	0.114	34.5		
					Liquid 2								
Yes	-549				Vapour	45	2.2777	2.96	0.0115	0.080			
④	210	63.6	460.0	0.003	Liquid 1	17467	790.2	2.12	1.31	0.112	33.9		
					Liquid 2								
Yes	-535				Vapour	48	2.3282	2.91	0.0116	0.079			
5	280	70.3	460.0	0.003	Liquid 1	17464	785.7	2.15	1.18	0.111	33.2		
					Liquid 2								
Yes	-520				Vapour	51	2.3760	2.88	0.0118	0.079			
6	350	76.9	460.0	0.003	Liquid 1	17460	781.2	2.18	1.08	0.110	32.6		
					Liquid 2								
Yes	-506				Vapour	54	2.4210	2.84	0.0119	0.078			
⑦	420	83.5	460.0	0.003	Liquid 1	17457	776.8	2.21	0.99	0.109	32.0		
					Liquid 2								
Yes	-492				Vapour	58	2.4632	2.82	0.0120	0.077			
8	490	89.9	460.0	0.003	Liquid 1	17454	772.4	2.23	0.91	0.107	31.4		
					Liquid 2								
Yes	-477				Vapour	61	2.5028	2.80	0.0122	0.077			
9	560	96.3	460.0	0.004	Liquid 1	17450	768.0	2.26	0.84	0.106	30.9		
					Liquid 2								
Yes	-463				Vapour	64	2.5400	2.78	0.0123	0.077			
⑩	630	102.6	460.0	0.004	Liquid 1	17447	763.6	2.29	0.78	0.105	30.3		
					Liquid 2								
Yes	-449				Vapour	68	2.5745	2.77	0.0124	0.077			
11	700	108.8	460.0	0.004	Liquid 1	17444	759.2	2.31	0.73	0.104	29.7		
					Liquid 2								
Yes	-434				Vapour	71	2.6079	2.76	0.0126	0.076			
⑫	770	115.0	460.0	0.004	Liquid 1	17440	754.9	2.34	0.68	0.103	29.2		
					Liquid 2								
Yes	-420				Vapour	74	2.6405	2.75	0.0127	0.076			



## Heat Exchanger Thermal Design

## Shell&amp;Tube V8.4 CP3

Pag

File: C:\Oppari mitoitukset\D-30-31W01.EDR

Printed: 4/1/2016 at 7:06

1	Size	590	x	4880	mm	Type	BES	Hor	Connected in	1 parallel	1 series	
2	Surf/Unit (gross/eff/finned)	95.2	/	93.1	/			m <sup>2</sup>	Shells/unit	1		
3	Surf/Shell (gross/eff/finned)	95.2	/	93.1	/			m <sup>2</sup>				
4												
5	Rating / Checking	PERFORMANCE OF ONE UNIT										
6		Shell Side				Tube Side				Heat Transfer Parameters		
7	<b>Process Data</b>		<b>In</b>	<b>Out</b>		<b>In</b>	<b>Out</b>		Total heat load	kW	847.1	
8	Total flow	kg/h	19023			19267			Eff. MTD/ 1 pass MTD	°C	56.82 / 70.41	
9	Vapor	kg/h	0	0		43	82		Actual/Reqd area ratio - fouled/clean		0.93 / 1.05	
10	Liquid	kg/h	19023	19023		19224	19185					
11	Noncondensable	kg/h	0			0			<b>Coef./Resist.</b>	W/(m <sup>2</sup> K)	m <sup>2</sup> K/W	%
12	Cond./Evap.		0			39			Overall fouled	148.1	0.00675	
13	Temperature	°C	182.7	117.8		42.79	115		Overall clean	167.4	0.00597	
14	Dew / Bubble point	°C				660.99	-32.4		Tube side film	254.2	0.00393	58.29
15	Quality		0	0		0.002	0.004		Tube side fouling	2290.2	0.00044	6.47
16	Pressure (abs)	kPa	820	816.968		460	457.474		Tube wall	21340.5	0.00005	0.69
17	DeltaP allow/cal	kPa	60	3.032		60	2.526		Outside fouling	2941.2	0.00034	5.04
18	Velocity	m/s	0.26	0.25		0.43	0.55		Outside film	501.9	0.00199	29.52
19												
20	<b>Liquid Properties</b>								<b>Shell Side Pressure Drop</b>	bar	%	
21	Density	kg/m <sup>3</sup>	713.3	762.9		804	754.89		Inlet nozzle	0.0049	16.15	
22	Viscosity	mPa s	0.423	0.786		1.8414	0.6839		Inlet space Xflow	0.00045	1.49	
23	Specific heat	kJ/(kg K)	2.58	2.343		2.01	2.34		Baffle Xflow	0.01641	54.13	
24	Therm. cond.	W/(m K)	0.091	0.103		0.1162	0.1029		Baffle window	0.00558	18.39	
25	Surface tension	N/m				0.0358	0.0292		Outlet space Xflow	0.00042	1.39	
26	Molecular weight					23.17	23.16		Outlet nozzle	0.00255	8.42	
27	<b>Vapor Properties</b>								Intermediate nozzle			
28	Density	kg/m <sup>3</sup>				2.17	2.63		<b>Tube Side Pressure Drop</b>	bar	%	
29	Viscosity	mPa s				0.0111	0.0127		Inlet nozzle	0.00504	20.02	
30	Specific heat	kJ/(kg K)				3.08	2.75		Entering tubes	0.00032	1.29	
31	Therm. cond.	W/(m K)				0.0817	0.0762		Inside tubes	0.01619	64.34	
32	Molecular weight					12.39	18.53		Exiting tubes	0.0006	2.39	
33	<b>Two-Phase Properties</b>								Outlet nozzle	0.00301	11.95	
34	Latent heat	kJ/kg				415.3	370.5		Intermediate nozzle			
35												
36	<b>Heat Transfer Parameters</b>								<b>Velocity / Rho*V2</b>	m/s	kg/(m s <sup>2</sup> )	
37	Reynolds No. vapor					563.13	948.73		Shell nozzle inlet	0.9	580	
38	Reynolds No. liquid	8462.32	4554.15			1536.6	4129.01		Shell bundle Xflow	0.26	0.25	
39	Prandtl No. vapor					0.42	0.46		Shell baffle window	0.27	0.25	
40	Prandtl No. liquid	11.99	17.88			31.85	15.55		Shell nozzle outlet	0.84	543	
41	<b>Heat Load</b>								Shell nozzle interm			
42	Vapor only	kW	0			0				m/s	kg/(m s <sup>2</sup> )	
43	2-Phase vapor		0			3.5			Tube nozzle inlet	1.47	960	
44	Latent heat		0			4.2			Tubes	0.43	0.55	
45	2-Phase liquid		0			839.5			Tube nozzle outlet	1.91	1247	
46	Liquid only		-847			0			Tube nozzle interm			
47												
48	<b>Tubes</b>								<b>Baffles</b>			
49	Type		Plain			Type	Single segmental		<b>Nozzles: (No./OD)</b>			
50	ID/OD	mm	14.83 / 19.05			Number	22		Inlet	mm	1 / 114.3	1 / 114.3
51	Length act/eff	mm	4880 / 4772.5			Cut(%d)	19.06		Outlet		1 / 114.3	1 / 114.3
52	Tube passes		2			Cut orientation	H		Other	/	/	/
53	Tube No.		326			Spacing: c/c	mm	180	Impingement protection			Square plate
54	Tube pattern		90			Spacing at inlet	mm	496.24				
55	Tube pitch	mm	25.4			Spacing at outlet	mm	496.24				
56	Insert		None									
57	Vibration problem		No / No						RhoV2 violation			No

1	Size	640	x	4880	mm	Type	BES	Hor	Connected in	1 parallel	1 series
2	Surf/Unit (gross/eff/finned)	114.5	/	111.9	/			m <sup>2</sup>	Shells/unit	1	
3	Surf/Shell (gross/eff/finned)	114.5	/	111.9	/			m <sup>2</sup>			
4											
5	Rating / Checking	PERFORMANCE OF ONE UNIT									
6		<b>Shell Side</b>				<b>Tube Side</b>		<b>Heat Transfer Parameters</b>			
7	<b>Process Data</b>	<b>In</b>	<b>Out</b>	<b>In</b>	<b>Out</b>	Total heat load kW 847.1					
8	Total flow	19023		19267		Eff. MTD/ 1 pass MTD °C 56.78 / 70.41					
9	Vapor	0	0	43	82	Actual/Reqd area ratio - fouled/clean 1.01 / 1.12					
10	Liquid	19023	19023	19224	19185	<b>Coef./Resist.</b> W/(m <sup>2</sup> K) m <sup>2</sup> K/W %					
11	Noncondensable	0		0		Overall fouled 134.3 0.00745					
12	Cond./Evap.	0		39		Overall clean 149.9 0.00667					
13	Temperature °C	182.7	117.8	42.79	115	Tube side film 221.7 0.00451 60.57					
14	Dew / Bubble point °C			660.99	-32.4	Tube side fouling 2290.2 0.00044 5.86					
15	Quality	0		0.002		Tube wall 21340.5 0.00005 0.63					
16	Pressure (abs) kPa	820	817.238	460	457.916	Outside fouling 2941.2 0.00034 4.57					
17	DeltaP allow/cal kPa	60	2.762	60	2.084	Outside film 473.5 0.00211 28.37					
18	Velocity m/s	0.24	0.23	0.36	0.46						
19											
20	<b>Liquid Properties</b>					<b>Shell Side Pressure Drop</b> bar %					
21	Density kg/m <sup>3</sup>	713.3	762.9	804	754.89	Inlet nozzle 0.00515 18.66					
22	Viscosity mPa s	0.423	0.786	1.8414	0.6839	Inlet space Xflow 0.00039 1.42					
23	Specific heat kJ/(kg K)	2.58	2.343	2.01	2.34	Baffle Xflow 0.01459 52.81					
24	Therm. cond. W/(m K)	0.091	0.103	0.1162	0.1029	Baffle window 0.0045 16.3					
25	Surface tension N/m					Outlet space Xflow 0.00037 1.33					
26	Molecular weight					Outlet nozzle 0.00261 9.45					
27	<b>Vapor Properties</b>					Intermediate nozzle					
28	Density kg/m <sup>3</sup>					<b>Tube Side Pressure Drop</b> bar %					
29	Viscosity mPa s					Inlet nozzle 0.00507 24.42					
30	Specific heat kJ/(kg K)					Entering tubes 0.00022 1.07					
31	Therm. cond. W/(m K)					Inside tubes 0.01207 58.09					
32	Molecular weight					Exiting tubes 0.00041 1.98					
33	<b>Two-Phase Properties</b>					Outlet nozzle 0.003 14.45					
34	Latent heat kJ/kg					Intermediate nozzle					
35											
36	<b>Heat Transfer Parameters</b>					<b>Velocity / Rho*V2</b> m/s kg/(m s <sup>2</sup> )					
37	Reynolds No. vapor			467.83	788.18	Shell nozzle inlet 0.9 580					
38	Reynolds No. liquid	7784.6	4189.42	1276.56	3430.26	Shell bundle Xflow 0.24 0.23					
39	Prandtl No. vapor			0.42	0.46	Shell baffle window 0.23 0.22					
40	Prandtl No. liquid	11.99	17.88	31.85	15.55	Shell nozzle outlet 0.84 543					
41	<b>Heat Load</b>					Shell nozzle interm					
42	Vapor only	0		0							
43	2-Phase vapor	0		3.5		m/s kg/(m s <sup>2</sup> )					
44	Latent heat	0		4.2		Tube nozzle inlet 1.47 960					
45	2-Phase liquid	0		839.5		Tubes 0.36 0.46					
46	Liquid only	-847		0		Tube nozzle outlet 1.91 1246					
47						Tube nozzle interm					
48	<b>Tubes</b>					<b>Baffles</b>					
49	Type	Plain		Type		Single segmental		<b>Nozzles: (No./OD)</b>			
50	ID/OD mm	14.83	/	19.05	Number	22	Inlet mm		1 / 114.3	1 / 114.3	
51	Length act/eff mm	4880	/	4770.5	Cut(%d)	19.24	Outlet		1 / 114.3	1 / 114.3	
52	Tube passes	2		Cut orientation		H	Other		/	/	
53	Tube No.	392		Spacing: c/c		mm	180	Impingement protection		Square plate	
54	Tube pattern	90		Spacing at inlet		mm	495.24				
55	Tube pitch mm	25.4		Spacing at outlet		mm	495.24				
56	Insert	None									
57	Vibration problem	No / No		RhoV2 violation		No					

**Warnings and Messages****Description**

<b>1827</b>	Stream 1, Physical Properties data set number 1, is assumed to have heat load data supplied. These have been converted to specific enthalpies, using the flowrate specified
<b>1827</b>	Stream 2, Physical Properties data set number 2, is assumed to have heat load data supplied. These have been converted to specific enthalpies, using the flowrate specified
<b>1860</b>	The consolidated process conditions for Stream 1, prior to the main calculations, give a heat load of -847 kW, for a flow of 5.2842 kg/s, with outlet temperature 117.8 C and quality (vapor mass fraction) 0.
<b>1860</b>	The consolidated process conditions for Stream 2, prior to the main calculations, give a heat load of 847.2 kW, for a flow of 5.3519 kg/s, with outlet temperature 115 C and quality (vapor mass fraction) 4.245199E-03.
<b>1446</b>	The Advanced calculation has converged after 30 iterations
<b>1640</b>	The shell-side design pressure is greater than that of the tube side. You may wish to consider putting the high-pressure stream in the tubes to reduce the thickness of the shell.
<b>1643</b>	The tube side is high fouling and the front head is a bonnet. You may wish to change to a removable channel cover (A, C or N) for ease of mechanical cleaning.
<b>1913</b>	There is a risk of phase separation in a tubeside header. The effects of phase separation are not included in the thermal model.

Heat Exchanger Specification Sheet

1	Neste Jacobs Oy		Client: NEXSAT	
2	Site:		Unit: NEXSAT	
3	Service: Low Pressure Separator Feed Heater			
4	Equipment No: D-30-31W01		212102-1-29600	
5	Date: 3/21/2016		Project: NEXSAT	
6	Size	640--4880	mm	Type BES Hor Connected in 1 parallel 1 series
7	Surf/unit(eff.)	111.9	m <sup>2</sup>	Shells/unit 1 Surf/shell (eff.) 111.9 m <sup>2</sup>
8	<b>PERFORMANCE OF ONE UNIT</b>			
9	Fluid allocation	Shell Side		Tube Side
10	Fluid name	Hydrocarbons (HC)		Hydrocarbons (HC)
11	Fluid quantity, Total	19023		19267
12	Vapor (In/Out)	kg/h	0 0	43 82
13	Liquid	kg/h	19023 19023	19224 19185
14	Noncondensable	kg/h	0 0	0 0
15				
16	Temperature (In/Out)	°C	182.7 117.8	42.79 115
17	Dew / Bubble point	°C		660.99 -32.4
18	Density Vapor/Liquid	kg/m <sup>3</sup>	/ 713.3 / 762.9	2.17 / 804 2.63 / 754.89
19	Viscosity	mPa s	/ 0.423 / 0.786	0.0111 / 1.8414 0.0127 / 0.6839
20	Molecular wt, Vap			12.39 18.53
21	Molecular wt, NC			
22	Specific heat	kJ/(kg K)	/ 2.58 / 2.343	3.08 / 2.01 2.75 / 2.34
23	Thermal conductivity	W/(m K)	/ 0.091 / 0.103	0.0817 / 0.1162 0.0762 / 0.1029
24	Latent heat	kJ/kg		415.3 370.5
25	Pressure (abs)	kPa	820 817.238	460 457.916
26	Velocity	m/s	0.24	0.46
27	Pressure drop, allow./calc.	kPa	60 2.762	60 2.084
28	Fouling resistance (min)	m <sup>2</sup> K/W	0.00034	0.00034 0.00044 Ao based
29	Heat exchanged	847.1	kW	MTD corrected 56.78 °C
30	Transfer rate, Service	133.3	Dirty 134.3 Clean 149.9	W/(m <sup>2</sup> K)
31	<b>CONSTRUCTION OF ONE SHELL</b>			<b>Sketch</b>
32		Shell Side		Tube Side
33	Design/vac/test pressure:g	kPa	1000/ /	600/ /
34	Design temperature	°C	220	150
35	Number passes per shell		1	2
36	Corrosion allowance	mm	3	3
37	Connections	In mm	1 101.6/150 ANSI	1 101.6/150 ANSI
38	Size/rating	Out	1 101.6/150 ANSI	1 101.6/150 ANSI
39	Nominal	Intermediate	/150 ANSI	/150 ANSI
40	Tube No.	392	OD 19.05 Tks-Avg 2.11 mm	Length 4880 mm Pitch 25.4 mm
41	Tube type	Plain	#/m Material Carbon Steel	Tube pattern 90
42	Shell	Carbon Steel	ID 640 OD 660 mm	Shell cover Carbon Steel
43	Channel or bonnet	Carbon Steel		Channel cover Carbon Steel
44	Tubesheet-stationary	Carbon Steel	-	Tubesheet-floating Carbon Steel
45	Floating head cover	Carbon Steel		Impingement protection Square plate
46	Baffle-cross	Carbon Steel	Type Single segmental	Cut(%d) 19.24 H Spacing: c/c 180 mm
47	Baffle-long	-	Seal type	Inlet 495.24 mm
48	Supports-tube	U-bend	0	Type
49	Bypass seal		Tube-tubesheet joint	Exp. 2 grv
50	Expansion joint	-	Type None	
51	RhoV2-Inlet nozzle	580	Bundle entrance 15	Bundle exit 13 kg/(m s <sup>2</sup> )
52	Gaskets - Shell side	Flat Metal Jacket Fibe	Tube Side	Flat Metal Jacket Fibe
53		Floating head	Flat Metal Jacket Fibe	
54	Code requirements	ASME Code Sec VIII Div 1		TEMA class R - refinery service
55	Weight/Shell	3568.2	Filled with water 5249.3	Bundle 2112.2 kg
56	Remarks	Design of new equipment		
57				
58	sinivmik			



1	Size	590	x	3660	mm	Type	BES	Hor	Connected in	1 parallel	1 series			
2	Surf/Unit (gross/eff/finned)	71.4	/	69.3	/			m <sup>2</sup>	Shells/unit	1				
3	Surf/Shell (gross/eff/finned)	71.4	/	69.3	/			m <sup>2</sup>						
4														
5	Rating / Checking	PERFORMANCE OF ONE UNIT												
6		<b>Shell Side</b>				<b>Tube Side</b>				<b>Heat Transfer Parameters</b>				
7	<b>Process Data</b>	<b>In</b>	<b>Out</b>	<b>In</b>	<b>Out</b>									
8	Total flow	kg/h	19267		19023									
9	Vapor	kg/h	43	82	0	0	Total heat load kW 847.1							
10	Liquid	kg/h	19224	19185	19023	19023	Eff. MTD/ 1 pass MTD °C 58.39 / 70.41							
11	Noncondensable	kg/h	0		0		Actual/Reqd area ratio - fouled/clean 0.74 / 0.85							
12	Cond./Evap.		39		0		<b>Coef./Resist.</b> W/(m <sup>2</sup> K) m <sup>2</sup> K/W %							
13	Temperature	°C	42.79	115	182.7	117.8	Overall fouled 155.9 0.00641							
14	Dew / Bubble point	°C	660.99	-32.4			Overall clean 177.4 0.00564							
15	Quality		0.002	0.004	0	0	Tube side film 273 0.00366 57.12							
16	Pressure (abs)	kPa	460	454.622	820	819.022	Tube side fouling 2290.2 0.00044 6.81							
17	DeltaP allow/cal	kPa	60	5.378	60	0.978	Tube wall 20613.1 0.00005 0.76							
18	Velocity	m/s	0.43	0.56	0.26	0.24	Outside fouling 2941.2 0.00034 5.3							
19							Outside film 519.6 0.00192 30.01							
20	<b>Liquid Properties</b>					<b>Shell Side Pressure Drop</b>			bar	%				
21	Density	kg/m <sup>3</sup>	804	754.89	713.3	762.9	Inlet nozzle 0.0081 15.07							
22	Viscosity	mPa s	1.8414	0.6839	0.423	0.786	Inlet space Xflow 0.00099 1.84							
23	Specific heat	kJ/(kg K)	2.01	2.34	2.58	2.343	Baffle Xflow 0.03311 61.58							
24	Therm. cond.	W/(m K)	0.1162	0.1029	0.091	0.103	Baffle window 0.00453 8.43							
25	Surface tension	N/m	0.0358	0.0292			Outlet space Xflow 0.00115 2.14							
26	Molecular weight		23.17	23.16			Outlet nozzle 0.00589 10.95							
27	<b>Vapor Properties</b>					<b>Tube Side Pressure Drop</b>			bar	%				
28	Density	kg/m <sup>3</sup>	2.17	2.61			Inlet nozzle 0.00305 31.02							
29	Viscosity	mPa s	0.0111	0.0127			Entering tubes 0.00024 2.46							
30	Specific heat	kJ/(kg K)	3.08	2.75			Inside tubes 0.00482 49.08							
31	Therm. cond.	W/(m K)	0.0817	0.0762			Exiting tubes 0.0004 4.11							
32	Molecular weight		12.39	18.53			Outlet nozzle 0.00131 13.34							
33	<b>Two-Phase Properties</b>													
34	Latent heat	kJ/kg	415.3	370.5			Intermediate nozzle							
35						<b>Velocity / Rho*V2</b>			m/s	kg/(m s <sup>2</sup> )				
37	Reynolds No. vapor		719.97	1212.96			Shell nozzle inlet 1.47 960							
38	Reynolds No. liquid		1964.56	5278.99	6618.89	3562.07	Shell bundle Xflow 0.43 0.56							
39	Prandtl No. vapor		0.42	0.46			Shell baffle window 0.44 0.57							
40	Prandtl No. liquid		31.85	15.55	11.99	17.88	Shell nozzle outlet 1.92 1251							
41	<b>Heat Load</b>		kW		kW		Shell nozzle interm							
42	Vapor only		0	0			Tube nozzle inlet m/s kg/(m s <sup>2</sup> )							
43	2-Phase vapor		3.5	0			Tubes 0.26 0.24							
44	Latent heat		4.2	0			Tube nozzle outlet 0.84 543							
45	2-Phase liquid		839.5	0			Tube nozzle interm							
46	Liquid only		0	-847										
47						<b>Tubes</b>			<b>Baffles</b>			<b>Nozzles: (No./OD)</b>		
49	Type		Plain		Type	Single segmental								
50	ID/OD	mm	14.83 /	19.05	Number	16		<b>Shell Side</b>		<b>Tube Side</b>				
51	Length act/eff	mm	3660 /	3552.5	Cut(%d)	19.06		Inlet mm 1 / 114.3		1 / 114.3				
52	Tube passes		2		Cut orientation	H		Outlet mm 1 / 114.3		1 / 114.3				
53	Tube No.		326		Spacing: c/c	mm 180		Other /		/				
54	Tube pattern		90		Spacing at inlet	mm 426.24		Impingement protection		Square plate				
55	Tube pitch	mm	25.4		Spacing at outlet	mm 426.24								
56	Insert		None											
57	Vibration problem		No / No		RhoV2 violation					No				

1	Size	590	x	3660	mm	Type	BES	Hor	Connected in	1 parallel	1 series		
2	Surf/Unit (gross/eff/finned)	69.7	/	67.6	/				Shells/unit	1			
3	Surf/Shell (gross/eff/finned)	69.7	/	67.6	/						m <sup>2</sup>		
4													
5	Rating / Checking	PERFORMANCE OF ONE UNIT											
6		Shell Side				Tube Side				Heat Transfer Parameters			
7	Process Data	In	Out	In	Out	Total heat load	kW		847.1				
8	Total flow	kg/h	19267	19023	19023	Eff. MTD/ 1 pass MTD	°C		57.42 / 70.41				
9	Vapor	kg/h	43	82	0	0	Actual/Reqd area ratio - fouled/clean						
10	Liquid	kg/h	19224	19185	19023	19023	0.96 / 1.14						
11	Noncondensable	kg/h	0	0	0	0	Coef./Resist.	W/(m <sup>2</sup> K)	m <sup>2</sup> K/W	%			
12	Cond./Evap.		39	0	0	0	Overall fouled	209	0.00478				
13	Temperature	°C	42.79	115	182.7	117.8	Overall clean	249.5	0.00401				
14	Dew / Bubble point	°C	660.99	-32.4	0	0	Tube side film	508.9	0.00196	41.07			
15	Quality		0.002	0.004	0	0	Tube side fouling	2290.2	0.00044	9.13			
16	Pressure (abs)	kPa	460	455.454	820	815.749	Tube wall	20613.1	0.00005	1.01			
17	DeltaP allow/cal	kPa	60	4.546	60	4.251	Outside fouling	2941.2	0.00034	7.11			
18	Velocity	m/s	0.38	0.5	0.54	0.49	Outside film	501.4	0.00199	41.68			
19													
20	Liquid Properties						Shell Side Pressure Drop	bar	%				
21	Density	kg/m <sup>3</sup>	804	754.89	713.3	762.9	Inlet nozzle	0.00942	20.71				
22	Viscosity	mPa s	1.8414	0.6839	0.423	0.786	Inlet space Xflow	0.00072	1.58				
23	Specific heat	kJ/(kg K)	2.01	2.34	2.58	2.343	Baffle Xflow	0.02425	53.34				
24	Therm. cond.	W/(m K)	0.1162	0.1029	0.091	0.103	Baffle window	0.00398	8.76				
25	Surface tension	N/m	0.0358	0.0292			Outlet space Xflow	0.00082	1.81				
26	Molecular weight		23.17	23.16			Outlet nozzle	0.00627	13.8				
27	Vapor Properties						Intermediate nozzle						
28	Density	kg/m <sup>3</sup>	2.17	2.61			Tube Side Pressure Drop	bar	%				
29	Viscosity	mPa s	0.0111	0.0127			Inlet nozzle	0.00292	6.85				
30	Specific heat	kJ/(kg K)	3.08	2.75			Entering tubes	0.00202	4.74				
31	Therm. cond.	W/(m K)	0.0817	0.0762			Inside tubes	0.03295	77.26				
32	Molecular weight		12.39	18.53			Exiting tubes	0.00343	8.04				
33	Two-Phase Properties						Outlet nozzle	0.00133	3.12				
34	Latent heat	kJ/kg	415.3	370.5			Intermediate nozzle						
35													
36	Heat Transfer Parameters						Velocity / Rho*V2	m/s	kg/(m s <sup>2</sup> )				
37	Reynolds No. vapor		637.34	1073.75			Shell nozzle inlet	1.47	960				
38	Reynolds No. liquid		1739.09	4673.13	13403.25	7213.2	Shell bundle Xflow	0.38	0.5				
39	Prandtl No. vapor		0.42	0.46			Shell baffle window	0.41	0.54				
40	Prandtl No. liquid		31.85	15.55	11.99	17.88	Shell nozzle outlet	1.92	1250				
41	Heat Load			kW		kW	Shell nozzle interm						
42	Vapor only		0	0				m/s	kg/(m s <sup>2</sup> )				
43	2-Phase vapor		3.5	0			Tube nozzle inlet	0.9	580				
44	Latent heat		4.2	0			Tubes	0.54	0.49				
45	2-Phase liquid		839.5	0			Tube nozzle outlet	0.84	543				
46	Liquid only		0	-847			Tube nozzle interm						
47													
48	Tubes						Baffles		Nozzles: (No./OD)				
49	Type		Plain	Type	Single segmental			Shell Side	Tube Side				
50	ID/OD	mm	14.83 / 19.05	Number	16		Inlet	mm	1 / 114.3	1 / 114.3			
51	Length act/eff	mm	3660 / 3552.5	Cut(%d)	20.4		Outlet	1 / 114.3	1 / 114.3				
52	Tube passes		4	Cut orientation	H		Other	/	/				
53	Tube No.		318	Spacing: c/c	mm	180	Impingement protection		Square plate				
54	Tube pattern		90	Spacing at inlet	mm	426.24							
55	Tube pitch	mm	25.4	Spacing at outlet	mm	426.24							
56	Insert		None										
57	Vibration problem		No / No		RhoV2 violation			No					

1	Size	590 x 3660	mm	Type	BES	Hor	Connected in	1 parallel	1 series	
2	Surf/Unit (gross/eff/finned)	69.7 /		67.6 /		m <sup>2</sup>	Shells/unit	1		
3	Surf/Shell (gross/eff/finned)	69.7 /		67.6 /		m <sup>2</sup>				
4										
5	Rating / Checking	<b>PERFORMANCE OF ONE UNIT</b>								
6		<b>Shell Side</b>				<b>Tube Side</b>		<b>Heat Transfer Parameters</b>		
7	<b>Process Data</b>	<b>In</b>	<b>Out</b>	<b>In</b>	<b>Out</b>					
8	Total flow	kg/h	19267		19023		Total heat load	kW	847.1	
9	Vapor	kg/h	43	82	0	0	Eff. MTD/ 1 pass MTD	°C	57.43 / 70.41	
10	Liquid	kg/h	19224	19185	19023	19023	Actual/Reqd area ratio - fouled/clean		1.02 / 1.23	
11	Noncondensable	kg/h	0		0		<b>Coef./Resist.</b>	W/(m <sup>2</sup> K)	m <sup>2</sup> K/W	%
12	Cond./Evap.		39		0		Overall fouled	222.7	0.00449	
13	Temperature	°C	42.79	115	182.7	117.8	Overall clean	269.3	0.00371	
14	Dew / Bubble point	°C	660.99	-32.4			Tube side film	506.8	0.00197	43.95
15	Quality		0.002	0.004	0	0	Tube side fouling	2290.2	0.00044	9.73
16	Pressure (abs)	kPa	460	445.919	820	815.742	Tube wall	20613.1	0.00005	1.08
17	DeltaP allow/cal	kPa	60	14.081	60	4.258	Outside fouling	2941.2	0.00034	7.57
18	Velocity	m/s	0.72	0.94	0.54	0.49	Outside film	591.3	0.00169	37.67
19										
20	<b>Liquid Properties</b>						<b>Shell Side Pressure Drop</b>			
21	Density	kg/m <sup>3</sup>	804	754.89	713.3	762.9	Inlet nozzle	bar	0.00942	6.69
22	Viscosity	mPa s	1.8414	0.6839	0.423	0.786	Inlet space Xflow		0.00131	0.93
23	Specific heat	kJ/(kg K)	2.01	2.34	2.58	2.343	Baffle Xflow		0.10509	74.63
24	Therm. cond.	W/(m K)	0.1162	0.1029	0.091	0.103	Baffle window		0.01717	12.19
25	Surface tension	N/m	0.0358	0.0292			Outlet space Xflow		0.00148	1.05
26	Molecular weight		23.17	23.16			Outlet nozzle		0.00635	4.51
27	<b>Vapor Properties</b>						<b>Tube Side Pressure Drop</b>			
28	Density	kg/m <sup>3</sup>	2.17	2.56			Inlet nozzle	bar	0.00292	6.84
29	Viscosity	mPa s	0.0111	0.0127			Entering tubes		0.00202	4.73
30	Specific heat	kJ/(kg K)	3.08	2.75			Inside tubes		0.03302	77.3
31	Therm. cond.	W/(m K)	0.0817	0.0762			Exiting tubes		0.00343	8.03
32	Molecular weight		12.39	18.53			Outlet nozzle		0.00133	3.11
33	<b>Two-Phase Properties</b>						Intermediate nozzle			
34	Latent heat	kJ/kg	415.3	370.5						
35										
36	<b>Heat Transfer Parameters</b>						<b>Velocity / Rho*V2</b>			
37	Reynolds No. vapor		1200.51	2022.54			Shell nozzle inlet	m/s	1.47	kg/(m s <sup>2</sup> )
38	Reynolds No. liquid		3275.77	8802.39	13403.25	7213.2	Shell bundle Xflow		0.72	0.94
39	Prandtl No. vapor		0.42	0.46			Shell baffle window		0.66	0.87
40	Prandtl No. liquid		31.85	15.55	11.99	17.88	Shell nozzle outlet		1.94	1264
41	<b>Heat Load</b>						Shell nozzle interm			
42	Vapor only		0	0						
43	2-Phase vapor		3.5	0			Tube nozzle inlet	m/s	0.9	kg/(m s <sup>2</sup> )
44	Latent heat		4.2	0			Tubes		0.54	0.49
45	2-Phase liquid		839.5	0			Tube nozzle outlet		0.84	543
46	Liquid only		0	-847			Tube nozzle interm			
47										
48	<b>Tubes</b>						<b>Baffles</b>			
49	Type		Plain				Type	Single segmental		
50	ID/OD	mm	14.83 / 19.05				Number	28	Inlet	mm
51	Length act/eff	mm	3660 / 3552.5				Cut(%d)	13.94	Outlet	mm
52	Tube passes		4				Cut orientation	H	Other	mm
53	Tube No.		318				Spacing: c/c	mm	100	Impingement protection
54	Tube pattern		90				Spacing at inlet	mm	426.24	Square plate
55	Tube pitch	mm	25.4				Spacing at outlet	mm	426.24	
56	Insert		None							
57	Vibration problem		No / No					RhoV2 violation		No

**Warnings and Messages**

	<b>Description</b>
<b>1827</b>	Stream 1, Physical Properties data set number 1, is assumed to have heat load data supplied. These have been converted to specific enthalpies, using the flowrate specified
<b>1827</b>	Stream 2, Physical Properties data set number 2, is assumed to have heat load data supplied. These have been converted to specific enthalpies, using the flowrate specified
<b>1860</b>	The consolidated process conditions for Stream 1, prior to the main calculations, give a heat load of -847 kW, for a flow of 5.2842 kg/s, with outlet temperature 117.8 C and quality (vapor mass fraction) 0.
<b>1860</b>	The consolidated process conditions for Stream 2, prior to the main calculations, give a heat load of 847.2 kW, for a flow of 5.3519 kg/s, with outlet temperature 115 C and quality (vapor mass fraction) 4.245199E-03.
<b>1258</b>	A nominal baffle cut of 15 percent has given local cuts of 13.94491 and 13.94491 percent, to match the tube line locations. The effective (mean) cut used in the calculations is 13.94491 percent. [for double segmental baffles, this refers to the outer cuts]
<b>1446</b>	The Advanced calculation has converged after 30 iterations
<b>1643</b>	The tube side is high fouling and the front head is a bonnet. You may wish to change to a removable channel cover (A, C or N) for ease of mechanical cleaning.



## Heat Exchanger Specification Sheet

1	Neste Jacobs Oy	Client: NEXSAT	
2	Site:	Unit: NEXSAT	
3	Service: Low Pressure Separator Feed Heater		
4	Equipment No: D-30-31W01	212102-1-29600	
5	Date: 3/21/2016	Project: NEXSAT	
6	Size 590--3660	mm Type BES Hor Connected in 1 parallel 1 series	
7	Surf/unit(eff.) 67.6	m <sup>2</sup> Shells/unit 1 Surf/shell (eff.) 67.6 m <sup>2</sup>	
8	<b>PERFORMANCE OF ONE UNIT</b>		
9	Fluid allocation	Shell Side Tube Side	
10	Fluid name	Hydrocarbons (HC) Hydrocarbons (HC)	
11	Fluid quantity, Total	kg/h 19267 19023	
12	Vapor (In/Out)	kg/h 43 82 0 0	
13	Liquid	kg/h 19224 19185 19023 19023	
14	Noncondensable	kg/h 0 0 0 0	
15			
16	Temperature (In/Out)	°C 42.79 115 182.7 117.8	
17	Dew / Bubble point	°C 660.99 -32.4	
18	Density Vapor/Liquid	kg/m <sup>3</sup> 2.17 / 804 2.56 / 754.89 / 713.3 / 762.9	
19	Viscosity	mPa s 0.0111 / 1.8414 0.0127 / 0.6839 / 0.423 / 0.786	
20	Molecular wt, Vap	12.39 18.53	
21	Molecular wt, NC		
22	Specific heat	kJ/(kg K) 3.08 / 2.01 2.75 / 2.34 / 2.58 / 2.343	
23	Thermal conductivity	W/(m K) 0.0817 / 0.1162 0.0762 / 0.1029 / 0.091 / 0.103	
24	Latent heat	kJ/kg 415.3 370.5	
25	Pressure (abs)	kPa 460 445.919 820 815.742	
26	Velocity	m/s 0.94 0.54	
27	Pressure drop, allow./calc.	kPa 60 14.081 60 4.258	
28	Fouling resistance (min)	m <sup>2</sup> K/W 0.00034 0.00034 0.00044 Ao based	
29	Heat exchanged 847.1	kW MTD corrected 57.43 °C	
30	Transfer rate, Service 218.2	Dirty 222.7 Clean 269.3 W/(m <sup>2</sup> K)	
31	<b>CONSTRUCTION OF ONE SHELL</b>		<b>Sketch</b>
32		Shell Side Tube Side	
33	Design/vac/test pressure:g	kPa 600/ / 1000/ /	
34	Design temperature	°C 150 220	
35	Number passes per shell	1 4	
36	Corrosion allowance	mm 3 3	
37	Connections In	mm 1 101.6/150 ANSI 1 101.6/150 ANSI	
38	Size/rating Out	1 101.6/150 ANSI 1 101.6/150 ANSI	
39	Nominal Intermediate	/150 ANSI /150 ANSI	
40	Tube No. 318	OD 19.05 Tks-Avg 2.11 mm Length 3660 mm Pitch 25.4 mm	
41	Tube type Plain	#/m Material Carbon Steel Tube pattern 90	
42	Shell Carbon Steel	ID 590 OD 610 mm Shell cover Carbon Steel	
43	Channel or bonnet Carbon Steel	Channel cover Carbon Steel	
44	Tubesheet-stationary Carbon Steel	- Tubesheet-floating Carbon Steel	
45	Floating head cover Carbon Steel	Impingement protection Square plate	
46	Baffle-cross Carbon Steel	Type Single segmental Cut(%d) 13.94 H Spacing: c/c 100 mm	
47	Baffle-long -	Seal type Inlet 426.24 mm	
48	Supports-tube	U-bend 0 Type	
49	Bypass seal	Tube-tubesheet joint Exp. 2 grv	
50	Expansion joint -	Type None	
51	RhoV2-Inlet nozzle 960	Bundle entrance 50 Bundle exit 57 kg/(m s <sup>2</sup> )	
52	Gaskets - Shell side	Flat Metal Jacket Fibe Tube Side Flat Metal Jacket Fibe	
53	Floating head	Flat Metal Jacket Fibe	
54	Code requirements	ASME Code Sec VIII Div 1 TEMA class R - refinery service	
55	Weight/Shell 2567.2	Filled with water 3698.7 Bundle 1431.9 kg	
56	Remarks	Design of new equipment	
57			
58	sinivmik		