Lappeenrannan teknillinen yliopisto

Teknillinen tiedekunta

Energiatekniikan koulutusohjelma

BH10A0201 Energiatekniikan kandidaatintyö ja seminaari

Ilmatislaamon vesijäähdytysjärjestelmän lämmönvaihtajien tehokkuuden vaikutus tislausprosessin hyötysuhteeseen

Influence of heat exchangers of water cooling system for efficiency of air separation process

Työn tarkastaja: Tero Tynjälä

Työn ohjaaja: Tero Tynjälä

Mäntyharju 03.12.2013

Jani Roitto

TIIVISTELMÄ

Tekijän nimi: Jani Roitto

Opinnäytteen nimi: Ilmatislaamon vesijäähdytysjärjestelmän lämmönvaihtajien tehokkuuden vaikutus tislausprosessin hyötysuhteeseen

Teknillinen tiedekunta

Energiatekniikan koulutusohjelma

Kandidaatintyö 2013

42 sivua, 10 kuvaa, 3 taulukkoa ja 1 liite

Hakusanat: Ilmatislaamo, lämmönsiirto, lämmönvaihdin, hyötysuhde, tislaaminen

Sähköenergiankulutuksella on suuri merkitys kryogeenisessa ilman tislausprosessissa. Sähköenergiankulutus määrittää pääosan tuotetun kaasun tuotantokustannuksista, koska raaka-aine eli ympäröivä ilmakehä ei aiheuta taloudellisia kuluja.

Vesijäähdytysjärjestelmä vaikuttaa tislausprosessin tehokkuuteen merkittävästi. Jäähdytysveden lämpötilalla on oleellinen merkitys tuotettujen kaasujen massavirtoihin ja kulutettavaan energiaan. Lisäksi jäähdytysveden lämpötila vaikuttaa laitoksen käytettävyyteen.

Jäähdytysjärjestelmän tehokkuuteen vaikuttavat useat eri tekijät. Lähtökohtana lämmönsiirtoon vaikuttavista tekijöistä on saatavan jäähdytysveden lämpötila. Lämmönsiirtimien mitoituksella, likaantumisella ja virtausnopeuksilla on myös oleellinen merkitys ilman tislausprosessin lämmönsiirrossa.

Tässä raportissa on kuvattu kryogeeninen ilman tislausprosessi ja syvennytty prosessin vesijäähdytysjärjestelmään. Raportissa lämmönsiirto pohjautuu ainoastaan laitoksen vesilämmönsiirtimiin ulkoisessa ja sisäisessä kierrossa. Raportti sisältää prosessikuvauksen, tutkimustietoa jäähdytysjärjestelmästä ja lämmönsiirrosta, koejärjestelyjen tulokset ja päätelmiä laitoksen jäähdytysjärjestelmän ja tuotannon yhteyksistä. Raportti perustuu kattavaan lähdemateriaaliin.

SISÄLLYSLUETTELO

Tiivistelmä **2**

Sisällysluettelo **3**

Symboli- ja lyhenneluettelo **4**

1 Johdanto **5**

2 Ilman tislausprosessi **6**
2.1 Kryogeeninen ilman tislaaminen ja laitteisto 7
2.2 Aspen kryogeeninen ilmatislaamo 9
2.3 Elm-typpinesteyttäjä 13

3 Jäähdytysvesikierto ja prosessin sähköenergiankulutus **14**
3.1 Kompressorit 15
3.2 Paisuntaturbiinit 18
3.3 Kylmäkoneet 18

4 Laitoksen lämmönvaihtajat **19**

5 Lämmönsiirron tehokkuus **22**
5.1 Ympäristön olosuhteet 22
5.2 Järjestelmän vaikutus 25
5.3 Esimerkkilaskelma lämmönvaihdinmuutoksen vaikutuksesta prosessiin 28

6 Koetoiminta **30**
6.1 Mittausjärjestelyt 31
6.2 Mittaustulokset 32
6.3 Poikkeavuudet mittauksissa 37

7 Johtopäätökset **38**

8 Yhteenveto **41**

Lähdeluettelo **43**

Liite 1.

SYMBOLI- JA LYHENNELUETTELO

Roomalaiset aakkoset

A	pinta-ala [m^2]
c_p	ominaislämpökapasiteetti [kJ/kg K]
q	lämpövirta [W]
q_v	tilavuusvirta [m^3/s]
T	lämpötila [K]
U	lämmönläpäisyluku [W/m^2 K]
x	etäisyys [m]

Kreikkalaiset aakkoset

ρ	tiheys [kg/m^3]

Alaindeksit

1	lämmönvaihtimen alku
2	lämmönvaihtimen loppu
in	sisään
out	ulos
pv	pohjavesi
sk	sisäinen kierto

1 JOHDANTO

Ympäröivä ilma koostuu pääosin typestä, hapesta ja argonista. Kaasukomponentit ovat sekoittuneet keskenään, jolloin entropia on kasvanut. Entropian kasvaminen on tyypillistä kaikille spontaaneille prosesseille. Spontaanit prosessit pyrkivät tilaan, jossa entropia saavuttaa maksimiarvon. Nyky-yhteiskunta tarvitsee puhtaita kaasuja, joista osan valmistamiseen on mahdollista käyttää ympäröivää ilmaa. Erotusmenetelmiä on useita ja tässä kandidaatintyössä niistä käsitellään pääsääntöisesti kryogeenistä ilman tislausprosessia.

Kandidaatintyön tutkimuskohteena on Oy Woikoski Ab:n ilmatislaamo. Ilmatislaamo käyttää raaka-aineena ilmaa, ja komponenttien nesteytymiseen tarvittava energiansiirto toteutetaan järviveteen. Käyttökokemusten perusteella ilmatislaamon tuotantoaste on kesällä pienempi verrattaessa talven tuotantoon. Jäähdytysveden ja ympäröivän ilman lämpötila muuttuvat muiden suureiden pysyessä lähes vakiona. Täten voidaan päätellä, että jäähdytysveden lämpötilalla on merkitystä prosessin tuotantoasteelle ja hyötysuhteelle.

Kandidaatintyön tarkoituksena on tutkia ilman tislausprosessin vesijäähdytysjärjestelmää ja sen merkitystä tislausprosessin hyötysuhteelle. Työssä tutkitaan ilman tislausprosessissa saavutettavia jäähdytyslämpötiloja ja niiden vaikutuksia sähköenergiankulutukseen. Lisäksi työssä esitellään lämmönvaihdon tehokkuuteen vaikuttavia tekijöitä. Kandidaatintyö sisältää teoreettisen ja kokeellisen osion. Teoriaosio käsittelee ilman tislaamisen ja lämmönsiirron ominaisuuksia pohjautuen lähdemateriaaliin. Kokeellinen osio sisältää käytännön koetoiminnan ilmatislaamon vesijäähdytysjärjestelmästä. Kaikki työssä tarkasteltu lämmönsiirto perustuu vesijäähdytysjärjestelmän lämmönvaihtimiin. Muut lämmönvaihtimet eivät kuulu työn laajuuteen, mutta ne esitellään lyhyesti.

Ilman tislaaminen kuluttaa suuria määriä sähköenergiaa, ja prosessin hyötysuhde on sähköenergiankulutuksen kannalta erittäin merkittävä. Sähköenergiankulutus vaikuttaa tuotannon kannattavuuteen. Lisäksi sähköenergiankulutuksella on yhteiskunnallisia vaikutuksia tuotantoprosessin ja yrityksen julkiselle kuvalle. Työn tavoitteena on selvittää sähköenergian kulutuksen ja tuotantoasteen välinen riippuvuus sekä tutkia lämmönsiirron tehostamiskeinoja.

2 ILMAN TISLAUSPROSESSI

Ilma koostuu pääosin typestä, hapesta ja argonista. Lisäksi ilma sisältää pieniä määriä hiilidioksidia, neonia, heliumia, kryptonia, vetyä, ksenonia ja radonia. Yleisesti ilmassa on myös vesihöyryä. Ilman koostumus on esitetty taulukossa 1. (L'Air Liquide 1976, s.61.)

Taulukko 1. Normaalin ilman koostumus tilavuus- ja massaprosentteina. (L'Air Liquide 1976, s.61 ; Seppänen et al. 2006)

Komponentti	Pitoisuus		Tiheys (NTP)
	til-%	m-%	kg/m^3
N_2	78,09	75,52	1,25
O_2	20,94	23,15	1,429
Ar	0,93	1,28	1,78
CO_2	0,03	0,05	1,97
Ne	0,001818	0,0013	0,9
He	0,0005239	0,00007	0,178
Kr	0,0001139	0,00033	3,74
H_2	0,00005	0,000003	0,089
Xe	0,0000086	0,00004	5,35
Rn	6E-18		

Ilmasta erotettavia komponentteja käytetään teollisuudessa ja lääkkeellisesti. Typpeä käytetään pääsääntöisesti inerttinä aineena ja reaktanttina kemiallisissa prosesseissa. (Cornelissen ja Hirs 1998, s.1821.) Happea käytetään runsaasti lääkkeellisesti, teräs ja kemianteollisuudessa ja nykyään myös happipolttotekniikassa hiilidioksidin talteenotossa palamisen yhteydessä. (Burnury ja Struchtrup 2009, s. 1886.)

Ilman tislaaminen voidaan jaotella kolmeen menetelmään, jotka ovat kryogeeninen tislaaminen, adsorptiomenetelmä ja membraanimenetelmä. Kryogeeninen menetelmä soveltuu, kun tuotteet halutaan erittäin puhtaina ja nestemäisinä. Menetelmässä voidaan erotella kaikki ilman pääkomponentit. Adsorptiomenetelmä soveltuu erityisesti typen valmistamiseen. Menetelmällä saavutetaan 98-99,5 til-% typen puhtaus kapasiteetilla 10-

100 m^3/h. Membraanimenetelmää käytetään kaasujen valmistukseen kapasiteetilla maksimissaan 10 m^3/h. (Cornelissen ja Hirs 1998, s.1821.) Tässä harjoitustyössä perehdytään ainoastaan kryogeenisiin tislausmenetelmiin.

2.1 Kryogeeninen ilman tislaaminen ja laitteisto

Kryogeeninen ilman tislausprosessi perustuu hyvin pienien lämpötilojen saavuttamiseen. Kylmissä olosuhteissa ilmakomponentit nesteytyvät ja niiden erottaminen on mahdollista. (Roffel et al. 2000 s.111-112.) Tislaamisen mahdollistavat osakomponenttien eriävät höyrystymispisteet (Rackley 2010, s.199–200). Hapen valmistuksessa kryogeeninen tislausmenetelmä on ainoa taloudellinen tapa tuottaa suuria määriä happea erittäin puhtaana (Darde et al. 2009, s. 528). Allam (2009, s. 461) toteaa kryogeenisen tislausmenetelmän olevan ainoa käytössä oleva tapa suurten happimäärien valmistuksessa. Smith ja Klosek (2001, s.120-121) toteavat kryogeenisen tislausmenetelmän olevan taloudellisin keino tuottaa suuria määriä happea, typpeä ja argonia. Jos ilmasta halutaan tislata muita komponentteja hapen lisäksi, voidaan kustannuksia tarkastella komponenteittain. Kaasukomponenttien nesteyttäminen vaatii suuria energiavirtoja, koska kaasujen lämpötilan muutos ja nesteytyminen vapauttavat paljon energiaa. Erityisesti typen kryogeenisessä valmistuksessa nesteytymiseen vaaditaan hyvin kylmät olosuhteet, mikä aiheuttaa suuria energiakustannuksia typen tislaukselle (Roffel et al. 2000 s. 111-112).

Kryogeeninen tislaaminen voidaan jaotella neljään osakokonaisuuteen. Osiot ovat alkupaineistus ja puhdistus, päälämmönvaihdin, tislausosio ja tuotteen loppupaineistus ja pumppaus. (van der Ham 2012, s. 31.) Kryogeeninen menetelmä perustuu komponenttien nesteytymiseen, joten päälämmönvaihdin on mahdollista jakaa myös päälämmönsiirroksi ja päälämmönvaihtimen jäähdytyskierroksi. Tällöin jäähdytyskierto eroaa muusta prosessista ja prosessiajattelu selkeytyy. Osassa prosesseissa faasimuutosten vuoksi kaasua joudutaan pumppaamaan ja paineistamaan (Smith ja Klosek 2001, s.122). Jos tuotteet halutaan nestemäisiä, voidaan ne siirtää ilman mekaanista työtä säiliöön, mikäli prosessin paine on riittävä. Prosessin jako osa-alueisiin on haastavaa monien muuttujien vuoksi.

Kryogeeninen ilman tislausprosessi on yleisesti periaatteeltaan yhdenmukainen. Woikosken tislausprosessi on esitetty seuraavassa kappaleessa ja kuvassa 1. Yleisesti imuilma paineistetaan ilmakompressorilla. Samalla ilmaa jäähdytetään lämmönvaihtimissa. Ilma

virtaa molekyylisuodattimiin, jotka poistavat raakailmasta hiilidioksidin ja veden. (Cornelissen ja Hirs 1998, s.1822.) Ilman tislausprosessi tulee suunnitella siten, ettei hiilivetyjä kerry prosessiin (EIGA 2013, s. 4). Tämä pitää huomioida veden ja hiilidioksidin lisäksi ilman esisuodatuksessa.

Ilmakomponentit erotetaan tislauskolonneissa. Komponenttien höyrystymislämpötilat ovat esitetty taulukossa 2. Yleisesti käytetty tislausmenetelmä perustuu kahden tislauskolonnin käyttöön. Kolonnit ovat eri paineissa. Tislauksessa tarvittava pieni lämpötila saavutetaan päälämmönvaihtimessa, josta ilma virtaa korkeapainekolonniin. Korkeapainekolonnin yläosasta saadaan typpituotekaasua, joka jäähdytetään matalapainekolonnin lauhduttimessa. Samalla korkeapainekolonnin typpi höyrystää matalapainekolonnin pienemmän höyrystymispisteen omaavia kaasuja. Täten matalapainekolonnin pohjalle muodostuu puhdasta happea. Lauhduttimessa nesteytyneestä typestä osa saadaan tuotteena ja osa syötetään matalapainekolonnin yläosaan, mikä saa hapen nesteytymään. Täten matalapainekolonnissa kaasut ovat eri faaseissa. Faasiero aiheuttaa tiheyseroja, joiden johdosta nestemäinen happi kasaantuu matalapainekolonnin alaosaan ja typpi höyrystyy ylös. Korkeapainekolonnin pohjalta poistuu typpiköyhä ilmaseos. Seos kulkeutuu ylempään kolonniin, jossa yläosaan erottuu typpi ja alaosaan happi edellä kuvatulla tavalla. Typpi on prosessissa jäähdyttävänä komponenttina, jolla aikaan saadaan päälämmönvaihtimen kylmyys. Typen jäähdytykseen käytetään kompressoreja ja paisuntaturbiineja. (Cornelissen ja Hirs 1998, s.1822.)

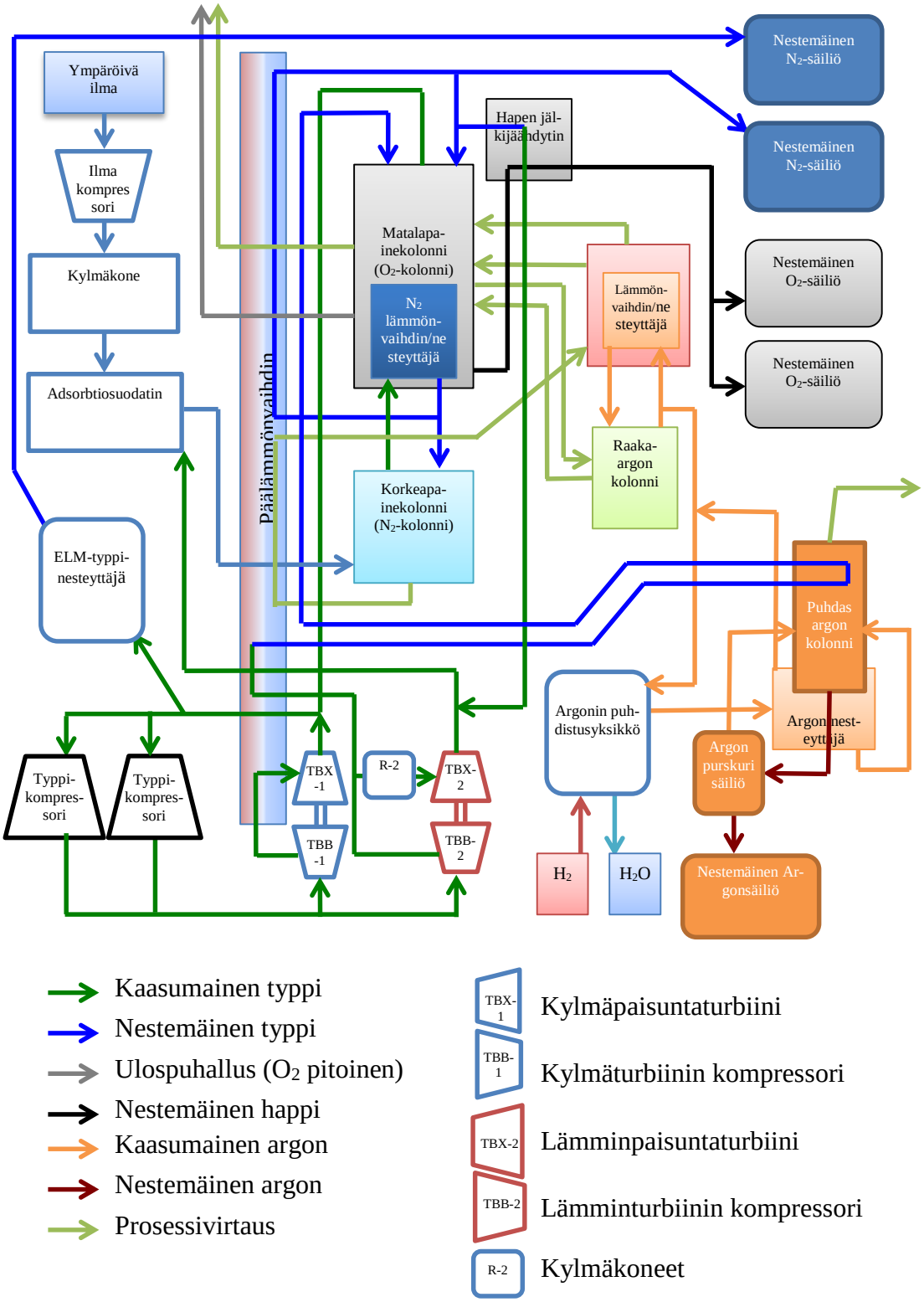
Taulukko 2. Ilman komponenttien höyrystymispisteet 1 atm paineessa. (L'Air Liquide 1976, s.62,86,1020 ja 1080)

Komponentti	Höyrystymispiste	
	[K]	[°C]
N_2	77,35	-195,80
O_2	90,18	-182,97
Ar	87,29	-185,86
Ilma (seos)	78,8	-194,35

Matalapainekolonnista sivutuotteena saadaan epäpuhdasta argonia, joka sisältää happea ja typpeä. Raaka-argonin happi reagoi vedyn kanssa argonin puhdistusyksikössä muodostaen vettä. Veden poiston jälkeen argon puhdistetaan puhdasargonkolonnissa ja siirretään säiliöön. (Cornelissen ja Hirs 1998, s.1822.)

2.2 Aspen kryogeeninen ilmatislaamo

Harjoitustyössä tutkittavana laitoksena on kryogeeninen ilmatislaamo Aspen. Laitoksen pääperiaate on edellä kuvatun kryogeenisen ilman tislausprosessin mukainen. Laitoksella on pieniä poikkeamia yleisesti kuvattuun laitokseen verrattuna. Tässä kappaleessa esitetään laitoksen toiminta ja komponentit. Tämä kappale sisältää kyseisen laitoksen prosessikuvauksen. Prosessi on esitetty kuvassa 1.



Kuva 1. Ilmatislaamon prosessikuva. (Woikoski)

Kyseinen laitos on Cosmodynen valmistama puoliautomaattinen ilmatislaamo, jossa valmistetaan nestemäisinä typpeä, happea ja argonia. Raaka-aineena käytetään ilmaa. Laitos

on suunniteltu automaattiseksi perustuotannossa. Puoliautomaattisuus edellyttää käynnistyksen, alasajon ja sulatuksen manuaalisen ohjauksen. (Cosmodyne 1998a, s. 10.) Suomen olosuhteissa laitoksen ajaminen on todettu haastavaksi automaattiohjauksella. Vaihtelevat sääolosuhteet ja epästabiili kuormitus tekevät laitoksen ajosta puoliautomaattisen myös normaalitoiminnassa.

Aspen-laitoksella on mahdollista tuottaa täydellä kuormalla nestemäistä happea, typpeä tai näiden välimuotoja. Lisäksi laitoksella on lisäyksikkö nestemäisen argonin tuotantoon. Argonin tuotanto edellyttää, että 50 prosenttia kokonaistuotannosta on hapen tuotantoa. (Cosmodyne 1998a, s. 11.)

Raaka-aine eli ilma syötetään prosessiin ilmansuodattimien läpi ilmakompressorilla. Ilmakompressori on Ingersoll-Rand Centac C21-35 kolmivaiheinen radiaalikompressori. Kompressorin vaiheiden välillä ovat välijäähdyttimet. Lisäksi kompressorissa on jälkijäähdytin ja öljynlauhdutin. Kaikki lämmönvaihtimet siirtävät energiaa jäähdytysveteen. Kompressorin jälkeen ilmaa jäähdytetään vesijäähdytteisellä kylmäkoneella. Ilman jäähtyessä vesi tiivistyy ja erottuu vedenerottimissa. Jäähdytetty ilma virtaa adsorptiosuodattimeen, jossa erottuu hiilidioksidi ja loppu vesi. Adsoptiosuodattimia on kaksi, joista molemmat ovat vuoroin regeneroinnissa ja käytössä. Puhdistettu ilma virtaa pienhiukkassuodattimen läpi päälämmönvaihtimeen. Päälämmönvaihtimessa ilma jäähtyy ja virtaa edelleen korkeapainekolonniin. (Cosmodyne 1998a ja b, s. 12-13.)

Päälämmönvaihtimesta energiaa poistetaan typen avulla. Typpeä kierrätetään ilmakompressorin kanssa identtisillä kompressoreilla. Kaksi kompressoria paineistavat typpeä, joka virtaa kahdelle paisuntaturbiinille. Kompressoreissa ovat väli- ja jälkijäähdytykset kuten ilmakompressorissa. Turbiinit toimivat eri lämpötiloissa ja ne eritellään lämmin- ja kylmäturbiiniksi. Virtauksesta 70 prosenttia ohjautuu kylmäturbiinille ja 30 prosenttia lämminturbiinille. Paisuntaturbiineissa kompressori ja turbiini ovat samalla akselilla. Kompressoriosa nostaa typen painetta noin 50 prosenttia lisää typpikompressorien saavuttamasta ylipaineesta, jolloin typen lämpötila kasvaa. Kompressoriosan jälkeen typpeä jäähdytetään vedellä. (Cosmodyne 1998a, s. 13.)

Vesijäähdytyksen jälkeen noin 70 prosenttia lämminturbiinin kaasusta menee kylmäkoneiden kautta turbiiniosaan ja paisuessaan jäähtyy. Tämä osuus virtaa päälämmönsiirtimen kautta adsorptiosuodattimien regenerointiin. Loppu 30 prosenttia kaasusta virtaa päälämmönsiirtimeen ilman koneellista jäähdytystä. Tämä osa käytetään argonin tuotannossa lämmönvaihtimissa ja syötetään matalapainekolonnin tislausprosessiin. Päälämmönvaihtimessa yläosa on korkeimmassa lämpötilassa. Kylmäturbiinin vesijäähdytyksen jälkeen typpeä jäähdytetään päälämmönvaihtimessa lämminturbiinin paisuneella ja jäähtyneellä kaasulla. Jäähtynyt kaasu syötetään kylmäturbiinin turbiiniosaan, jossa se paisuu. Paisunut ja jäähtynyt kaasu syötetään kylmäturbiinista jälleen päälämmönvaihtimen alaosaan, jossa se vastaanottaa lämmönvaihtimessa energiaa ja palaa takaisin typpikompressoreiden kiertoon. (Cosmodyne 1998a, s. 13-14.)

Hapen ja typen tislaus toteutetaan kahdessa tislauskolonnissa. Kolonnit ovat korkea- ja matalapaineiset. Ilmakompressorien paineistamasta ilmasta korkeapaine- eli typpikolonnissa tislautuu puhdas typpi osittain tuotteeksi ja raakahappi jää kolonnin pohjalle. Raakahappi tislataan matalapaine- eli happikolonnissa. Kaikki vaaditut kylmät olosuhteet saadaan päälämmönvaihtimesta ja typpikierrosta. Kolonnien toimita perustuu riittävän alhaisten lämpötilojen saavuttamiseen, jolloin raaka-aineilman komponentit nesteytyvät eri lämpötiloissa. Pieni lämpötila matala-painekolonnissa saadaan aikaiseksi nestemäisellä typpisateella. Happipitoiset nesteet erottuvat kummassakin kolonnissa pohjalle. Puhdas happi erottuu matalapainekolonnin pohjalle. Nestemäisellä hapella jäähdytetään matalapainekolonnin lämmönvaihtimessa korkeapainekolonnin yläosasta saatava typpi. Korkeapaineinen typpi jäähtyy ja nesteytyy nestemäisen hapen lämpötilassa. Matalapainekolonnista erottuu myös raaka-argon, joka puhdistetaan erillisessä puhdistusyksikössä. Argonista poistetaan happi vedyn kanssa reagoiden. Muodostuva vesi erotetaan veden erottimissa. Jäännösvety ja typpi voidaan tislata argonista, jolloin saadaan puhdasta argonia. (Cosmodyne 1998a ja b, s. 14-17.)

Aspen-ilmatislaamo tuottaa nestemäisinä kaasuina ilman kolmea pääkomponenttia. Tuotantosuhteita voidaan muuttaa, mutta tuotanto kohdistuu pääasiassa happeen typen ollessa jäähdyttävänä elementtinä. Tuotantolaitteisto toimii samoilla perusteilla kuin yleisesti ilmatislaamot aiempien lähdemateriaalien mukaan.

2.3 Elm-typpinesteyttäjä

Elm-typpinesteyttäjällä nesteytetään Aspen-laitoksen ylijäämätyppi. Nesteyttäjä koostuu Cooper Turbo Air 6000 kolmivaiheisesta radiaalikompressorista ja Aspen-laitoksen kanssa yhdenmukaisista paisuntaturbiineista. Kompressori sisältää jäähdytysvedellä toimivat väli- ja jälkijäähdyttimet sekä lisäksi öljynlauhduttimen. Kompressori paineistaa typen, joka virtaa paisuntaturbiineille. Paisuntaturbiineilla kaasu paineistuu lisää ja jäähtyy vesilämmönvaihtimissa. Lämmönvaihtimista typpi virtaa päälämmönvaihtimeen, jossa se jäähtyy. Jäähtynyt kaasu paisuu ja jäähtyy edelleen turbiiniosissa ja virtaa takaisin päälämmönvaihtimeen. Osa kierrosta saadaan nestemäisenä typpituotteena.

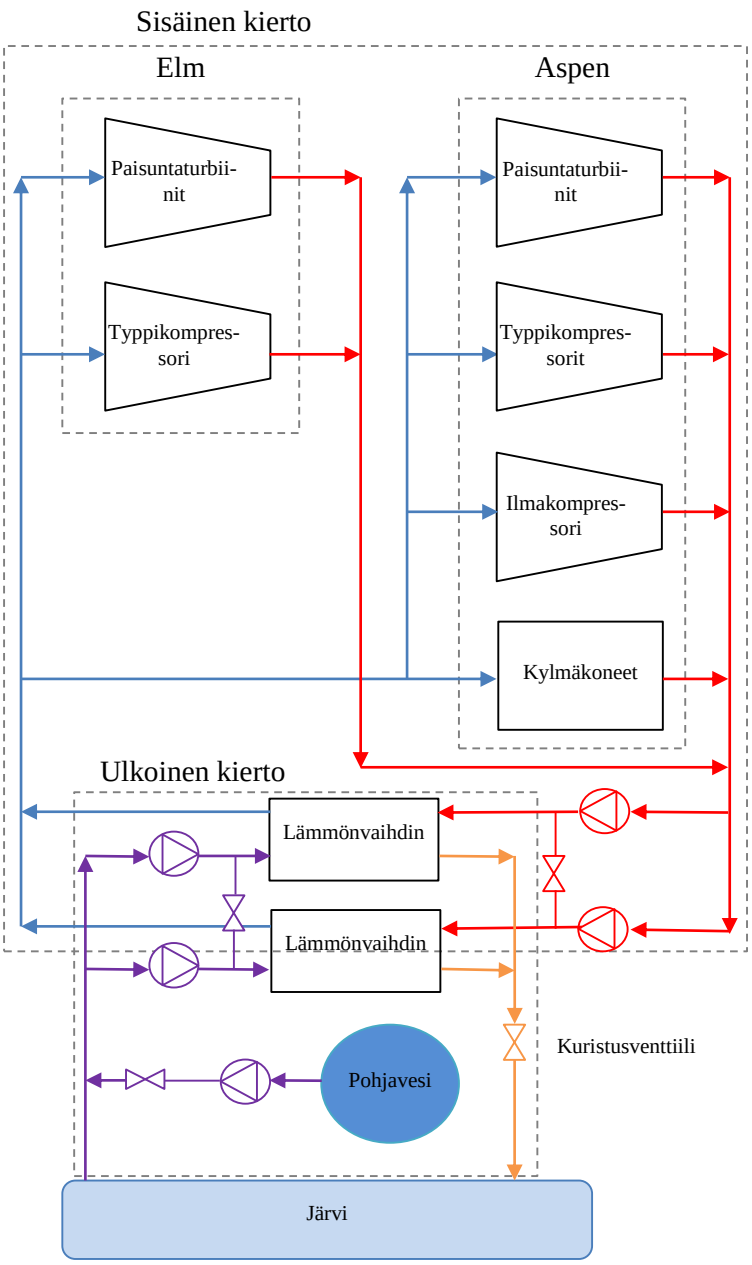
3 JÄÄHDYTYSVESIKIERTO JA PROSESSIN SÄHKÖENERGIANKULUTUS

Tarkasteltaessa koko ilmatislaamon tasetta, on jäähdytysvesi laitoksen suurin ja merkittävin energiavirta. Rakennuksen sisällä on pieniä ilmajäähdytteisiä kylmäkoneita, joiden teho on pieni kokonaistaseeseen verrattuna. Lisäksi laitoksella on ulospuhalluksia, joiden massavirrat muuttuvat vaatimusten mukaan. Jäähdytysvesi on kertaluokaltaan muita energiavirtoja merkittävästi suurempi. Vesi on laitoksen ainoa ulkopuolinen jäähdytysvirtaus häviöitä lukuun ottamatta. Täten veden lämmönvaihdon on oltava tehokasta, jotta lämmönvaihtimet pystyvät käsittelemään suuria energiavirtoja.

Sisäisellä kierrolla tarkoitetaan ilmatislaamon ja typpinesteyttäjän suljettua jäähdytysjärjestelmää. Järjestelmän vesi jäähtyy ulkoisen kierron lämmönvaihtimissa. Ilmatislaamon vesijäähdytysjärjestelmä on esitetty kuvassa 2. Sisäinen kierto jäähdyttää turbokompressorien välijäähdyttimet ja öljyn lauhduttimet. Lisäksi sisäinen kierto jäähdyttää kylmäkoneiden lauhduttimet ja paisuntaturbiinien lämmönvaihtimet. Järjestelmä sisältää kaksi keskipakopumppua, joiden pyörimisnopeuksia voidaan säätää.

Ulkoisella kierrolla tarkoitetaan laitoksen ulkopuolista vesijäähdytysjärjestelmää. Kyseisten tislaus- ja nesteytyslaitosten ulkoinen kierto koostuu säädettävästä veden pumppausjärjestelmästä ja levylämmönvaihtimista ulkoisen ja sisäisen kierron välillä. Veden pumppaus toteutetaan kahdella keskipakopumpulla. Lisäksi ulkoiseen kiertoon kuuluvat karkeasuodattimet ja vaadittavat putkistot. Pumppaustehoa voidaan säätää pumppujen kierrosnopeuksilla.

Ulkoisen kierron jäähdytysveden lämpötilan kasvaminen aiheuttaa ongelmia lämmönsiirtojärjestelmälle. Ulkoisen kierron lämpötilan kasvaessa kasvaa myös sisäisen kierron lämpötilatasot. Lämpötilan kasvu sisäisessä kierrossa aiheuttaa lämmönsiirron heikkenemisen, koska jäähdyttävän veden lämpötila lähestyy jäähdytettäviä lämpötiloja. Laitoksen jäähdytys ja nesteytyskyky heikkenee, mikä aiheuttaa pienemmät tuotantomassavirrat. Väli- ja jälkijäähdytyksen pienentyessä myös kompressorien tehokkuus pienenee. Nämä tekijät aiheuttavat tislausprosessin hyötysuhteen pienentymisen.

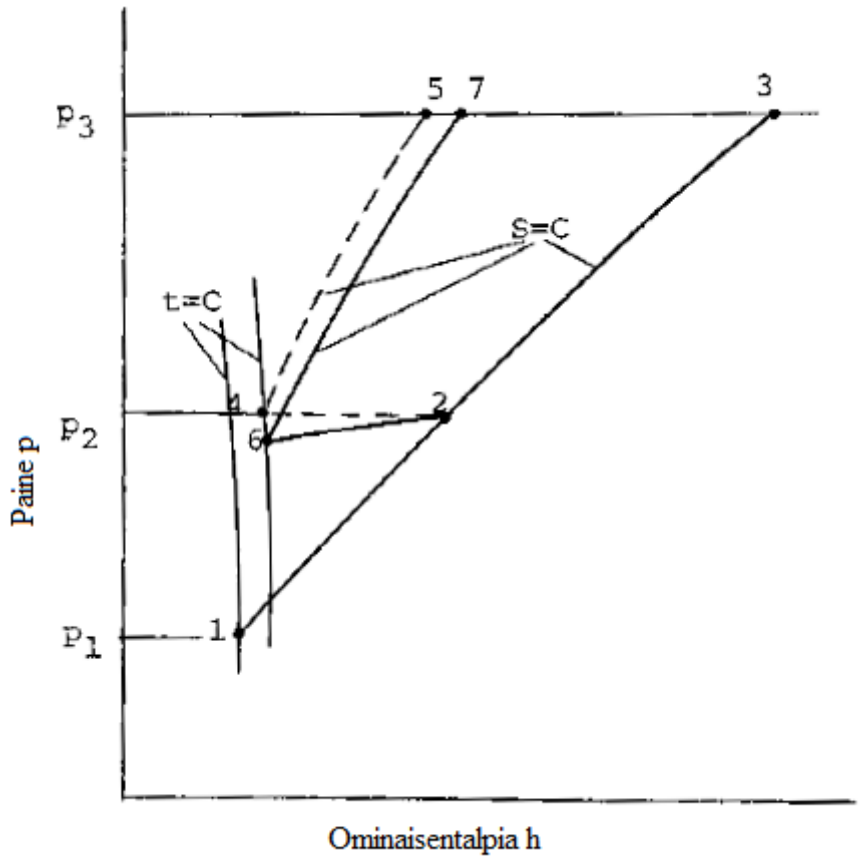


Kuva 2. Vesijäähdytysjärjestelmä.

3.1 Kompressorit

Kryogeenisessä tislauksessa pyritään pieniin lämpötilatasoihin, jotka saavutetaan tehokkaalla jäähdytysjärjestelmällä. Kompressorien jäähdytykset aikaan saavat energiavirrat prosessikaasuista ja edesauttavat jäähdytystä ja nesteytymistä.

Kompressorit paineistavat prosessikaasua ja kompressorien sähköenergiankulutus on prosessille merkittävää. Paineistamisen hyötysuhdetta parantamalla on mahdollisuus pienentää sähköenergiankulutusta. Kaasun puristaminen on mahdollista suorittaa monivaiheisella kompressorilla. Tällöin vaiheiden väliin voidaan asentaa välijäähdytin. Kuvassa 3 on kaksivaiheisen kompressorin puristus. Kompressorin ominaistyö saadaan ominaisentalpioiden erotuksena. Jäähdyttämätöntä puristusta kuvaa pisteiden 1 ja 3 välinen käyrä. Jäähdytetty prosessi on esitetty pisteiden 1, 2, 4 ja 5 välillä. Ominaisentalpioiden erotus on suurempi välillä 2 ja 3 kuin välillä 4 ja 5. Täten välijäähdytys parantaa hyötysuhdetta. Pisteet 4 ja 5 voidaan korvata pisteillä 6 ja 7, jolloin kuvaaja esittää todellista ja painehäviöllistä prosessia. (Wu et al. 1982, s. 229.)



Kuva 3. Kompressorin normaali (1, 2, 3) ja kaksivaiheinen välijäähdytetty (1, 2, 6, 7) puristus. (Wu et al. 1982, s. 229)

Kuvasta 3 nähdään, että todellisen välijäähdytetyn puristusprosessin hyötysuhde on huonompi kuin ideaalisen. Painehäviöt saavat aikaan ominaisentalpioiden erotuksen kasvun toisessa puristuksessa. Välijäähdytyksellä saavutettu hyötysuhteen kasvu ei ole energiateknisesti yhtä merkittävä kuin ideaalisessa prosessissa.

Ilman tislauksessa lämpöenergia siirtyy jäähdytysveteen kompressorien puristuksen jälkeen (van der Ham 2012). Puristuksen jälkeinen jäähdytys on ilman tislaukselle lämmönsiirrollisesti merkittävä prosessi. Täten ilman tislausprosessissa väli- ja jälkijäähdytyksellä saavutetaan energiatehokkuuden lisäksi kaasujen lämpötilojen laskeminen.

Kompressorit kuluttavat merkittävän osan ilmatislaamon kokonaisenergian kulutuksesta. Täten on erittäin merkittävää, kuinka tehokkaita kaasun lämmönvaihtimet ovat ja millä hyötysuhteella kompressorit toimivat. Lisäksi lämmönvaihtajien painehäviöt minimoimalla voidaan pienentää energiankulutusta puristuksissa, koska painehäviöt lisäävät energiankulutusta eli siirtävät kuvan 3 pistettä 7 oikealle (Wu et al. 1982, s. 229). Pisteen 7 siirtyminen kasvattaa ominaisentalpioiden erotusta ja siten myös tarvittavaa tehoa. Lisäksi lämmönvaihtajien tehokkuus vaikuttaa prosessikaasun lämpötilaan.

Aspen-laitoksella ilmakompressorin lämmönsiirto vähentää kompressorin vaatiman ominaistehon lisäksi kompressorin jälkeisen kylmäkoneen tehon kulutusta. Lisäksi jäähdytys vaikuttaa päälämmönvaihtimen lämpötilaan, jos kylmäkoneen teho pidetään vakiona. Vaikka kompressorin jäähdytykset alentavat ominaistehon kulutusta, ei todellinen teho pienene. Tämä korvataan suuremmalla tuloilman massavirralla ja siten myös suuremmalla tuotantomäärällä. Laitoksen hyötysuhde kasvaa jäähdytyksen tehostuessa.

Lämpötilatasojen pysyessä ennallaan Aspen-laitoksen typpikompressoreiden välijäähdytykset pienentävät lämminturbiinin kompressori- ja turbiiniosan välistä jäähdytystehoa. Tämä pienentää kylmäkoneiden tehonkulutusta, mikä aiheuttaa hyötysuhteen kasvun. Tuotannon kannalta ja todellisuudessa kylmäkoneiden tehot voidaan pitää vakiona, kasvattaa massavirtaa ja pienentää tarvittaessa päälämmönvaihtimen lämpötilatasoja. Myös Elm-laitoksen kompressorin lämmönsiirron tehokkuus alentaa laitoksen päälämmönvaihtimen lämpötilatasoja ja kasvattaa tuotannon massavirtaa.

Prosessikaasujen lisäksi kaikissa neljässä kompressorissa öljyä jäähdytetään jäähdytysvesikierrolla. Öljy voitelee kompressorien laakerit ja mahdollistaa niiden pyörimisen. Öljyn lämpötilat tulevat pysyä optimaalisella tasolla. Täten lämmönvaihdon on oltava tehokasta myös öljynlauhduttimissa.

3.2 Paisuntaturbiinit

Tislausprosessin kylmyystasojen saavuttaminen perustuu typpikiertoon (Cornelissen ja Hirs 1998, s.1822). Typpikierrolla tarkoitetaan typpikompressoreiden ja paisuntaturbiinien muodostamaa kokonaisuutta. Täten paisuntaturbiininen jäähdytys on olennainen osa nesteytymisprosessia. Paisuntaturbiineissa alkujäähdytys tehdään vedellä. Aspen-laitoksella lämminturbiinin jäähdytys toteutetaan veden lisäksi kylmäkoneilla, joiden lämmönsiirto tapahtuu jäähdytysveteen. Aspen-laitoksen kylmäturbiinin lämmönsiirto veden jälkeen toteutetaan päälämmönvaihtimessa lämminturbiinin paisunnan alueella. Täten vesijäähdytyksen tehokkuus vaikuttaa päälämmönvaihtimen lämpötilatasoihin.

3.3 Kylmäkoneet

Aspen-laitos sisältää neljä kylmäkoneyksikköä. Kolmen kylmäkoneen lauhduttimia jäähdytetään vedellä. Argonyksikön kylmäkoneen lauhdutin jäähtyy ympäröivällä ilmalla. Lämmönsiirto on suhteessa erittäin pientä verrattuna vesijäähdytteisiin kylmäkoneisiin. Vesijäähdytteisten kylmäkoneiden sisäisen kierron kylmäaine jäähtyy lauhduttimessa, jonka toisella puolella on vettä. Höyrystinosa jäähdyttää prosessikaasua. Prosessin ensimmäinen kylmäkone jäähdyttää raakailmaa. Kaksi jälkimmäistä on sijoitettu kappaleessa 3.2 mainittujen kompressori ja turbiiniosien väliin lämminturbiinissa.

Kylmäkoneiden jäähdytysteho vaikuttaa päälämmönvaihtimeen menevien virtauksien lämpötilaan. Lämpötilat vaikuttavat tuotantokapasiteettiin. Kylmäkoneiden lämmönsiirtoa tehostamalla päälämmönvaihtimen lämpötila laskee ja tuotantomäärät kasvavat.

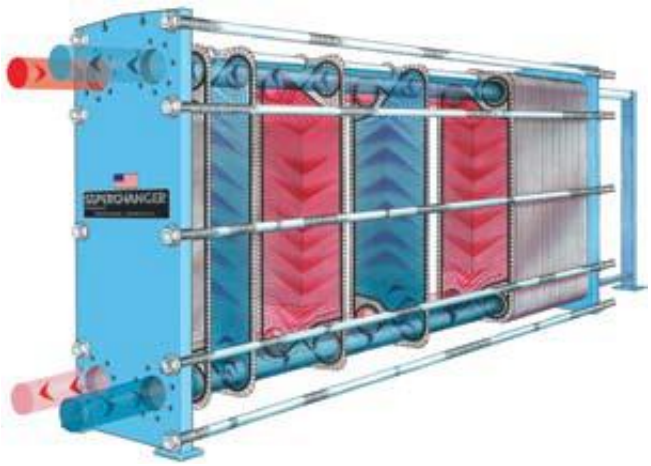
4 LAITOKSEN LÄMMÖNVAIHTAJAT

Markkinoilla on tarjolla useita erityylisiä lämmönvaihtimia. Lämmönvaihtimet ovat tyypillisesti jaettu virtausgeometrian ja rakenteen mukaan. Yksinkertaisimmillaan lämmönvaihdin on putki, jota ympäröi eri lämpötilassa oleva fluidi eli neste tai kaasu. Putki-vaippalämmönvaihtimessa on saman kuoren sisään asennettu useita putkia. Putki-vaippalämmönvaihdin on todella yleinen lämmönvaihdinratkaisu. Toinen lämmönvaihdinluokka on kompaktit lämmönvaihtimet. Tämä lämmönvaihdintyyppi on suunniteltu erittäin tehokkaaseen lämmönsiirtoon. (Incropera et al. 2006, s. 670-672.) Kompaktit lämmönvaihtimet voivat olla uritettuja. Uritetun lämmönvaihtimen tehokkuus perustuu virtauksen voimakkaaseen turbulenttisuuteen (Kerner 2009, s. 40-43).

Lämmönvaihtimissa virtausgeometriat ovat myötä-, vasta- tai ristivirtaus. Virtausgeometriat vaikuttavat lämmönsiirrollisiin ominaisuuksiin. Lämmönsiirtoon voidaan vaikuttaa myös asettamalla rivoituksia lämmönsiirtopinnalle. Ripa lisää lämmönsiirtopinta-alaa ja kasvattaa siten kokonaislämmönsiirtoa. Putki-vaippalämmönvaihtimeen voidaan asettaa ohjauslevyjä, jotta virtaus saadaan putkiin nähden kohtisuoraksi, jolloin virtaus turbulentisoituu ja lämmönsiirto tehostuu. Putki-vaippalämmönvaihtimessa voi olla myös useita kuoria ja putkipankki voi kiertyä useamman kerran lämmönvaihtimen sisällä. (Incropera et al. 2006, s. 670-672.)

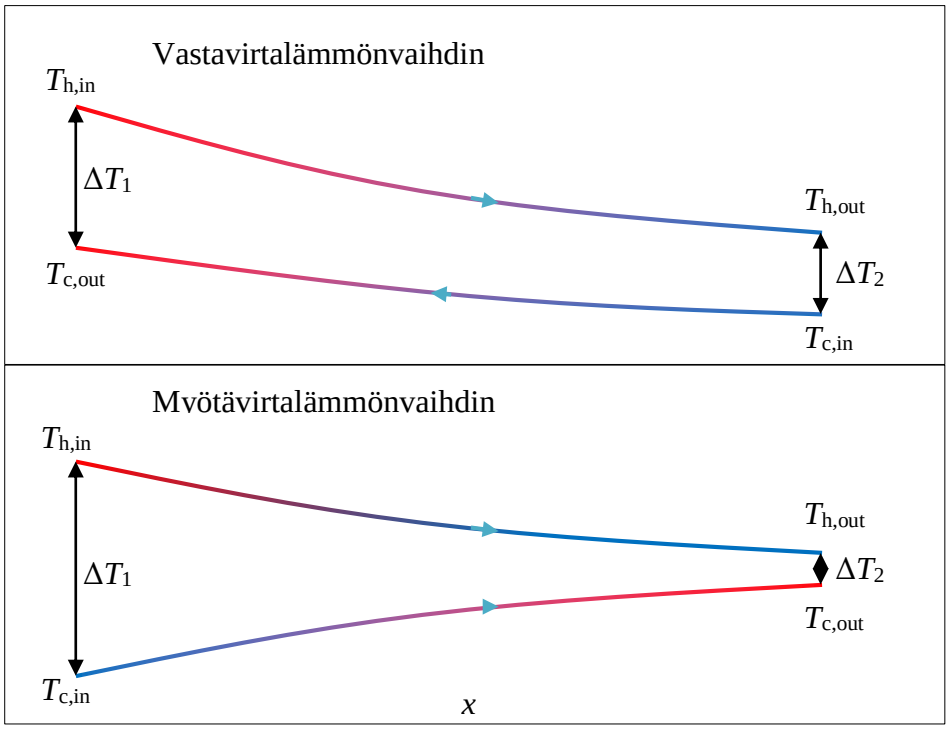
Ilman tislauslaitoksella kompressorien lämmönvaihtimet ovat putki-vaippalämmönvaihtimia, joissa putket ovat rivoitetut sisäpuolelta. Sisäpuolilla putkissa virtaa prosessikaasu ja ulkopuolella vesi. Myös kompressorien öljynlauhduttimet ovat putki-vaippalämmönsiirtimiä, joissa putkien sisällä virtaa jäähdytysvesi ja ulkopuolella voiteluöljy. Paisuntaturbiineilla lämmönsiirtimet ovat myös putki-vaippalämmönsiirtimiä. Paisuntaturbiinien lämmönvaihtimissa putkien ulkopuolella virtaa jäähdytysvesi. Myös kylmäkoneiden lämmönvaihtimet ovat samaa lämmönvaihdintyyppiä.

Jäähdytysjärjestelmän päälämmönsiirto toteutetaan uritetuilla levylämmönvaihtimilla. Kyseiset lämmönvaihtimet ovat kompakteja lämmönvaihtimia, jotka omaavat suuren lämmönsiirrollisen tehokkuuden. Sisäisen ja ulkoisen kierron veden eivät sekoitu. Ulkoisen kierron vesi jäähdyttää sisäisen kierron vettä levylämmönvaihtimissa. Kuvasta 4 nähdään lämmönvaihtimien vastavirtausgeometria.



Kuva 4. Ulkoisen ja sisäisen kierron välinen lämmönvaihdin. (Tranter 2009, s. 4)

Kuva 5 havainnollistaa myötä- ja vastavirtalämmönvaihtimien lämpötilojen muutoksia.



Kuva 5. Vasta- ja myötävirtalämmönvaihtimen lämpötilaprofiilit. (Incropera et al. 2006, s. 677,679)

Vastavirtauslämmönvaihtimessa kuuman ja kylmän puolen lämpötilat pyrkivät seuraamaan toisiaan. Verrattaessa myötävirtalämmönvaihtimeen, ovat lämpötilaerot kylmän ja

kuuman puolen välillä tasaisemmat. Vastavirtalämmönvaihtimessa on mahdollista saavuttaa suurempi kylmän puolen ulostulolämpötila kuin kuuman puolen ulostulolämpötila. Tämä ei ole myötävirtalämmönvaihtimessa mahdollista. (Incropera et al. 2006, s. 679.)

5 LÄMMÖNSIIRRON TEHOKKUUS

Lämmönsiirto perustuu lämpötilaerojen tasoittumiseen lämmönvaihtimissa. Lämpövirta on riippuvainen lämpötilaerosta, pinta-alasta ja lämmönläpäisyluvusta. Lämpövirta on esitetty yhtälössä

$$q = U\,A\,\Delta T \tag{1}$$

, missä

q on lämpövirta [W]

U on lämmönläpäisyluku [W/m^{2}K]

A on pinta-ala [m^2]

ΔT on lämpötilaero virtausten välillä [K]

Lämmönsiirrollisiin ominaisuuksiin voidaan vaikuttaa muuttamalla yhtälön (1) muuttujia. Lämmönläpäisylukuun vaikuttaa muun muassa lämmönsiirtopintojen materiaali, virtaavien aineiden ominaisuudet sekä likaantuminen lämmönsiirtopinnoilla. Pinta-ala on laitteistolle ominainen arvo. Lämpötilaero määräytyy jäähdytettävien ja lämmitettävien fluidien lämpötiloista. Lämmönvaihtimen sisäisiin lämpötilaeroihin vaikuttaa muun muassa virtausnopeus.

Tässä kappaleessa käsitellään lämmönsiirron tehostamiseen liittyviä muuttujia. Käsittely on jaettu ympäristön olosuhteiden vaikutuksiin ja järjestelmän vaikutuksiin. Ympäristön olosuhteet kappale käsittelee ulkoisia olosuhteita ja niiden energiateknisiä näkökulmia. Järjestelmän vaikutukset kappaleessa käsitellään tekniikan vaihtoehtoja energiateknisesti.

5.1 Ympäristön olosuhteet

Ulkoiset olosuhteet aiheuttavat haasteita lämmönsiirron tehokkaalle toiminnalle. Suomen vaihtelevat sääolosuhteet aiheuttavat muutoksia vesistöjen lämpötiloissa, mikä aiheuttaa muutoksia lämmönsiirron olosuhteille. Lämpötilavaihtelut aikaansaavat pieneliöstön esiintymisessä vaihtelua, mikä aiheuttaa kausittaisia likaantumisongelmia lämmönvaihtimissa.

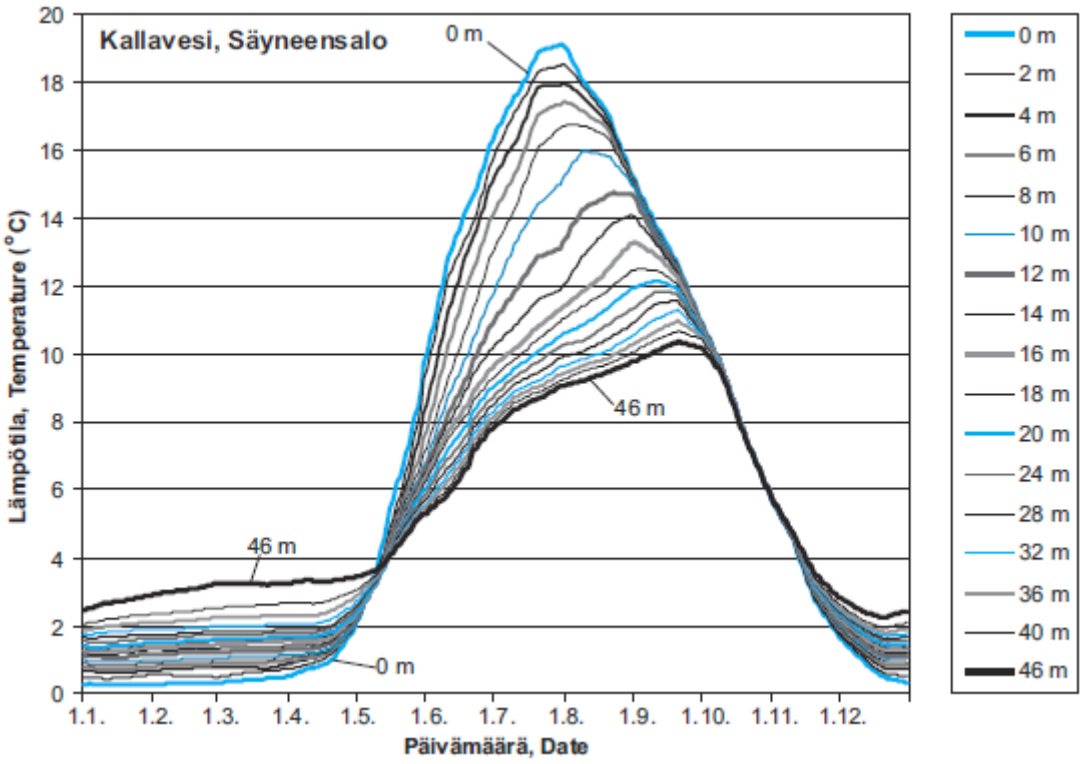
Lämmönsiirron tehokkuutta heikentää lämmönvaihtimen lämmönläpäisyluvun pienentyminen, mikä voi aiheutua muun muassa likaantumisesta. Meri, joki tai järvivesi on ongelma kaikenlaisille lämmönvaihtimille. Likaantumisongelma on aluksi kartoitettava, jonka jälkeen voidaan valita menetelmä suodattimista, biologisista hävitteistä, paikalla suorittavasta puhdistuksesta tai näiden yhdistelmistä. (Kerner 2009, s. 40-43.)

Kun jäähdytykseen käytetään Mäntyharjun Sarkavedestä pumpattavaa järvivettä, ovat ulkoisen kierron likaantumisongelmat olennaiset Aspen- ja Elm-laitoksilla. Ongelmia syntyy jäähdytysveden lämpötilan kasvaessa. Täten käyttökokemukset vahvistavat Kernerin (2009, s. 40-43) toteamia teorioita lämmönvaihtimien yleisestä likaantumisongelmasta.

Lämpötilan kasvaessa myös levien ja bakteerien määrä järvivedessä kasvaa (Valtion ympäristöhallinto). Tämä kasvattaa ulkoisen kierron lämmönvaihtajien likaantumista ja pienentää tehokkuutta. Lämpötilan kasvamisesta aiheutuu likaantumisen seurauksena edelleen lämpötilatasojen kasvaminen lämmönvaihtimissa. Lämpötilalla ja likaantumisella on siten kerrannaisia seurauksia lämpötilatasoille. Täten jäähdytysveden lämpötilalla on oleellinen merkitys lämmönsiirron tehokkuudelle.

Kuten Kerner, myös Kukulka ja Devgun (2007, s. 2732) toteavat tutkimuksessaan likaantumisen laajaksi ongelmaksi lämmönsiirrossa. Käyttökokemukset ilmatislaamon vesijäähdytysjärjestelmästä yhtyvät kyseisiin tutkimuksiin. Kokemusten perusteella likaantuminen on ongelma, joka korostuu korkeissa lämpötiloissa kesäaikana. Myös Kukulka ja Devgun (2007, s.2734-2736) toteavat tutkimuksessaan viitaten aiempiin tutkimuksiin, että lämpötilan kasvu aiheuttaa biologisten likakerrostumien muodostumisen lämmönsiirtopinnoille. Kappaleessa 5.2 esitellään likaantumisongelman muuttujia järjestelmän kannalta.

Likaantuminen korostaa aiempien tutkimusten perusteella lämpötilan merkitystä lämmönsiirrossa. Täten voidaan todeta, että pienessä lämpötilassa olevan jäähdytysveden käyttö on jäähdytykselle optimaalista. Järvivesissä esiintyy lämpötilaeroja syvyyksien mukaan eli järvivedet ovat kerrostuneet. Tiheydeltään suurin vesi vajoaa pohjalle. Täten on mahdollista havaita suuria lämpötila eroja järviveden eri syvyyksissä. (Korhonen 2002, s. 16, 65.) Kuvassa 6 on esitetty esimerkki Kallaveden Säyneensalon lämpötilakerroksista.



Kuva 6. Kallaveden Säyneensalon lämpötilakerrostumien keskiarvot vuosilta 1981-2000. (Korhonen 2002, s. 62)

Kuvasta 6 nähdään kesäaikainen lämpötilan voimakas kerrostuminen. Keväällä ja syksyllä kerrostumaa ei juuri havaita. Talvella kerrostuma on käänteinen verrattuna kesään. Jäähdytysvesi otetaan Kallavettä pienemmästä Sarkavedestä. Kuvan 6 mittaustulokset ovat järven keskiosista, josta jäähdytysveden pumppaaminen on lähes mahdotonta putkistoratkaisujen vuoksi. Käytännön kannalta jäähdytysvesi otetaan mahdollisimman läheltä rantaa. Lisäksi kyseisen tislaamon jäähdytysveden pumppaamon ympäristössä vesi virtaa voimakkaasti kapean koskimuodon vaikutuksesta, mikä voi aiheuttaa kerrostuman sekoittumista.

Vesistön mahdollistaessa kesällä jäähdytysvesi on energiateknisesti kannattavaa ottaa mahdollisimman syvältä. Talvella ilmiö on kerrostumasta johtuen käänteinen. Voidaan olettaa, että Suomen sisävesistöt noudattavat lähes samanlaista lämpötilajakaumaa. Täten veden kerrostuman ilmetessä jäähdytysveden pumppaaminen voidaan toteuttaa pintavettä syvemmistä kerroksista. Kerrostuma on mahdollista mitata esimerkiksi termoelementeillä eri syvyyksistä.

5.2 Järjestelmän vaikutus

Aiemmin esitettyjen ympäristöolosuhteiden lisäksi tekniset ratkaisut ja sovellukset vaikuttavat jäähdytysjärjestelmän toimintaan. Oikeanlaisella mitoituksella jäähdytysjärjestelmän toiminta on tehokasta.

Hidas tai pysähtynyt virtaus mahdollistaa partikkelien kiinnittymisen lämmönvaihtimen pinnoille, mikä aiheuttaa aiemmin kappaleessa 5.1 esitetyn lämmönvaihtimen likaantumisen. Tällaisten alueiden eliminointi on olennaista lämmönvaihtimissa. Lisäksi lämmönvaihtimen fysikaalinen asettelu vaikuttaa likaantumiseen, koska lika vajoaa lämmönvaihtimen alaosiin, eikä välttämättä nouse pystysuoran virtauksen mukana. (Kerner 2009, s. 40-43.) Myös lämmönvaihtimen pintamateriaalin karheus vaikuttaa likaantumiseen. Pinnat voidaan päällystää, jolloin ne saadaan sileämmiksi. On myös mahdollista valmistaa lämmönvaihdin esimerkiksi erittäin sileästä ruostumattomasta teräksestä. (Kukulka ja Devgun 2007, s.2733.) Materiaalina kupari tarjoaa biologisen suojan lämmönvaihdin pinnoille, mutta sitä ei ole saatavilla uritettuihin levylämmönvaihtimiin (Kerner 2009, s. 40-43).

Kerner (2009, s. 40-43) toteaa lämmönsiirron kannalta turbulenttisen virtauksen oleelliseksi. Suuret virtausnopeuden vähentävät myös lämmönvaihtimien likaantumista (Kukulka ja Devgun 2007, s.2734). Taulukossa 3 on tutkimustuloksia virtausnopeuden vaikutuksesta lämmönvaihtimen likaantumiseen. Taulukon 3 mukaan virtausnopeudella on olennainen vaikutus lämmönvaihtimien likaantumiseen. Taulukosta nähdään, että likakerroksen muodostuminen on suurinta puhdistuksen jälkeen. Myös lämpötilan suureneminen lisää epäpuhtauksien kerrostumista lämmönvaihtimiin.

Taulukko 3. Lämmönvaihtimen likaantuminen lämpötilan ja virtausnopeuden funktiona. (Kukulka ja Devgun 2007, s.2734)

Lämmön-siirrintesti	Testin kesto	Aika puhdis-tamisesta	Likaantu-mismassa	Kuuman puo-len sisääntulo lämpötila	Kylmän puo-len sisääntulo lämpötila	Virtaus-nopeus
	d	d	kg	°C	°C	m/s
1	45	0	0,153	38	4	0,61
2	45	0	0,054	27	4	1,14
3	45	0	0,064	38	4	1,14
4	45	45	0,060	38	4	0,61
5	45	45	0,015	27	4	1,14
6	45	45	0,038	38	4	1,14

Reay (1999, s. 68-69) toteaa, että virtausnopeuden kasvattaminen estää partikkelien kiinnittymistä lämmönvaihtimen pinnalle. Reay (1999, s. 68-69) esittää, että lämmönsiirtovastus kasvaa hitaammilla virtausnopeuksilla. Tämä aiheuttaa lämmönläpäisyluvun pienenemisen ja lämmönsiirron heikkenemisen. Myös aiemmin todettiin, että Incropera et al. (2006, s. 670-672) toteavat turbulenttisuuden tehostavan lämmönsiirtoa. Täten voidaan todeta, että useat tutkimukset yhtyvät lämmönsiirron ja virtausnopeuden välisestä yhteydestä. Suuri virtausnopeus tehostaa lämmönsiirtoa ja estää likaantumista.

Jäähdytysjärjestelmä sisältää kaksi uritettua levylämmönvaihdinta, jotka ovat asennettu rinnan (kuvat 2 ja 4). Sekä sisäisen että ulkoisen kierron lämmönvaihtimien levyjen suuntainen virtausnopeus on välillä $0{,}46 - 0{,}68\ \mathrm{m/s}$ riippuen käytettävästä pumppaustehosta. Nämä virtausnopeudet saadaan tilavuusvirtojen ja virtauspoikkipinta-alojen erotuksina. Virtausnopeudet ovat arvioitu pumppujen ominaiskäyriltä. Virtausnopeudet ovat pieniä verrattuna taulukossa 3 oleviin tutkimustuloksiin. Lämmönvaihtimien virtausnopeuksia voidaan kasvattaa pienentämällä lämmönvaihtimien virtauspoikkipinta-aloja tai kasvattamalla pumppaustehoja. Poikkipinta-alan pienentäminen kasvattaa lämmönvaihtimen painehäviöitä ja siten myös pumppujen aikaansaama massavirta pienenee. Lämmönsiirron tehostamiseksi massavirtaa voidaan kasvattaa lisäämällä pumppaustehoa esimerkiksi kierrosnopeutta muuttaen. Tämä suurentaa virtausnopeutta ja painehäviötä.

Pumppaustehon kasvattaminen lisää sähköenergiankulutusta ja täten teholla on optimaalinen arvo painehäviön kasvun ja lämmönsiirron tehostamisen välillä. Virtauspoikkipinta-ala voidaan pienentää vähentämällä lämmönvaihdinlevyjä. Levyjen vähentäminen pienentää lämmönsiirtopinta-alaa, mikä ei ole edullista lämmönsiirron tehostamiseksi.

Myös lämmönsiirtopinta-alan kasvattaminen tehostaa lämmönsiirtoa, mutta pienentää lämpötilaeroa lämmönsiirtimen alussa ja lopussa. Lämmönvaihtimien kuuman puolen eli sisäisen kierron ja kylmän puolen eli ulkoisen kierron lämpötilat ovat suhteellisen lähellä toisiaan, joten pelkkä lämmönsiirto pinta-alan kasvattaminen ei tehosta järjestelmää merkittävästi. Lämmönsiirtopinta-alan lisääminen on vaikea toteuttaa kustannustehokkaasti olemassa olevalle järjestelmälle. Pinta-alan lisääminen on edullista ainoastaan levyjä lisäämällä ja tämä on ristiriidassa edellä esitettyjen tehostamiskeinojen kanssa.

Lämmönvaihtimien sarjaankytkentä mahdollistaa edellä mainitut lämmönsiirron tehostamiskeinot. Sarjaankytkettyjen lämmönvaihtimien levymääriä on myös mahdollista kasvattaa, jotta painehäviöt pysyvät riittävän pieninä. Samalla lämmönsiirtopinta-ala kasvaa, mikä tehostaa lämmönsiirtoa yhtälön (1) mukaisesti. Sisäisen kierron pumppujen pyörimisnopeutta on mahdollista kasvattaa nykyisestä optimiarvosta, jolloin paine ja virtausnopeus järjestelmässä jälleen kasvavat. Nykyisen jäähdytysjärjestelmän sulkuventtiilit mahdollistavat toisen lämmönsiirtimen sulkemisen ja painehäviöiden määrittämisen. Käytännön kokeilulla on voitu osoittaa, että painehäviöt pysyvät riittävän pieninä sarjaankytkennässä nykyisillä levymäärillä.

Sarjaankytkennässä lämmönvaihtimien lämmönsiirtopinta-ala pysyy vakiona tai kasvaa levyjä lisäämällä. Tehokkuuden tutkimiseksi voidaan tehdä alkuoletus, että lämpötilaerot eivät muutu eli sarjaankytkennällä ei saavuteta lämmönsiirron tehostumista. Käytetään samaa jäähdytysvettä ja laitoksen lämpötilat pysyvät vakioina. Aiemmin todettiin, että virtausnopeuden kasvaessa lämmönläpäisyluku kasvaa. Tällöin lämmönsiirto tehostuu ja lämpötilat laskevat. Järjestelmä saavuttaa lämmönsiirrollisen tasapainon, mikä on nykyistä järjestelmää parempi. Lisäksi virtausnopeuden kasvaessa likaantuminen vähenee. Lämmönsiirtimien sarjaankytkentä on järkevä ja taloudellinen keino tehostaa lämmönsiirtoa kyseisessä tapauksessa.

Lämmönsiirron tehostamiseksi laitosalueella on myös mahdollisuus käyttää pohjavettä lämmönsiirtonesteenä. Pohjaveden lämpötilaa mitattiin aikavälillä 11–13.6.2013. Vettä pumpattiin mittauksien välissä. Lämpötilaksi mitattiin keskimäärin 6 °C. Pohjavesi saadaan rengaskaivosta, josta on putkiyhteys jäähdytysjärjestelmän pumppaamolle (kuva 2). Pumppaamolla on mahdollisuus sekoittaa pohjavettä ja järvivettä ulkoisen kierron imupuolella. Putkiyhteyden pienen koon ja pienen pumppaustehon vuoksi pohjaveden massavirta on koettu riittämättömäksi lämmönsiirron tehostamisessa.

Energiateknisesti järviveden ja pienessä lämpötilassa olevan pohjaveden sekoittaminen on epäedullista. Lämmönsiirron tehostamiseksi sisäisen ja ulkoisen kierron lämpötilojen tulee seurata toisiaan vastavirtalämmönsiirtimissä (kuva 5). Tällöin on mahdollista saavuttaa pienin mahdollinen lämpötila. Täten pohjaveden käyttö on järkevää lämmönsiirtojärjestelmän kylmässä päässä esimerkiksi sarjaankytkentänä uudella lämmönvaihtimella nykyisten lämmönvaihtimien kanssa.

5.3 Esimerkkilaskelma lämmönvaihdinmuutoksen vaikutuksesta prosessiin

Lasketaan vaadittava pohjaveden tilavuusvirta riittävän jäähdytystuloksen saavuttamiseksi. Oletetaan, että asennetaan uusi lämmönvaihdin nykyisten kanssa sarjaan. Käytetään jäähdytysprosessissa vastavirtalämmönvaihdinta.

Jäähdytysjärjestelmän sisäinen kierto ei sisällä virtausnopeuden mittausta, joten virtausnopeus on selvitettävä kiertopumppujen ominaiskäyriltä sekä arvioitava ulkoisen kierron ja sisäisen kierron lämpötilasuhteista. Kiertopumppuina sisäisessä kierrossa toimii kaksi Hilge Maxa keskipakopumppua.

Yhden pumpun tilavuusvirraksi voidaan olettaa maksimissaan $0{,}075\ \mathrm{m}^3/\mathrm{s}$. Kahden pumpun tilavuusvirta on yksittäisten tilavuusvirtojen summa eli $0{,}15\ \mathrm{m}^3/\mathrm{s}$. Nyt voidaan määrittää uuden lämmönvaihtimen tase, jossa sovelletaan termodynamiikan ensimmäistä pääsääntöä. Termodynamiikan ensimmäisen pääsäännön mukaan energia säilyy, eikä sitä voi luoda tai hävittää (Moran ja Shapiro 2006, s.29). Oletetaan, ettei energiaa varastoidu lämmönvaihtimeen. Täten voidaan todeta sisäisen kierron ja pohjaveden lämpövirrat samoiksi. Tämä on esitetty yhtälössä

$$q = q_{\mathrm{v,sk}}\,\rho\,c_{\mathrm{p}}\left(\mathrm{T}_{\mathrm{sk,in}} - T_{\mathrm{sk,out}}\right) = q_{\mathrm{v,pv}}\,\rho\,c_{\mathrm{p}}\left(\mathrm{T}_{\mathrm{pv,out}} - T_{\mathrm{pv,in}}\right) \tag{2}$$

, missä

q_{v} on tilavuusvirta [m^3/s]

ρ on tiheys [kg/m^3]

c_{p} on ominaislämpökapasiteetti [kJ/kg K]

Oletetaan veden ominaislämpökapasiteetti ja tiheys vakioiksi, koska lämpötilan muutokset ovat suhteellisen pieniä laskentatarkkuuden kannalta. Kuvasta 5 nähdään sisäisen kierron eli kuuman puolen ja pohjaveden eli kylmän puolen lämpötilojen riippuvuudet vastavirtalämmönvaihtimessa. Nyt supistettuna ja pohjaveden tilavuusvirta ratkaistuna yhtälö (2) supistuu muotoon

$$q_{\mathrm{v,pv}} = \frac{q_{\mathrm{v,sk}}\left(\mathrm{T}_{\mathrm{sk,in}} - T_{\mathrm{sk,out}}\right)}{\left(\left(\mathrm{T}_{\mathrm{sk,in}} - \Delta T_1\right) - T_{\mathrm{pv,in}}\right)} \tag{3}$$

Käytetään suureille tyypillisiä jäähdytysveden kesäajan lämpötila-arvoja. Lasketaan jäähdytysveden tilavuusvirta yhden asteen jäähdytystehoa vastaavalle virtaukselle. Käytetään sisäisen kierron sisääntulolämpötilana 25 °C ja pohjaveden lämpötilana aiemmin todettua 6 °C. Tällöin pohjaveden sisääntulon ja sisäisen kierron ulostulon lämpötilaero $\Delta T_2 = 18\ ^\circ\,\mathrm{C}$. Oletetaan pohjaveden ulostulon ja sisäisen kierron sisääntulon lämpötilaeroksi $\Delta T_1 = 5\ ^\circ\mathrm{C}$. Sijoitetaan lukuarvot yhtälöön (3).

$$q_{\mathrm{v,pv}} = \frac{0{,}15\ \frac{\mathrm{m}^3}{\mathrm{s}}\,(25 - 24)\ ^\circ\,\mathrm{C}}{((25 - 5) - 6)\ ^\circ\,\mathrm{C}} = 0{,}011\ \frac{\mathrm{m}^3}{\mathrm{s}} = 38{,}6\ \frac{\mathrm{m}^3}{\mathrm{h}}$$

Oletetut lämpötilaerot ovat realistisia lämmönvaihtimille ja saatu tilavuusvirta on sisäisen kierron tilavuusvirtaan suhteessa erittäin pieni. Täten voidaan todeta, että pienellä pohjaveden virtauksella saadaan useita asteita pienempi sisäisen kierron lämpötila. Todellisuudessa on mahdollisuus käyttää suurempia virtaamia ja suurempaa lämmönsiirtotehoa, mikäli pohjaveden massavirta on riittävä.

6 KOETOIMINTA

Ilmatislaamon tuotantoa voidaan tarkastella jäähdytysveden lämpötilan funktiona. Oletettavasti laitoksen tuotanto pienenee jäähdytysveden lämpötilan kasvaessa.

Ilmatislausprosessi sisältää monia muuttuvia tekijöitä, joita on mahdotonta pitää vakioina. Jäähdytysveden lämpötilan lisäksi prosessissa muuttuu esimerkiksi imuilman lämpötila. Myös sähkökäyttöjen tehot vaihtelevat ja osa prosessin laitteista toimii jaksoittain. Nämä tekevät mittausolosuhteiden luomisesta haastavaa. Täten vertailukelpoisten mittaustulosten saamiseksi on tehtävä yksinkertaistuksia ja oletuksia.

Tislausprosessi ja erityisesti lämpötilatasot pyritään pitämään vakiona ympäristön olosuhteiden muuttuessa. Laitoksella on mahdollista pienentää ulkoisen jäähdytysvesikierron virtausnopeutta, jolloin sisäisen kierron lämpötila kasvaa. Virtausnopeus pienennetään pumppujen kierrosnopeuksia ja kuristusventtiiliä säätäen. Prosessin ohjausjärjestelmä sisältää tarvittavat mittalaitteet lämpötiloille.

Imuilman lämpötila vaikuttaa tuotantoon, mutta oletettavasti jäähdytysveden lämpötilalla on merkittävästi suurempi vaikutus tuotannolle. Jäähdytysveden massavirta on oleellisesti ilman massavirtaa suurempi. Myös veden ominaislämpökapasiteetti on huomattavasti suurempi, mikä vaikuttaa energiavirtauksien suuruuksiin. Imuilma vaikuttaa kuitenkin ilmakompressorin tehoon ja paineennousuun, koska tilavuusvirta muuttuu lämpötilan ja tiheyden funktiona. Kompressori pystyy puristamaan ilman vaadittuun paineeseen, kun ilman lämpötila on kesäajan lämpötiloja pienempi. Kompressorin teho säätyy imu- ja ohitusventtiileillä, joten kompressorin teho pysyy lähes vakiona.

Ilmatislaamon päälämmönvaihdin ja tislauskolonnit varastoivat suuria määriä erittäin pienissä lämpötiloissa olevia nesteitä. Hyvän eristyksen ja varastoinnin seurauksena ilmatislaamon lämpötilatasot muuttuvat erittäin hitaasti. Tämä tulee ottaa huomioon koetoiminnassa riittävän pitkinä koejaksoina. Kun toimintaolosuhteita muutetaan, on syytä hylätä muutoksen jälkeisiä mittaustuloksia. Tulokset voidaan hyväksyä, kun riittävä vakaus laitoksella on saavutettu.

Todellisuudessa ulkoisen kierron pumput operoivat täydellä kierrosnopeudella poikkeuksetta. Täten pumppujen oletetaan toimivan samalla teholla koko mittauksen ajan. Samoin

kylmäkoneiden tehot oletetaan vakioiksi ensimmäistä kylmäkonetta lukuun ottamatta. Ensimmäisen kylmäkoneen tehoa voidaan säätää valintakytkimellä valitsemalla yksi tai kaksi kompressoria käyttöön.

Ominaisenergiankulutus on oleellinen suure ilman tislauksessa. Laitoksen ominaisenergiankulutus jäähdytysveden lämpötilan funktiona saadaan, kun mitataan laitoksen sähkönkulutus, tuotantomäärät ja jäähdytysveden lämpötila. Lisäksi mitataan imuilman lämpötila, jotta voidaan tutkia vaikuttaako se merkittävästi prosessiin. Tarkempien tulosten ja hystereesin välttämiseksi mittaukset tehdään lämpötilaa aluksi suurentaen ja lopuksi pienentäen.

6.1 Mittausjärjestelyt

Mäntyharjun Sarkavedestä pumpattava järvivesi on lähes 0 °C talvella ja alkukeväällä. Tällöin jäähdytysjärjestelmän sisäisen kierron laitokselle tuleva vesi on mahdollisimman pienessä lämpötilassa laitoskokonaisuuden toimiessa. Sisäisen kierron lämpötilaa on mahdollista suurentaa ulkoisen kierron pumppujen pyörimisnopeutta pienentäen ja kuristusventtiiliä säätäen. Pumppujen säädöt tulee suorittaa maltillisesti, jotta laitos pysyy lämpötilatasoiltaan riittävän vakaana toimiakseen. Massavirtojen ja lämpötilojen muutokset voivat irrottaa putkijärjestelmästä epäpuhtauksia. Täten säätöjä tehdessä on tarkkailtava laitoksen ja erityisesti jäähdytysjärjestelmän toimintaa.

Luotettavien mittaustulosten saamiseksi laitoksen toiminta pidetään mahdollisimman vakaana. Tämä tarkoittaa vakautta, joka saavutetaan laitoksella myös normaalioperoinnissa. Kuitenkin mittaustulosten saamiseksi on koko laitoksen, mukaan lukien Elm-typpinesteyttäjä ja argon puhdistusyksikkö, oltava tuotannossa mittausjakson aikana. Mahdollisten laitososien käyttökatkosten johdosta myös mittausjakso katkeaa. Mittauksia jatketaan, kun laitoksen toiminta saavuttaa uuden vakauden.

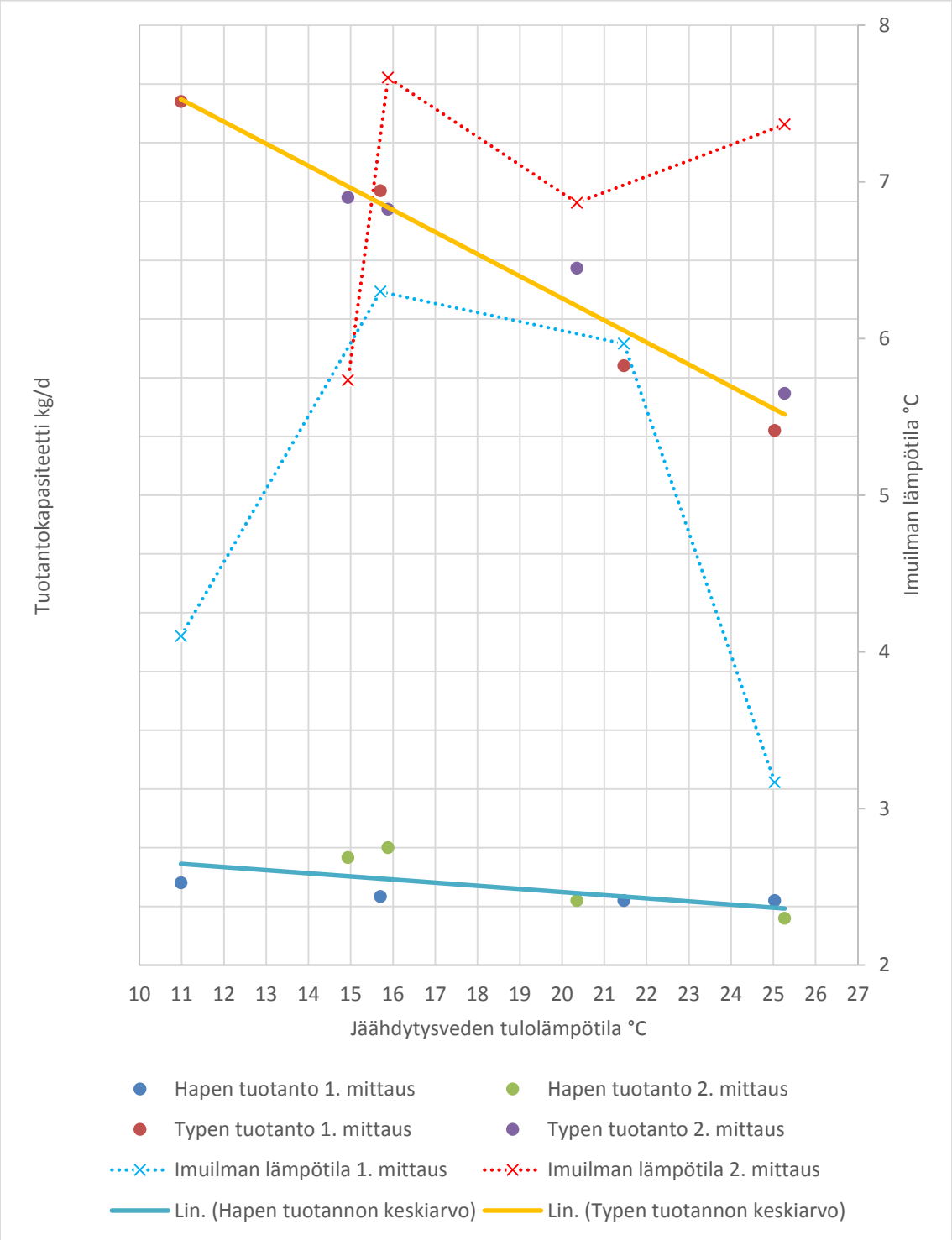
Mittaukset aloitetaan kylmällä sisäisen kierron lämpötilalla. Täten ensimmäiset tulokset kirjataan normaalitoiminnassa. Yksi mittausjakso kestää kaksi vuorokautta, jonka aikana laitoksen oletetaan vakautuvan. Mittauksissa laitoksen vesilämmönsiirtimien jälkeisen virtauksen lämpötilaa nostetaan 5 °C kerrallaan. Mittausalue on 10-25 °C, joten ensimmäinen mittausjakso kestää neljä mittausjaksoa eli 8 vuorokautta. Toinen jakso aloitetaan

kun ensimmäinen päättyy. Jaksot kestävät saman ajan. Lämpötilan nostaminen suoritetaan kyseisen työvuoron alussa. Tällöin lämpötilatasot tasaantuvat mahdollisimman paljon ennen mittaustulosten kirjaamista työvuoron lopussa.

6.2 Mittaustulokset

Mittausten pohjalta saadaan luetettavaa tietoa laitoksen toiminnasta jäähdytysveden lämpötilan funktiona. Laitoksen vakautumisen kannalta ensimmäiset kolme mittaustulosta hylätään järjestelmällisesti kustakin mittauksesta. Hyväksytyistä mittaustuloksista otetaan keskiarvot.

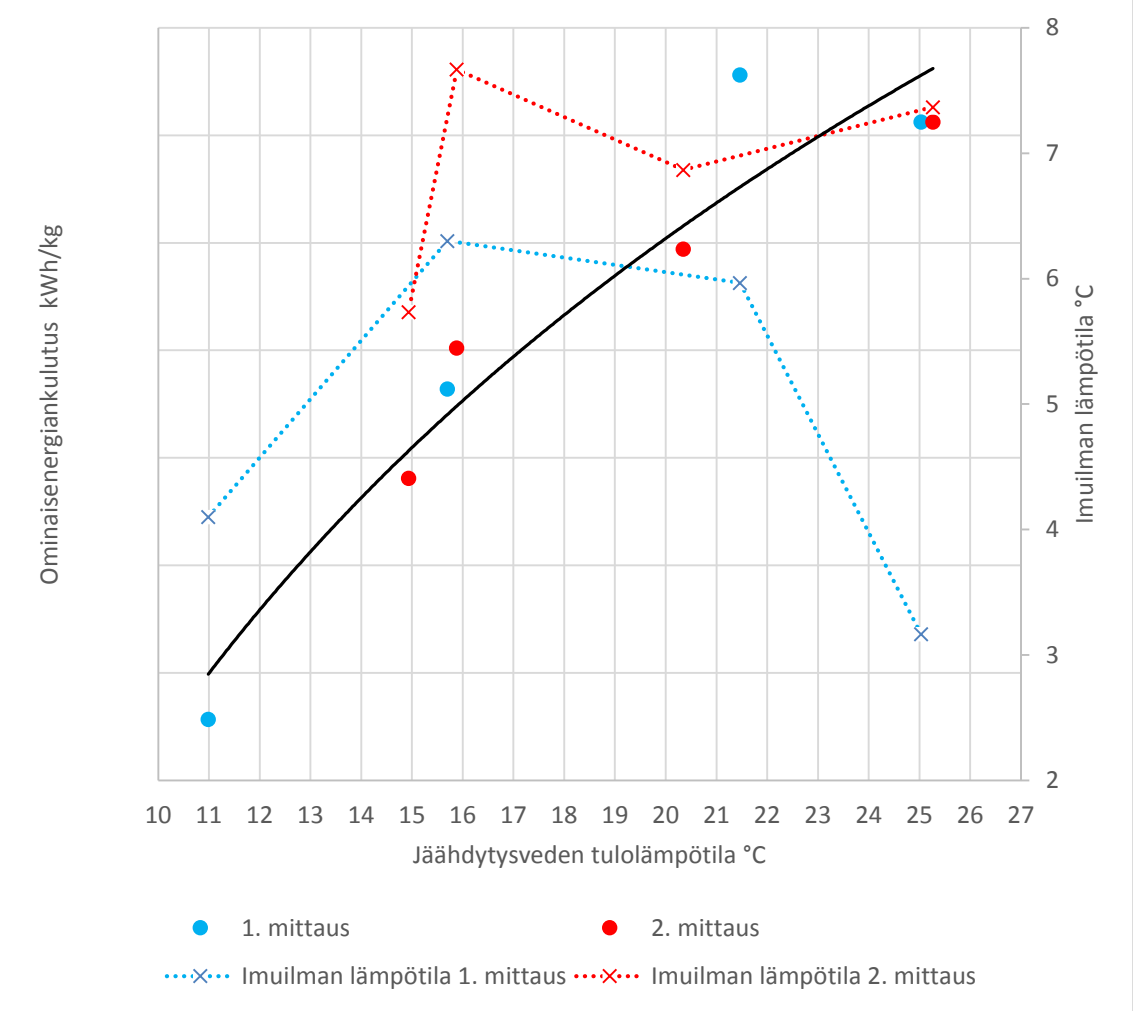
Mittausten pohjalta voidaan laskea keskiarvot tuotannosta lämpötilan funktiona kullekin lämpötilatasolle. Kuvassa 7 on hapen ja typen tuotantokapasiteetit jäähdytysveden tulolämpötilan funktioina.



Kuva 7. Tuotantokapasiteetit jäähdytysveden tulolämpötilan funktiona.

Mittaustuloksista (kuva 7) nähdään, että jäähdytysveden lämpötilalla on vaikutusta hapen ja typen tuotantokapasiteettiin. Hapen tuotannossa muutokset ovat pienempiä kuin typen tuotannossa.

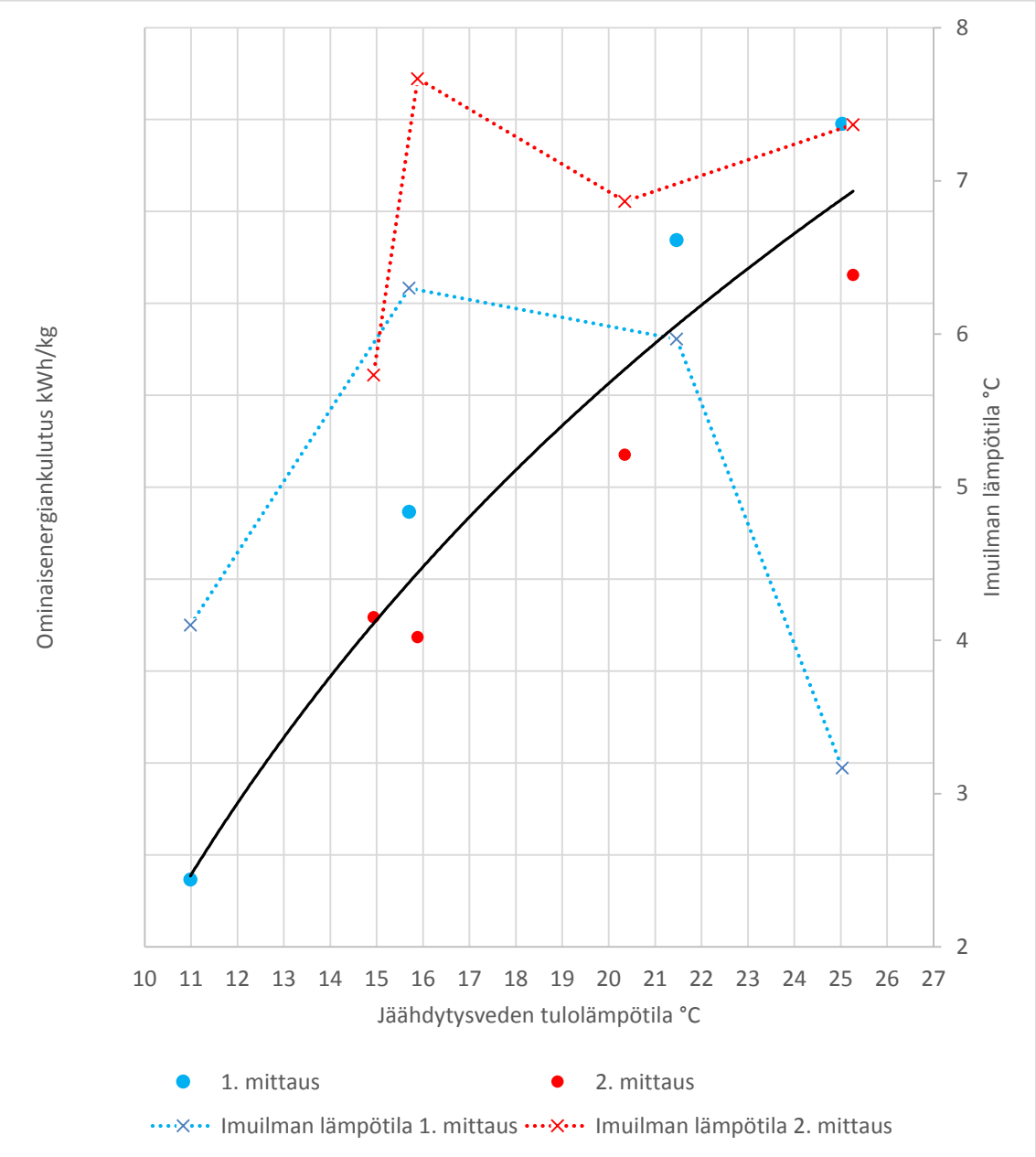
Mittaustulosten perusteella saadaan laitoksen sähköenergiankulutus tuotantokapasiteettia kohden. Tämä on esitetty kuvassa 8. Tuotantokapasiteetti on esitetty yhteistuotantona koko laitoksen energian kulutusta kohden.



Kuva 8. Ominaisenergiankulutus jäähdytysveden lämpötilan funktiona.

Kuvassa 8 esitetty ominaisenergiankulutuksen käyrä on hieman logaritminen. Käyryys johtuu osittain imuilman lämpötilan muutoksesta, mikä on esitetty katkoviivoilla kuvissa 7, 8, 9 ja 10. Ominaisenergiankulutus on laskettu kokonaistuotannolle, koska kulutettua sähköenergiaa on mahdottomuus määrittää kaasukomponenteittain. Kuitenkin

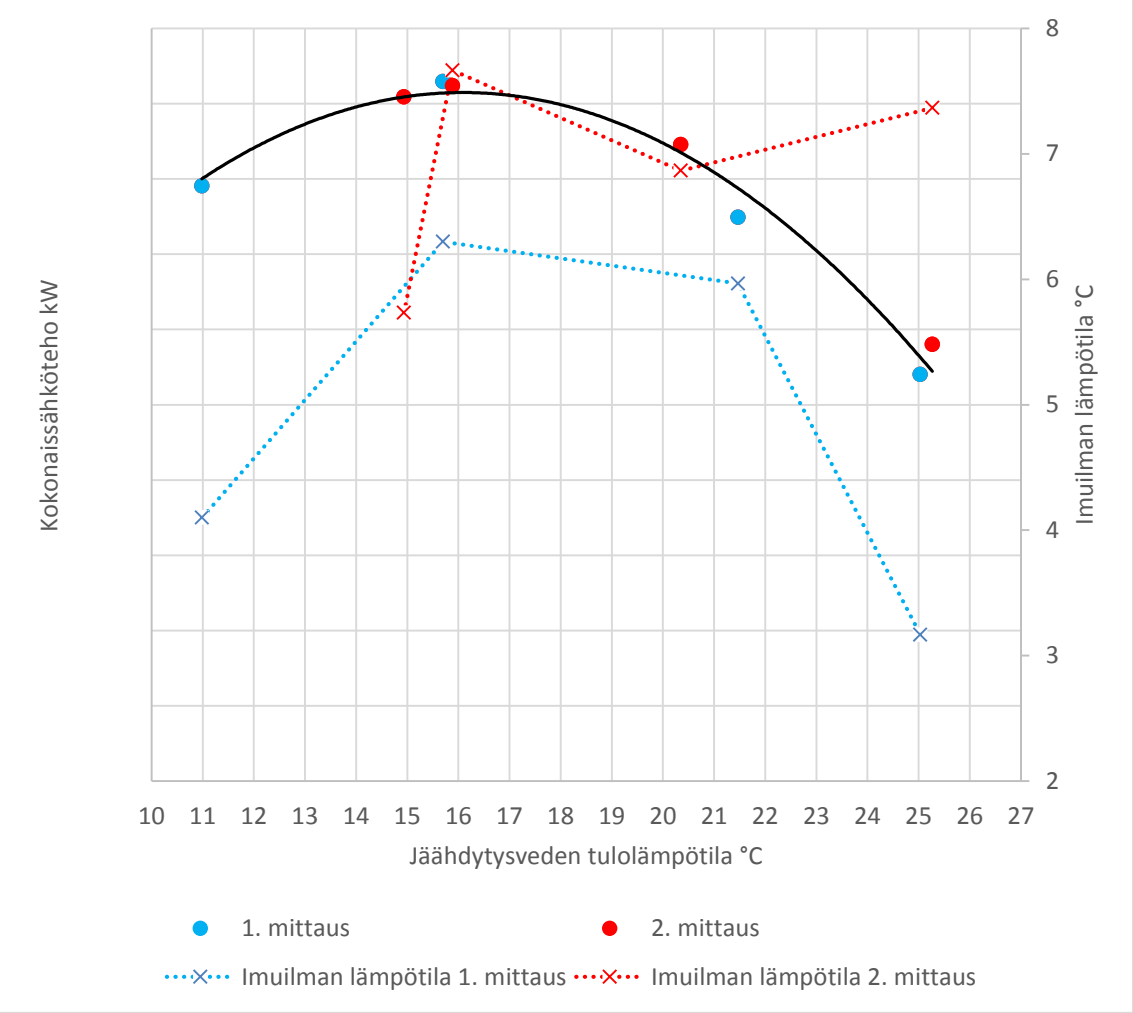
Elm-typpinesteyttäjän ominaisenergiankulutus voidaan määrittää erikseen. Tämä on esitetty kuvassa 9.



Kuva 9. Elm-typpinesteyttäjän ominaisenergiankulutus jäähdytysveden lämpötilan funktiona.

Kuvista 8 ja 9 voidaan todeta, että laitoskokonaisuuden ominaisenergiankulutus käyttäytyy samoin kuin Elm-typpinesteyttäjän ominaisenergiankulutus jäähdytysveden lämpötilan funktiona. Muutos ominaisenergiankulutuksessa tapahtuu lähes samassa suhteessa.

Jäähdytysjärjestelmän tehostamiseksi on oleellista tietää vaikuttaako jäähdytysveden lämpötila kokonaissähkötehoon. Kuvassa 10 on kokonaissähköteho jäähdytysveden lämpötilan funktiona.



Kuva 10. Kokonaisteho jäähdytysveden lämpötilan funktiona.

Kokonaisteho on lähes toisen asteen polynomifunktion muotoinen mittausalueella. Jäähdytysveden lämpötilan kasvaessa ensimmäisen kylmäkoneen teho kasvaa, mikä kasvattaa kokonaistehon kulutusta. Myös kompressoreiden tehot kasvavat hieman. Korkeammilla lämpötiloilla kokonaisteho pienenee, koska tuotantokapasiteetti pienenee ja paineistettavien kaasujen tilavuusvirrat pienevät. Lisäksi kompressorit eivät pysty saavuttamaan paineasetustaan, joten kompressorien paineet pysyvät pienempinä. Tehon muutokset ovat hyvin pieniä suhteessa tuotannon kasvuun. Tämä ilmenee aiemmin esitetyssä sähköenergiankulutuskäyrässä kuvassa 8.

6.3 Poikkeavuudet mittauksissa

Mittausten aikana argonin tuotantoyksikön toiminta katkeili ja täten argonin osalta tarkkoja mittaustuloksia oli mahdotonta saada. Kuitenkin mittauksista ilmeni, että argonin tuotantokapasiteetti pysyi lämpötilan muuttuessa lähes vakiona. Täten voidaan todeta, ettei jäähdytysveden lämpötilalla ole merkittävää vaikutusta argonin tuotannolle. Tämä voidaan selittää siten, että laitoksella ulospuhalletaan happea ja typpeä ja siten säädetään nesteytettävien kaasujen massavirrat. Argonin ulospuhallus on suhteessa pienempää ja täten tuotanto pysyy lähes vakiona. Lisäksi osassa argonin tuotantoa käytetään ilmalla toimivia lämmönvaihtimia, joten jäähdytysveden lämpötila ei vaikuta tähän lämmönsiirtoon.

Mittausten aikana Elm-typpinesteyttäjän toiminta keskeytyi ja mittauksia jatkettiin normaalisti vuorokauden kuluttua. Tämä ei aiheuttanut poikkeavia mittaustuloksia. Täten mittaukset hapen ja typen osalta suoritettiin ilman poikkeamia ja tulokset ovat luotettavia.

7 JOHTOPÄÄTÖKSET

Lämmönsiirto on todella yleinen ilmiö lähes kaikkialla teollisuudessa. Lämmönvaihdinongelmat aiheuttavat yleisesti taloudellisia tuotantotappioita. Lisäksi lämmönsiirron ongelmat voivat heikentää teknisten laitteiden toimintavarmuutta ja pienentää tuotantokapasiteettia. Ilman tislauksen osalta ongelmia esiintyy myös lämpötilatasojen vakaudessa ja laitteiston käytettävyydessä.

Lämmönsiirron tehokkuus vaikuttaa merkittävästi ilman tislauksen ominaisenergiankulutukseen ja tehokkuuteen. Jäähdytysveden lämpötilalla on merkittävä vaikutus lämmönsiirron tehokkuudelle. Laitoksen kokonaistuotantokapasiteetti on lineaarisesti riippuvainen jäähdytysveden lämpötilasta. Hapen osalta muutokset ovat huomattavasti typpeä pienempiä. Argonin tuotanto pysyy lähes ennallaan lämpötilan muuttuessa. Sähkönkulutus pysyy lähes vakiona jäähdytysveden lämpötilan muuttuessa. Nämä aiheuttavat tuotannon ominaisenergiankulutuksen muuttumisen lämpötilan funktiona. Tuotannon ja sähkönkulutuksen suhde muuttui mittauksissa merkittävästi ja muutos on hieman logaritmista. Osittain tämä aiheutui raaka-aineena käytettävän ilman lämpötilan muutoksista.

Ominaisenergiankulutuksen pienentymisen lisäksi tehokkaammalla jäähdytysjärjestelmällä laitoksen käytettävyys ja toimintavarmuus suurenevat. Toimintakatkokset ovat laitteistolle poikkeustilanteita ja tällöin teknisiä vikoja ilmenee normaalitoimintaa useammin. Lisäksi tuotanto katkeaa useiksi tunneiksi tai jopa vuorokausiksi käyttökatkosten aikana. Turbokompressorit ja turbiinit ovat erittäin herkkiä käynnistyksissä ja nopeissa sammutuksissa aiheutuville värinöille ja painetasojen nopealle muuttumiselle. Täten paremmalla jäähdytyksellä aikaan saadaan myös huolto- ja korjauskustannusten pienenemistä, koska laiterikoilta voidaan välttyä.

Lämmönsiirron tehostamiseksi on useita vaihtoehtoja. Nykyiset vastavirtalämmönvaihtimet ovat tehokkaat, mutta niiden mitoitusta on mahdollista muuttaa. Virtausnopeuden suureneminen suurentaa lämmönläpäisylukua ja siten tehostaa lämmönsiirtoa. Lisäksi virtausnopeus vähentää lämmönsiirtopintojen likaantumista. Harjoitustyön kohteena olevan ilmatislaamon lämmönvaihtimet ovat asennettu rinnan. Lämmönvaihtimien sarjaankytkennällä saavutetaan suuremmat virtausnopeudet. Lisäksi sarjaankytkentä on edulli-

nen toteuttaa, koska uusia lämmönvaihtimia ei tarvitse hankkia. Lisäksi lämmönvaihtimiin on mahdollista lisätä lämmönsiirtolevyjä, jolloin lämmönsiirtopinta-ala kasvaa. Jos pumppausteho pidetään ennallaan, virtausnopeus pienenee. Tällöin painehäviöt ovat nykyisen rinnan- ja sarjaankytkennän välissä. Täten voidaan todeta, että sopivat virtausnopeudet, painehäviöt ja lämmönsiirtopinta-ala ovat riippuvaisia toisistaan kyseisessä järjestelmässä. Lisäksi järjestelmää voidaan säätää pumppujen kierrosnopeutta muuttamalla, jolloin painehäviöt voidaan korvata suurentamalla pumppaustehoa. Pumppausteho ja lämmönsiirron tehostuminen ovat riippuvaisia toisistaan. Mitoitus tulee toteuttaa siten, että pumppausteho ja lämmönsiirron tehostuminen asettuvat optimaaliselle alueelle. Tällöin painehäviöt pysyvät alhaisina ja pumppausteho ei suurene kohtuuttomasti. Liian suuri pumppausteho aiheuttaa suuret painehäviöt ja sähkönkulutuksen. Oikealla mitoituksella järjestelmä toimii tehokkaasti ja taloudellisesti.

Sarjaankytkennän lisäksi laitosalueella on mahdollisuus käyttää pienessä lämpötilassa olevaa pohjavettä lämmönsiirtonesteenä. Pohjaveden käyttö on tehokkainta lämmönsiirtojärjestelmän kylmässä päässä. Tällöin kylmän pohjaveden eksergiaa ei häviä kuten tapahtuisi, jos se sekoitettaisiin lämpimämpään järviveteen, ja päästään mahdollisimman kylmiin lämpötiloihin. Pohjaveden käyttö on mahdollista sarjaankytkennän toisessa lämmönvaihtimessa tai kokonaan uudessa. Tällöin alkuperäiset lämmönvaihtimet toimivat esijäähdytyksenä ja pohjavedellä päästää edelleen pienempään jäähdytysveden lämpötilaan. Uuden lämmönvaihtimen tehokkuudesta riippuen tulee selvittää, onko järkevää käyttää lämmennyttä pohjavettä edelleen vielä esijäähdytyslämmönvaihtimissa. Tällöin saadaan maksimaalinen virtausnopeus ja mahdollisesti pohjavesi on lämpenemisestä huolimatta pienemmässä lämpötilassa kuin järvivesi. Täten järjestelmään kannattaa asentaa venttiilit, jotka mahdollistavat pohjaveden syötön lämmönvaihtimiin olosuhteiden mukaan. Pohjavedestä saatava massavirta tulee selvittää ennen muutoksia.

Lämmönsiirron tehokkuutta voidaan parantaa lämmönsiirtopintojen puhtaanapidolla ja säännöllisellä puhdistuksella. Puhtaanapitoa voidaan toteuttaa erilaisilla suodattimilla ja kemikaaleilla. Kemikaaleja voidaan käyttää ainoastaan sisäisessä kierrossa, josta ne eivät kulkeudu luontoon, tai lämmönvaihtimien pesun yhteydessä. Lämmönvaihtimien pesu vaatii putkistot vaihtimien ohitukselle, jotta laitokselle ei aiheudu käyttökatkosta. Lika

aiheuttaa lämmönvaihtimiin lämmönsiirtovastusta, mikä heikentää lämmönsiirtimien tehokkuutta. Myös puhtaamman jäähdytysveden käyttö estää likaantumista. Puhtaampaa vettä on mahdollisuus saada syvemmältä järvestä. Syvemmällä vesi on myös kerrostuman ansiosta kesäaikaan pienemmässä lämpötilassa kuin pintavesi. Tämä aiheuttaa levien ja bakteerien kasvulle esteitä, mikä pitää veden puhtaampana. Täten jäähdytysveden ottaminen syvältä on kannattavaa, jos kerrostumaa esiintyy. Kyseisen ilmatislaamon ympäristössä vesi virtaa voimakkaasti, mikä mahdollisesti sekoittaa lämpötilajakauman. Täten syvyydellä ei ole todennäköisimmin merkittävää vaikutusta veden lämpötilalle.

Lämmönsiirron tehostamiseksi on useita hyödyllisiä ratkaisuja. Näistä osa soveltuu kyseiselle laitokselle. Tehostamiseksi on valittava taloudellisesti parhaat ratkaisut laitoksen tuottavuuden kannalta.

8 YHTEENVETO

Kandidaatintyön lähtökohtana on jäähdytysjärjestelmän ja ilman tislaamisen välinen yhteys, mistä Woikoskella on kattava käytännönkokemus. Työn tavoitteena on selvittää todellinen tuotannon ja vesijäähdytysjärjestelmän välinen riippuvuus. Riippuvuutta on tarkoitus tutkia energiateknisesti ja tehostaa järjestelmää energiataloudeltaan paremmaksi. Myös laitoksen käytettävyyttä tulisi parantaa jäähdytysjärjestelmää tehostamalla.

Jäähdytysjärjestelmän tehostamiseksi voidaan suurentaa lämmönsiirtimien lämmönläpäisylukua, lämmönsiirtopinta-alaa tai lämmönsiirtofluidien lämpötilaeroa. Kandidaatin työssä esitetään keinoja, joilla näihin muuttujiin voidaan vaikuttaa.

Kandidaatintyö sisältää koetoimintaosuuden, jossa esitetään koetulokset tuotantokapasiteetistä jäähdytysveden lämpötilan funktiona. Koetuloksista käy ilmi, että jäähdytysveden lämpötila vaikuttaa merkittävästi tuotantokapasiteettiin. Lisäksi koetuloksista huomataan, että ilman tislaamisen sähkönkulutuksen ja tuotantokapasiteetin suhde paranee merkittävästi, jos jäähdytysveden lämpötila pienenee.

Jäähdytysjärjestelmän optimointi vaatii laajaa tutkimista monien tekijöiden vaikutuksista. Täten järjestelmän muuttaminen vaatii jatkotutkimuksia. Järjestelmän tehostamiseksi tulee selvittää esimerkiksi saatava pohjaveden kapasiteetti. Myös lämmönvaihtimien likaantumisen tarkat syyt ja niiden estämiskeinot on syytä selvittää. Estämiseksi voidaan valita suodattimia ja kemikaaleja tarpeiden mukaan. Energiatekniikan kannalta voidaan selvittää kannattaako jäähdytysputkistot eristää. Laitosalueella sijaitsee myös useita rakennuksia, joiden lämmitykseen käytetään öljyä. Täten on mahdollista selvittää voidaanko ilmatislaamon jäähdytysvettä hyödyntää rakennusten lämmitykseen esimerkiksi lämpöpumppusovelluksilla. Tällöin laitoksen jäähdytysveden lämpötila pienenee ja energiaa lämmitykseen saadaan ainoastaan lämpöpumppujen sähkötehon kustannuksilla. Kesällä jäähdytysveden lämpötila on korkeimmillaan, jolloin lämmitysenergiaa tarvitaan vähän. Talvella lämpötilat ovat alhaiset ja lämmitysenergian tarve on suuri. Täten energia tarpeet ovat ristiriidassa ajan suhteen. Laitoksen lämpötilaa voidaan talvella suurentaa, jos lämmitysenergiaa tarvitaan. Tämä aiheuttaa kuitenkin tuotantotappioita.

Järjestelmän muutoksia kartoittaessa on selvitettävä muutosten kustannukset ja niiden takaisinmaksuajat. Lisäksi on tutkittava muutosten toimivuutta. Myös muutosten tekemisestä aiheutuvat tuotantokatkokset tulee ottaa huomioon ja mahdollisesti välttää. Ilmatislaamon jäähdytysjärjestelmä sisältää paljon energiateknisiä komponentteja ja prosesseja. Järjestelmään voidaan lisätä useita sovelluksia ja muuttaa ratkaisuja tehokkaammiksi. Täten nykyinen laitos voidaan muuttaa energiatehokkaammaksi, tuottavammaksi ja vuodenajasta riippumattomammaksi.

LÄHDELUETTELO

Allam Rodney J. 2009. Improved oxygen production technologies. Energy Procedia 1. Elsevier. United Kingdom.

Burnury Thomas ja Struchtrup Henning 2010. Hybrid membrane/cryogenic separation of oxygen from air for use in the oxy-fuel process. Energy 35. Elsevier. Canada.

Cornelissen R. L. ja Hirs G. G. 1998. Exergy analysis of cryogenic air separation. Energy Convers. Mgmr Vol. 39, No. 16-18. Elsevier Science Ltd. The Netherlands.

Cosmodyne 1998a. Operation and maintenance manual Aspen 1000 air separation plant with pure argon capability. USA.

Cosmodyne 1998b. Simplified P&ID Aspen 1000. USA.

Darde Arthur et al. 2009. Air separation and flue gas compression and purification units for oxy-coal combustion systems. Energy Procedia 1. Elsevier. France, USA.

EIGA, European Industrial Gases Association AISBL 2013. Safe Operation of Reboilers/Condensers in Air Separation Units. IGC Doc 65/13/E.

Incropera Frank et al. 2006. Fundamentals of Heat and Mass Transfer. 6. painos. ISBN 978-0-471-45728-2. USA.

L'Air Liquide 1976. Encyclopedie des gas. Elsevier. ISBN 0-444-41492-4. The Netherlands.

Moran ja Shapiro 2006. Fundamentals of Engineering Thermodynamics. Fifth Edition. ISBN-13 978-0-470-03037-0. John Wiley & Sons Ltd. England.

Kerner Jeff 2009. Plate Heat Exchangers: Avoiding Common Misconceptions. Alberts &Associates, Inc. Chemical Engineering February 2009.

Korhonen Johanna 2002. Suomen vesistöjen lämpötilaolot 1900-luvulla. Suomen ympäristökeskus. Edita Prima Oy. ISBN 952-11-1194-1. Helsinki.

Kukulka David J. ja Devgun Mohan 2007. Fluid temperature and velocity effect on fouling. Applied Thermal Engineering 27. Elsevier. USA.

Rackley, S. A. 2010. Carbon capture and storage. ISBN 978-1-85617-636-1.

Reay David 1999. Learning from experiences with Compact Heat Exchangers. Caddet Analyses Series No.25. The Netherlands. ISBN 90-72647-43-2.

Roffel B., Betlem B. H. L. ja Ruijter J.A.F. 2000. First principles dynamic modeling and multivariable control of acryogenic distillation process. Computers and Chemical Engineering 24. Elsevier. The Netherlands.

Seppänen Raimo et al. 2006. Maol taulukot. Otavan kirjapaino Oy, Keuruu. ISBN 951-1-20607-9.

Smith A. R. ja Klosek J. A 2001. A review of air separation technologies and their integration with energy conversion processes. Air Products and Chemicals, Inc. Fuel Processing Technology 70. Elsevier. USA.

Tranter, Inc. 2009. Product Literature Superchanger. Plate & Frame HE.

Valtion ympäristöhallinto. [Valtion ympäristöhallinnon www-sivuilla]. Päivitetty 21.6.2011. [viitattu 13.3.2013]. Saatavissa: http://www.ymparisto.fi/default.asp?node=16938&lan=fi

van der Ham L. V. 2012. Improving the exergy efficiency of a cryogenic air separation unit as part of an integrated gasification combined cycle. Energy Conversion and Management 61. Elsevier. Norway.

Woikosken laitteistokuvaukset ja materiaalit

Wu Y., Hamilton J. F. ja Shenghong W. 1982. Optimization of Shell-and-Tube Intercooler in Multistage Compressor System. International Compressor Engineering Conference.

Mittauspöytäkirja, Ilmakaasutehdas Huom. Käännä sivu!

Kandidaatintyö, Jani Roitto **1. osio**

Mittauspäivä	Mittaus	Sisäisen kier. lämpöt. tavoite °C	Päivämäärä (+pö vuoron alku) pp.kk.vvvv	Kellonaika hh:mm	Sisäisen kierron lämpötila Tulo TT-802 °C	Tulo TT-811 °C	Poisto TT-804 °C	Poisto TT-810 °C	Ilman lämpöt. TT-301 °C	Lisätietoja	
1	1	10	19.04.2013	13.15	11.3	10.3	18.9	18.4	5,7		A
1	2	10	19.04.2013	21.30	11,3	10,3	19.0	19.0	5,6		I
1	3	10	19.04.2013	05.30	11,3	10,3	19.0	18,4	3,8		Y
2	4	10	20.04.2013	13.20	11.6	10.6	19.3	18.9	8.6		A
2	5	10	20,04.2013	21.15	11.5	10,5	19.1	18,6	4.3		I
2	6	10	20.04.2013	05.30	11,4	10,3	19.0	18.2	-0,6	x1	Y
[illegible]	7	15	22.04.2013	13.00	16,1	15,0	23.8	23,5	10,6	Vaihda lämpötila x2	A
3	8	15	22.04.2013	21.00	16,1	15.0	23.8	23.1	6.5		I
3	9	15	22.04.2013	05.15	16.0	14,9	23,8	23,1	3,4		Y
4	10	15	23.04.2013	13.30	16,3	15,2	24,1	23,4	10,0		A
4	11	15	23.04.2013	21.00	16.3	15.2	24.1	23.2	4.9		I
4	12	15	23.04.2013	05.00	16.2	15,0	23,9	23,0	4,0		Y
5	13	20	24.04.2013	14.20	21.2	20.0	28.9	28,1	9,8	Vaihda lämpötila x3	A
5	14	20	24.04.2013	21.05	21.2	20.1	29.0	28.3	8.4		I
5	15	20	24.04.2013	05.10	21.1	19,9	28,8	27,8	-1,3		Y
6	16	20	25.04.2013	13.25	22,0	20,9	29,8	28.8	+11,3		A
6	17	20	25.04.2013	21.00	22,8	21,7	30,6	29,5	+7,6		I
6	18	20	25.04.2013	05.20	21.3	20,1	29,0	28.4	-1,0	x4 x5	Y
[illegible]	19	25	26.04.2013	12.30	25,1	23,9	32,8	31,7	+8,7	Vaihda lämpötila x6	A
7	20	25	26.04.2013	21.30	25.2	24,0	32,9	31,6	+0,8		I
7	21	25	26.04.2013	05.30	25.3	24.0	33.0	32.3	1.0		Y
8	22	25	27.04.2013	13.30	25,7	24,5	33,5	32,5	6,4		A
8	23	25	27.04.2013	21.30	25,7	24,5	~~33,4~~	31,9	3,2		I
8	24	25	27.04.2013	05.30	25.5	24.3	33,2	32.1	-0,1		Y

Liite 1.

1. osio

Mittaus	Tuotanto				Kompressorien virrat				Kylmäkoneiden virrat				Pumppujen tehot		Nimikirjaimet
	O_2	N_2	Ar	N_2,elm	Ilma	Typpi 1	Typpi 2	Elm	Chiller	Keski	Matala	Argon	Sisäinen	Ulkoinen	
	lokikirja/järjestelmäohjaus				Moottoriohjaus			CT-101	Kylmäkoneiden kompressorit				Taajuusmuuntaja		
	kg/d				A	A	A	A	A	A	A	A	kW	kW	
1															JOK
2															J.K
3															P.M
4															JOK
5															J.K
6															P.M
															R.L
8															JOK
9															J.K
10															R.L
11															JOK
12															J.K
13															JER
14															JOK
15															JK
16															PS
17															RL
18															J.K
															P.S
20															R.L
21															JOK
22															P.S
23															RL
24															JOK

Huom. Käännä sivu!

2. osio

Mittauspäivä	Mittaus	Sisäisen kier. lämpöt. tavoite °C	Päivämäärä (Jäähdytyksen alku) pp.kk.vvvv	Kellonaika hh:mm	Sisäisen kierron lämpötila Tulo TT-802 °C	Tulo TT-811 °C	Poisto TT-804 °C	Poisto TT-810 °C	Ilman lämpöt. TT-301 °C	Lisätietoja	
9	25	25	28.04.2013	12.30	26.0	24,8	33,7	32,3	6,6		A
9	26	25	28.04.2013	21.30	25,8	24.7	33.6	32.4	3,6		I
9	27	25	28.04.2013	05.30	25.9	24.7	33.6	32.2	1.5		Y
10	28	25	29.04.2013	12.30	26.1	24.9	33.9	32.7	8.4		A
10	29	25	29.04.2013	20.30	26,3	25,2	34.1	33.1	9,0		I
10	30	25	29.04.2013	05.30	26.1	25.0	33.8	33.2	4.7		Y
11	31	20	30.04.2013	13.00	21.1	19.9	28.9	28.2	7.9	Vaihda lämpötila	A
	32	20	30.04.2013	19.00	20.5	19,2	28.2	27,4	6,0		I
11	33	20	30.04.2013	05.30	20,3	19,1	28,1	27,0	2,2		Y
12	34	20	01.05.2013	13.10	20.9	19.8	28.8	28.2	11,5		A
12	35	20	01.05.2013	18.25	21.1	19,9	28.9	28,5	10,2		I
12	36	20	01.05.2013	05.10	20.8	19,6	28,5	27,7	-1,1		Y
13	37	15	02.05.2013	13.00	16,4	15,3	24,2	23,6	11,2	Argon ei toimimassa Vaihda lämpötila X9	A
13	38	15	02.05.2013	20.45	16,5	15,4	24,3	23,5	7,6	ARGON TOIMIMASSA	I
13	39	15	02.05.2013	05.40	16,3	15,1	24,0	23,2	0,7		Y
14	40	15	03.05.2013	13.40	16,8	15,8	24,7	23.9	10,8		A
14	41	15	03.05.2013	21.00	16.7	15.7	24.6	23.6	9,0		I
14	42	15	03.05.2013	05.40	16,7	15,6	24,5	23,5	3,2		Y
15	43	10	04.05.2013	13.10	15,2	14,1	23,0	22,3	11,4	Vaihda lämpötila X10	A
	44	10	04.05.2013	21.15	15.3	14.3	23.2	22.3	11,6	X11	I
15	45	10	04.05.2013	05.30	15,3	14,2	23	21,5	6,4	X11	Y
16	46	10	05.05.2013	13.20	15.5	14,4	23,3	22,5	7,7		A
16	47	10	05.05.2013	21.30	15.5	14.5	23.3	22.7	6.2		I
16	48	10	06.05.2013	03.00	15,4	14,3	23,2	22,7	3,3		Y

2. osio

Mittaus	Tuotanto				Kompressorien virrat				Kylmäkoneiden virrat				Pumppujen tehot		Nimikirjaimet
	O_2	N_2	Ar	N_2 elm	Ilma	Typpi 1	Typpi 2	Elm	Chiller	Keski	Matala	Argon	Sisäinen	Ulkoinen	
	lokikirja/järjestelmäohjaus				Moottoriohjaus			CT-101	Kylmäkoneiden kompressorit				Taajuusmuuntaja		
	kg/d				A	A	A	A	A	A	A	A	kW	kW	
25															PM
26															RL
27															JOK
28															PM
29															PS
30															JOK
31															PM
															PS
33															RL
34															PM
35															PS
36															RL
37															JER
38															PS
39															RL
40															JER
41															PM
42															RL
43															JER
															PM
45															PS
46															JER
47															PM
48															PS

Huomautuksia

x1 Elm trip. Mittauksia gatheteen 22.4 aamuvuorossa -JE
x2 Kiertoveden lämpötilaa nostettu n. 5°C. Taajuus 100% → 78%
Kuristusventtiili 0,38 bar → 0,5 bar. - JER
x3 Kiertoveden lämpötila nostettu 20°C:een. Taajuus 78% → 74%.
Kuristusventtiilä ei säädetty. - JER
x4 Argonlastaus pienentää tämän päivän tuotanton (norm. määrä)
x5 Taajuutta muutettu 74%-75% 22°C → 20°C
x6 KIERTOVEDEN LÄMPÖTILA NOSTETTU 25°C:EEN FREQ. 74,5% - 72,3% 20-2
x7 Argon säiliön määrämittarissa lastauksesta jäähtyvä paineleama
x8 01.05 klo 14,00 Argonin tuotanto keskeytyi laitteongelmien vuoksi
x9 Kiertoveden lämpötila muutettu. 77% → 83% ja 0,7 bar → 0,5 bar
x10 Lämpötila vaihdettu. Kierrokset 100% ja kuristus minimiin
eli noin 0,25-0,3 bar.
x11 Seuraavassa aamuvuoron alussa kylmäturbiinin sisään tulo lämpötila romahti. Tuotanto virtausta kasvatettaan. - JER