

Sampsa Mäki-Arvela

TSE NAANTALIN VOIMALAITOKSEN NARI
KOMPRESSORIKESKUKSEN
LÄMMÖNTALTEENOTON KARTOITTAMINEN

Energiatekniikan koulutusohjelma
2017



TSE NAANTALIN VOIMALAITOKSEN NARI KOMPRESSORIKESKUKSEN
LÄMMÖNTALTEENOTON KARTOITTAMINEN

Mäki-Arvela, Sampsa
Satakunnan ammattikorkeakoulu
Energiatekniikan koulutusohjelma
Maaliskuu 2017
Ohjaaja: Siren, Pekka
Sivumäärä: 48
Liitteitä: 9

Avainsanat: lämmöntalteenotto, kompressori, lämmönjakelu

Opinnäytetyö tehtiin Fortum Power and Heat Oy, Heat / Naantalin voimalaitokselle.

Tässä opinnäytetyössä tutkittiin Naantalin voimalaitoksen kompressorikeskuksen lämmöntalteenoton toteuttamista. Työssä pyrittiin tutkimaan lämmöntalteenoton hyödyistä, suunnittelemisesta ja investoinnin hyödyistä. Työssä käsiteltiin myös paineilman käyttöä voimalaitoksella ja talteen otetun lämmön kustannustehokkainta tuotantoa ja jakelua.

Työssä käytettiin aineistona aikaisemmin julkaistuja paineilmakompressoreiden lämmöntalteenoton tutkimustuloksia sekä Atlas Copco Kompressorit Ab: lta toimitettuja asiantuntijalausuntoja.

Työn ensisijaisena tavoitteena on kartoittaa jätevesilaitoksen kustannustehokkain lämmöntalteenotto lämmityskompressoreiden tuottamasta lämmöstä sekä kartoittaa lämmönjakoverkosto jätevesilaitokselle.

TSE NAANTALIN POWERPLANT NARI AIRCOMPRESSORCENTRAL HEAT RECOVERY MAPPING

Mäki-Arvela, Sampsa

Satakunnan ammattikorkeakoulu, Satakunta University of Applied Sciences

Degree programme in Energy Engineering

March 2017

Supervisor: Sirén, Pekka

Number of pages: 48

Appendices: 9

Keywords: heatrecovery, compressor, heat distribution

This thesis was made to Fortum Power and Heat Oy, Heat / Naantali powerplant.

The purpose of this thesis was to clarify the heat recovery of Naantali power plant aircompressor central. The study aimed to investigate the benefits of heat recovery, the design and the benefits of investment. The thesis also addressed the use of compressed air at power plant, and cost-effective production and distribution of heat recovering.

In the making of this thesis there some previously published material of aircompressor heat recovery was used, as well as research from Atlas Copco compressors Ltd.

The primary objective is to identify the most cost-effective heat recovery and distribution system at wastewater treatment plant.

SISÄLLYS

1	JOHDANTO.....	5
1.1	Työn tarkoitus.....	5
1.2	Tavoite.....	5
1.3	Naantalin voimalaitos.....	6
2	PAINEILMAN TUOTANTO JA KÄYTTÖ VOIMALAITOKSESSA.....	7
2.1	Paineilman tuotanto.....	7
2.2	Paineilma Naantalin voimalaitoksessa.....	8
2.3	Kompressorin lämmön talteenotto.....	8
2.3.1	Nestejäähdytteiset kompressorit.....	10
2.3.2	Ilmajäähdytteiset kompressorit.....	11
3	TEHONTARPEEN LASKENTA JA MÄÄRITYS LAITOKSELLA.....	13
3.1	Mittausten perusteella laskettu lämmitystehontarve.....	13
3.2	Laskennallinen lämmitystehontarve.....	16
3.3	Lämmitystehon huomioidut ja määritys.....	20
4	KÄYTTÖASTE KOMPRESSORIKESKUKSESSA.....	23
5	TALTEENOTETTAVAT LÄMPÖTEHOT.....	25
5.1	Talteenotettava lämpöteho.....	25
5.2	Lämmöntalteenottojärjestelmien valinta ja ominaisuudet.....	25
6	LÄMMÖNJAKOLAITTEET JA VERKOSTO.....	30
6.1	Lämmönjakolaitteiden perusteet, mitoitus ja valinta.....	30
6.2	Lämmönjakoverkoston perusteet, mitoitus ja valinta.....	32

6.2.1	Verkoston mitoitusperusteet.....	32
6.2.2	Kiertovesipumppujen mitoitus ja valinta.....	32
6.2.3	Säätöventtiilien ja linjasäätöventtiilien mitoitus.....	33
6.2.4	Paisunta-astian ja varolaitteiden mitoitus.....	38
6.3	Verkoston eristystekniikka.....	41
6.4	Lämmönjakolaitteiden ja verkoston huomiot.....	42
7	ENERGIALASKENTA JA SÄÄSTÖT.....	43
8	KUSTANNUKSET JA TAKAISINMAKSU.....	45
8.1	Kustannukset.....	45
8.2	Takaisinmaksu.....	46
9	LÄHDELUETTELO.....	47

LIITTEET

- Liite 1. Atlas Copco GA 90 VSD Käyttötasekaavio
- Liite 2. Ilmajäähdytyskytkentä Atlas Copco GA 90 VSD API657694
- Liite 3. Rikinpoistolaitos tuloilmakoje, kiertovesipumpun mitoitus
- Liite 4. LTO-verkoston pääkiertovesipumpun mitoitus
- Liite 5. Kompressorikeskuksen tuloilmakoje, kiertovesipumpun mitoitus
- Liite 6. Kaukolämmönvaihtimen mitoitustiedot
- Liite 7. Imi Hydronics Oy Stad linjasäätöventtiili, valintataulukko
- Liite 8. Lämmitystarvelukutaulukko ilmatieteenlaitokselta
- Liite 9. Kytkentäkaavio LTO-järjestelmä

1 JOHDANTO

1.1 Työn tarkoitus

Naantalın voimalaitos on jatkuvasti kehittänyt energiatehokkuuttansa paremmaksi. Nykyisten energiakustannusten vuoksi teollisuudessakin on syytä huomioida energiakulutuksen vähentäminen. Teollisuudessa paineilman tuotanto on iso osa energiankulutustensa suuren tuotantokustannuksen vuoksi. Kompressoreiden suuren sähköenergian kulutuksen vuoksi niiden tuottama jäähdytyslämmön hyötykäyttö on hyvä kohde energiatehokkuuden parantamiseksi kyseisen laitoksen kompressoreiden suhteellisen korkean käyttöasteen vuoksi.

Työssä tarkastellaan lämmöntalteenoton kustannustehokkainta toteutusta ja lämmönjakoa jätevesilaitoksen lämmitykseen. Jätevesilaitoksessa oleva lämmitysverkko on käyttökänsä päässä ja riittämätön nykytilanteessa. Sähköisiä lisälämmittämiä joudutaan käyttämään, jotta jäätymisongelmilta ja alilämpötilan aiheuttamista ongelmista vältyttäisiin koko lämmityskauden aikana.

1.2 Tavoite

Tavoitteena opinnäytetyöllä on, että saataisiin mahdollisimman kustannustehokas vaihtoehto jäähdytyslämmön hyötykäytölle.

Yleisesti kompressoreiden jäähdytyslämmön hyötykäyttöön on olemassa useita vaihtoehtoja, joita pohditaan tässä opinnäytetyössä. Naantalın voimalaitoksen kompressorit ovat ilmajäähdytteisiä, mikä rajoittaa lämmön talteenoton toteuttamista suhteellisen matalien lämpötilojen ja suurien ilmamäärien vuoksi.

1.3 Naantalin voimalaitos

Naantalin voimalaitos on sähköä, kaukolämpöä ja höyryä tuottava kivihiilivoimalaitos Naantalin satamassa ja sen omistaa Turun Seudun Energiatuotanto Oy. Laitos on rakennettu 1960 Imatran Voiman toimesta. Kaukolämpöä voimalaitos tuottaa 180 000 asukkaalle Turkuun, Naantaliin, Raisioon ja Kaarinaan.

Voimalaitoksen sähkötehon kapasiteetti on 265 megawattia, kaukolämpötehon 340 megawattia ja prosessihöyrytehon 80 megawattia. Naantalin voimalaitos tuottaa sähköä siirtoverkkoon noin 1000 gigawattituntia, höyryä noin 600 gigawattituntia ja kaukolämpöä lämmönsiirtoverkkoon noin 1500 gigawattituntia vuodessa.

Turun Seudun Energiatuotanto Oy päätti 14.4.2014 uuden monipolttoainevoimalaitoksen rakentamisesta Naantalin voimalaitoksen vierelle. Sen rakennustyöt alkoivat keväällä 2015 ja laitos otetaan käyttöön syksyllä 2017.

2 PAINELMAN TUOTANTO JA KÄYTTÖ VOIMALAITOKSESSA

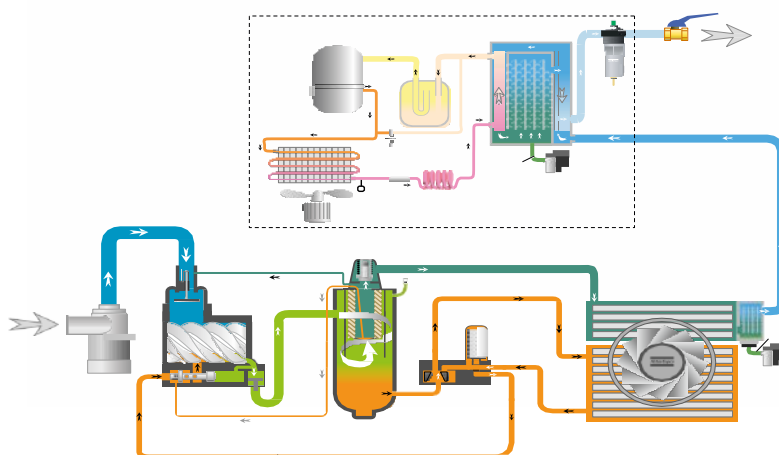
2.1 Paineilman tuotanto

Paineilmaa tuotetaan kompressorikeskuksessa olevilla erillisillä kompressoreilla. Kompressorikeskus koostuu kompressorista, jälkijäähdyttimestä, paineilmasäiliöstä, suodattimista ja paineilmauivaimesta. Kompressorikeskuksen koko riippuu tuotettava ilman määrästä, paineesta ja ilman laadusta. [1, s. 34.]

Kompressorilla nostetaan ilman tai maankaasun painetta vähintään kaksinkertaiseksi imupaineeseen nähden. Kompressorin toimii lähes aina sähkömoottorilla ja joskus poltomoottorilla. Kompressorin imee ilman suodattimen läpi ja nostaa sen paineen yleensä enintään 6-10 bar paineeseen. Tämän jälkeen johdetaan yleensä välijäähdyttimen kautta paineilmasäiliöön. Paineilmasäiliötä käytetään paineilmanjärjestelmän paineen tasaamiseen. Säiliöstä paineilma johdetaan paineilmaverkostoon (Kuva 1).

[2; 1, s.37.]

Kompressorissa tapahtuva ilman puristuminen on polytrooppista, eli osa puristuslämmöstä johdetaan pois puristusilasta. Puristus voi tapahtua kineettisesti, staattisesti tai ns. vapaavirtausperiaatteen mukaan [3; 1, s.15]



Kuva 1. Virtauskuva ruuvikompressorin GA VSD Atlas Copco Oy

2.2 Paineilma Naantalın voimalaitoksessa

Naantalın voimalaitoksella paineilmaa tuotetaan usealla eri kompressorilla, jotka sijaitsevat laitoksen eri puolilla. Rikinpoistolaitoksella sijaitsee kompressorikeskus, joka palvelee rikinpoistolaitosta ja jätevesilaitosta.

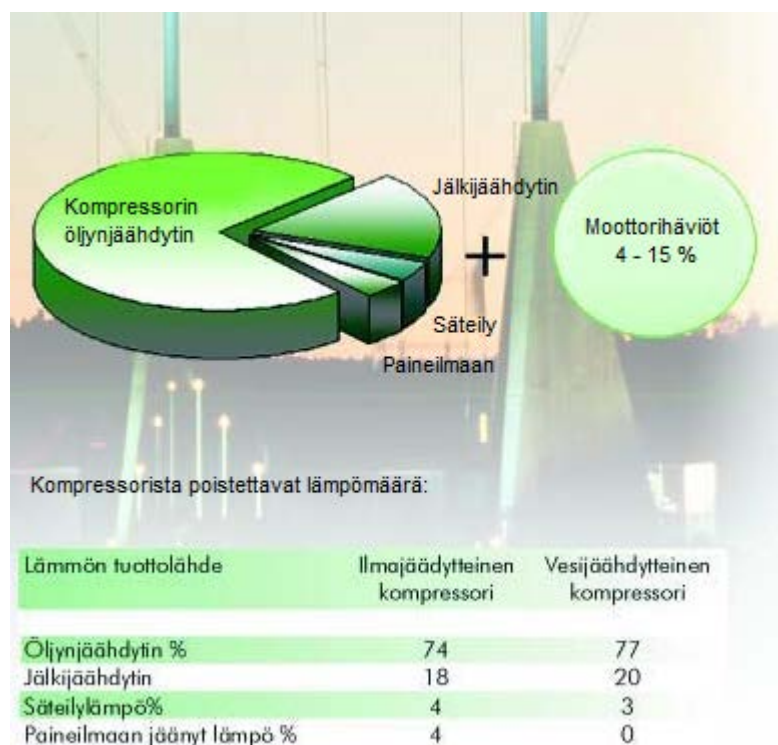
Rikinpoistolaitoksen kompressorikeskuksessa on 2 kappaletta Atlas Copco GA 90 VSD FF ilmajäähdytteistä pääkompressoria sekä 2 kappaletta Tamrotor ilmajäähdytteistä varakompressoria.

Opinnäytetyön toteutus keskittyy kyseisiin kompressorikeskuksessa oleviin Atlas Copco merkkisiin GA 90 VSD FF kompressoreihin niiden korkeamman käyttöasteen vuoksi. Kompressoreiden käyttö jakaantuu tasaisesti kuukausittain. Käyttötase on esitetty liitteissä. Kompressoreita käytetään Master- ja Slave-ohjauksella. Käyttöasteen vaihto on 60 päivän jaksoilla, jolloin toinen kompressor menee 90 %:n käyttöasteelle ja toinen jää 70 %:n käyttöasteelle. Laitoksella olevat kompressorit käyvät tavanomaista korkeammalla käyttöasteella paineilman suuresta ja tasaisesta kulutuksesta johtuen.

2.3 Kompressorin lämmöntalteenotto

Lämmöntalteenottoa suunniteltaessa tulee ottaa seuraavat seikat huomioon: Lämmöntalteenotto ei saa missään vaiheessa aiheuttaa tilannetta, jossa kompressorin käyntijakssoon tulee häiriöitä. Jäähdytys pitää olla aina toteutettavissa. Lämmöntalteenotto on voitava ohittaa, jos lämpöenergiaa ei voida luovuttaa jakeluverkkoon, jolloin kompressorin liiallisen lämpenemiseen on iso riski ja paineilman tuottaminen saattaa estyä.

Kompressorista on poistettava lämpönä lähes kokonaan sen ottama energia, erittely kuvassa 2. Mikäli kompressorien läheisyydessä on lämmitettäviä tiloja, voidaan jäähdytysilman lämpöenergiaa käyttää edullisesti hyödyksi lämmityskaudella. [3, s.3.]



Kuva 2. Kompressorista poistettava lämpömäärä.

Säästötoimenpiteiden kannattavuus on tapauskohtaista ja siihen vaikuttaa laitoksen käyttöaika, kulutuksen vaihtelevuus, sähkön hinta, laitoksen absoluuttinen koko, tekniikan ikä ja muu uusittavuuden tai huollon tarve. [5, s.4]

Säästökohteet jakaantuvat tyypillisiin luokkiin eli käyttö- ja huoltotottumuksilla hoidettavat asiat kuten vuodot, pikkuinvestoinnit kuten suodatintyyppin vaihto sekä suuret investoinnit kuten lämmön talteenotto tai ohjausjärjestelmä. [2, 5, s.4]

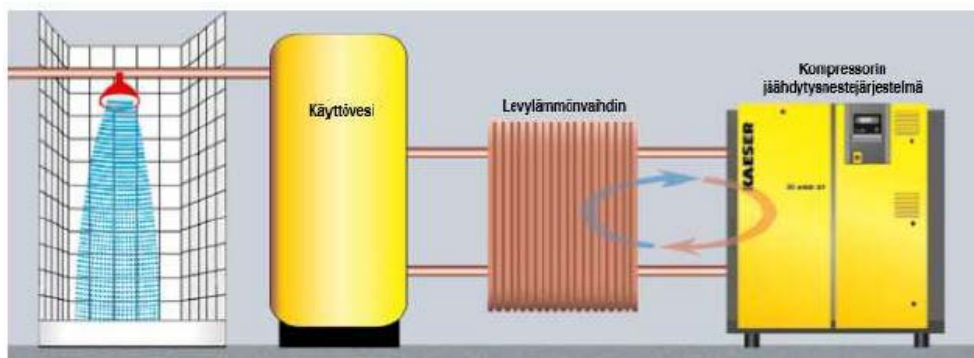
2.3.1 Nestejäähdytteiset kompressorit

Nestejäähdytteisen kompressorin jäähdytys ja lämmöntalteenotto on nykyään suosituin prosessiteollisuuden lämmöntalteenottotapa. Lämmitettävän nesteen lämmittäminen vaatii jäähdytysöljyn ja lämmitettävän nesteen välille lämmönsiirtimen, joka luovuttaa ensiöpuolen jäähdytysöljystä lämpöenergiaa toisiopuolen lämmitettävään nesteeseen, josta se taas luovutetaan lämmönjakoverkkoon kuten kuvassa 3 esitetään.

Lämmitettävän nesteen mitoituslämpötilat ovat yleisimmin (60 - 50 °C), tällöin jäähdytysöljyn lämpötila ei nouse liiallisen korkeaksi. Nestejäähdytteisellä kompressorilla voidaan nesteen lämpötila nostaa jopa n. 90 °C lämpötilaan. Näin korkean nesteen lämpötilan vuoksi on syytä tarkkailla, ettei jäähdytysnestevirta mene suuren lämpötilaeron takia liian pieneksi tasaisen jäähdytyksen kannalta.

Kompressorista talteen otettavaa lämpöä käytetään muun muassa käyttöveden lämmittämiseen, ilmanvaihtokoneiden esilämmitykseen tai jälkilämmitykseen, lämmönjakoverkon tukena normaalilämmityksessä tai omana lämmönjakoverkkona ja prosessien tukilämmitykseen.

Joissain tapauksissa nestejäähdytyksissä käytetään kunnallistekniikasta ostettua raakavettä. Tällöin lämmitetty jäähdytysvesi ohjataan putkistoa pitkin takaisin kunnalliseen viemäriverkkoon hyödyntämättä sitä ollenkaan. Kyseinen tapa on käyttökustannuksiltaan kallis, koska jäähdytysveden osto verkostosta ja jätevesimaksut ovat korkeat. Myös jäähdytysveden mukana pois lähtevä lämpöenergian hävikki on suuri.



Kuva 3. Vesijäähdytteisen kompressorin esimerkkikytkentäkaavio.

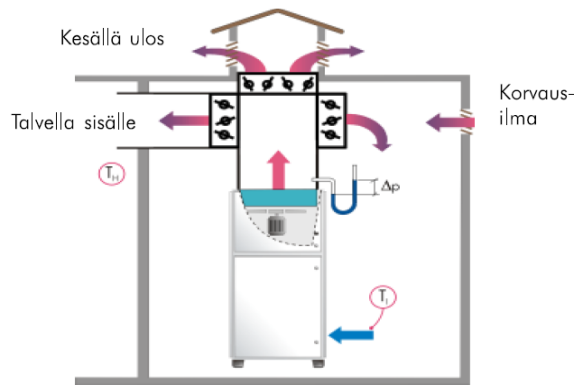
2.3.2 Ilmajäähdytteiset kompressorit

Ilmajäähdytteiset kompressorit ovat yleisempiä pienemmässä kokoluokassa (10 - 65 kW). Kompressorit ottaa jäähdytysilman kompressorikeskuksesta tai suoraan ulkoilmasta. Jäähdytysilma valitaan siten, että imuilman lämpötila olisi optimaalinen: 15 - 20 °C sisältä talvikäytöllä tai ulkoa kesäkäytöllä.

Jäähdytysilma puhalletaan joko kompressoritilaan tai muuhun vastaavaan tilaan, jossa on lämmöntarvetta lämmityskaudella. Jos lämmöntarvetta ei ole, niin poistetaan lämmennyt jäähdytysilma ulos kanavistoa pitkin, kuten kuva 4 osoittaa. Kompressoritilaan johdetaan vielä erillinen korvausilma, joka varmistaa jäähdytyksen ja paineilman tuotannon vaatiman puristettavan ilman riittävän saannin.

Ilmajäähdytteisen kompressorin yleisimmät lämmöntalteenoton sovellukset ovat kompressorikeskuksen, tai sen välittömässä läheisyydessä olevien kiinteistöjen lämmitys. Kun ilmajäähdytteisen kompressorin jäähdytysilman lämmönousuksi mitoitetaan 15...25 °C niin jäähdytysilmavirrat voivat olla jopa 0,5...5 m³/s. Lämmitettäessä tiloja jäähdytysilmalla on syytä huomioida kompressorin jäähdytyksen toiminta varmuus, etteivät käyntilämpötilat nouse liiaksi.

Käytettäessä jäähdytysilmaa lämmitykseen on muistettava, että ilma ei saa sisältää haitallisia epäpuhtauksia. Vapaita nestepintoja ei kompressorihuoneessa saa muutoinkaan olla, koska haihtunut kosteus kuormittaa kuivausta ja suodattimia. [9, s.18]



Kuva 4. Ilmajäähdytteisen kompressorin esimerkkikaavio.

Ilmajäähdytteisiin kompressoreihin on saatavilla valmiita vesikiertoisia lämmöntalteenottoratkaisuja. Myös Atlas Copco Kompressorit on tehnyt sellaisen. Atlas Copco:n tekemän ER S-3 LTO-järjestelmän toimintaperiaate on, että kuuma jäähdytysöljy jäähdytetään ensisijaisesti ER S-3-laitteen lämmönsiirtimessä, jolloin paineilman puristuksesta syntynyt hukkalämpö hyödynnetään lämmönsiirrossa jäähdytysöljystä lämmitettävään nesteeseen.

Mikäli LTO-piirin nestekierto on ei saada siirrettyä riittävää määrää hukkalämpöä, niin kompressorin öljykierron termostaatit ohjaavat kuumen öljyn edelleen kompressorin oman öljyjäähdyttimeen käsiteltäväksi. Mikäli hukkalämpö saadaan hyödynnettyä riittävästi LTO-piirissä, niin kompressorin oma öljynjäähdytin jää kierrosta pois (termostaattiohjaus). Tällöin jäähdytysilman lämpötila laskee.

Järjestelmä voidaan joko asentaa ulkoisesti kompressorin ulkopuolelle tai vastaavasti myös kompressorin rakenteiden sisälle. On huomioitava, että sisään rakennettu LTO-laite aiheuttaa tilanpuutetta määräaikaishuollon suorittamisessa. Siksi suositellaankin ulkopuolista asennusta, jotta huoltojen toteutus ei vaikeutuisi.

3 TEHONTARPEEN MÄÄRITYS JA LASKENTA LAITOKSELLA

3.1 Mittausten perusteella lasketut lämmitystehontarpeet

Jätevesilaitoksen lämmitystehon mitoitukset perustuvat kohteessa tehtyjen mittausten arvioimiseen. Mittaukset tehtiin kuluvan vuoden helmikuussa.

Rakennus koostuu 3 kerroksesta, joissa on sekä avonaisia että kiinteitä lattiarakenteita välissä. Kiinteistössä on lämmittiminä puhallinkonvektoreja, tuloilmakojeita sekä sähköisiä lisälämmittämiä.

Taulukko 1. Mittaustulokset kaukolämpöverkostosta 17.02.2017

Mittaustulokset						
Tila	Lämmitin	Virtaus	Menovesi	Paluuvesi	Sisälämpötila	Ukolämpötila
Jätevesilaitos		(dm ³ /h)	(°c)	(°c)	(°c)	(°c)
puh.konvekori	D001/W001 1	1630,00	65,00	59,00	14,00	-4,00
puh.konvekori	D002/W002 1	1951,00	64,00	58,00	14,00	-4,00
tuloilmakoje	D003/W003 2	1880,00	62,00	55,00	17,00	-4,00
Kompressorikeskus						
tuloilmakoje	Ouw04/W001	2646,00	56,00	50,00	19,80	-4,00

Taulukko 2. Rakennuksen dimensiot

Dimensiot					
Tila	Pituus	Leveys	Korkeus	Ala	Tilavuus
	(m)	(m)	(m)	(m ²)	(m ³)
Jätevesilaitos	10,80	18,00	11,00	194,40	2138,40
Kompressorikeskus	10,50	18,00	5,00	189,00	945,00
Atk-tila	10,50	18,00	4,00	189,00	756,00

Vesivirtaus ilmoitetaan yksikköinä (dm³/h), josta se muunnetaan (dm³/s)

Taulukko 3. Mittaustulosten yksikkömuunnostaulukko

Yksikkömuunnostaulukko			
	(dm ³ /h)	↔	(dm ³ /s)
D001/W001 1	1630,00		0,4528
D002/W002 1	1951,00		0,5419
D003/W003 2	1880,00		0,5222
OUW04/W001	2646,00		0,7350

Mittaustulosten avulla voidaan laskea nykyisen luovutettavan lämpötehon lämmittämistä. Tästä voidaan päätellä tehontarvetta, kun verrataan sitä olemassa oleviin määrittäviin mitoitus-tehoihin. Virtauksella ja lämpötilaerolla voidaan laskea lämpöteho kaavasta 1. [10, peruskaavoja s. 634]: Taulukko 4

$$\Phi = c_p \cdot q_v \cdot \Delta t$$

Kaava 1

kaavassa,

- Φ = lämpöteho [W]
- c_p = ominaislämpökapasiteetti vakiopaineessa [J/ (kg K)]
- q_v = tilavuusvirta [m³/s]
- Δt = lämpötilaero [°C]

Taulukko 4. Lämmitystehon laskenta jätevesilaitoksen mittausarvoista

Tila	Lämmitin	q_v (dm ³ /s)	c_p (kJ/kgK)	Δt (°C)	$\Phi = c_p \cdot q_v \cdot \Delta t$ (kW)
Jätevesilaitos 1.krs	D001/W001 1	0,4528	4,186	6,00	11,37
Jätevesilaitos 1.krs	D002/W002 1	0,5419	4,186	6,00	13,61
Jätevesilaitos 2.krs	D003/W003 2	0,5222	4,186	7,00	15,30
Jätevesilaitos 1.krs	Sähkölämmitin (15kW)				15,00
Yhteensä					55,284

Tehontarpeen määrittelyksi jätevesilaitoksen lasketut lämpötehot jaettiin tilan kokonaistilavuudella, kuten taulukossa 5. on esitetty.

Taulukko 5. Mittausten perusteella laskettu jätevesilaitoksen ominaislämpöteho

Tila	Lämpöteho	Tilavuus	Ominaislämpöteho
	(W)	(m ³)	(W/m ³)
Jätevesilaitos	55284,00	2138,4	25,8530

Mitattu lämmitysteho ulkolämpötilassa (-4°C) on jätevesilaitoksessa 55,3 kW.

Kuvassa 5 on jätevesilaitoksen tehontarpeen ekstrapoloitu mitoitustehontarve 17.02.2017 tehtyjen mittausten mukaan. Lämmityksen tarve alkaa ulkolämpötilassa 16°C. Mitoitustehontarve on 120 kW, määritetty (-26°C) ulkolämpötilasta.



Kuva 5. Jätevesilaitoksen tehontarpeen määrittäminen 17.02.2017

Taulukko 6. Mittaustuloksista ekstrapoloitu jätevesilaitoksen ominaislämpöteho

Tila	Lämpöteho	Tilavuus	Ominaislämpöteho
	(W)	(m ³)	(W/m ³)
Jätevesilaitos	120000,00	2138,4	56,1167

3.2 Laskennalliset lämmitystehontarpeet

Laskennallisen lämmitystehontarpeen likiarvo voidaan laskea rakenteiden enimmäislämmönläpäisykertoimien (U-arvon) sekä ilmanvaihdon avulla.

Laskemissa lähtötietoina tarvitaan yleisesti vähintään rakennusosien pinta-alat (ikkunat, ovet, kattoikkunat tms.), rakennusosien lämmönläpäisykerroimet, vuotoilmamäärät, ilmanvaihdon ilmavirrat, ilmanvaihtojärjestelmän käyntiajat sekä ilmanvaihtokoneiden lämmöntalteenoton vuosihyötysuhteet.

Kohteen lämmitysenergian laskennassa otettiin huomioon rakennusvaipan johtumishäviöt, vuotoilman lämpenemisen lämpöenergian tarpeen ja ilmanvaihdon lämmitysenergian nettotarve. Kohteessa ei ole lämmöntalteenottoa ja lämpimän käyttöveden energiaa ei laskelmissa oteta huomioon.

Johtumalla siirtyvän lämpötehon eli johtumislämpöhäviöt voidaan laskea kaavasta 2. [18, s.15]

$$\Phi_{\text{joht}} = U * A * (\Delta t)$$

Kaava 2

kaavassa,

$\Phi_{\text{joht}} =$	lämpöhäviöt johtumalla [W]
$U =$	lämmönläpäisykerroin [$\text{W}/\text{m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$]
$A =$	pinta-ala [m^2]
$\Delta t =$	rakennusosan sisä- ja ulkolämpötilojen erotus [$^\circ\text{C}$]

Taulukko 7. Jätevesilaitoksen johtumislämpöhäviöt

Mitoitusulkolämpötila	-26,00	(°C)	
Sisälämpötila	18,00	(°C)	
Ulkoilmaa vasten olevat rakenteet	Ulkoseinä	Ovet	Lattia
Lämmönläpäisykerroin (U)	0,38 (W/m ² K)	1,8 (W/m ² K)	0,34 (W/m ² K)
	(m ²)	(m ²)	(m ²)
Lattia			194,40
Takaseinä	198,00		
Sivuseinä	118,80		
Etuseinä	198,00		
Etuovet	-40,00	40,00	
Yhteensä	474,80	40,00	194,40
Rakennuksen johtumislämpöhäviöt	$\Phi_{\text{joht}} = U * A * (\Delta T)$		
	(W)		
Ulkoseinät	7520,83		
Ulkoovet	3168,00		
Lattia	2908,22		
Yhteensä	13597,05		

Vuotoilmasta johtuvat lämpöhäviöt lasketaan vuotoilmaluvun avulla. Jos vuotoilmalukua ei tiedettäisi eikä sitä voitaisi määrittää. Tällöin käytettäisi suunnittelussa arvoa (4 1/h). [2, 18. s.19]

Vuotoilmakerroin lasketaan kaavasta 3.

$$n_{\text{vuotoIV}} = \frac{n_{50}}{25}$$

Kaava 3

Kaavassa,

$$n_{\text{vuotoIV}} = \text{vuotoilmakerroin [1/h]}$$

$$n_{50} = \text{vuotoilmaluku [1/h]}$$

Vuotoilmavirtalaskennassa otetaan huomioon kohteen tilavuus. Vuotoilmavirta lasketaan kaavasta 4. [3, 18. s.19]

$$Q_{\text{vuotoIV}} = n_{\text{vuotoIV}} * \frac{V}{3600}$$

Kaava 4

Kaavassa,

$$\begin{aligned} q_{\text{vuotoIV}} &= \text{vuotoilmavirta [m}^3\text{/s]} \\ n_{\text{vuotoIV}} &= \text{vuotoilmakerroin [1/h]} \\ V &= \text{rakennuksen ilmatilavuus [m}^3\text{]} \\ 3600 &= \text{kerroin aikayksikön muunnokseen [s/h]} \end{aligned}$$

$$n_{\text{vuotoIV}} = \frac{4}{25} = 0,16 \text{ 1/h}$$

$$q_{\text{vuotoIV}} = 0,16 * \frac{2138,40}{3600} = 0,09504 \text{ m}^3\text{/s}$$

Vuotoilman tehonhäviön laskemiseen tarvitaan ilman aineominaisuustiedot, jotka muuttuvat lämpötilan, kosteuden ja paineen vaikutuksesta. Laskennassa tarvitaan ominaislämpökapasiteetti ja tiheys. Käytetyt arvot ovat tiheydelle 1,2 (kg/m³) ja ominaislämpökapasiteetti 1000 (Ws/kgK).

Tehonhäviö lasketaan kaavasta 5. [4, 18. s.19]

$$\emptyset_{\text{vuotoIV}} = q_{\text{vuotoIV}} * \rho * c_p * (\Delta t) \quad \text{Kaava 5}$$

Kaavassa,

$$\begin{aligned} \emptyset_{\text{vuotoIV}} &= \text{tehohäviö vuotoilman mukana [W]} \\ q_{\text{vuotoIV}} &= \text{vuotoilmavirta [m}^3\text{/s]} \\ \rho &= \text{ilman tiheys [kg/m}^3\text{]} \\ c_p &= \text{ilman ominaislämpökapasiteetti [J/kgK]} \\ \Delta t &= \text{ilman lämpötilaero [K]} \end{aligned}$$

$$\emptyset_{\text{vuotoIV}} = 0,09504 * 1,2 * 1000 * (18 - (-26)) = 5018,11 \text{ W}$$

Ilmanvaihdon laskennallinen lämmitysteho jätevesilaitoksessa oleva tuloilmapuhaltimen laskennallinen teho kaavasta 6. Jätevesilaitoksen tuloilma mitattiin 17.02.2017 tehdyissä mittauksissa. [5, 18. s.21]

$$\emptyset_{IV} = q_{IV} * \rho * c_p * (\Delta t) \quad \text{Kaava 6}$$

Kaavassa,

$$\begin{aligned}\Phi_{IV} &= \text{ilmanvaihdon aiheuttama tehontarve [W]} \\ q_{IV} &= \text{tuloilman ilmamäärä [m³/s]} \\ \rho &= \text{ilman tiheys [kg/m³]} \\ c_p &= \text{ilman ominaislämpökapasiteetti [J/kgK]} \\ \Delta t &= \text{ilman lämpötilaero [K]}\end{aligned}$$

$$\Phi_{IV} = 0,6 * 1,2 * 1000 * (18 - (-26)) = 31680 \text{ W}$$

Jätevesilaitoksen kokonaislämmitystehohäviöt saadaan summaamalla kaikki tilaan vaikuttavat lämpöhäviöiden aiheuttajat.

Laskenta tehdään kaavasta 7.

$$\Phi = \Phi_{joht} + \Phi_{vuotoIV} + \Phi_{IV} \quad \text{Kaava 7}$$

kaavassa,

$$\begin{aligned}\Phi &= \text{tilan lämmitystehon tarve [W]} \\ \Phi_{joht} &= \text{lämpöhäviöt johtumalla [W]} \\ \Phi_{vuotoIV} &= \text{tehohäviö vuotoilman mukana [W]} \\ \Phi_{IV} &= \text{ilmanvaihdon aiheuttama tehontarve [W]}\end{aligned}$$

$$\Phi = 13579,05 + 5018,11 + 31680 = 50277,20 \text{ W}$$

Taulukko 8. Laskennallinen jätevesilaitoksen ominaislämpöteho

Tila	Lämpöteho	Tilavuus	Ominaislämpöteho
	(W)	(m³)	(W/m³)
Jätevesilaitos	50277,20	2138,4	23,5116

Laskennallinen lämmitystehontarve jätevesilaitoksessa on 50 kW.

3.3 Lämmitystehon huomioidut ja määritys

Lämmitystehoon vaikuttavat rakennuksen pinta-ala, korkeus, ilmanvaihto, vuotoilma, johtumislämpöhäviöt, sijainti, käyttöveden kulutus ja rakennuksen suunta. Lämmitystehon määrittelyssä olemassa olevissa kiinteistöissä yleensä valikoidaan valmiiksi laskettujen kokemusperäisten arvojen perusteella energiankulutus. Lämmitysteho ilmoitetaan [W/m^3] yksiköllä ja arvot pätevät ennen vuotta 2003 rakennetuille kiinteistöille.

Laskennallisissa mitoitusarvoissa kyseiset asiat ovat otettu huomioon ja suunnittelijan vastuuna on valita kyseisistä arvoista kiinteistöön sopiva tehontarve.

Ohessa muutamia laskennallisia ominaislämmitystehoesimerkkejä:

Teollisuuslaitoksille on mitoitusarvo arvioitu	(15...25 W/m^3)
Uudemmat pientalot (1980-2003) on arvioitu	(15...22 W/m^3)
Uudemmat asuinkerrostalot (1980-2003) on arvioitu	(13...18 W/m^3)

[11, s.34]

Vertaillessa laskettuja ominaislämmitystehon arvoja ja valmiiksi laskettujen esimerkkien arvoja voidaan todeta mitoitusarvojen olevan jo nyt yli esimerkkiarvoista. Jätevesilaitoksen suhteellisen suuren lämmitystehon tarpeen vuoksi joudutaan valitsemaan kokemusperäisistä arvoista suurempi lämpöteho.

Mittaustulosten ja tehokalkelmien jälkeen voimme päätellä, että lämpöteho (-4 °C), ulkolämpötilassa ei ole riittävä ylläpitämään tarvittavaa sisälämpötilaa.

Jätevesilaitoksen lämmityksen riittämättömyyden syyt voidaan myös näyttää puhallinkonvektorien ja tuloilmakojeiden huoltamattomuuden puutteena. Puhallinkonvektorien lämmönluovutuslevyt ovat erittäin likaisia, kuten kuvasta 6 käy ilmi. Tämä ongelma myös haittaa oleellisesti ilmavirtausta konvektorin lävitse ja täten kiinteistö ei

ole tasalämpöinen ja kokonaislämpötila jää haluttua pienemäksi. Mittaushetkellä jätevesilaitoksen lattiatasossa lämpötila oli $+14^{\circ}\text{C}$ ja yläosassa jätevesilaitoksessa oli $+22^{\circ}\text{C}$.



Kuva 6. Puhallinkonvektori D001/W001

Vertaillessa laskennallisista ja mittaustuloksista laskettuja lämmitystehontarpeita voidaan päätellä, että kompressoreiden on otettava mittausta hetkellä jäähdytysilmaa jätevesilaitokselta. Tämä osaltaan nostaa lämmitystehontarvetta jota ei voitu määrittää, koska kompressorit ottavat tuntemattoman määrän jäähdytysilmaa jätevesilaitokselta.

Voidaan myös päätellä mittaus- ja laskentatuloksista, että kokonaislämmitystehontarve pitäisi olla riittävä, jopa nykyisellä määrällä jos hallitsemattomat vuotoilmamäärät saadaan hallintaan. Kohteessa kuitenkin arvioitiin varmuuskertoimella rakennuksen tehontarpeeksi (34 W/m^3).

Lämmitystehontarpeet laskettuna taulukossa 9.

Mitoitusteho (W/m ³)	Tilavuus (m ³)	Tehontarve (W)	Tehontarve (kW)	
34	2138,40	72705,60	72,71	
34	945,00	32130,00	32,13	
34	756,00	25704,00	25,70	
			130,54	

Kokonaistehontarve rakennuksessa on 130,54 kW

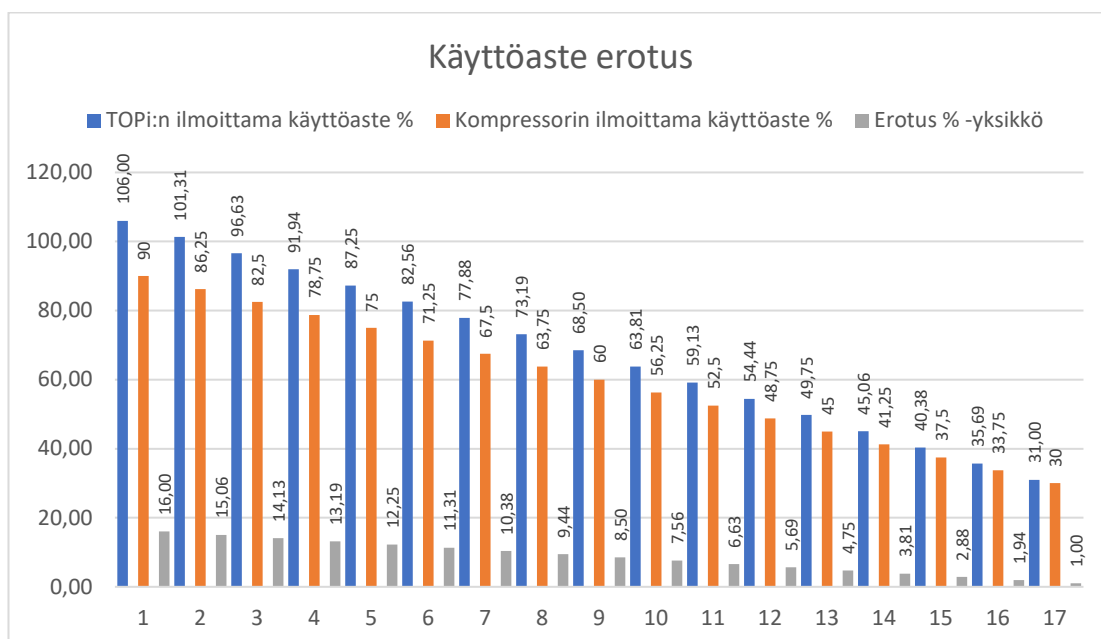
4 KÄYTTÖASTE KOMPRESSORIKESKUKSESSA

Käyttöastelaskelmat

Kompressorikeskuksessa sijaitsevat kompressorit, (Atlas Copco GA 90 VSD 2 kpl) käyvät korkealla käyttöasteella paineilman suuren kulutuksen vuoksi.

Taulukossa 9 esitetään käyttöaste prosenttiyksikköinä. Arvot on otettu Liitteestä 1, joka kattaa molempien kompressoreiden käyttötiedot ajanjaksolla 30.8.2016...17.2.2017, jonka perusteella on laskettu vuosittainen käyttöaste. Kun tiedetään käyttöaste, niin voidaan laskea myös tuotettu keskimääräinen lämpöteho.

Ongelmia tuottaa käyttöastetaulukossa oleva mittauslaitteiden skaalausvirhe laitoksella. Kompressorin ilmoittama käyttöaste ja prosessitietojärjestelmä TOPi:n antamat arvot poikkeavat toisistaan kuvan 7 mukaisesti.



Kuva 7. Käyttöasteen erotus prosessitietojärjestelmässä TOPi:n ja kompressorin ilmoittamissa arvoissa.

Käyttöasteen mittaustuloksista saadaan seuraavalaiset korjatut arvot, kuten taulukossa 10 on esitetty. Taulukossa ilmenee myös kompressoreiden ohjauksen muutos, kun käyttöaste muuttuu molemmissa yhtenäisesti eri suuntiin.

Taulukko 10. Käyttöastetaulukko ajanjaksolla 21.9.2016 - 5.1.2017

Atlas Copco GA90VSD API657695			Atk-logiikka	Kompressori	Erotus
Aikajakso			Käyttöaste	Käyttöaste	
21.9-12.10.2016			89,00 %	74,82 %	14,18 %
2-24.11.2016			96,90 %	82,28 %	14,62 %
15.12-5.1.2017			102,24 %	87,33 %	14,91 %
Keskiarvo			96,05 %	81,48 %	
Atlas Copco GA90VSD API657694					
21.9-12.10.2016			104,33 %	89,28 %	15,05 %
2-24.11.2016			90,94 %	76,65 %	14,29 %
15.12-5.1.2017			81,67 %	68,22 %	13,45 %
Keskiarvo			92,31 %	78,05 %	

5 TALTEEN OTETTAVAT LÄMPÖTEHOT

5.1 Talteenotettava lämpöteho

Lämmön talteenotossa keväällä 2017 hyödynnettävää käyttöasetta voidaan määrittää lämmityskauden aikaisella ajanjaksolla, joka muodostuu lokakuusta huhtikuuhun, jolloin lämmitys on laitoksessa päällä.

Toki lämmön talteenottoa voitaisiin hyödyntää muulloinkin, mutta se vaatisi kulutusta kyseiselle ajalle. Lisäselvityksillä voitaisiin ratkaista, miten lämmöntalteenoton hyödyntämistä voitaisiin käyttää myös lämmityskauden ulkopuolella. Lämmityskauden ulkopuolella lämmöntalteenottoa voitaisiin hyödyntää käyttöveden. Tämä kuitenkin vaatisi jo mittaavia rakennemuutosratkaisuja laitoksen nykyiseen käyttövesiverkostoon.

Lämmön talteenoton hyödyntämistä prosessiin ei tässä opinnäytetyössä ole kartoitettu. Tosin se ei poista mahdollisuutta lämmön hyötykäyttöön myös prosessissa.

5.2 Lämmön talteenottojärjestelmien valinta ja ominaisuudet

Laitoksella olevat kompressorit ovat ilmajäähdytteisiä. Ne lämmittävät tällä hetkellä kompressorikeskusta liitteen 2 mukaisesti. Kompressorikeskuksen tapauksessa olisi ilmajäähdytyksen uudelleen kanavointi jätevesilaitoksen lämmitettäviin tiloihin yksinkertaisin tapa toteuttaa lämmöntalteenotto. Kompressorikeskuksen tilan puutteen ja suurien jäähdytyskanavien johtaminen lämmitettäviin tiloihin olisi ollut mahdotonta prosessiputkistojen ja prosessilaitteiden sijaintien vuoksi kuva 8.

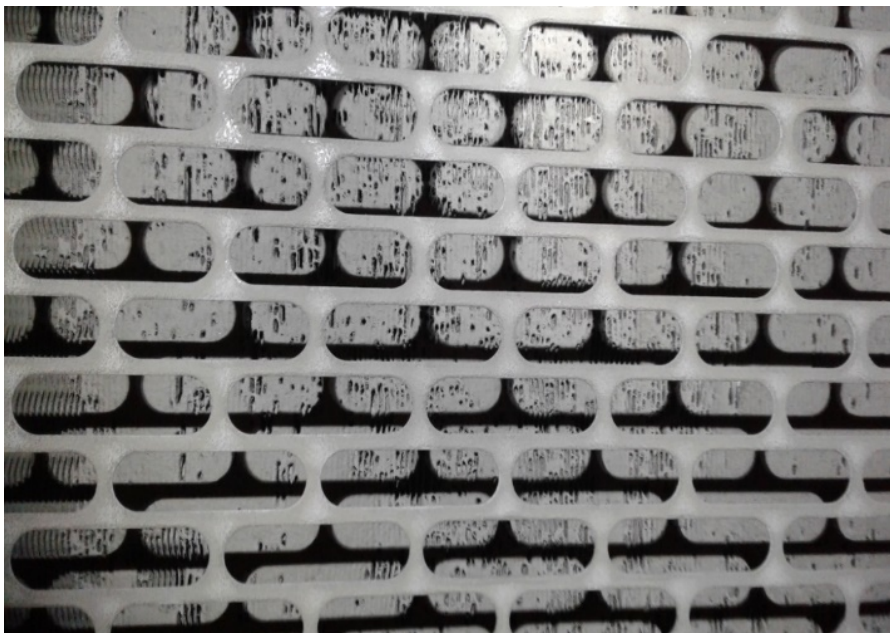


Kuva 8. Kompressorin API657695 ja prosessiputket.

Kohteessa myös mietittiin nestelämmönsiirrintä lämpimään jäähdytyspoistoilmaan. Suhteellisten matalien lämpötilojen vuoksi tätä energiaa ei voitaisi hyödyntää riittävän hyvin suunnitelluissa lämmönjakoverkostoissa. Jäähdytysilman lämpötilat vaihtelevat kompressoreiden käyttöasteen mukaan 10 - 45 °C esitetty liitteessä 2.

Nykyisten jäähdytysilmakanavistojen peltimoottoreita ohjaavat termostaatit, jotka sijaitsevat kanavistoissa ja kompressorihuoneessa. Peltimoottorit eivät ohjaudu suunnitellulla tavalla niiden viallisuuden vuoksi. Myös kompressoreiden jäähdytyspattereiden likaantuminen on ongelma, joka johtaa pienentyviin jäähdytysilmamääriin, kuva 9. Tämä taas aiheuttaa mitoitusta suuremman jäähdytysilman lämpötilan nousun, mikä puolestaan nostaa myös kompressorin jäähdytysöljyn paluulämpötilaa.

Kompressorin jäähdytysöljyn paluulämpötilan nousu aiheuttaa, että kompressorin ja jäähdytysöljyn käyttöikä lyhenee korkeiden öljynkäyttölämpötilojen vuoksi.



Kuva 9. Likaantunut jäähdytyspatteri API657694 kompressorissa.

Lämmön talteenotoksi valitaan Atlas Copco Oy:n ulkoinen ER S-3 lämmöntalteenotolaite, joka siirtää lämmön lämmönsiirtimellä jäähdytysöljystä lämmitettävään nesteeseen, kuva 10. Molemmille kompressoreille tehdään oma LTO-järjestelmä. Atlas Copco Oy:n ilmoittama hyötysuhde, kompressoreihin liitettävillä LTO-laitteilla on mahdollista saada talteen noin 70 - 80% kompressorin käyttämästä akselitehosta.

Taulukossa 11 näkyy teoreettiset laskelmat, käyttöasteen ja lämmöntalteenoton hyötysuhteesta saadut teoreettiset keskimääräiset tehoarvot. Laskelmissa on käytetty varmuuden vuoksi melko matalaa prosentuaalista talteenottohyötysuhdetta eli 70 %.



Kuva 10. Atlas Copco Energy Recovery Stand Alone kit

Taulukko 11. Teoreettinen tuotettu lämmön talteenottopotentiaali ajanjaksolla 21.9.2016 – 5.1.2017

Atlas Copco GA90VSD API657695				
Aikajakso	Sähköteho	LTO-hyöty	Kompressorin Käyttöaste	Lämmön talteenoton potentiaali
	(kW)	%	%	(kW)
21.9-12.10.2016	90,00	70,00 %	74,82 %	47,14
2-24.11.2016	90,00	70,00 %	85,28 %	53,73
15.12-5.1.2017	90,00	70,00 %	87,33 %	55,02
Keskiarvo			82,48 %	51,96
Atlas Copco GA90VSD API657694				
Aikajakso	Sähkönotto	LTO-hyötysuh	Kompressorin Käyttöaste	Lämmön talteenoton potentiaali
	(kW)	%	%	(kW)
21.9-12.10.2016	90,00	70,00 %	89,28 %	56,25
2-24.11.2016	90,00	70,00 %	76,65 %	48,29
15.12-5.1.2017	90,00	70,00 %	68,22 %	42,98
Keskiarvo			78,05 %	49,17
Mitoittava kokonaislämpöteho				101,14

Lämmöntalteenottolaitteen valmistajalta hankittiin esimerkki mitoitusarvot, joista nähdään teho, virtaus, lämpötilaero ja lämmönsiirtimen painehäviöt. Matalalämpömitoitus (60 - 50 °C) taulukossa 12 ja korkeanlämpötilan mitoitus (80 – 20 °C) taulukossa 13.

Korkealämpömitoitus aiheuttaa aiemmin kerrottujen ongelmien lisäksi ongelmia kompressorin paineentuotannossa ja laitteiden kestoikässä. Korkeampi lämpötila pienentää myös huomattavasti jäähdytysveden, jäähdytysöljyn virtauksia ja lämmönsiirtimen painehäviötä.

Taulukko 12. Atlas Copco Oy ER S-3 matalalämpömitoitus

55-90 kW range (ER S-3)

Parameters	Units	55 kW	75 kW	90 kW
Recoverable energy	kW	41.3	56.3	67.5
Water flow	l/Min	59.30	80.87	97.03
Temperature at inlet (w)	°C	50	50	50
Temperature at outlet (w)	°C	60	60	60
Pressure drop water	bar	0.236	0.435	0.623

Taulukko 13. Atlas Copco Oy ER S-3 korkealämpömitoitus

55-90 kW range (ER S-3)

Parameters	units	55 kW	75 kW	90 kW
Recoverable energy	kW	41.25	56.25	67.50
Water flow	l/Min	9.87	13.46	16.16
Temperature at inlet	°C	20	20	20
Temperature at outlet	°C	80	80	80
Pressure drop	bar	0.007	0.013	0.018

6 LÄMMÖNJAKOLAITTEET JA VERKOSTO

6.1 Lämmönjakolaitteiden perusteet, mitoitus ja valinta

Kiinteistössä on olemassa oleva lähikaukolämpöverkosto, johon on kytketty kiertoilmakojeita ja tuloilmakojeita. Suunnittelussa on otettu huomioon kompressorijärjestelmän lämmöntalteenoton mahdollinen seisonta-aika lämmityskauden aikana. Tämä ajankohta tuottaa ongelmia lämmön luovutusverkolle, koska tällöin lämpöä ei ole saatavilla järjestelmästä.

Suunnitelluksi järjestelmäksi valittiin täysin erillinen suljettu LTO-lämmitysverkko häiriötilanteiden välttämisen takia. Kaukolämpö tukilämmityksenä LTO-järjestelmässä edellyttää nestelämmönsiirtimen verkostojen väliin ja toimilaitteellisen säätöventtiilin ensiöpuolelle. Säätöventtiilin toimilaitetta ohjaa LTO-järjestelmän menovesianturi. Kaukolämmön säätöventtiili avautuisi, kun LTO-järjestelmän ei pysty tuottamaan riittävästi lämmintä nestettä.

Uusiksi lämmönjakolaitteiksi mitoitettiin Onnline ONS kiertoilmakojet, kuva 11. Lämmönjakolaitteet sijoitettiin jätevesilaitokselle ja kompressorikeskukseen. Myös kompressorikeskuksen tuloilmakojeeseen kytketään esilämmityspatteri LTO-verkostosta.



Kuva 11. Kiertoilmakoje Onnline ONS-XX

Online Ons kiertoilmakojeiden käyntiä ohjataan huonetermostaateilla, jotka sijaitsevat lämmitettävissä tiloissa. Huonetermostaatti reagoi lämpötilamuutoksiin ja käynnistää puhaltimen, jolloin lämmitetty ilma puhalletaan tasaisena ilmavirtana lämmitettävään tilaan.

Vesikierto puhallinpatterissa on tasainen eli veden virtausta ei säädetä puhaltimen ohjauksella. Tämä siksi, että lämmin ilma olisi heti saatavilla, kun puhallin käynnistyy. Lämmönjakoverkosto täytetään etyleeniglykoli-vesi seoksella, koska tuloilmakoneissa on jäätymisvaara lämmöntuotannon häiriöaikana.

Lämmönsiirtoaineen seossuhteeksi valittiin 25 % etyleeniglykolia ja 75 % vettä. Tällöin nesteen jäätympiste on noin -11 °C ja tilavuuden kasvu 1,18 %. Pelkän veden valinta lämmönsiirtonesteeksi olisi parempi, koska glykoliseos alentaa jäähdytysnesteen lämmönsiirto-ominaisuuksia. Mitoitus ja sijoitus taulukossa 14.

Taulukko 14. Valinta- ja sijaintitaulukko kiertoilmakojeille

Tila	Krs.	Tehontarve	Malli	r/min (rpm)	Ilmavirta (m ³ /s)	Teho (kW)	Painehäviö (kPa)	Vesivirtaus (dm ³ /s)
Jätevesilaitos	1	24,14	ONS45	1200	0,95	24,00	5,00	0,30
Jätevesilaitos	1	24,14	ONS45	1200	0,95	24,00	5,00	0,30
Jätevesilaitos	2	24,14	ONS45	1200	0,95	24,00	5,00	0,30
Kompressorik.	3	28,35	ONS35	1200	0,55	12,00	5,00	0,10
Kompressorik.	3	Tuloilmakojeen esilämmityspatteri				28,90	10,00	0,35
Tuloilmakoje	5	Tuloilmakojeen esilämmityspatteri				52,00	25,00	0,71
Yhteensä						164,90	55,00	2,06

6.2 Lämmönjakoverkoston perusteet, mitoitus ja valinta

6.2.1 Verkoston mitoitusperusteet

Lämmönjakoputkisto mitoitetaan ja suunnitellaan Geberit Mapress sähkösinkitty teräsputkijärjestelmälle. Geberit Mapress sähkösinkitty teräsputkijärjestelmän liitokset perustuvat puristettavaan EPDM-kumitiivisteeseen, joka jää liittimen ja putken väliin. Järjestelmäosia ja putkea on saatavilla 12 - 108 mm asti sähkösinkittynä. Maksimikäyttölämpötila ovat 110 °C saakka. Verkoston mitoituksessa kriteerinä käytettiin putkiston maksimipainehäviötä (50 Pa/m). Putkikokojen määrittely liitteessä 9.

6.2.2 Kiertovesipumppujen mitoitus ja valinta

Kiertovesipumppujen mitoituksessa on otettu seuraavat asiat huomioon maksimivirtaama järjestelmässä, verkoston meno- ja paluulämpötilat, pumpun maksiminostokorkeus ja pumpattavan nesteen ominaisuudet.

Kiertovesipumput mitoitettiin Grundfos Oy:n Product Center mitoitusohjelman avulla ja Wilo Nordic Ab:n avulla. Järjestelmään valittiin muuttuvan virtaaman pumput, taulukko 15. Pumppujen mitoitustiedot liitteissä 4...8.

Kohteessa Alpha-tyyppin pumput ovat paikallisohjattavia kiertovesipumppuja ja Magna-tyyppin pumput liitetään tarvittaessa olemassa olevaan automaatiojärjestelmään. Pumppujen kytkentä ilmenee liitteestä 9.

Taulukko 15. Pumpun valintataulukko

Pumpun valintataulukko				
Laite	Merkki	Tyyppi	Sijainti/Positio	Kpl
PU01	Wilo	IPL 32/105-0,75 PN 10	PU 01 PÄÄP.	1
PU02	Grundfos	ALPHA 2 L 25-50 180	OUW04/W001	1
PU03	Grundfos	ALPHA 2 25-80 130	Tulokone rikkilä	1

6.2.3 Säätöventtiilien ja linjasäätöventtiilien mitoitus

Tuloilmakojeille mitoitettiin 2-tie toimimoottorein varustetut säätöventtiilit, jotka rajoittavat nesteen virtausta aiheuttamalla riittävästi paine-eroa. Venttiilien toiminta arvot ilmoitetaan kv-arvoina.

K_v -arvot lasketaan nesteiden tiheyksien perusteella kaavasta 8. [12. s.43]

$$K_v = \frac{q}{\sqrt{\Delta p}}$$

Kaava 8

kaavassa,

$$\begin{aligned} K_v &= \text{venttiilikerroin} \\ q &= \text{virtaama venttiilin läpi [m}^3/\text{h]} \\ \Delta p &= \text{paine-ero [bar]} \end{aligned}$$

K_{vs} -arvo on venttiilin suurin kv -arvo. Se saavutetaan, kun venttiili on täysin auki. K_{vs} -arvo vastaa veden virtaaman yksikössä m³/h, kun paine-ero venttiilin yli on 1 bar eli 100 kPa.

Säätöventtiilit valitaan K_{vs} -arvoilla. K_{vs} -arvot ovat aina noin 60 % suurempia kuin edeltäjänsä. Arvoja ovat mm. 1,0, 1,6, 2,5, 4,0, 6,3, 10, 16. K_{vs} -arvosarjaa kutsutaan Reynard-sarjaksi. K_{vs} -arvon yksikkö on m³/h. [13, s.43.]

Venttiilin vaikutusaste eli auktoriteetti on venttiilin painehäviön suhde kiertopiirin kokonaispainehäviöön. Auktoriteetti β lasketaan kaavasta 9.

$$\beta = \frac{\Delta p_1}{\Delta p_2} \quad \text{Kaava 9}$$

kaavassa,

$$\begin{aligned} \Delta p_1 &= \text{venttiilin mitoituspainehäviö [kPa]} \\ \Delta p_2 &= \text{käytävissä oleva paine-ero [kPa]} \end{aligned}$$

Ideaaliventtiilin painehäviö olisi sama kuin järjestelmän painehäviö (eli auktoriteetti 0,5) ja suositeltu alue on väliltä 0,4-0,7 kPa. [14, s. 4.]

Laskennalliset K_{vs} -arvot saadaan kaavasta 10.

$$\Delta p = \frac{q_v}{K_{vs}} \quad \text{Kaava 10}$$

kaavassa,

$$\begin{aligned} \Delta p &= \text{paine-ero [bar]} \\ q_v &= \text{virtaama venttiilin läpi [m³/h]} \\ K_{vs} &= \text{valitun venttiilin } k_v\text{-arvo} \end{aligned}$$

Tuloilmakojeen painehäviöt ilman säätöventtiiliä $\Delta p = 0,69$ bar taulukon 13 mukaan.

Rikkilän tuloilmakojejärjestelmässä seuraavat arvot toimilaitteelle TV 01:

Taulukko 16. Painehäviöt tuloilmakoje rikinpoistolaitos ilman TV 01 -venttiiliä

Kohde	Painehäviö (kPa)
Putkisto	10,60
Lämmönsiirrin LS3	51,20
Linjasäätöventtiili Lsv 1	3,20
Lianerotin	4,00
Yhteensä	69,00

$$q = 2,56 \text{ m}^3/\text{h}$$

$$\Delta p = 0,69 \text{ bar}$$

$$K_v = \frac{2,56}{\sqrt{0,69}} = 3,08188$$

Vertailtaviksi K_{vs} -arvoksi valitaan 4,0 m³/h ja 6,3 m³/h.

$$\Delta p = \frac{2,56}{4,0} = 0,640 \text{ bar} = 64 \text{ kPa}$$

$$\Delta p = \frac{2,56}{6,3} = 0,406 \text{ bar} = 41 \text{ kPa}$$

K_{vs} -arvoksi valittiin laskelmien mukaan 4,0 m³/h.

Auktoriteetti venttiilille:

$$\beta = \frac{41}{69} = 0,5942$$

Säätöventtiiliksi valittiin Danfoss VS2 DN25 K_{vs} -arvolla 4,0 m³/h. Tuotenumero 065F2125.

Kompressorikeskuksen tuloilmakojeenjärjestelmässä arvot toimilaitteelle

TV 02:

Taulukko 17. Painehäviöt tuloilmakoje kompressorikeskus ilman TV 02 -venttiiliä.

Kohde	Painehäviö (kPa)
Putkisto	9,60
Lämmönvaihdin LS3	51,20
Linjasäätöventtiili Lsv 1	3,20
Lianerotin	2,00
Yhteensä	66,00

$$q = 1,25 \text{ m}^3/\text{h}$$

$$\Delta p = 0,66 \text{ bar}$$

$$K_v = \frac{1,25}{\sqrt{0,66}} = 1,53864$$

Vertailtaviksi K_{vs} -arvoksi valitaan 1,6 m^3/h ja 2,5 m^3/h .

$$\Delta p = \frac{1,25}{1,6} = 0,781 \text{ bar} = 78 \text{ kPa}$$

$$\Delta p = \frac{1,25}{2,5} = 0,5 \text{ bar} = 50 \text{ kPa}$$

K_{vs} -arvoksi valittiin laskelmien mukaan 2,5 m^3/h , K_{vs} -arvo 1,6 m^3/h valinta aiheuttaisi suuren painehäviön venttiilille, joka vaikuttaisi pumppuvalintaan.

Auktoriteetti venttiilille:

$$\beta = \frac{50}{66} = 0,7575$$

Säätöventtiiliksi valittiin Danfoss VS2 DN20 K_{vs} -arvolla 2,5 m^3/h . Tuotenumero 065F2120.

Kaukolämmön 3-tie säätöventtiili TV 03 mitoitetaan seuraavin arvoin

$$q = 7,03 \text{ m}^3/\text{h}$$

$$\Delta p = 0,66 \text{ bar}$$

$$K_v = \frac{7,03}{\sqrt{0,66}} = 8,653$$

Vertailtaviksi K_{vs} -arvoksi valitaan 10 m³/h ja 16 m³/h.

$$\Delta p = \frac{7,03}{10} = 0,7030 \text{ bar} = 70 \text{ kPa}$$

$$\Delta p = \frac{7,03}{16} = 0,4393 \text{ bar} = 44 \text{ kPa}$$

K_{vs} -arvoksi valittiin laskelmien mukaan 16 m³/h.

Auktoriteetti venttiilille:

$$\beta = \frac{44}{66} = 0,6667 = 0,67$$

Säätöventtiiliksi valittiin Danfoss 3-tie kääntöluistiventtiili HRB 3 K_{vs} -arvolla 16 m³ /h. Tuotenumero 065Z0408.

Linjasäätöventtiilit mitoitettiin Kyndata Oy Cads Hepac 17-ohjelmalla. Venttiileinä käytetään Imi Hydronics Oy:n Stad linjasäätöventtiilit, jotka soveltuvat kohteeseen hyvin. Linjasäätöventtiileissä on mittausyhde paine-eromittarille ja tyhjennysventtiili.

Taulukko 18. Linjasäätöventtiilien esisäätötaulukko

Linjasäätöventtiili esisäätötaulukko					
Laite	Tyyppi	Koko (Dn)	Esisäätö	KV	qv (dm ³ /s)
LSV 1	STAD	32,00	3,30	10,00	0,71
LSV 2	STAD	20,00	3,00	2,50	0,35
LSV 3	STAD	10,00	3,30	1,34	0,10
LSV 4	STAD	20,00	3,00	4,25	0,30
LSV 5	STAD	20,00	3,00	4,25	0,30
LSV 6	STAD	20,00	3,00	4,25	0,30
LSV 7	STAD	40,00	3,40	14,50	1,03
LSV 8	STAD	40,00	3,40	14,50	1,03
Kaukolämpöverkosto					
LSV 9	STAD	50,00	3,50	25,00	1,95

6.2.4 Paisunta-astian ja varolaitteiden mitoitus

Lämmitysjärjestelmä vaatii paisunta-astian. Paisunta-astia mitoitukseen vaikuttavat seuraavat tekijät: nesteen ominaisuudet, järjestelmän staattinen korkeus, maksimikäyttöpaine, normaali käyttöpaine, käyttölämpötila, verkoston nestetilavuus, lämmitys-teho, turvakerroin ja paisunta-astian tehokkuus.

Paisuntajärjestelmä voi olla joko suljettu tai avoin. Suljetussa paisuntajärjestelmässä paisuntasäiliön veden pinta ei ole kosketuksissa ilman kanssa, vaan järjestelmän nestetilavuuden muutokset tapahtuvat suoraan paisuntasäiliön yläosassa olevaa kaasua tai kalvoa vasten. Avoimessa järjestelmässä paisuntasäiliö on paineeton ja säiliöstä on avoin yhteys ulkoilmaan. [15, s.1].

Suljetut paisuntajärjestelmät soveltuvat vettä sisältävien järjestelmien lisäksi järjestelmiin, joissa käytetään vesi-glykoliseosta. [2. 15, s.1]

Kalvopaisunta-astian tilavuus lasketaan kaavoista 11–15 [16. s.1-6]

$$H_{\text{brutto}} = 1 - P_e / P_{\text{max}} = 1 - (p_e + 100) / (p_{\text{max}} + 100) \quad \text{Kaava 11}$$

H_{brutto} = kalvopaisunta-astian bruttotilavuus, suhdeluku

P_e = paisunta-astian absoluuttinen esipaine, kPa

P_{max} = absoluuttinen enimmäiskäyttöpaine (valitaan pienempi: $P_{\text{sv}} - 50$ kPa tai $0,9 \times P_{\text{sv}}$), kPa

P_{sv} = varoventtiilin absoluuttinen avautumispaine, kPa

$$H_{\text{vara}} = 1 - P_e / P_{\text{min}} = 1 - (p_e + 100) / (p_{\text{min}} + 100) \quad \text{Kaava 12}$$

H_{vara} = kp-astian häiriö/vuotovara nestetilavuus, suhdeluku

P_{min} = absoluuttinen vähimmäiskäyttöpaine ($P_e + 50$ kPa), kPa

$$H_{\text{netto}} = H_{\text{brutto}} - H_{\text{vara}} \quad \text{Kaava 13}$$

H_{netto} = kp-astian nettonestetilavuus, suhdeluku

$$K_{\text{mit}} = 1 / H_{\text{netto}} \quad \text{Kaava 14}$$

K_{mit} = paisunta-astian mitoituserroin.

$$V = a \times K_{\text{mit}} \times V_o \quad \text{Kaava 15}$$

V = kalvopaisunta-astian tilavuus, dm^3

a = nesteen lämpölaajenemiskerroin, %

V_o = laitoksen vesitilavuus, dm^3

$$H_{\text{brutto}} = 1 - P_e / P_{\text{max}} = 1 - (p_e + 100) / (p_{\text{max}} + 100)$$

$$H_{\text{brutto}} = 1 - \frac{155+100}{250+100} = 0,27143 \text{ kPa}$$

$$H_{\text{vara}} = 1 - P_e / P_{\text{min}} = 1 - (p_e + 100) / (p_{\text{min}} + 100)$$

$$H_{\text{vara}} = 1 - \frac{155+100}{205+100} = 0,16393 \text{ kPa}$$

$$H_{\text{netto}} = H_{\text{brutto}} - H_{\text{vara}}$$

$$H_{\text{netto}} = 0,27143 - 0,16393 = 0,1075 \text{ dm}^3$$

$$K_{mit} = 1 / H_{netto}$$

$$K_{mit} = \frac{1}{0,1075} = 9,3023 \text{ dm}^3$$

$$V = a \times K_{mit} \times V_o$$

$$V = 0,0192 \times 9,3023 \times 420 = 75,0137 \text{ dm}^3$$

Paisunta-astiaksi suunnitellaan Imi Hydraulics Oy:n malli Statico SD 80.3.

Tilavuus 80 dm³, maksimikäyttö paine 3 bar. LVI-numero 3413303

Varoventtiilin mitoitus ja valinta kohteessa on tärkeää, kun laitteistossa on erillisiä lämmittiminä toimivia lämmönsiirtimiä.

Suljetussa nestekattilalaitoksissa (teho ≥ 120 kW) on oltava vähintään kaksi varoventtiiliä, joiden yhteinen ulospuhallusteho vastaa kattiloiden suurimmalla teholla kehittyvää yhteenlaskettua höyryvirtaa. Toiminnan varmistamiseksi on suositeltavaa käyttää aina vähintään kahta varoventtiiliä, joiden kummankin ulospuhallusteho yksinään vastaa tarvittavaa ulospuhallustehoa. [17. s.4.]

Varoventtiilit valitaan avautumispaineen ja tarvittavan ulospuhallustehon mukaan. Avautumispaine valitaan niin, että se on paisunta-astian esipainetta suurempi ja korkeintaan yhtä suuri kuin laitoksen korkein sallittu käyttöpaine.

Ulospuhallusteho G lasketaan kaavasta 16. 2.[17, s.4.]

$$G = \frac{3600K\emptyset}{h}$$

Kaava 16

Kaavassa,

G = ulospuhallusteho kg/h (höyryä)

\emptyset = kattilateho kW

K = varmuuskerroin = 1,5...2,0

h = nesteen höyrystymislämpö (+120 °C) = 2202 kJ/kg

$$G = \frac{3600 \times 1,5 \times 160}{2202} = 392,37 \text{ kg/h}$$

Avautumispaine = 300 kPa

Valittavat varoventtiilit: Prescor DN 25, avautumispaine 3,0 bar, teholla 165 kW. Varoventtiilejä suunnitellaan 3 kappaletta; kompressorilinjoille ja paisunta-astia linjastoon. KytKentä ilmenee liitteestä 9.

6.3 Verkoston eristystekniikka

Taloteknisen eristämisen tarkoituksena on eristää laitos tai myös sen osa haitallista lämmönhukkaa ja kondensoitumista vastaan. Lisäksi eristetään myös järjestelmä ääni- ja paloteknisesti.

Eristyksessä käytetään Talotekniikka Ryl:in mukaisia eristysohjeita LVI 50-10345 ja LVI 50-10344. Putkistoeristeenä suunnitellaan Paroc Hvac section Alucoat T sarjan eristettä ja eriste pinnoitetaan alumiinipeltipinnoitteella. Eristys taulukon 19. mukaan.

Taulukko 19. Eristyksen valintataulukko.

Eristystaulukko				
Putki	Koko (")	Eristemateriaali	Eristevahvuus (mm)	Pinnoite
Teräs Zn	10	Paroc Hvac Alucoat T	30	Al.pelti
Teräs Zn	15	Paroc Hvac Alucoat T	30	Al.pelti
Teräs Zn	20	Paroc Hvac Alucoat T	30	Al.pelti
Teräs Zn	25	Paroc Hvac Alucoat T	30	Al.pelti
Teräs Zn	32	Paroc Hvac Alucoat T	30	Al.pelti
Teräs Zn	40	Paroc Hvac Alucoat T	40	Al.pelti
Teräs Zn	50	Paroc Hvac Alucoat T	40	Al.pelti
Teräs Zn	65	Paroc Hvac Alucoat T	40	Al.pelti

6.4 Lämmönjakolaitteiden ja verkoston huomioid

Ongelmia voisi muodostua LTO-verkoston kytkennässä olemassa olevaan kaukolämpöverkkoon, jos kaukolämmönsiirtimen automatiikka vioittuisi ja alkaisi lämmittää, vaikka lämmöntarvetta ei ole. Tämä saattaisi jopa vahingollisesti lämmittää kompressorin jäähdytysöljyä ja lämmittävän jäähdytysilmaa. Kyseisessä tapauksessa lämmitysenergiaa kaukolämmöstä menisi suoraan ulkoilmaan lämmönsiirtimen kautta.

Verkostossa olevien lämmönsiirtimien suuret painehäviöt nostattavat pumppauskustannuksia. Vesi-glykoliseos LTO-verkostossa on epäedullisempi kuin pelkkä vesi nesteenä ominaisuserojen vuoksi. Putkiverkostossa on otettava huomioon prosessin vaatiman tilan ja se aiheuttaa taas haasteita putkistoreittien suunnittelulle.

7 ENERGIALASKENTA JA SÄÄSTÖT

Teoreettinen tuotettu keskimääräinen lämpöteho olisi yhteensä 100 kW laskelmien mukaan. Tästä voidaan laskea todellinen säästö lämpöenergian hinnalla 47,16 €/MWh Alv. 0%. Hinta on kaukolämmön tuottajien keskimääräisten hintojen mukainen.

Lämmityskausi on laitoksella 1.10 - 30.4 välisenä aikana. Tällä ajanjaksolla voidaan laskea saatava energiansäästö, kun tiedetään kompressoreiden keskimääräiset käyttöasteet ja kulutuksen. Rakennuksen energian kulutuksen arvio lasketaan lämmitystarveluvun avulla mitoittavan ulkolämpötilan ja tehontarpeen mukaan.

Lämmitysenergian kulutus lasketaan kaavasta 17.

$$Q = \frac{P \times 24 \times S}{\Delta t} \quad \text{Kaava 17}$$

kaavassa,

$Q =$	energian kulutus (kWh = 3,6 MJ)
$P =$	teho mitoitusolosuhteissa (kW)
$S =$	lämmitystarveluku
$\Delta t =$	mitoituslämpötilaero (°C)

Ympäristöministeriö ylläpitää Suomen rakentamismääräyskokoelmaa, jonka osassa D5 annetaan asetukset rakennusten energiankulutuksen ja lämmitystehontarpeen laskennasta. Lämmitystarveluku valitaan liitteestä 8. Mitoituslämpötilaero on mitoitusulkolämpötilan D5, 2007 ja sisälämpötilan välinen erotus.

$$Q = \frac{130,54 \times 24 \times 4115}{16 - (-26)} = 306955 \text{ kWh} = 307 \text{ MWh}$$

Kulutettavan kokonaislämpöenergian hinta

$$307 \text{ MWh} * 47,16 \text{ €/MWh} = 14478,12\text{€}$$

Laskennallinen lämpöenergian hinta on noin 14500€vuodessa

Teoreettinen tuotettava lämpöenergia lasketaan kaavasta 18. Vuosittaisessa käynti ajassa on otettu huomioon käyttöseisokkeja ja huoltopysäytyksiä.

$$Q = P \times t$$

Kaava 18

kaavassa,

Q =	tuotettava vuotuinen lämpöenergia (kWh)
P =	lämpöteho (kW)
t =	vuosittainen käynti aika (h)

$$Q = 101,14 \times 6000 = 606780 \text{ kWh} = 606,78 \text{ MWh}$$

Tuotettavan kokonaislämpöenergian hinta

$$606,78 \text{ MWh} * 47,16\text{€/MWh} = 28615,75 \text{ €}$$

Laskennallisen vuosittaisen kokonaisenergiantuotannon saatavan energian säästö hinta olisi noin 28000 € jos kulutuskohde löytyisi. Suurta osaa talteen otettua energiaa ei voida tällä hetkellä hyöty käyttää, koska kiinteistön lämmitys on ensisijainen luovutuskohde ja lämmityskausi on rajattu. Lisäselvityksillä voitaisiin tutkia talteenotetun lämmön hyötykäyttöä laitoksella esimerkiksi prosessissa.

Säästöinä voidaan laskea, että koko lämmityskausi on teoreettisesti katettu LTO-järjestelmällä. Jätevesilaitoksen, kompressorikeskuksen ja atk-tilan jälkeen energia ohjataan rikinpoistolaitoksen tuloilmakojeeseen, jossa se tulistetaan tarpeen mukaan kaukolämpöön liitetyllä lämmönsiirtimellä.

8 KUSTANNUKSET JA TAKAISINMAKSUAIKA

Kustannukset ovat arvioituja ja teoreettisia. Hinta koostuu lvi-töistä, sähkötöistä, lvi-rakennusaputöistä, lvi-tarvikkeista ja lvi-eristystöistä. Kustannuksien määrittämisessä on käytetty alan toimijoiden yksikköhintoja ja erillisiä tarjouksia esim. Atlas Copco Oy:n ER S-3 järjestelmän yksikköhintoja.

8.1 Kustannukset

Taulukko 20. Kustannusrakenne LTO-järjestelmään

Kustannustaulukko			
Nimike	Kappalemäärä	€/Kpl	kokonaishinta Alv. 0%
Lämmönsiirrin			
Paketti Atlas Copco Oy	1	21800	21800,00
Kiertovesipumput	3	800	2400,00
Säätöventtiilit	3	200	600,00
Linjasäätöventtiilit	9	150	1350,00
Puhallinkonvektorit	4	800	3200,00
Kaukolämmönsiirrin	1	1600	1600,00
Lvi työ	180	40	7200,00
Lvi tarvikkeet	1	6200	6200,00
Lvi eristeet	1	3500	3500,00
Sähkötyöt	25	40	1000,00
Yhteensä			48850,00

8.2 Takaisinmaksuaika

Takaisinmaksuaika kertoo missä ajassa investoinnit maksetaan vuotuisten säästöjen avulla takaisin. Takaisinmaksuajan kaavana on käytetty korottaman takaisinmaksuajan kaavaa.

Takaisinmaksuaika lasketaan kaavasta

$$\textit{Takaisinmaksuaika} = \frac{\textit{LTO-järjestelmän kustannus}}{\textit{Toteutuneet säästöt}} \quad \textit{Kaava 19}$$

$$\textit{Takaisinmaksuaika} = \frac{48850,00\text{€}}{14478,12\text{ €/a}} = 3,4 \text{ vuotta}$$

Takaisinmaksuajassa ei ole otettu huomioon ylijäämälämpöenergiaa, jota jätevesilaitos, kompressorikeskus ja atk-tila eivät käytä. Tämä lämpöenergia ohjataan suoraan rikinpoistolaitoksen tuloilmakojeisiin, jota laskelmassa ei ole otettu huomioon. Kyseinen kytkentä tapa vääristää takaisinmaksuaikaa, kun ei kaikkea hyötykäytettyä lämpöenergiaa voida tarkasti mitata.

Takaisinmaksuaikaa laskiessa pitää ottaa huomioon vielä hyötykäyttämättä jäävä lämpöenergia. Tämän energian käyttäminen tuleviin kohteisiin lyhentää takaisinmaksuaikaa huomattavan paljon. Keskimääräisesti takaisinmaksuaika teollisuuden kompressorikeskusten LTO-järjestelmillä on 2 - 5 vuotta.

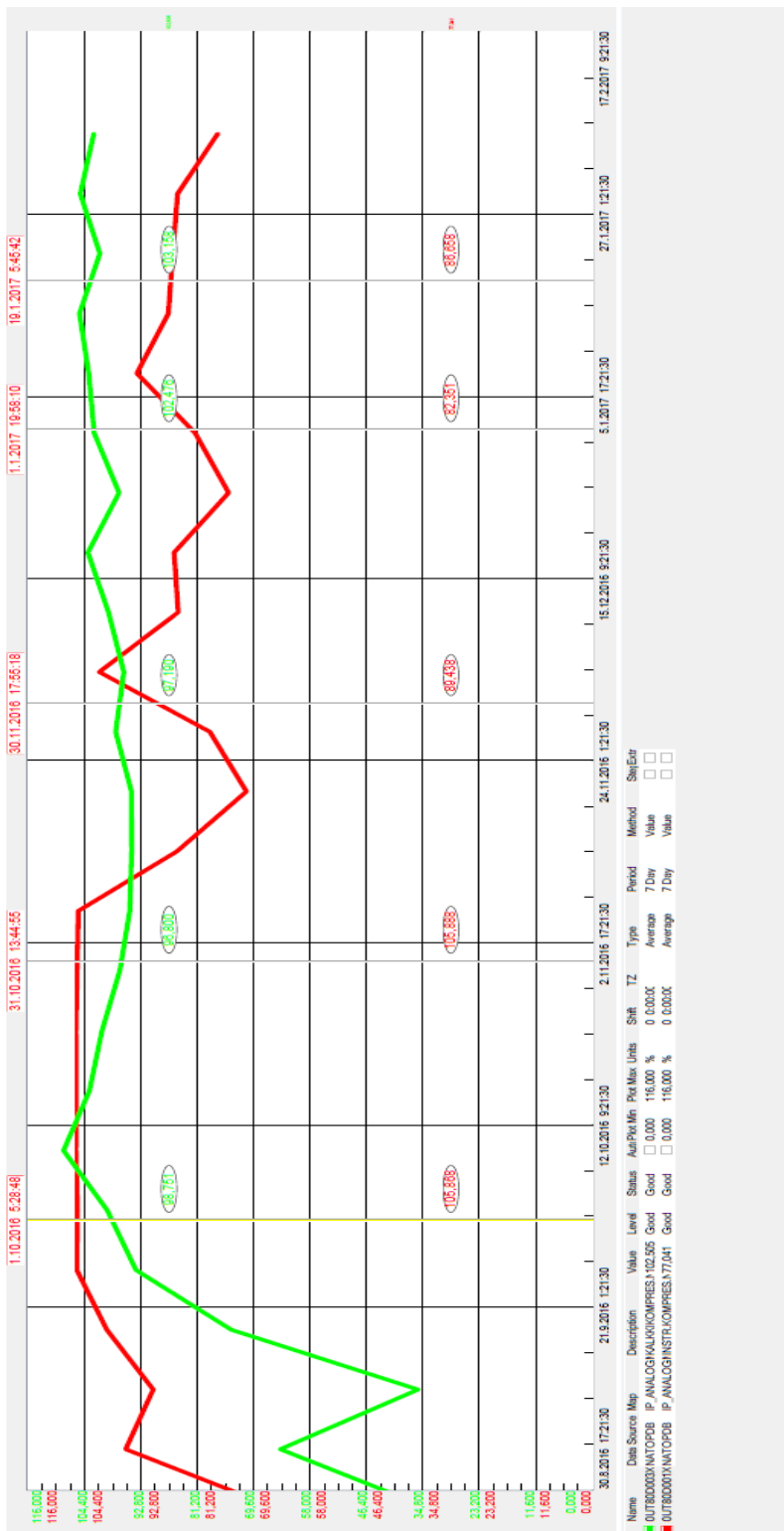
6 LÄHDELUETTELO

1. Fonselius Jaakko, Hautanen Juha, Mutikainen Tuomo, Pekkola Kari, Salmijärvi Olli, Simpura Antti. Koneautomaatio, pneumatiikka. Helsinki, Oy Edita Ab. 1997.
2. Atlas Copco kompressorit Oy. GA 37-90 VSD Brochure. PDF -dokumentti. www.atlascopco.fi/Images/2935%200892%2046y_tcm822-3499647.pdf
Päivitetty 15.2.2012. Luettu 7.3.2017
3. Tamrotor kompressorit Oy. PDF –dokumentti.
http://www.compressor.fi/media/EsitePDF/Paineilmajarjestelmien_suunnittelu.pdf
Päivitetty 15.02.2016. Luettu 7.3.2017
4. Tamrotor kompressorit Oy. PDF –dokumentti.
http://www.compressor.fi/media/EsitePDF/Paineilmajarjestelmien_suunnittelu.pdf
Päivitetty 15.02.2016. Luettu 7.3.2017
5. Motiva Oy. Energiakatselmoija käsikirja Osa 3. PDF -dokumentti
<http://www.motiva.fi/files/1720/kat-energiakatselmoijan-kasikirja-osa-3-2-A.pdf>
Päivitetty 21.4.2009. Luettu 1.2.2017.
6. Motiva Oy. Energiakatselmoija käsikirja Osa 3. PDF -dokumentti
<http://www.motiva.fi/files/1720/kat-energiakatselmoijan-kasikirja-osa-3-2-A.pdf>
Päivitetty 21.4.2009. Luettu 1.2.2017.
7. Atlas Copco Kompressorit Oy. PDF -dokumentti.
<https://cedcompressedair.ca/wp-content/uploads/2016/06/Energy-Recovery-Stand-Alone-Kit.pdf>
Päivitetty 12.07.2016. Luettu 7.3.2017.
8. Tamrotor Kompressorit Oy. PDF -dokumentti
http://www.compressor.fi/media/EsitePDF/Paineilmajarjestelmien_suunnittelu.pdf
Päivitetty 15.02.2016. Luettu 7.3.2017.
9. Motiva Oy. Energiakatselmoija käsikirja Osa 3. PDF -dokumentti
<http://www.motiva.fi/files/1720/kat-energiakatselmoijan-kasikirja-osa-3-2-A.pdf>
Päivitetty 21.4.2009. Luettu 1.2.2017.
10. Esa Sandberg. Ilmastointilaitoksen mitoitus, ilmastointitekniikka osa 2. Talotekniikka-Julkaisu Oy. Tammerprint 2014

11. Insinööritoimisto Sarkki, Lvi-konsultointi Sarkki. Lvi-kalenteri 2009 Suomen kalenterit Oy, Nummmela. 2009
12. TA-Säätöpiirien säätäminen. PDF -dokumentti
<http://vantarvi.fi/wp-content/uploads/2014/05/TA-K%C3%84SIKIRJA-S%C3%A4%C3%A4t%C3%B6piirien-S%C3%A4%C3%A4t%C3%A4minen-2011.pdf> Päivitetty 26.05.2014. Luettu 16.3.2017.
13. <http://vantarvi.fi/wp-content/uploads/2014/05/TA-K%C3%84SIKIRJA-S%C3%A4%C3%A4t%C3%B6piirien-S%C3%A4%C3%A4t%C3%A4minen-2011.pdf> Päivitetty 26.05.2014. Luettu 16.3.2017.
14. Danfoss oy. Tekninen esite istukkaventtiilit. PDF -dokumentti
http://lamppo.danfoss.com/PCMPDF/ED97L720_VS2.pdf
Päivitetty 27.04.2012. Luettu 16.3.2017.
15. LVI 11-10329. 2001. Paisuntajärjestelmän valinta ja mitoitus. PDF dokumentti Rakennustietosäätiö RTS 2001.
https://www.rakennustieto.fi/kortistot/rane/attachments/5eczM8oF/5efG5yDTz/Files/CurrentFile/LVINayte_1110329.pdf
Päivitetty 21.4.2009. Luettu 16.3.2017.
16. LVI 11-10329. 2001. Paisuntajärjestelmän valinta ja mitoitus. PDF dokumentti Rakennustietosäätiö RTS 2001.
https://www.rakennustieto.fi/kortistot/rane/attachments/5eczM8oF/5efG5yDTz/Files/CurrentFile/LVINayte_1110329.pdf
Päivitetty 21.4.2009. Luettu 16.3.2017.
17. LVI 11-10329. 2001. Paisuntajärjestelmän valinta ja mitoitus. PDF dokumentti Rakennustietosäätiö RTS 2001.
https://www.rakennustieto.fi/kortistot/rane/attachments/5eczM8oF/5efG5yDTz/Files/CurrentFile/LVINayte_1110329.pdf
Päivitetty 21.4.2009. Luettu 16.3.2017.
18. D5 Suomenrakentamismääräyskokoelma ympäristöministeriö, rakennuksen energiankulutuksen ja lämmitystehontarpeen laskenta. PDF dokumentti
<http://www.finlex.fi/data/normit/29520/D5-190607-suomi.pdf>
Päivitetty 17.05.2013. Luettu 16.3.2017

LIITE 1

Atlas Copco GA 90 VSD Käyttöastekaavio



LIITE 3

Rikinpoistolaitos tuloilmakoje, kiertovesipumpun mitoitus

GRUNDFOS

Projektitiedot

PROJEKTI:	LTO-JÄRJESTELMÄ	POSITIO:	_____	MÄÄRÄ:	1
EDUSTAJA:	_____	KÄYTTÖKOHDDE:	Tuloilmakoje rikinpoistolaitos	PÄIVÄYS:	_____
SUUNNITTELIJA:	Sampsa Mäki-Arvela	LÄHETTÄJÄ:	_____	PÄIVÄYS:	_____
URAKOITSIJA:	_____	HYVÄKSYNYT:	_____	PÄIVÄYS:	_____
		TILAUSNRO:	_____	PÄIVÄYS:	_____

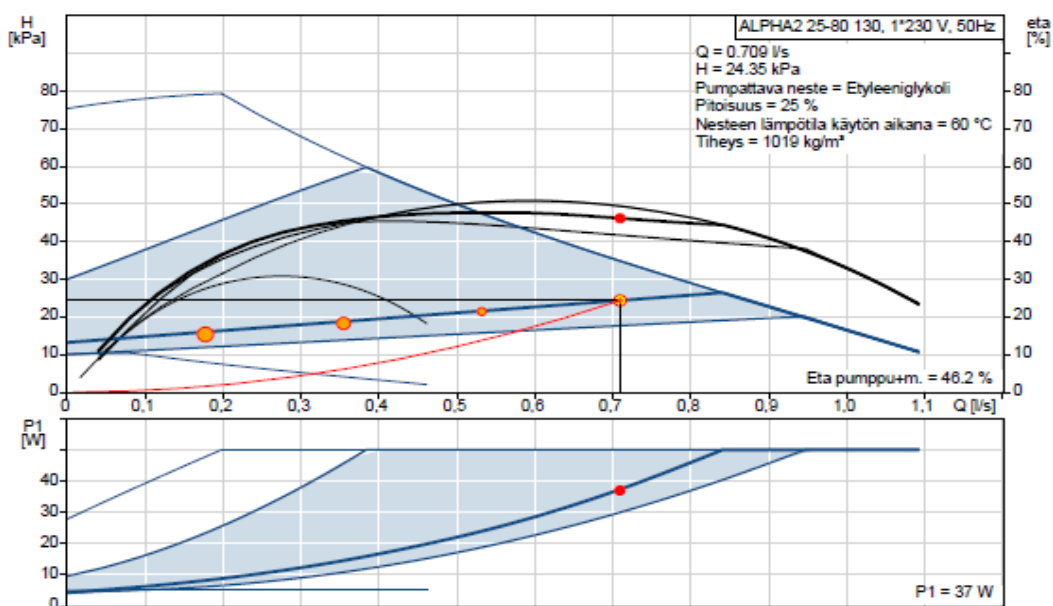


ALPHA2 25-80 130

Kiertovesipumput, elektronisesti säädetyt

Huom.: Tuotteen kuva voi poiketa todellisesta tuotteesta

Käyttöehdot		Pumpun tiedot		Moott.tied	
Virtaama:	0.709 l/s	Suurin sall. toimintapaine:	10 bar	P1 maks.:	3 .. 50 W
Nostokorkeus:	24.36 kPa	Nesteen lämpötila-alue:	2 .. 0 °C	Nimellisjännite:	230 V
Hyötysuhde:	46.2 %	Suurin ulkoinen lämpötila:	40 °C	Syöttötaajuus:	50 Hz
Neste:	Etyleeniglykoli	Hyväksynnät:	VDE,GS,CE,EAC	Kotelointiluokka:	X4D
Lämpötila:	60 °C	Putkiliitäntä:	G 1 1/2	Eristysluokka:	F
NPSH vaadittava:	_____	Tuotenumero:	98649753	Moottorinsuoja:	EI OLE
Viskositeetti:	0.81 mm ² /s			Lämpösuojaus:	ELEC
Ominaisihteys:	1.021				



LIITE 4

LTO-verkoston pääkiertovesipumpun mitoitus

Wilo Nordic AB

Yhteyshenkilö Joonas Helin
E-Mail joonas.helin@wilo.fi
Puhelin -

Asiakas

Yhteyshenkilö
E-Mail
Puhelin

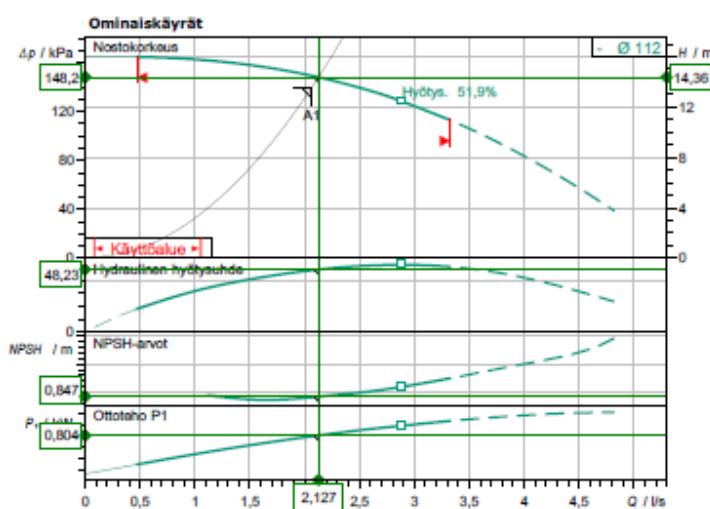
Tekniset tiedot

Kuivamoottori- vakiooperuskuormapumppu
IPL 32/105-0,75/2 PN 10 -S1

Projektinimi Naantalin Voimalaitos

Projektinnumero
Asennuspaikka
Asiakkaan postiosoite

Pvm 23.03.2017



Käyttötietojen antaminen

Virtausmäärä	2,06 l/s
Nostokorkeus	13,47 m
Neste	Etyleeniglykoli 30 %
Pumpattavan aineen lämpötila	20,00 °C
Tiheys	1052,00 kg/m ³
Kinemaattinen viskositeetti	2,26 mm ² /s

Hydrauliset tiedot (käyttöpiste)

Virtausmäärä	2,13 l/s
Nostokorkeus	14,36 m
Akseliteho P2	0,65 kW
Hydraulinen hyötysuhde	48,23 %
NPSH	0,85 m

Tuotetiedot

Kuivamoottori- vakiooperuskuormapumppu
IPL 32/105-0,75/2 PN 10 -S1

Max. käyttöpainne	1000 kPa
Pumpattavan aineen lämpötila	-20 °C ... +120 °C
Max. ympäristön lämpötila	40 °C
Vähimmäishyötysuhdeindeksi (MEI)	≥ 0.40

Moottorin tiedot

Moottorin tehotasoa	IE3
Verkkoliitäntä	3~ 400 V / 50 Hz
Sallittu jänniteteroleranssi	±10 %
Nimelliskierrosluku	2900 1/min
Nimellisteho P2	0,75 kW
Nimellisvirta	1,84 A
Tehokerroin	0,74
Hyötysuhde	75,4 / 79,3 / 80,7 %
50% / 75% / 100%	
Koteloitiluokka	IP 55
Eristysluokka	F
Moottorisuoja	ei

Liitännämitat

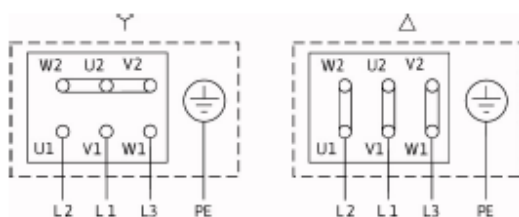
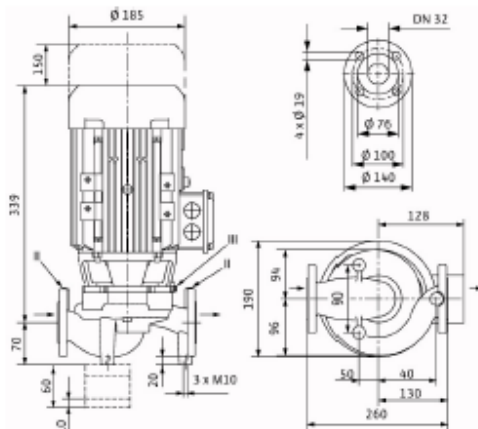
Putkilitänntä imupuolella	DN 32, PN 10
Putkilitänntä painepuolella	DN 32, PN 10
Rakennepituus	260 mm

Materiaalit

Pumpun pesä	EN-GJL-250
Juoksupyörä	PPO-GF30
Tiivistelaippa	EN-GJL-250
Pumpun akseli	1.4021 [AISI420]
Liukurengastiliviste	Q1Q1X4GG

Tilaustiedot

Paino noin	21 kg
Tuotenumero	2164231



Kompressorikeskuksen tuloilmakoje, kiertovesipumpun mitoitus

GRUNDFOS

Projektitiedot

PROJEKTI:	LTO-JÄRJESTELMÄ	POSITIO:	_____	MÄÄRÄ:	1
EDUSTAJA:	_____	KÄYTTÖKOHDE:	Tuloilmakoje rikinpoistolaitos	PÄIVÄYS:	_____
SUUNNITTELIJA:	Sampsa Mäki-Arvela	LÄHETTÄJÄ:	_____	PÄIVÄYS:	_____
URAKOITSIJA:	_____	HYVÄKSYNYT:	_____	PÄIVÄYS:	_____
		TILAUSNRO:	_____	PÄIVÄYS:	_____

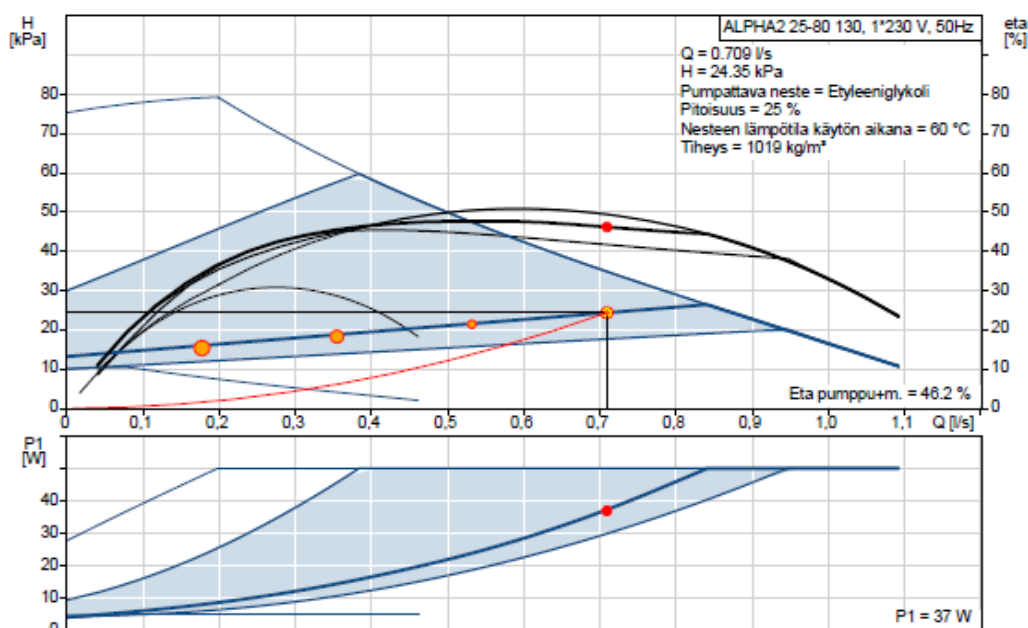


ALPHA2 25-80 130

Kiertovesipumput, elektronisesti säädetyt

Huom.! Tuotteen kuva voi poiketa todellisesta tuotteesta

Käyttöehdot	Pumpun tiedot	Moott.tied
Virtaama: 0.709 l/s	Suurin sall. toimintapaine: 10 bar	P1 maks.: 3 .. 50 W
Nostokorkeus: 24.36 kPa	Nesteen lämpötila-alue: 2 .. 0 °C	Nimellisjännite: 230 V
Hyötysuhde: 46.2 %	Suurin ulkoinen lämpötila: 40 °C	Syöttötaajuus: 50 Hz
Neste: Etyleeniglykoli	Hyväksynnät: VDE,GS,CE,EAC	Kotelointiluokka: X4D
Lämpötila: 60 °C	Putkiliitäntä: G 1 1/2	Eristysluokka: F
NPSH vaadittava: _____	Tuotenumero: 98649753	Moottorinsuoja: EI OLE
Viskositeetti: 0.81 mm ² /s		Lämpösuojaus: ELEC
Ominaisuus: 1.021		



Kaukolämmönvaihtimen mitoitus tiedot

Danfoss Hexact(v3.4.1)



Plate Heat Exchanger Datasheet

Ref.: S.M-A20170315141623

Customer:	TSE Naantalin Voimalaitos	Contact person:	
Project:	LTO-järjestelmä kaukolämpö	E-mail:	
HEX Type:	XB37L-1-30 G 1 (20mm)	Engineer:	S.M-A
Unit:	1 (Parallel)	Code:	004H7274
		Date:	15.3.2017 14.17.25

Calculated parameters	Unit	Side1	Side2
Flow Type			Counter current
Load	kW		160,00
Inlet temperature	°C	70,00	40,00
Outlet temperature (Specified)	°C	50,00	60,00
Outlet temperature (Actual)	°C	--	--
Mass FlowRate	kg/h	6883,2	7383,1
Volumetric Flowrate	L/min	117,223	120,268
Fouling factor	m ² -K/kW	0,00173	0,00173
Surface margin	%		3,7
LMTD	K		10,00
HTC(Available / Required)	W/m ² -K		10577/10204
Total pressure drop	kPa	47,33	51,93
Pressure drop - In port	kPa	13,37	14,37
Port velocity	m/s	5,11	5,30

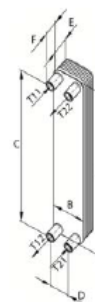
Properties of fluid	Unit	Side1	Side2
Fluid		Water	Ethylene glycol(25,00%)
Viscosity	mPa-s	0,4683	0,9547
Density	kg/m ³	984,1	1018,1
Heat capacity	kJ/kg-K	4,183	3,901
Thermal conductivity	W/m-K	0,650	0,515

Specification:	Unit	Side1	Side2
HEX Type:			XB37L-1-30 G 1 (20mm)
Number of plates:	---		30
Max.number of plates in current frame:	---		--
Grouping:	---		1*14L/1*15L
Heat transfer area:	m ²		1,57
Plate Material:	---		EN1.4404(AISI316L)
Gasket Material:	---		--
Connection size:	---		G 1
Connection type:	---		Thread
Frame color:	---		--
Certification/Approval type:	---		PED Art 3.3
Volume:	L	1,428	1,53
Weight:	kg		7,4
Design Temp. (Max/Min):	°C		70/40
Design Pressure(Max):	bar		25

Accessories:

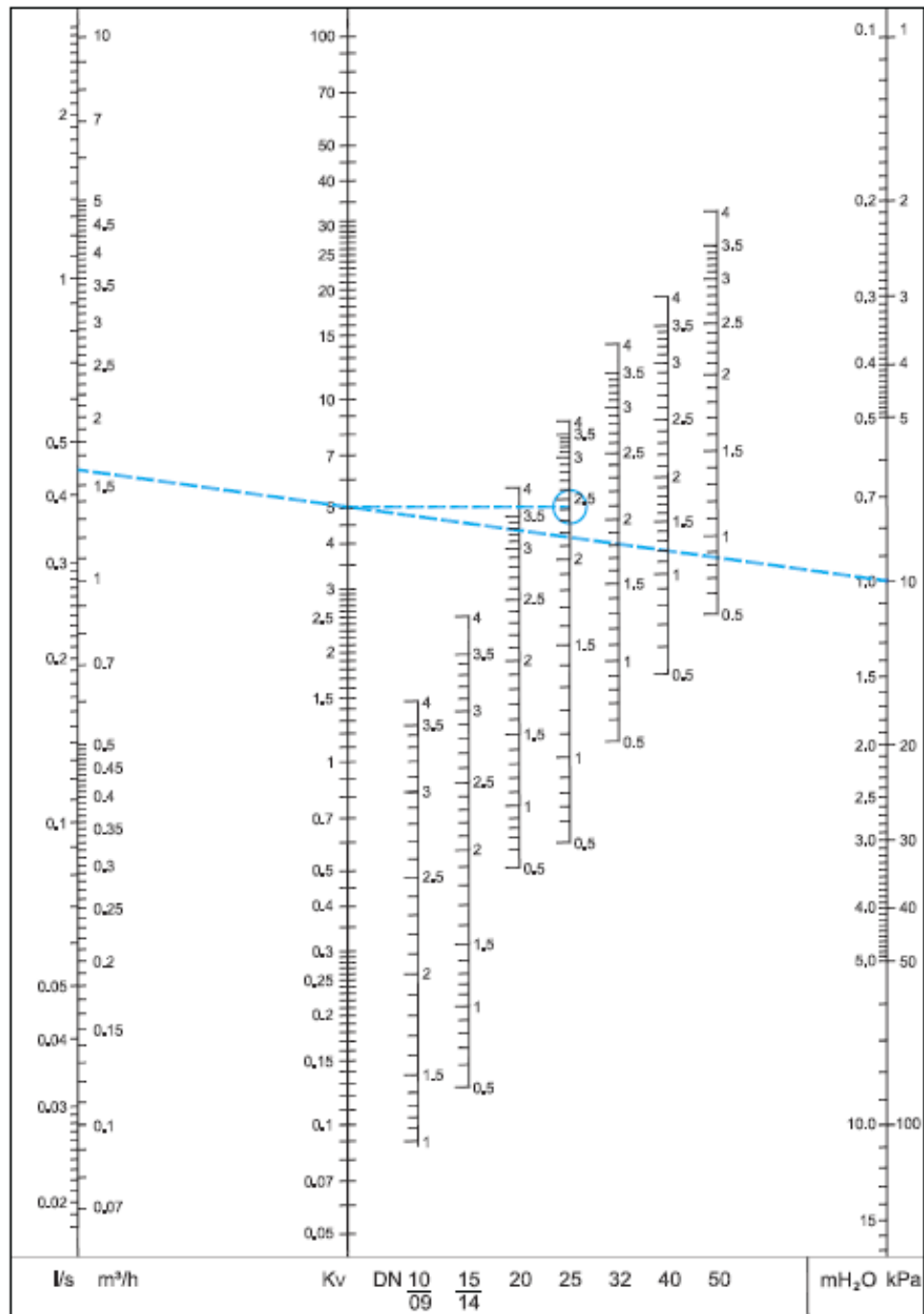
External Dimensions:		
A (mm):	B (mm):	119
C (mm):	D (mm):	72
E (mm):	F (mm):	20
Warning: Dimensions are for reference purposes only and are not to be used for construction.		

Comments:
Copper brazed stainless steel heat exchanger designed and configured for district heating systems, district cooling and other heating applications. The brazed heat exchanger features our new MICRO PLATES™, which enable heat to be transferred more effectively than in any previous model. Energy and cost savings, Longer life time, Corrosion-resistant design, Compact Design.



LIITE 7

Imi Hydronics Oy Stad linjasäätöventtiilin, valintataulukko



LIITE 8

Lämmitystarvelukutaulukko ilmatieteenlaitokselta

	II	III	IV	V	VI	VII	VIII	IX	X	XI	XII	Vuosi	
Lämmitystarveluvut 1981-2010 II													
Maarianhamina	592	567	551	406	216	34	3	17	135	308	432	542	3803
Vantaa	682	640	586	376	146	16	2	21	158	348	497	625	4097
Helsinki	647	612	566	383	153	11	1	12	125	316	464	588	3878
Pori	677	633	585	389	181	26	3	25	171	352	497	622	4161
Turku	663	625	575	377	161	19	2	18	149	338	486	608	4021
Tampere	724	675	612	400	176	28	5	34	192	382	529	667	4424
Lahti	726	677	610	395	159	20	4	31	191	383	528	668	4392
Lappeenranta	759	699	621	403	165	22	5	28	184	386	546	692	4510
Jyväskylä	785	721	646	440	206	40	10	56	227	414	569	718	4832
Vaasa	719	666	619	424	214	29	5	35	192	377	526	663	4469
Kuopio	812	741	653	445	198	31	7	38	194	400	571	735	4825
Joensuu	826	753	665	456	216	39	10	47	215	416	589	752	4984
Kajaani	864	777	695	479	251	57	17	75	245	441	618	785	5304
Oulu	824	742	677	465	249	47	9	55	224	423	593	749	5057
Sodankylä	946	838	760	548	345	106	49	136	316	523	722	891	6180
Ivalo	923	819	755	557	377	146	69	147	318	523	722	875	6231

