

Antti Raijas

KONESALIN HUKKALÄMMÖN
HYÖDYNTÄMIS-
MAHDOLLISUUDET
TOIMISTORAKENNUKSESSA

Opinnäytetyö
Talotekniikka


Toukokuu 2012




MIKKELIN AMMATTIKORKEAKOULU

Mikkeli University of Applied Sciences

KUVAILULEHTI

 MIKKELIN AMMATTIKORKEAKOULU Mikkeli University of Applied Sciences	Opinnäytetyön päivämäärä		
Tekijä(t) Antti Rajjas	Koulutusohjelma ja suuntautuminen Talotekniikka		
Nimeke Konesalin hukkalämmön hyödyntämismahdollisuudet toimistorakennuksessa			
Tiivistelmä <p>Tämän opinnäytetyön tarkoituksena oli selvittää keinoja, joilla konesalissa syntyvä hukkalämpö voidaan hyödyntää lähellä sijaitsevaan toimistorakennukseen. Lämpökuormat kasvavat konesaleissa koko ajan, sillä yritykset siirtävät omia palvelimiaan suurempiin keskuksiin.</p> <p>Konesalit vaativat jäähdytystä ympäri vuoden. Edullisin tapa toteuttaa jäähdytys on vapaajäähdytys, mutta kesäaikaan useimmissa konesaleissa joudutaan käyttämään konejäähdytystä. Tarkasteltavassa kohteessa käytetään puolet vuodesta vapaajäähdytystä ja puolet konejäähdytystä. Järjestelmää muokataan siten, että voidaan käyttää portaattomasti osittaista vapaa- ja konejäähdytystä syksyisin ja keväisin. Tällä toimenpiteellä voidaan saada kaksi kuukautta lisää vapaajäähdytysaikaa, joka tarkoittaa merkittävää energiansäästöä.</p> <p>Konesalissa syntyvää hukkalämpöä on mahdollista hyödyntää toimistorakennuksen tuloilman esilämmitykseen, lattialämmitykseen ja käyttöveden esilämmitykseen. Hukkalämmön hyödyntäminen lattialämmitykseen ja käyttöveden esilämmitykseen on mahdollista ainoastaan kesällä, kun käytetään konejäähdytystä. Kesällä ei ole juuri tarvetta lämmitykselle ja käyttövedenkulutus toimistorakennuksessa on vähäistä, joten hukkalämmön hyödyntämisestä ei ole mahdollista saada merkittävää säästöä.</p> <p>Tuloilman esilämmitykseen hukkalämpöä voidaan hyödyntää talvella, kun käytetään vapaajäähdytystä. Tämän hetkiselällä lämpökuormalla pelkkä esilämmitys ja ilmanvaihtojärjestelmän lämmöntalteenottolaitteisto eivät riitä, vaan järjestelmä vaatii jälkilämmityspatterin tuloilman lämpötilan nostamiseksi sisäpuhalluslämpötilaan. Tulevaisuudessa lämpökuorman kasvaessa jälkilämmityspatteria ei enää tarvita, sillä hukkalämpö ja ilmanvaihdon lämmöntalteenotto riittävät tuloilman lämmitykseen.</p>			
Asiasanat (avainsanat) Atk-keskukset, jäähdytys, lämpökuorma, lämmöntalteenotto, energiankulutus			
Sivumäärä 41	<table border="1" style="width: 100%; border-collapse: collapse;"> <tr> <td style="width: 50%;">Kieli Suomi</td> <td style="width: 50%;">URN</td> </tr> </table>	Kieli Suomi	URN
Kieli Suomi	URN		
Huomautus (huomautukset liitteistä)			
Ohjaavan opettajan nimi Aki Valkeapää	Opinnäytetyön toimeksiantaja Granlund Kuopio Oy		

DESCRIPTION

 <p>MIKKELIN AMMATTIKORKEAKOULU Mikkeli University of Applied Sciences</p>		Date of the bachelor's thesis	
Author(s) Antti Raijas		Degree programme and option Building services	
Name of the bachelor's thesis Possibilities to use waste heat from data center to office building			
Abstract <p>The purpose of this bachelor's thesis was to find out ways to use waste heat from data center to office building. The heat loads in data centers have grown recently because companies are outsourcing their servers to data center enterprises.</p> <p>Data centers need cooling throughout the year. The best way to cool is to use free cooling but it can only be used during winter in most data centers. In summer time compressor has to be used to produce cool. The data center which is under review in this bachelor's thesis is using free cooling half of the year and compressor for the other half. The system will be modified to make possible of variable partial free and compressor cooling during spring and autumn. This act will make it possible to use two more months of free cooling.</p> <p>The waste heat produced in data center can be used in office building nearby to preheat the inlet air, underfloor heating and preheating hot water. Underfloor heating and preheating hot water can only be used in summer when cooling by compressor. At the summer time there is not much need for heating and office building doesn't use hot water enough to make it benefit.</p> <p>Preheating the inlet air during winter when free cooling is used is the best way to use waste heat from data center. At the moment the heat load in data center isn't high enough so the system needs an extra heating coil beside of preheat coil and the heat recovery of the air conditioning unit. In future when the head load in data center will grow the extra heating coil will no longer be needed.</p>			
Subject headings, (keywords) Data center, cooling, heat load, heat recovery, energy consumption			
Pages 41	Language Finnish	URN	
Remarks, notes on appendices			
Tutor Aki Valkeapää		Bachelor's thesis assigned by Granlund Kuopio Oy	

SISÄLTÖ

1	JOHDANTO	1
2	KONESALIT	2
2.1	Laitteisto	3
2.1.1	Palvelintelineet ja räkit.....	3
2.1.2	Virranjakelu ja UPS	4
2.2	Sisäilmasto-olosuhteet.....	5
2.3	Ilmanvaihto	9
3	LÄMPÖKUORMAT	9
3.1	Palvelimet	10
3.2	Sähkölaitteet ja muut.....	11
4	JÄÄHDYTYSJÄRJESTELMÄT	12
4.1	Ilmajäähdytys.....	13
4.2	Nestejäähdytys	14
4.3	Kone- ja vapaajäähdytys.....	15
4.4	Kaukojäähdytys.....	16
5	ENERGIANKULUTUS	16
6	HUKKALÄMMÖN HYÖDYNTÄMINEN	18
7	ENERGIATEHOKKUUDEN MITTARIT	20
7.1	PUE	20
7.2	NPUE	21
7.3	CADE	22
7.4	CUPS	22
8	TECHNOPOLIS	23
8.1	Kohteen esittely	23
8.2	Vapaajäähdytysajan pidentäminen.....	24
8.3	Hukkalämmön hyödyntäminen.....	27
8.3.1	Ilmanvaihto.....	27
8.3.2	Lattialämmitys	30
8.3.3	Lämmin käyttövesi	33
8.4	Tulokset	37
8.4.1	Kannattavuuslaskelma	39

9	YHTEENVETO.....	41
	LÄHTEET	42

1 JOHDANTO

Tietokonekeskusten eli konesalien määrä on lisääntynyt viime vuosina kovaa vauhtia. Konesalien määrä ja koko kasvavat, koska yritykset ulkoistavat palvelimiaan. Verkossa liikkuu jatkuvasti enemmän ja enemmän informaatiota, ja suuri osa siitä täytyy talentaa. Tällainen kehitys aiheuttaa jyrkkää kasvua konesalien energiankulutukseen.

Vuosina 2005 - 2010 konesalien sähkönkulutus kaksinkertaistui Suomessa. Tällä hetkellä konesalit käyttävät 0,5 - 1,5 prosenttia Suomen kuluttamasta sähköstä. Konesalien energiankulutuksen arvioidaan kasvavan nelinkertaiseksi vuoteen 2020 mennessä, vaikka laitteiden laskentateho kulutettua kilowattituntia kohden kasvaa.

Konesali ei tarvitse lämmitysjärjestelmää. Palvelinlaitteet tuottavat runsaasti lämpöä ja niitä onkin jäähdytettävä ympäri vuoden. Tyypillinen konesalin jäähdytysjärjestelmä kuluttaa 30 - 50 prosenttia koko konesalin käyttämästä sähköenergiasta. Jäähdytysjärjestelmää optimoimalla on mahdollista saada suuria energiasäästöjä. /1; 2./

Tämän työn tarkoituksena on selvittää eri tapoja, joilla konesalien palvelinlaitteiden tuottama lämpö voidaan hyödyntää. Nykyisin useimmissa konesaleissa palvelimien tuottama lämpö ohjataan suoraan ulos. Hukkalämmön hyödyntämisen mahdollisuudet vaihtelevat konesalin sijainnin, tilojen ja jäähdytysratkaisujen mukaan. Lisäksi lähiympäristössä on oltava jokin kohde, johon hukkalämpöä voi hyödyntää.

Tässä työssä käsitellään konesaleja yleisellä tasolla, niiden energiankulutusta ja niistä aiheutuvia lämpökuormia sekä esitellään yleisimmin käytettyjä energiatehokkuuden mittareita. Lisäksi esitellään Kuopiossa olevan Technopoliksen konesalin energiankulutusta ja hukkalämmön hyödyntämistä yksityiskohtaisesti.

2 KONESALIT

Konesalilla tarkoitetaan laitetilaa, jossa on IT- laitteita ja niiden vara- ja suojausjärjestelmiä. IT- laitteita käytetään useimmiten tietoliikenne-, varmistus- ja tallennuskapasiteettipalveluihin. Konesaleja aletaan kasata suuremmiksi kokonaisuuksiksi, kun pilvipalvelut ja virtuaaliset työasemat korvaavat vain yhtä toimijaa palvelevat pienet konesalit.

Palvelimien toiminnan on jatkuvasti oltava varmaa ja luotettavaa. Se edellyttää vakaita olosuhteita, jatkuvaa valvontaa ja hyviä suojausjärjestelmiä. Tämän takia on järkevää koota yksittäiset palvelimet suuremman kokonaisuuden keskuksiksi.

Konesalit on suunniteltu IT-laitteille, ei ihmisille. Sen takia konesaleissa ei tyypillisesti ole ikkunoita ja ilmanvaihto on mahdollisimman minimaalista. Konesalit voidaan jaotella kokonsa puolesta viiteen eri luokkaan, kuten taulukosta 1 nähdään. Pienimmät konesalit ovat siivouskomeron kokoisia, ja suurimmat salit voivat olla jopa usean hehtaarin kokoisia. Suomessa on esimerkiksi rakennettu konesaleja suljettujen paperitehtaiden tilalle.

TAULUKKO 1. Konesalien luokat koon mukaan /3, s. 34/

Luokka	Koko m ²	IT- laitteet
Palvelinkomero Server closet	<20	1 - 2 palvelinta Ei ulkoisia tallennuslaitteita
Palvelinhuone Server room	<50	2 - 20 palvelinta Ei ulkoisia tallennuslaitteita
Keskitetty konesali Localized data center	<100	20 - 100 palvelinta Kohtalaisesti tallennuslaitteita
Keskiluokan konesali Mid- tier data center	<500	100 - 900 palvelinta Kattavasti tallennuslaitteita
Enterprise- luokan konesali Enterprise- class data center	>500	>900 palvelinta Kattavasti tallennuslaitteita

ICT- alan markkina- arvo Suomessa vuonna 2010 oli noin 8,8 miljardia euroa. Tästä potista noin 35 prosenttia, eli 3 miljardia euroa, on konesaliliiketoiminnan osuus. Konesaliliiketoiminnasta on tullut varteenotettava teollisuudenala.

Kansainväliset konesaliyritykset ovat kiinnostuneita investoimisesta Suomeen. Suomi on hyvä ympäristö konesalitoiminnalle monestakin eri syystä. Euroopan tasolla sähkö on halpaa ja Suomesta löytyy tarpeeksi teknistä osaamista. Tietoturvaan ja sähköverkkoon voi luottaa. Vapaaajähdytystä on mahdollista käyttää Suomessa huomattavasti enemmän kuin esimerkiksi Keski- Euroopassa kylmän ilmaston ja runsaiden vesistöjen ansiosta. Lisäksi Suomi on kaikin puolin vakaa ympäristö, poliittisesti rauhallinen eikä suuria luonnonmullistuksia tapahdu.

IT- alan hiilidioksidipäästöt ovat lähestulkoon yhtä suuret kuin lentoliikenteen, eli noin kaksi prosenttia koko maailman päästöistä. Ison haasteen konesaliliiketoiminnalle aiheuttaa se, että salien päästöjen ennustetaan kasvavan nelinkertaiseksi vuosina 2010 - 2020. Sähkön hinnan nousu kasvattaa konesalien ylläpitokustannuksia. Tällä hetkellä palvelimen koko elinkaaren energialasku on yhtä paljon kuin palvelimen ostohinta. Konesalin käyttökustannuksista jopa 75 prosenttia koostuu energiasta. /1; 2; 3, s. 17- 27./

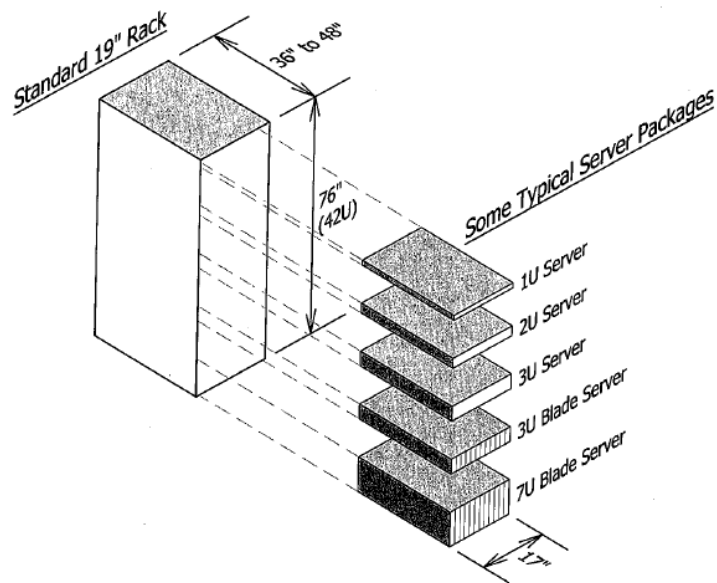
2.1 Laitteisto

Tietokonekeskus koostuu pääosin elektronisista laitteista, joita käytetään tiedon käsittelyyn, tallennukseen ja viestintään. Näitä laitteita kutsutaan yleisesti IT- laitteiksi. Konesaleissa on myös muuntajia ja varavoimalaitteita laadukkaan ja luotettavan virran turvaamiseksi. Lisäksi on laitteistoa, jolla voidaan ylläpitää IT- laitteille sopivaa ilman lämpötilaa ja kosteutta.

2.1.1 Palvelintelineet ja räkit

Palvelimet, tallennuslaitteet ja verkkolaitteet kootaan palvelintelineisiin, joita kutsutaan räkeiksi (kuva 1). Räkit asennetaan pitkiin riveihin asennuslattian päälle, ja niiden tulee mieluiten olla samankorkuisia. Räkkeihin asennettavat palvelimet tehdään moduulimittaisiksi, jotta ne sopivat räkkeihin ilman muokkausta. Moduulikokoja ovat

esimerkiksi U1, U2 ja U3. U tarkoittaa 4,5 senttimetrin tarvittavaa asennuskorkeutta palvelinräkissä. Isommalla numerolla tarkoitetaan korkeampaa palvelinmoduulia.



KUVA 1. Palvelinräkki /4, s. 91/

Tyypillisen palvelinräkin sähköteho on 30 - 60 kW, mikä asettaa korkeat vaatimukset jäähdytyksen tehokkuuden tuottamiselle ja varmistamiselle. Esimerkiksi prosessorin lämpötilat ovat suuruusluokkaa 45 °C ja näin ollen jo 10 minuutin häiriö jäähdytyksen tuotossa aiheuttaa ongelmia palvelinräkin serverille. Nykyisin servereiden prosessoreiden elinkaari on 4 - 5 vuotta, mikä sallii myös korkeammat lämpötilat prosessoreiden vanhenemisen kannalta.

2.1.2 Virranjakelu ja UPS

Palvelimien virransaanti ei saa katketa missään olosuhteissa. Se vaatii kahdennettun virransyöttöjärjestelmän ja varajärjestelmien ylläpitoa. Tärkeimpiin palvelimiin virranjakelu kahdennetaan palvelinlaitteeseen saakka. Näissä laitteissa on kaksi virtalähdettä, kahdennettut virranjakelupaneelit ja sähkönsyötön varmistuslaitteet, joita kutsutaan UPS:ksi (Uninterruptible Power Supply).

Kahdentaminen lisää hieman energiankulutusta, sillä varalla oleva virranjakelu käy koko ajan osateholla, energiaa kuluttaa toinen muuntaja ja UPS-laitteiden tyhjäkäynti. Käytössä on yleensä laite- tai rakkikohtaisia vaihtovirtaa käyttäviä virtalähteitä. Tasasähköön siirtyminen nostaa konesalin energiatehokkuutta. Tasasähköä käyttävät

järjestelmät ovat yksinkertaisempia ja hyötysuhteeltaan parempia kuin vaihtosähköä käyttävät järjestelmät. Käytössä olevien konesalien siirtymistä tasasähköön rajoittaa se, että siirtyminen edellyttää palvelimilta valmiutta tasasähköön.

Tier-luokitus ja redundanssi kuvaavat palvelimien ja talotekniikan varmuuden tasoja. Vikasietoisuuden korkein luokka Tier-asteikolla on Tier IV. Se takaa konesalin toiminnan sähkönjakelun ja virtalähteiden vikojen aikana. Redundanssi tarkoittaa talotekniikan varmennusastetta. Termeillä N, N+1, 2N, 2N+1 jne. kuvataan kahdennettuja laitteita ja sähkönjakelua. Ennen N-kirjainta oleva numero kuva käytössä olevien jakeluteiden ja virtalähteiden määrää. N-kirjaimen jälkeinen numero kertoo vaihtoehtoisten jakelujärjestelmien ja virtalähteiden määrän. Jäähdytyksellä, sähkönjakelulla ja varavoimalla voi olla eri tason redundanssit.

UPS-laitteilla varmistetaan jatkuva virransyöttö konesalissa ja niitä käytetään kaikissa konesaleissa. Sähkökatkon tai muun häiriön aikana UPS-laitteet hoitavat virranjakelun. UPS-laitteiston kokonaisteho voi olla huomattavasti palvelimien tehoa suurempi, koska se varmistaa myös jäähdytysjärjestelmän toiminnan. UPS-laitteet ovat koko ajan valmistilassa, ja näin ollen ne kuluttavat paljon sähköä. Useissa konesaleissa myös UPS on kahdennettu häiriöiden varalta ja sillä voi olla oma varajärjestelmä. /1, s. 10- 11; 3, s. 17- 21./

2.2 Sisäilmasto-olosuhteet

Konesalien keskimääräinen lämpötila on perinteisesti pidetty 21- 24 °C:ssa. Nykyisin kuitenkin palvelimet sallivat sen, että jäähdytysilman lämpötila voi olla 27 °C:ta. Koneen jäähtymisen jälkeiselle ilman lämpötilalle ei ole asetettu rajoja. Konesali voi toimia hyvin korkealla jäähdytysveden lämpötilalla, jos kuuma ja kylmä ilma saadaan eristettyä. Kun palvelimille johdettavan ilman lämpötila on alle 27 °C, niin laitteille on voimassa samat takuut kuin jos jäähdytysilma olisi esimerkiksi 21 °C. /2./

Jos konesalit operoivat vääränlaisissa olosuhteissa liian kauan, voi se aiheuttaa ongelmia. Liian korkea lämpötila voi esimerkiksi aiheuttaa laitteiden ylikuumentumista ja korroosiota. Alhainen lämpötila voi aiheuttaa hygroskooppisia pölyhaittoja. Myös liian suuri ilman suhteellinen kosteus voi aiheuttaa hygroskooppisia pölyhaittoja. Korkea ilman suhteellinen kosteus voi aiheuttaa oikosulkuja sähkölaitteissa, korroosiota ja

äärimmäisissä tapauksissa kondensaatiota. Liian alhainen suhteellinen kosteus voi johtaa elektrostaattisiin purkauksiin. Lämpötilan tulee olla tasaista, sillä suuret lämpötilanvaihtelut aiheuttavat ongelmia palvelimien tallennuslaitteissa. /3, s. 71./

ASHRAE (American Society of Heating, Refrigerating and Air- Conditioning Engineers) on määritellyt yhdessä laitevalmistajien kanssa konesalien ilmastolle sekä suositellut (taulukko 2) että sallitut (taulukko 3) toimintarajat. Toimintarajoilla tarkoitetaan jäähdytysilmaa, joka ohjataan palvelimille. Ensimmäisen kerran ASHRAE loi suositusrajat vuonna 2004. Vuonna 2008 rajoja päivitettiin ja 2011 ASHRAE julkisti viimeisimmän versionsa. Jokaisessa päivityksessä rajoja on kasvatettu, ja näin ollen lämpötilat konesaleissa voivat nousta korkeammalle kuin aikaisemmin.

Toimintarajat on määritetty sitä varten, että IT-laitteet toimisivat mahdollisimman luotettavasti ja samalla konesalien energiatehokkuus pysyisi hyvällä tasolla. Konesalien olisi hyvä toimia mahdollisimman tarkkaan suositeltujen rajojen sisällä. ASHRAE:n mukaan on hyväksyttävää toimia suositusrajojen ulkopuolella lyhyitä aikoja ilman, että sillä on vaikutusta kokonaisuuden luotettavuuteen ja IT-laitteiden toimivuuteen. Konesalien ei tulisi toimia sallittujen toimintarajojen ulkopuolella. Olosuhteiden tulee konesaleissa olla perusteltuja ja tarkoituksenmukaisia, koska liian alhaiset lämpötilat lisäävät aina energiankulutusta.

ASHRAE ja laitevalmistajat ovat jaotelleet konesalit eri luokkiin niiden ilmastovaatimusten mukaan. Luokat ovat A1, A2, A3, A4, B ja C. Luokalla A1 tarkoitetaan tiukasta kontrolloituja enterprise-luokan palvelimia ja tallennuslaitteita. Luokilla A2, A3 ja A4 tarkoitetaan konesalitiloja, joissa ilmasto-olosuhteita kontrolloidaan jonkin verran. Näissä tiloissa on yleensä volyympipalvelimia, tallennuslaitteita, PC:tä ja työpisteitä. B ja C luokat eivät varsinaisesti kuulu konesalitiloihin, joten niitä ei käsitellä tässä työssä.

TAULUKKO 2. Suositellut toimintarajat konesaleille /5, s. 8/

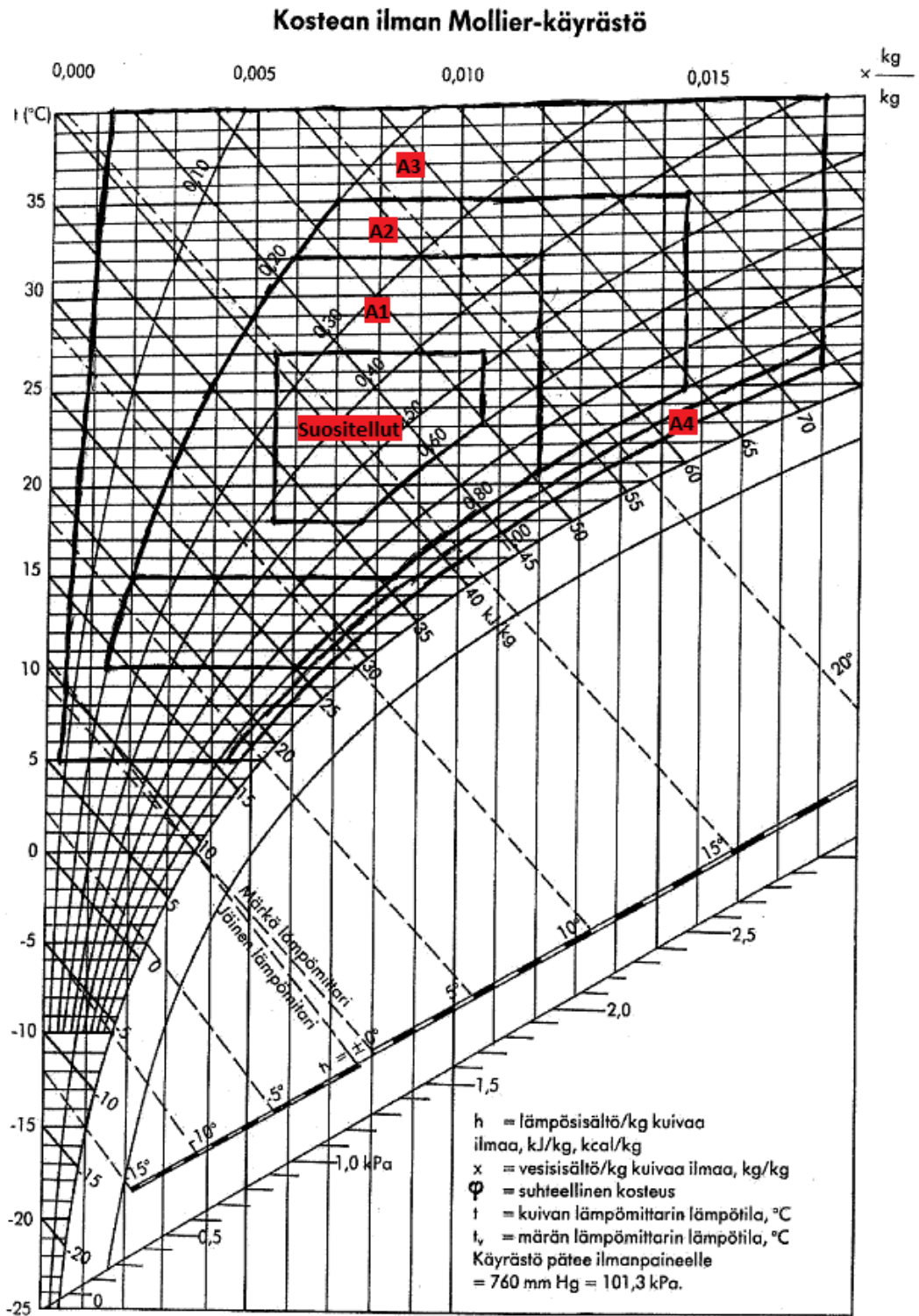
Luokka	Ilman lämpötila °C	Suhteellinen kosteus Kastepiste tai RH
A1 - A4	18 - 27	5,5 °C - 60 % ja 15 °C

TAULUKKO 3. Sallitut toimintarajat konesaleille /5, s. 8/

Luokka	Ilman lämpötila °C	Suhteellinen kosteus Kastepiste tai RH	Max. kastepiste lämpötila °C
A1	15 - 32	20 % - 80 %	17
A2	10 - 35	20 % - 80 %	21
A3	5 - 40	-12 °C ja 8 % - 85 %	24
A4	5 - 45	-12 °C ja 8 % - 90 %	24

Jos konesalissa on nauha- asema, tuloilman lämpötila saa muuttua enintään 5 °C tunnissa ja jos levyasema niin 20 °C tunnissa. Konesalin saa tehdä korkeintaan 3050 metrin korkeuteen merenpinnasta. /5./

Kuvan 2 mollier-diagrammista nähdään havainnollisemmin konesalien suositellut ja sallitut toimintarajat.



KUVA 2. Suositellut ja sallitut toimintarajat konesaleille kostean ilman mollier-diagrammissa

2.3 Ilmanvaihto

Konesaliin tulevan raitisilman määrä on pidettävä mahdollisimman alhaisena. Konesalien ilmanvaihto tulee mitoittaa tilassa olevien ihmisten määrän mukaan, eikä tilan koon mukaan. Konesalit ovat normaalisti suuria eikä siellä työskentele ihmisiä.

Konesalien tiukkojen ilmastovaatimusten takia sinne tuotava raitisilma on käsiteltävä. Talviaikaan ulkoilman absoluuttinen kosteus on todella alhainen, joten se vaatii kustusta ja syksyllä ulkoilman ollessa kosteaa sitä täytyy kuivata. Kesäaikaan raitisilma tuo turhaan lämpökuormaa konesaliin.

Konesalit tehdään ylipaineisiksi, jotta estetään hiukkas- ja kaasumaisten epäpuhtauksien sekä lämpö- ja kosteuskuormien hallitsematon siirtyminen tilaan. Konesalit tulee varustaa höyrysuluin, jotta kosteus ei pääse liikkumaan tilasta toiseen. Jos konesalia jäähdytetään vakioilmastointikoneella, ovat kiertoilmamäärät suuria. Tarkkuusilmastointi koneissa kiertoilmavirrat ovat 80 - 120 dm³/s, kW. /6; 7./

3 LÄMPÖKUORMAT

Konesalien lämpökuormat muodostuvat käytännössä pelkästään sähkölaitteista, koska kaikki niiden kuluttama energia muuttuu lämmöksi. Konesalit sijoitetaan yleensä sellaiseen tilaan, että ulkoiset voimat, kuten auringon säteily, eivät juuri vaikuta saliin. Konesalien lämpökuormat pysyvätkin suunnilleen samansuuruisina ympäri vuoden. Konesalien lämpökuormat lasketaan kuitenkin samalla tavalla kuin muidenkin tilojen lämpökuormat. Tyypillisen konesalin lämpökuorma on yli 1000 wattia neliötä kohden. Taulukossa 4 on esimerkki mahdollisesta lämpökuormien tuottajien jakaumasta.

TAULUKKO 4. Esimerkki lämpökuormien tuottajista /8/

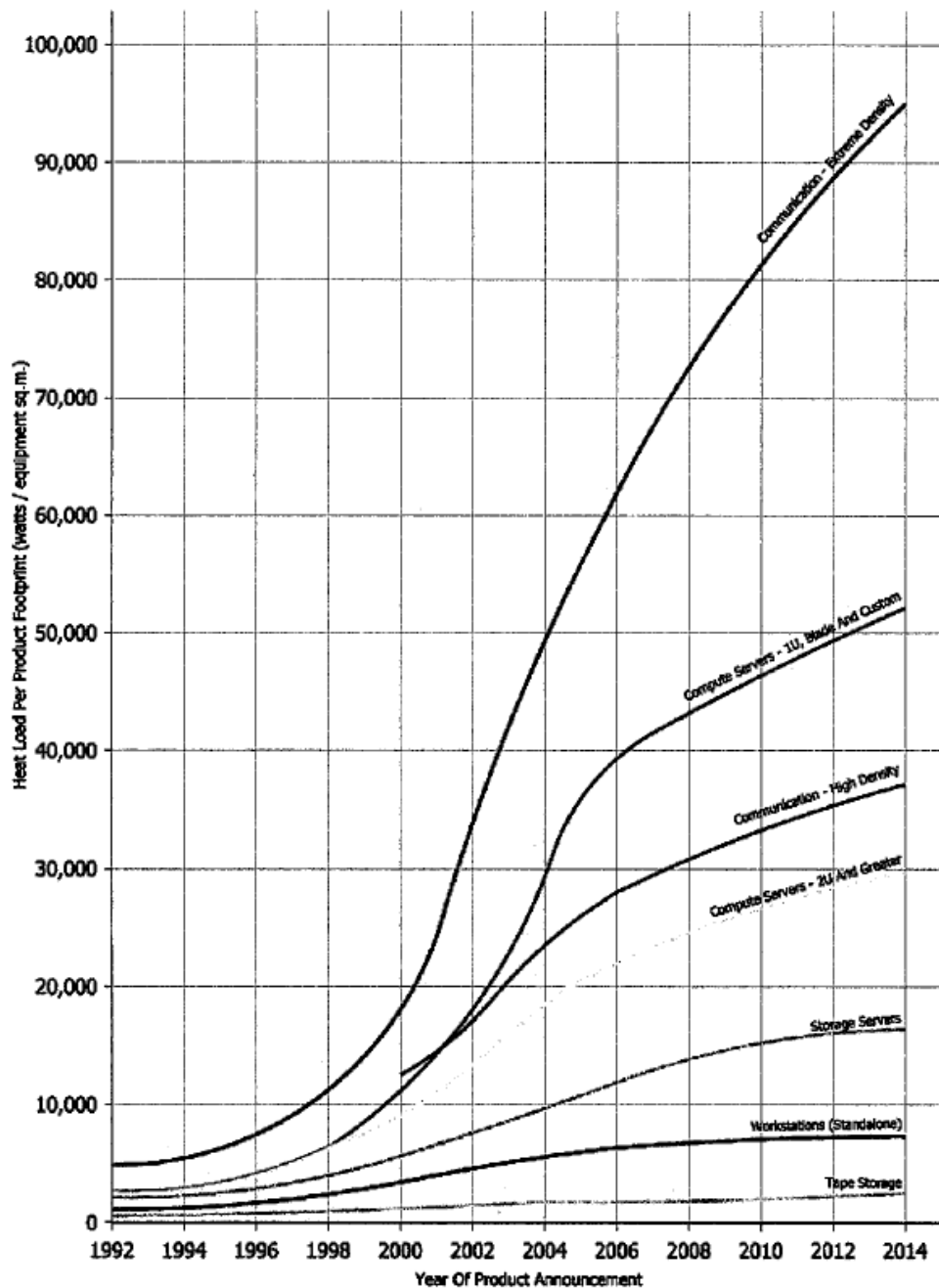
Kuorman tuottaja	Osuus %
IT- laitteet	71
UPS	13
Valaistus	10
Sähkönjakelu	4
Henkilöstö	2

3.1 Palvelimet

Suurimmat lämpökuormat aiheutuvat palvelimista. Yksi palvelinräkki tuottaa tyypillisesti 30 - 60 kW:n lämpökuorman. Palvelinräkin tuottaman lämmön määrä riippuu siitä, että minkälaisia palvelimia siinä on. Palvelimia on monia erilaisia, ja niiden tehot vaihtelevat suuresti. Monissa tapauksissa palvelimien käyttöaste jää kohtalaisen pieneksi, ja näin ollen palvelimista aiheutuvat lämpökuormat eivät ole lähellekään niin suuret kuin ne voisivat olla, jos palvelimet toimisivat täydellä teholla koko ajan. Kuvasta 3 nähdään erilaisten palvelintyyppien tuottama lämpökuorma watteina neliömetriä kohden.

Palvelintyytit suurimmasta lämpökuorman tuotosta pienimpään ovat:

- erittäin raskas tietoliikenne, (communication - extreme density)
- laskentapalvelin - 1U, blade ja custom, (compute servers - 1U, blade and custom)
- raskas tietoliikenne, (communications - high density)
- laskentapalvelin - 2U ja suurempi, (compute servers - 2U and greater)
- tallennuspalvelin, (storage servers)
- työasema, (workstations)
- nauhatalennus, (tape storage).



KUVA 3. Palvelimien lämpökuormien kehitys /4, s. 79/

3.2 Sähkölaitteet ja muut

Palvelimet tuottavat suurimman lämpökuorman, mutta muutkin lämmönlähteet tulee ottaa huomioon. Varsinkin jos palvelinten teho on pieni, niin silloin muiden lämmönlähteiden aiheuttamalla lämpökuormalla on suurempi merkitys. Muita lämmönlähteitä ovat UPS- järjestelmä, valaistus, sähköjako sekä joissain tapauksissa henkilöstö ja auringon säteily.

Konesaleissa toiseksi suurimmat lämpökuormat aiheuttaa UPS- järjestelmä. Yleensä UPS- laitteiston aiheuttama lämpökuorma on noin 4 prosenttia laitteiston käyttämästä tehosta. Sähkönjakelun tuottama lämpökuorma on suunnilleen yksi prosentti sähkö- laitteiden tehosta.

Valaistuksen aiheuttama lämpökuorma on loisteputkivalaisimilla 15 - 20 W/m². LED- valaisimien sähkönkulutus on huomattavasti pienempi kuin perinteisillä valaisimilla ja niiden tuottama lämpökuorma valotehoon nähden on hyvin pieni. Valaistus kannattaa suunnitella siten, että se on päällä vain silloin, kun sille on tarvetta. Turhaan päällä oleva valaistus lisää lämpökuormaa ja energiankulutusta.

Normaalisti konesaleissa ei ole henkilöstöä. Jos konesalissa kuitenkin työskentelee henkilöstöä, on yhden henkilön luovuttama vapaa lämpö 75 wattia ja sidottu lämpö 40 wattia. Sidottu lämpö on lähinnä kosteaan hengitysilmaan sitoutunutta lämpöä.

Auringon säteily ei yleensä vaikuta konesaleihin, koska monet konesalit on rakennettu esimerkiksi keskelle rakennusta tai maan alle. Mikäli auringon säteily kuitenkin vaikuttaa konesaliin ja siinä on esimerkiksi ikkunoita, määritetään jäähdystarve samalla tavalla kuin muillekin rakennuksille. /1, s. 15; 4, s. 15 - 29; 8; 9./

4 JÄÄHDYTYSJÄRJESTELMÄT

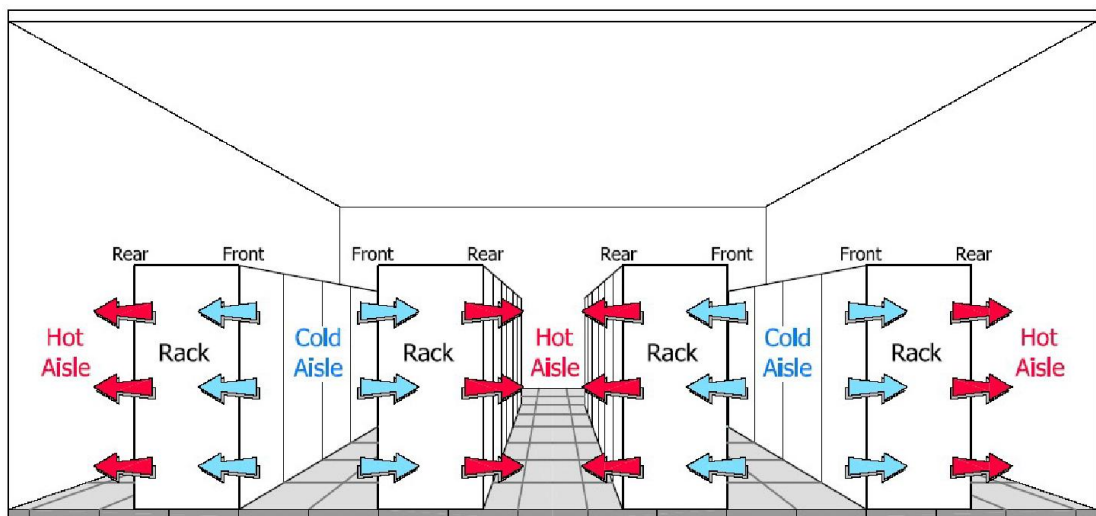
Tässä luvussa käsitellään konesalien jäähdytysjärjestelmiä. Palvelimissa syntyvien suurten lämpökuormien takia konesaleja on jäähdytettävä ympäri vuoden. Tyypillisesti konesalin jäähdytys kuluttaa 30 - 50 % konesalin käyttämästä sähköstä. Optimoimalla jäähdytysjärjestelmän toimintaa on mahdollista saada säästettyä paljon energiaa. On tärkeää ohjata jäähdytys mahdollisimman tarkasti sinne, missä sitä tarvitaan, eli palvelimille.

Jäähdytysjärjestelmien elinkaari on noin 10 - 25 vuotta, kun palvelimien elinkaari on noin 4 - 5 vuotta. Näin ollen jäähdytysjärjestelmää suunnitellessa on otettava huomioon se, että tulevaisuudessa palvelimien lämpökuorma kasvaa. Konesaleissa olevat sähkölaitteet käyvät harvoin maksimitehollaan, joten todellinen jäähdysteho on pienempi kuin laskennallinen. Jäähdytysjärjestelmä on kuitenkin hyvä mitoittaa liian suureksi, jotta sitä ei tarvitse uusia aina, kun palvelimia uusitaan.

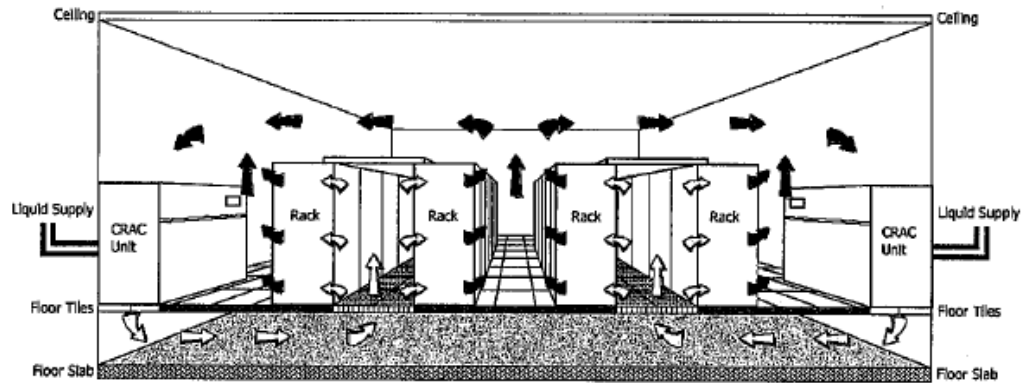
Parhaimmillaan jäähdytysjärjestelmä toimii tilanteen mukaan joustavasti, jolloin energian käyttö on järkevää. Systeemi ohjaa itse itseään jäähdyttämällä eniten suuria lämpökuormia tuottavia palvelimia ja vähemmän komponentteja, jotka tuottavat vähemmän lämpökuormaa. Olisi järkevää tavoitella jäähdytyksen älykästä ohjausta kaikissa konesaleissa.

4.1 Ilmajäähdytys

Ilmajäähdytys on yleisin tapa toteuttaa konesalin jäähdytys. Ilmajäähdytyksen kannalta palvelinrakkien sijoittelu on äärimmäisen tärkeää. Tarkoituksena on sijoitella räkityten, että ne ovat samankorkuisia, ne on sijoitettu yhtenäisiin riveihin eikä palvelintelineissä ole tyhjiä aukkoja. Tällä tavalla saadaan rakennettua erilliset kylmä- ja kuumakäytävät, kuten kuvasta 4 nähdään. Energiatohokkuuden kannalta on tärkeää, että kylmät ja kuumat ilmavirrat eivät pääse sekoittumaan keskenään. Se voidaan varmistaa esimerkiksi koteloimalla kylmäkäytävä, kuten kuvassa 5. Ilmavirtojen sekoittuessa jäähdytysjärjestelmän tehosta voi mennä puolet hukkaan.



KUVA 4. Kylmä- ja kuumakäytävä /3, s. 22/



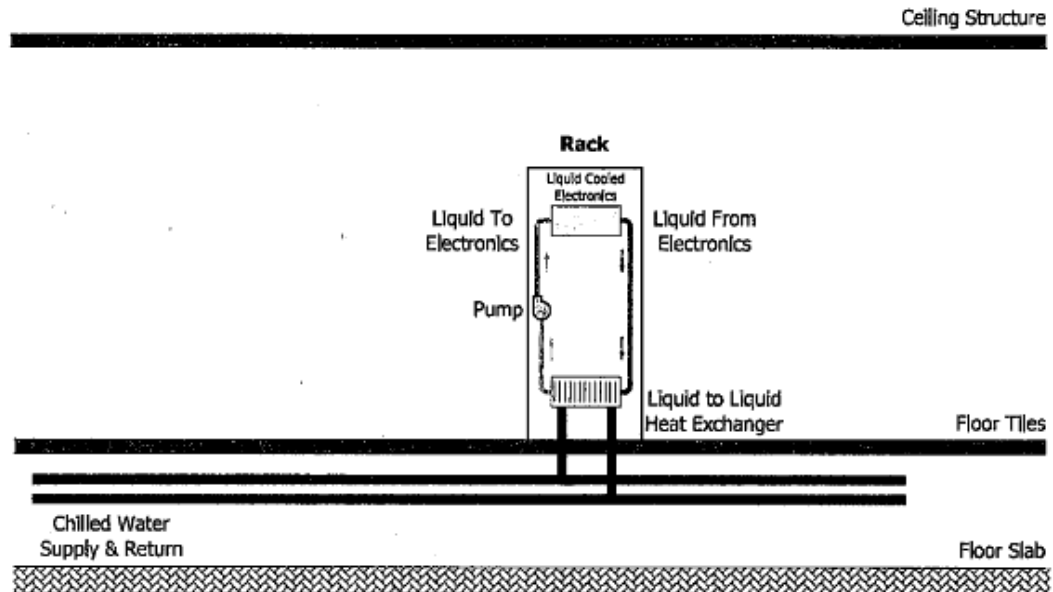
KUVA 5. Koteloitu kylmäkäytävä /4, s. 34/

Kylmä ilma tuodaan palvelintelineen etupuolelle ja kuuma ilma poistetaan palvelintelineen takapuolelta, jolloin jäähdytys saadaan kohdistettua juuri oikeaan paikkaan. Vakioilmastointikone imee lämpimän ilman salista ja puhalttaa kylmän ilman palvelintelineelle rei'itetyn asennuslattian kautta. Palvelimille viedyn kylmän ilman lämpötila on usein turhan viileä, 21 - 24 °C, kun se voisi olla 27 °C. /4, s. 29 - 41./

4.2 Nestejäähdytys

Nestejäähdytyslaitteiston asentaminen suoraan palvelintelineeseen on uusi ja energiatehokas ratkaisu. Nesteenä voidaan käyttää Fluornert-nestettä, kylmäaineliuosta tai vettä. Useissa konesaleissa käytetään liian viileää jäähdytysvettä. Jäähdytysveden lämpötila on 10 °C, kun se voisi olla lähellä 20 °C.

Nestejäähdytyksellä tiloja ei jäähdytetä turhaan, vaan jäähdytyksen vaikutus kohdistuu suoraan palvelimiin. Kuvasta 6 nähdään, kuinka jäähdytysvesi tuodaan räkille, jossa se viilentää lämmönvaihtimessa rakin sisällä kiertävän jäähdytysnesteen. /4, s. 41 - 51./



KUVA 6. Nestejäähdytteinen räkki /4, s. 44/

4.3 Kone- ja vapaajäähdytys

Konesalien jäähdytysjärjestelmänä voidaan käyttää kone- tai vapaajäähdytystä. Jäähdytysenergia tuotetaan yleisimmin kompressorilla toimivan jäähdytyslaitteen ja vapaajäähdytysjärjestelmän yhdistelmällä. Konejäähdytystä pyritään käyttämään mahdollisimman vähän, koska se kuluttaa paljon energiaa.

Konejäähdytystä käytetään silloin, kun vapaajäähdytys ei ole mahdollista. Monissa konesaleissa sitä käytetään vain kesäaikaan. Konejäähdytyksen hyötysuhteen parantamiseksi voidaan tehdä esimerkiksi seuraavia toimenpiteitä. Käyttämällä juuri oikeaa lauhtumislämpötilaa saadaan optimoitua vedenjäähdyttimen hyötysuhde. Usean eri koneen yhteisohjausjärjestelmällä pidetään jäähdytysteho oikealla tasolla.

Vapaajäähdytyksessä hyödynnetään kylmää ulkoilman, veden tai maaperän jäähdytysvaikutusta. Jäähdytysvaikutus siirretään rakennukseen yleisimmin jäähdytysveden välityksellä. Vapaajäähdytys on energiatehokasta, koska se ei vaadi sähköä muuhun kuin jäähdytysveden kierrättämiseen. Suomi on otollinen paikka vapaajäähdytykselle, koska täällä on kylmä ilmasto ja runsaasti vesistöjä.

Kylmää ulkoilmaa hyödynnettäessä vapaajäähdytys kytkeytyy päälle, kun ulkoilman lämpötila alittaa tietyn pisteen. Monissa järjestelmissä vapaajäähdytys alkaa toimia

kun lämpötila on alle 10 °C, mutta lämpötila voi olla korkeampikin. Useassa konesalissa vapaajäähdytystä voitaisiin käyttää huomattavasti enemmän, jos ulkolämpötilaraja nostettaisiin mahdollisimman korkeaksi. Tällä tavalla saataisiin säästettyä paljon energiaa, koska konejäähdytyksen osuus vähenee.

Vesistöistä saatavaa jäähdytysvaikutusta on mahdollista hyödyntää ympäri vuoden. Jos veden lämpötila nousee liian korkeaksi, voidaan avuksi ottaa kompressoritekniikkaan perustuva lämpöpumppu. Suuria konesaleja pyritään rakentamaan vesistöjen äärelle.

Yhdistettyä kone- ja vapaajäähdytystä käytettäessä vapaajäähdytystä voidaan hyödyntää noin puolet vuodesta. Vasta siinä vaiheessa, kun ulkolämpötila on noussut niin korkeaksi, että vapaajäähdytys enää onnistu, otetaan käyttöön kompressorit. Osittaista vapaajäähdytystä voidaan käyttää useimmissa konesaleissa keväällä ja syksyllä, mutta kesäaikaan jäähdytys tapahtuu kompressorilla. Konesalit ovat kaikki erilaisia, joten joissain saleissa vapaajäähdytystä voidaan käyttää huomattavasti enemmän kuin toisissa. /1, s. 6 - 9; 10./

4.4 Kaukojäähdytys

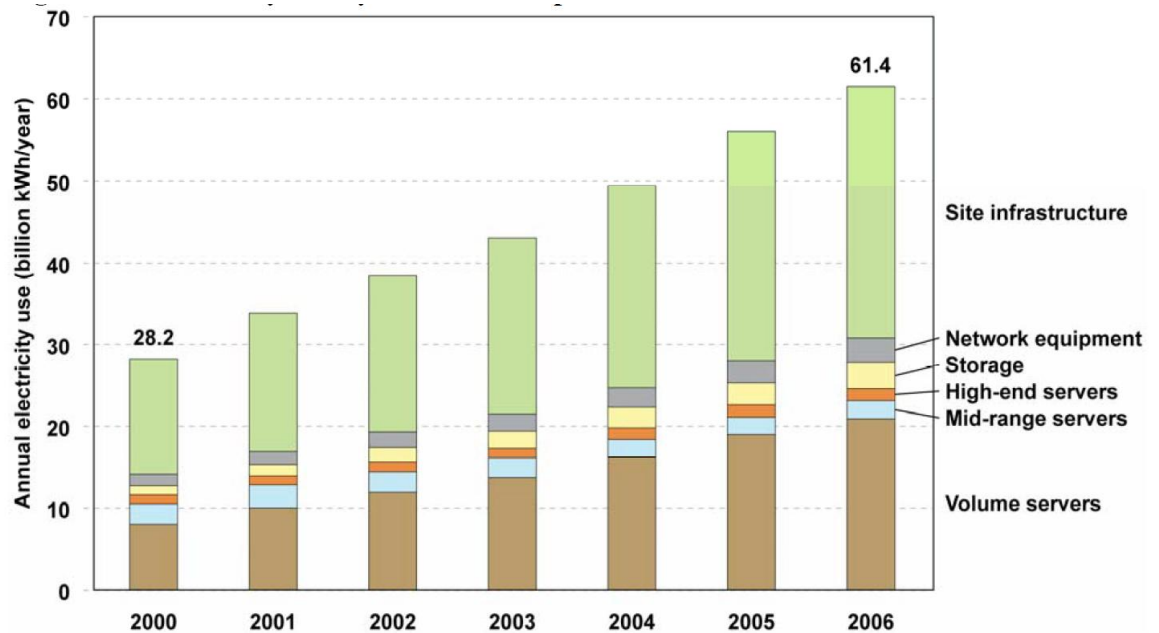
Suurissa kaupungeissa yleistynyt kaukojäähdytys on energiatehokas jäähdytystapa. Se muistuttaa toiminnaltaan kaukolämpöä, mutta kuumen veden sijaan putkistossa virtaa kylmä vesi. Jäähdytysenergian tuottaa energiayhtiö, joka toimittaa jäähdytysenergian rakennuksiin putkistoverkostolla.

Käyttämällä kaukojäähdytystä konesalikiinteistöissä vapautuu tilaa muuhun käyttöön, kun jäähdytysjärjestelmälle ei tarvitse varata teknistä tilaa. Tämä edellyttää sitä, että erillisiä jäähdytyslaitteita ei tarvita vikasietoisuussyistä. Kaukojäähdytysjärjestelmän valvonta on mahdollista jossain tapauksissa ulkoistaa energiayhtiölle. /1, s. 9; 11./

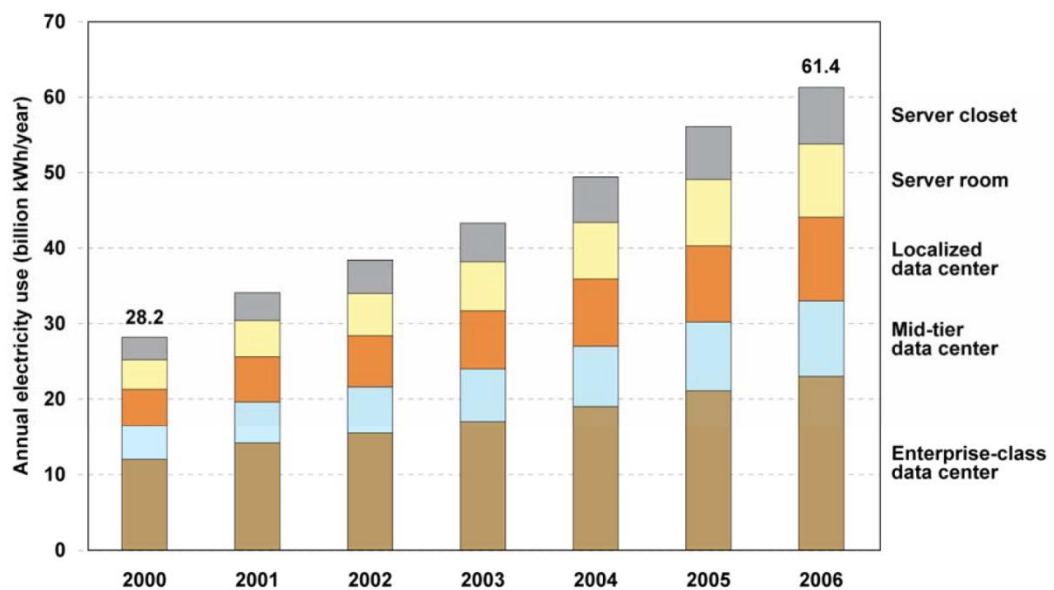
5 ENERGIANKULUTUS

Konesalit kuluttavat tällä hetkellä noin 0,5 - 1,5 prosenttia koko Suomen kuluttamasta sähköenergiasta. Konesalialalla kasvu on nopeaa, koska esimerkiksi Internetin käyttö kasvaa maailmalla koko ajan, lehdet ja musiikki siirtyvät kiihtyvällä tahdilla sähköi-

seen muotoon sekä lisäksi sosiaalinen media on suosittua. Kaikki tämä lisää tietoliikennettä sekä tallennettavan tiedon määrää, ja se näkyy konesalien energiankulutuksessa. Yhdysvaltalaisten konesalien energian kulutuksen kasvu näkyy kuvissa 7 ja 8. Vuosien 2005 - 2010 aikana konesalien sähkönkulutus Suomessa kaksinkertaistui. Konesalin käyttökustannuksista 75 prosenttia syntyy energiankulutuksesta.



KUVA 7. Yhdysvaltalaisten konesalien laitteistojen sähkönkulutuksen kehitys /3, s. 26/



KUVA 8. Yhdysvaltalaisten konesalien sähkönkulutuksen kehitys konesaliluokittain /3, s. 27/

Konesalien kuluttamasta sähköenergiasta suurimman osan kuluttavat palvelimet ja jäähdytysjärjestelmä, kuten taulukosta 5 havaitaan. Tyypillisen konesalin kuluttamasta sähköstä jäähdytyksen osuus on 30 - 50 prosenttia. Energian kulutusta voidaan vähentää virtualisoimalla palvelimia ja optimoimalla jäähdytysjärjestelmän toiminta. Esimerkiksi poistamalla ilmankierron esteet, voidaan joissain tapauksissa vähentää jäähdytyksen energiankulutusta jopa kymmeniä prosentteja.

TAULUKKO 5. Esimerkki konesalin energiankulutuksen jakaumasta /1, s. 4/

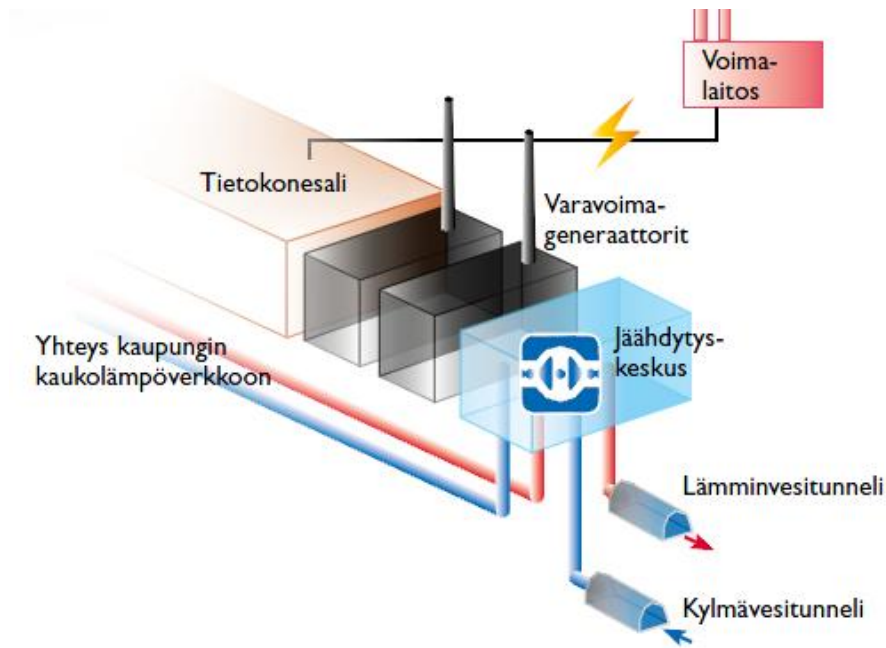
Laitteisto	Osuus %
Palvelimet	46
Jäähdytys	23
Tuulettimet	8
UPS	8
Valaistus	4
Muut	11

Konesalin energiankulutusta voidaan vähentää huomattavasti käyttämällä vapaajäähdytysjärjestelmää. Ympäri vuoden käytettävällä vapaajäähdytysjärjestelmällä voidaan saada energiankulutusta vähennettyä jopa 35 - 75 prosenttia verrattuna perinteiseen kompressorilla toimivaan järjestelmään. /1, s. 4 - 21; 3, s. 25 - 40; 10./

6 HUKKALÄMMÖN HYÖDYNTÄMINEN

Konesalien palvelimissa syntyvä hukkalämpö on ilmaista energiaa, ja sitä on mahdollista hyödyntää monin eri tavoin. Monissa konesaleissa hukkalämpö vain ohjataan ulos salista, mutta sen hyödyntäminen yleistyy, koska konesaliyritykset haluavat lisätä energiatehokkuutta. Mahdollisuudet hukkalämmön hyödyntämiseen vaihtelevat konesalin sijainnin, tilojen, jäähdytysjärjestelmän ja sen mukaan, onko konesalin läheisyydessä jokin kohde, jossa se voidaan hyödyntää.

Konesalit, jotka ovat kaukojäähdytyksen piirissä, voivat myydä tuottamansa hukkalämmön energiayhtiön kaukolämpöverkkoon (kuva 9), jossa sitä käytetään rakennusten ja käyttöveden lämmitykseen. Esimerkiksi eräät konesalit Helsingissä ja Espoossa siirtävät hukkalämpöä kaukolämpöverkoston.



KUVA 9. Hukkalämmön hyödyntäminen kaukolämpöverkkoon /11/

Helpoin tapa hyödyntää hukkalämpöä konesalin omassa kiinteistössä on tuloilman esilämmitys. Se vaatii ilmanvaihtokoneen, jossa on lämmöntalteenotto. Talteenotetulla lämmöllä voidaan pitää lämpimänä esimerkiksi tekniset ja henkilökunnan tilat, varastot, rappukäytävät ja pysäköintihallit.

Ongelmana hukkalämmön hyödyntämisessä on se, että nestejäähdytyksessä paluuvien lämpötila on alhainen, noin 20 °C. Sitä ei voi sellaisenaan käyttää lämmitykseen, mutta sitä voidaan lämmittää lämpöpumpun kompressorin avulla. Tällä tavalla veden lämpötila saadaan nostettua niin korkeaksi, että sitä voi käyttää tilojen lämmitykseen. Tilojen lämmitys voi tapahtua patteri- tai lattialämmityksen tai ilmanvaihdon kautta. Tilojen lämmitystä ei kuitenkaan tarvita kuin osan vuodesta. Juuri lämmityskauden aikana on mahdollista hyödyntää vapaajäähdytystä. Lämmintä käyttövedtä sen sijaan tarvitaan monessa kohteessa ympärivuoden. Hukkalämpöä voidaan hyödyntää käyttöveden esilämmityksessä.

Hukkalämpöä on mahdollista hyödyntää myös viereisissä rakennuksissa. Tällöin ongelmana voi kuitenkin olla se, että välimatka on liian pitkä, jolloin rakennuskustannukset voivat nousta turhan suuriksi. Hyviä kohteita hukkalämmön hyödyntämiseen ovat esimerkiksi uima-altaan lämmitys, talviaikaan puolilämpimänä pidettävä urheilu-

halli sekä sulana pidettävät keinonurmet, parkkipaikat ja muut ulkoalueet. /1, s. 12 - 13; 11./

7 ENERGIATEHOKKUUDEN MITTARIT

Energiatehokkuuden kehittämiseksi konesalien energiankäytön jatkuva mittaus ja seuranta on hyvin tärkeää. Vähintään on mitattava pääliittymän energiankulutus sekä palvelimien yhteiskulutus. Valvontajärjestelmän tavoitteena on selvittää palvelimien käyttötarkoitus ja käyttöaste. Sen avulla voidaan päästä eroon turhasta kulutuksesta, joka voi aiheutua esimerkiksi palvelimesta joka toimii nollakuormalla. Nollakuorman energiankulutus voi olla jopa 70 prosenttia täydestä kuormasta.

Mittauksissa laitteiden ja järjestelmien käyttämä sähköenergia ilmoitetaan kilowattitunteina ja käyttöteho kilowatteina. Konesalien energiatehokkuuden määrittämiseksi on kehitetty laskennallisia mittareita, joilla voidaan esimerkiksi ilmoittaa sähkötehon tiheys pinta- alaa kohden, infrastruktuurin energiatehokkuus, tai laskentatehon ja käytetyn sähkötehon suhde. /1, s. 17./

7.1 PUE

PUE (Power Usage Effectiveness) on kaikkein yleisimmin käytetty energiatehokkuuden mittari. Se kertoo konesalin kokonaisenergiankulutuksen ja palvelinlaitteiston suhteen. Pieni PUE-arvo kertoo siitä, että talotekniikka on energiatehokas.

PUE- arvo lasketaan kaavalla

$$PUE = \frac{P_{tot}}{P_{it}} \quad (1)$$

P_{tot} on konesalin kokonaisteho tai kokonaisenergiankulutus, kW tai kWh

P_{it} on palvelimien teho tai energiankulutus, kW tai kWh

PUE-arvo voi pienimmillään teoreettisesti olla 1, mutta todellisuudessa energiatehokkaimmillaan päästään alle 1,1:n. Tyypillisesti talotekniikka ja laitteisto kuluttavat konesalissa saman verran energiaa, jolloin $PUE = 2$. Useimpien konesalien PUE-arvo

on 1,8 - 3,0. PUE-arvoa ei voida mitata hetkellisesti, koska se vaihtelee lämpötilan, kosteuden ja salin täyttöasteen mukaan.

Mittari ei kerro palvelimien energiatehokkuudesta eikä huomioi esimerkiksi hukkalämmön hyödyntämistä. PUE mittaaakin ainoastaan talotekniikan energiantehokkuutta. PUE-arvo jaetaan neljään eri kategoriaan, taulukon 6 mukaisesti, riippuen siitä, miten tarkoilla tiedoilla se on laskettu. /1, s. 18./

TAULUKKO 6. PUE-kategoriat /1, s. 18/

	PUE-kategoria 0	PUE-kategoria 1	PUE-kategoria 2	PUE-kategoria 3
Palvelimien sähkönkulutuksen mittauksen sijainti	UPS-laitteiston syöttämä energia	UPS-laitteiston syöttämä energia	PDU:n (Power distribution unit) syöttämä energia	Palvelin kohmainen
Palvelimien energian määritelmä	Palvelimien huipputeho	Palvelimien vuotuinen energiankulutus	Palvelimien vuotuinen energiankulutus	Palvelimien vuotuinen energiankulutus
Kokonaisenergian määritelmä	Salin huipputeho	Salin vuotuinen energiankulutus	Salin vuotuinen energiankulutus	Salin vuotuinen energiankulutus

7.2 NPUE

NPUE (Net Power Usage Effectiveness) on PUE-arvon kehittyneempi versio. Se huomioi energian, joka syötetään ulos konesalista. Kun konesalin hukkalämpö hyödynnetään, silloin NPUE-arvo kuvaa energiatehokkuutta paremmin kuin PUE-arvo.

NPUE- arvo lasketaan kaavalla

$$NPUE = \frac{E_{net}}{E_{it}} = \frac{(E_{in} - E_{out})}{E_{it}} \quad (2)$$

Jos salissa on kaukojäähdytys, niin NPUE lasketaan kaavalla

$$NPUE = \frac{E_{it}}{(E_{in} - E_{out})} \quad (3)$$

E_{in} on saliin syötetty energia, kWh

E_{out} on salista ulos syötetty energia, kWh

E_{it} on palvelimien sähkönkulutus, kWh

/1, s. 18./

7.3 CADE

CADE (Corporate Average Data Center Efficiency) on muita monipuolisempi energiatehokkuuden mittari, sillä se ottaa huomioon esimerkiksi infrastruktuurin ja tietotekniikan käyttöasteen.

$$CADE = AU_{fac} \cdot EE_{fac} \cdot AU_{IT} \cdot EE_{IT} \quad (4)$$

AU_{fac} on konesalin infrastruktuurin käyttöaste

EE_{fac} on konesalin infrastruktuurin energiatehokkuus (IT- kuorman ja salin kokonaiskuorman suhde)

AU_{IT} on palvelinten käyttöaste

EE_{IT} on tieto- ja viestintätekniiikan energiatehokkuus

Kaavan 4 komponentit lasketaan erikseen, ja sen lopputuloksena saadaan prosenttiluku, joka kertoo konesalin energiatehokkuuden. Korkea CADE-arvo kertoo hyvästä energiatehokkuudesta. Salit jaetaan viiteen eri tasoon. Paras on taso 5, joka tarkoittaa että prosenttiluku on yli 40. Suurin osa nykyisistä konesaleista ylittää vain tasoon 1, joka tarkoittaa prosenttilukua 0 - 5. CADE-arvon heikkous on se, että palvelinten käyttöaste joudutaan arvioimaan. /1, s. 18./

7.4 CUPS

CUPS (Computer Units per Second) tarkoittaa palvelimien normitettua laskentatehoa suhteessa sähkötehoon. Sen yksikkö on CUPS/W. Laitteiston laskentateho arvioidaan palvelimien valmistusvuoden perusteella. CUPS-arvo antaa konesalin energiantehok-

kuudesta suuntaa antavan kuvan. Etu PUE-arvoon verrattuna on se, että CUPS huomioi palvelimien käyttöasteen. CUPS-arvon heikkous on se, että laskentateho perustuu mittausten sijasta arvioon valmistusvuoden perusteella. /1, s. 18./

8 TECHNOPSIS

Tämän opinnäytetyön tarkoituksena on selvittää eri keinoja, joilla olemassa olevan konesalin tuottama hukkalämpö voidaan hyödyntää viereisessä toimistorakennuksessa.

8.1 Kohteen esittely

Tarkasteltavana kohteena on Kuopiossa Technopoliksen alueella sijaitseva konesali. Konesalille on rakennettu oma rakennus, jonka bruttoala on 856,5 brm². Varsinainen konesali on sijoitettu maan alle. Maanalaisten tilojen bruttoala on 599,5 brm². Konesali on jaettu kahteen yhtä suureen tilaan, joissa palvelinrakit sijaitsevat. Konesalin yläpuolella, maanpinnan tasolla, on kaksi jäähdytyskonehuonetta ja muut tekniset tilat. Lauhduttimet on sijoitettu rakennuksen katolle.

Palvelinrakit on asennettu 800 mm korkean asennuslattian päälle. Räkkirivejä on yhteensä kahdeksan, neljä molemmissa tiloissa. Konesalissa käytetään kylmä-kuumakäytäväperiaatetta koteloidulla kuumakäytävällä. Näin ollen kylmät ja kuumat ilmavirrat eivät voi sekoittua. Tällä hetkellä palvelimet tuottavat noin 150 kW:n lämpökuorman. Lämpökuormat pysyvät koko vuoden kutakuinkin samansuuruisina, sillä konesaliin ei juuri vaikuta ulkoiset voimat, kuten auringon säteily.

Palvelimien jäähdytys suoritetaan neljällä 60 kW:n vakioilmastointikoneella. Konesalissa on otettu huomioon mahdolliset tulevat laajennukset ja lämpökuormien nousut. Laitetilaan on tehty varaukset kuudelle vakioilmastointikoneelle. Lisäksi varaukset on tehty kuudelletoista vesijäähdytteiselle räkille. Maksimissaan konesalin jäähdytysteho voi kasvaa 1200 kW:iin, joka jakautuu tasan vakioilmastointikoneiden ja vesijäähdytteisten rakkien välille.

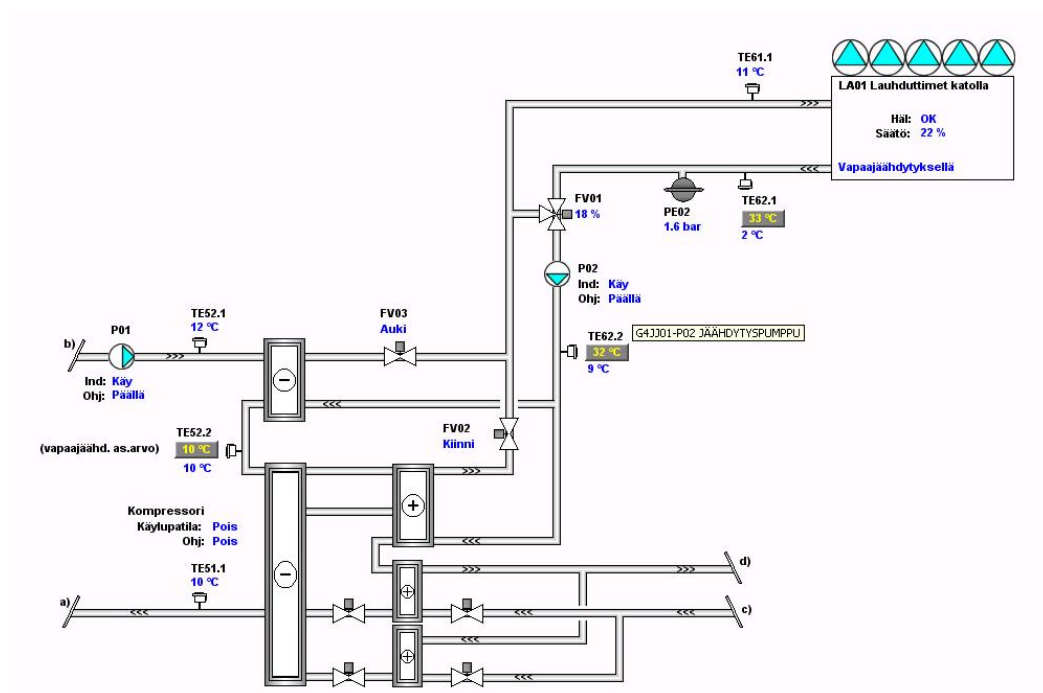
Konesalissa on tällä hetkellä kolme vedenjäähdytyskoneetta, joista yksi on varalla. Yksi vedenjäähdytyskone tuottaa 300 kW:n jäähdytystehon. Vedenjäähdytyskoneen

kompressorin nimellisteho on 87 kW. Tiloihin on mahdollista lisätä kaksi vedenjäähdytyskoneetta jäähdytystehontarpeen kasvaessa. Katolla on viisi lauhdutinta, mutta niiden määrää voidaan tarpeen mukaan nostaa aina yhdeksään asti.

Vedenjäähdytyskoneelta lähtevän jäähdytysveden lämpötila on 9 °C ja vedenjäähdytyskoneelle palaavan 17 °C. Liuosjäähdyttimelle lähtevän 35 % etyleeniglykolin lämpötila mitoitusolosuhteissa konejäähdytyksellä on 45 °C ja liuosjäähdyttimeltä palaavan 32 °C. Vapaaäähdytystä hyödynnettäessä liuosjäähdyttimen mitoituslämpötilat ovat 15 °C / 4,5 °C. Konesalissa voidaan hyödyntää vapaaäähdytystä talviaikaan kuusi kuukautta.

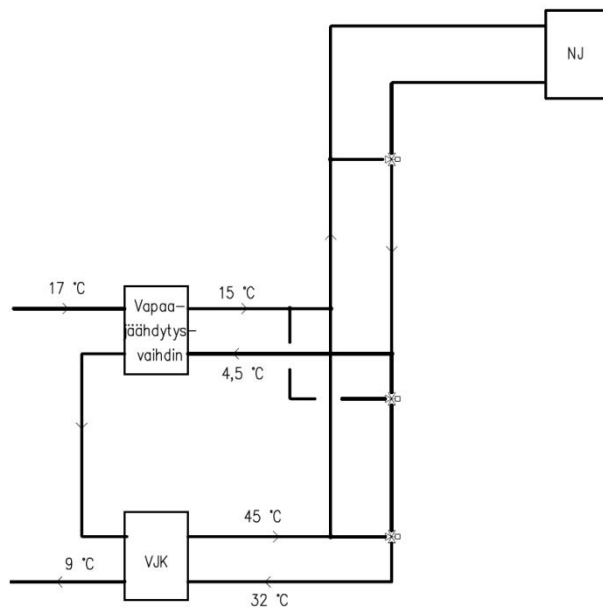
8.2 Vapaaäähdytysajan pidentäminen

Tämänhetkisessä tilanteessa vapaaäähdytystä voidaan hyödyntää vain silloin, kun on selkeästi talvitilanne. Vapaaäähdytysjärjestelmän toiminnan ulkolämpötilanraja on 10 °C, mutta konejäähdytys otetaan käyttöön jo alhaisemmassa lämpötilassa. Nykyisessä tilanteessa ei voida sulavasti vaihdella kone- ja vapaaäähdytyksen välillä, kuten kuvasta 10 nähdään.



KUVA 10. Vapaaäähdytyksen toimintakaavio

Tavoitteena on muokata jäähdytysjärjestelmää kuvan 11 mukaiseksi siten, että osittaisen konejäähdytyksen ja osittaisen vapaajäähdytyksen käyttö on mahdollista. Tällä järjestelyllä pyritään siihen, että vapaajäähdytystä käytetään aina kun mahdollista ja loppu priimataan kompressorilla. Järjestelmässä ei ole vaihtotilanteita, joten se ei aiheuta katkoksia jäähdytykseen. Portaattomasta vapaa- ja konejäähdytyksestä saadaan energiansäästöä syksyllä ja keväällä.



KUVA 11. Portaaton vapaa- ja konejäähdytys

Osittaisen vapaa- ja konejäähdytyksen avulla voidaan saada kaksi kuukautta lisää vapaajäähdytysaikaa. Tämä muuttaa siis konejäähdytyksen käyttötarpeen kuudesta neljään kuukauteen. Kaavalla 5 voidaan laskea jäähdytysjärjestelmän kuluttama energia, kun kompressorien nimellisteho ja käyntiaika tunnetaan.

$$Q_K = \sum P_{K,i} \cdot t_{K,i} / 1000 \quad (5)$$

Q_K on kompressorien kuluttama sähköenergia, MWh/a

$P_{K,i}$ on kompressorin nimellisteho, kW

$t_{K,i}$ on kompressorin käyntiaika, h/a

Taulukkoon 7 on laskettu jäähdytysjärjestelmän sähköenergiankulutus vuodessa, kun kompressorin käyttöaika on

kaksitoista, kuusi tai neljä kuukautta. Taulukossa 7 on myös esitetty kompressorin vuotuiset käyttökustannukset. Sähkön hintana laskelmassa on käytetty 90 €/MWh

TAULUKKO 7. Kompressorin vuotuinen sähköenergian kulutus ja käyttökustannukset ($P_K = 87 \text{ kW}$, $t_{\text{kompressori}} = 4380 \text{ h/a}$, 2190 h/a , 1460 h/a)

Kylmäkoneen käyttöaika kk	Q_K MWh/a	Käyttökustannukset €/a
12	762	68591
6	381	34295
4	254	22864

Konesalin kokonaisenergiakulutustietoja ei ollut saatavilla, joten konesalin PUE-arvojen laskentaan on sovellettu taulukon 5 konesalien energian käytön jakaumaa. Taulukon 5 konesalin energian käytön jakaumaan perustuva laskelma konesalin energiankulutuksesta kolmella eri kompressorin vuotuisella käyntiajalla on esitetty taulukossa 8. Taulukkoon 9 on laskettu kategorian 1 PUE-arvot kaavalla 1 perustuen taulukon 8 kokonaisenergian kulutukseen.

TAULUKKO 8. Konesalin teoreettinen energiankulutuksen jakauma

Laite	Kylmäkoneen käyttöaika, kk		
	12	6	4
	MWh	MWh	MWh
Palvelimet	762	762	762
Jäähdytys	762	381	254
Tuulettimet	133	133	133
UPS	133	133	133
Valaistus	66	66	66
Muut	182	182	182
Yhteensä	2038	1657	1530

TAULUKKO 9. Konesalin PUE- arvot riippuen kompressorin käyttöajasta

Kylmäkoneen käyttöaika kk	P_{tot} MWh	P_{it} MWh	PUE
12	2038	762	2,7
6	1657	762	2,2
4	1530	762	2

8.3 Hukkalämmön hyödyntäminen

Konesalissa syntyvä hukkalämpö hyödynnetään 100 metrin päähän tulevaan toimistorakennukseen. Toimistorakennuksen lämmitystehontarpeista ei ole vielä tarkempaa tietoa, joten tässä työssä esitetyt laskelmat ovat puhtaasti teoreettisia. Toimistorakennuksen bruttoala on noin 3500 brm². Laskujen pohjana on käytetty Ympäristöministeriön Rakennuksen energiatodistus ja energiatehokkuusluvun määrittämisen esimerkkiä. Se on tehty 3480 brm² uudistoimistorakennukselle. Toimistorakennuksen vuotuinen lämmitysenergian tarve on 130 kWh/brm².

Laskelmissa on esitetty kaksi eri tilannetta. Mitoitustilanteessa konesalissa syntyvänä lämpökuormana on käytetty 300 kW. Tällä hetkellä konesalissa on kuitenkin pienempi lämpökuorma. Nykyisen tilanteen laskelmissa lämpökuormana on käytetty 150 kW.

8.3.1 Ilmanvaihto

Toimistorakennuksen mitoitusilmavirta on 6,5 m³/s. Toimistorakennuksen ilmanvaihtojärjestelmässä on lämmöntalteenottolaitteisto, jonka tuloilman lämpötilasuhde η_t on 70 %. Tuloilma lämmitetään asteen alle sisäänpuhalluslämpötilan, eli 16 asteeseen. Tuloilma lämpenee noin asteen puhaltimessa ja kanavistossa. Tuloilman lämpötilan täytyy olla vähintään 4 °C ennen lämmöntalteenottoa, jotta sen lämpötila nousee lämmöntalteenotto-osassa haluttuun 16 °C, jolloin ei tarvita jälkilämmitystä.

Konesalissa syntyvää hukkalämpöä voidaan hyödyntää toimistorakennuksen tuloilman esilämmityksessä. Esilämmityspatteri asennetaan ennen lämmöntalteenottoa. Käytettäessä vapaajäähdytystä vedenjäähdytyskoneen liuospiirin 35 % etyleeniglykolin lämpötilat ovat 15 °C / 4,5 °C. Mitoitustilanteessa lämpökuorman ollessa 300 kW tuloilma saadaan aina lämmitettyä vähintään 5-asteiseksi hukkalämmön avulla, kun esilämmityspatterille tulevan liuksen lämpötila on 15 °C. Esilämmityspatterin mitoitus on esitetty kuvassa 12.

Coils Lämmitys-/jäähdytyspatterit - [Oppari]

Arkisto Näytä Vaihtoehto Ohje

Vesi Höyrystin Höyry Lauhdutin

Id
Tunniste: [Nimetön]

Patterisovellus
Patterisovellus Kanavapatteri

Ilma
Virta, m³/s: 6,496 6.5
Lämpötila sisään, °C: -32 -32.0
Tuloilman kosteus, %:
Lämpötila ulos, °C: 5.3
Poistoilman kosteus, %:
Nopeus, m/s: 2.6
Painehäviö, Pa: 182

Ilmapuolen kehys
 Reitetty laippaliitos Työntölistaliitos

Patteri
 Koteloituid kokoojaputli Näkyvissä olevat kokoc

Tyyppi: QLHG
Kanavan liitosmitta, leveys, mm: 2000
Kanavan liitosmitta, korkeus, mm: 1100
Putkirivien lukumäärä: 8
Lamellijako: 3
Vesiteiden määrä: 6
Liitäntäpuoli:
Liitäntäkoko DN: DN1x80

Vesi
Lämpötila sisään, °C: 15 15.0
Lämpötila ulos, °C: 4,5 4.5
Virta, l/s: 7.46
Etyleeniglykolia . paino %: 35
Nopeus, m/s: 1.4
Painehäviö, kPa: 49

Tuotetunnus ja hinta
QLHG-200-110-08-30-06-0-A
Hinta: Hinta pyydettyessä Pattereitten lkm.: 1

Teho
Teho, kW: 300 293

KUVA 12. Esilämmityspatterin mitoitusarvot, kun ulkoilma -32 °C ja $\Phi = 300$ kW

Hukkalämmön hyödyntämisestä saatavat säästöt on selvitetty Excel-taulukkolaskentaohjelmalla kaavalla 6 Jyväskylän lämpötilan pysyvyysskäyrää apuna käyttäen. Laskelmissa on selvitetty, kuinka paljon ilmanvaihtokoneen jälkilämmityspatteri vaatisi lämmitysenergiaa, jos lämmöntalteenotto toimisi normaalisti, eikä tuloilman esilämmitystä käytettäisi. Jälkilämmityspatterin lämmitysenergian tarve saadaan kaavalla

$$Q = \Sigma q_v \cdot c_{pi} \cdot \rho_i \cdot \Delta t \cdot T \quad (6)$$

- Q on energia, kWh
 q_v on tuloilmavirta, m³/s
 c_{pi} on ominaislämpökapasiteetti, kJ/kg·K
 ρ_i on tiheys, kg/m³
 Δt on sisäänpuhalluslämpötilan (+16 °C) ja LTO:n jälkeisen tuloilman lämpötilan välinen ero, °C
T on ajanjakso, jolloin sisä- ja ulkoilman välinen lämpötilaero on vakio, h

Laskelmista selviää, että jälkilämmitys kuluttaisi lämmitysenergiaa 122 MWh/a. Tämä energia on siis se säästö, joka hukkalämmön hyödyntämisellä saadaan aikaan mitoitusilanteessa vuodessa. Jos ajatellaan, että ilman lämmitykseen käytettäisiin kaukolämpöä, jonka hinta on 45 €/MWh, säästö olisi 5481 €/a.

Nykyisessä tilanteessa konesalista saatava lämpökuorma on noin 150 kW. Se riittää lämmittämään tuloilman vaadittuun 4 asteeseen silloin, kun ulkoilma on lämpimämpi kuin -15 °C (kuva 13). Ulkoilman lämpötilan ollessa alle -15 °C, ilmanvaihtokoneen lämmöntalteenottolaitteisto lämmittää esilämmityspatterin jälkeen tuloilmaa niin paljon kuin mahdollista, ja jäljelle jäävä lämmitystarve hoidetaan jälkilämmityspatterilla.

The screenshot shows a software interface for configuring radiators. The window title is "Coils Lämmitys-/jäähdytyspatterit - [Oppari]". The interface is divided into several sections:

- Id:** Tunniste: [Nimetön]
- Ilma:**
 - Virta, m³/s: 6,496 (target: 6.5)
 - Lämpötila sisään, °C: -15 (target: -15.0)
 - Tuloilman kosteus, %: []
 - Lämpötila ulos, °C: [] (target: 3.2)
 - Poistoilman kosteus, %: []
 - Nopeus, m/s: 3.1
 - Painehäviö, Pa: 179
- Vesi:**
 - Lämpötila sisään, °C: 15 (target: 15.0)
 - Lämpötila ulos, °C: 4,5 (target: 4.5)
 - Virta, l/s: [] (target: 3.64)
 - Etyleeniglykolia, paino %: 35
 - Nopeus, m/s: 1.2
 - Painehäviö, kPa: 39
- Teho:** Teho, kW: 150 (target: 143)
- Patterisovellus:** Patterisovellus: Kanavapatteri
- Ilmapuolen kehys:**
 - Reitetty laippaliitos Työntölistaliitos
- Patteri:**
 - Koteloituid kokooajaputli Näkyvissä olevat kokoc
 - Tyyppi: [] QLHG
 - Kanavan liitosmitta, leveys, mm: [] 1600
 - Kanavan liitosmitta, korkeus, mm: [] 1200
 - Putkirivien lukumäärä: [] 6
 - Lamellijako: [] 3
 - Vesteiden määrä: [] 8
 - Litäntäpuoli: []
 - Litäntäkoko DN: DN1x50
- Tuotetunnus ja hinta:**
 - QLHG-160-120-06-30-08-0-A
 - Hinta: Hinta pyydettyäessä Pattereitten lkm.: 1

KUVA 13. Ulkoilman lämpötila esilämmityspatterin jälkeen, kun ulkoilma -15 °C ja $\Phi = 150$ kW

Laskelmat on tehty samalla tavalla kuin mitoitusilanteessa. Nykyisellä 150 kW:n lämpökuormalla on mahdollista saada säästöä 95 MWh/a. Kaukolämpönä kyseinen energiamäärä maksaisi 4270 €. Todellisuudessa säästöt eivät kuitenkaan ole näin suuria sillä, kuten kuvasta 10 nähdään, vapaajäähdytyksen liuospiirin lämpötilat eivät ole koko aikaa samoja, mitä laskelmissa on käytetty.

8.3.2 Lattialämmitys

Konejäähdytystä käytettäessä vedenjäähdytyskoneen liuospiirin lämpötilat ovat 45 °C ja 32 °C. Näillä lämpötiloilla saadaan täytettyä toimistorakennuksen lattialämmityksen lämmitystehontarpeet keväällä ja syksyllä lattialämmityksen menoveden lämpötilan ollessa 40 °C. Hukkalämmön hyödyntäminen onnistuu samalla tavalla riippumatta siitä, onko kyseessä mitoitus- vai nykyinen tilanne. Tämä johtuu siitä, että hukkalämpöä on enemmän käytettävissä, kuin mitä sitä voidaan rakennuksen lämmitykseen hyödyntää. Mitoitustilanteessa käytettävissä on 300 kW ja nykyisessä tilanteessa 150 kW.

Kuvassa 14 on esitetty lattialämmityssiirtimen mitoitus. Taulukoissa 15 ja 16 on esitelty hukkalämmön hyödyntämisellä saavutettavat säästöt kuuden tai neljän kuukauden konejäähdytyksellä.

SSP G7 - 7.0.3.4
Single Phase - 0

Open Save Printout Table Filter Product Browser Product Selector Quote Connection Impact

Design Performance Rating

Fluid Side 1: Ethylene Glycol - Wat 35%
Fluid Side 2: Water

CoCurrent:
Exchangers: B-Types

Side 1 Side 2

Heat load: 300,0 kW
Inlet temperature: 45,00 °C / 30,00 °C
Outlet temperature: 32,00 °C / 40,00 °C
Flow: kg/s / kg/s
Max pressure drop: 50,0 kPa / 50,0 kPa
Number of passes:
Number of plates:
Oversurfacing: %
Fouling factor: m²·°C/kW
Allow port switch:
AutoPerformance:
Calculate

BPHE	A (m ²)	DP1 (kPa)	DP2 (kPa)	OS (%)	Weight	PF Rating
B50Hx265/2P	32,6	45,5	52,4	33	129	
B57x232	38,4	8,4	9,5	0	148	
B400Tx158	33,9	10,4	9,9	0	109 - 121	
B427M1x141/2P	27,1	42,7	47,5	0	111	
B439Hx100	29,3	45,1	51,4	14	110	
B65Hx114	28,9	17,5	18,6	0	160	
B427H/SPx158	30,4	14,3	16,3	0	120	

Heatexchanger : B50Hx265/2P

DUTY REQUIREMENTS	Unit	Side 1	Side 2
Heat load	kW		300,0
Inlet temperature	°C	45,00	30,00
Outlet temperature	°C	32,00	40,00
Flow rate	kg/s	6,379	7,180
Max. pressure drop	kPa	50,0	50,0
Thermal length		3,97	3,05

PLATE HEAT EXCHANGER	Unit	Side 1	Side 2
Total heat transfer area	m ²		32,6
Heat flux	kW/m ²		9,2
Mean temperature difference	K		3,27
O.H.T.C. (available/required)	W/m ² ·°C		3740/2810
Pressure drop -total*	kPa	45,5	52,4
- in ports	kPa	2,31	3,08
Port diameter	mm	60,0	60,0
Number of channels		66	66
Number of plates			265
Oversurfacing	%		33
Fouling factor	m ² ·°C/kW		0,088
Reynolds number		521	1270
Port velocity	m/s	2,16	2,55

PHYSICAL PROPERTIES	Unit	Side 1	Side 2
Reference temperature	°C	38,50	35,00
Dynamic viscosity	cP	1,56	0,720
Dynamic viscosity - wall	cP	1,64	0,704
Density	kg/m ³	1046	994,1
Heat capacity	kJ/kg·°C	3,618	4,178
Thermal conductivity	W/m·°C	0,4504	0,6233
Min. fluid temperature at wall	°C	30,83	
Max. fluid temperature at wall	°C		41,65
Film coefficient	W/m ² ·°C	6400	11300
Minimum wall temperature	°C	36,44	36,17
Channel velocity	m/s	0,194	0,230
Shear stress	Pa	49,0	55,9

*Excluding pressure drop in connections.

Technical Data Dimensional Data Totals

License: Default, Cascade, Duals Units: Metric Printout Language: English

KUVA 14. Lattialämmitys siirtimen mitoitus, kun $\Phi = 300 \text{ kW}$

Taulukkojen 15 ja 16 lämmitysenergiankulutukseen on huomioitu rakennuksen sisäiset lämpökuormat ja niiden hyödyntämistäasteet. Hyödynnettävien lämpökuormien ansiosta kesäaikaan lämmitysenergiaa ei juuri tarvita.

TAULUKKO 15. Hukkalämmön hyödyntäminen lattialämmitykseen, 6 kk kone-jäähdytystä, kun $\Phi = 300$ kW

Kuukausi	$Q_{\text{Lattialämmitys}}$ MWh	$Q_{\text{lattialämmitys, ostettava}}$ MWh	Kustannus €
Tammikuu	30	30	1332
Helmikuu	24	24	1098
Maaliskuu	9	9	419
Huhtikuu	4	2	97
Toukokuu	3	0	0
Kesäkuu	1	0	0
Heinäkuu	1	0	0
Elokuu	1	0	0
Syyskuu	3	0	0
Lokakuu	7	4	160
Marraskuu	15	15	653
Joulukuu	25	25	1116
Yhteensä	121	108	4874
Säästö		13	562

TAULUKKO 16. Hukkalämmön hyödyntäminen lattialämmitykseen, 4 kk kone-jäähdytystä, kun $\Phi = 300$ kW

Kuukausi	$Q_{\text{Lattialämmitys}}$ MWh	$Q_{\text{lattialämmitys, ostettava}}$ MWh	Kustannus €
Tammikuu	30	30	1332
Helmikuu	24	24	1098
Maaliskuu	9	9	419
Huhtikuu	4	4	194
Toukokuu	3	2	68
Kesäkuu	1	0	0
Heinäkuu	1	0	0
Elokuu	1	0	0
Syyskuu	3	1	56
Lokakuu	7	7	315
Marraskuu	15	15	653
Joulukuu	25	25	1116
Yhteensä	121	117	5249
Säästö		4	187

8.3.3 Lämmin käyttövesi

Yksi vaihtoehto hukkalämmön hyödyntämiseen on lämpimän käyttöveden esilämmitys. Se on mahdollista vain silloin, kun konesalissa käytetään konejäähdytystä. Asiaa on tutkittu käyttämällä SWEP:n SSP G7-lämmönsiirtimien mitoitusohjelmaa. Kuvissa 15 ja 16 on esitetty lämmönsiirtimien mitoitus. Mitoitustilanteessa lämpökuormana on käytetty 300 kW ja nykyisessä tilanteessa 150 kW.

SSP G7 - 7.0.3.4 [DEMO]
Single Phase - 0

Open Save Printout Table Filter Product Browser Product Selector Quote

Design Performance Rating

Fluid Side 1 Ethylene Glycol - Wat 35%
Fluid Side 2 Water

CoCurrent

Exchangers B-Types

Side 1 Side 2

Heat load 300,0 kW

Inlet temperature 45,00 °C 8,00 °C
Outlet temperature 32,00 °C °C

Flow kg/s 2,000 kg/s

Max pressure drop 50,0 kPa 50,0 kPa

Number of passes
Number of plates
Oversurfacing %
Fouling factor m²·°C/kW

Allow port switch
AutoPerformance

Calculate

BPHE	A (m ²)	DP1 (kPa)	DP2 (kPa)	OS (%)	Weight	PF Rating
2 B28x100	11,8	32,9	3,80	0	18,6 - 19,7	
2 B25Tx118	14,6	51,8	5,51	14	23,1 - 69,0	
3 B10Tx117/2P	10,7	52,2	5,77	4	12,6	
5 B12Hx97/2P	13,3	26,4	3,08	0	13,1	

Heatexchanger : 2 B28x100

DUTY REQUIREMENTS	Unit	Side 1	Side 2
Heat load	kW	300,0	
Inlet temperature	°C	45,00	8,00
Outlet temperature	°C	32,00	43,89
Flow rate	kg/s	6,379	2,000
Max. pressure drop	kPa	50,0	50,0
Thermal length		1,75	4,82

PLATE HEAT EXCHANGER	Unit	Side 1	Side 2
Total heat transfer area	m ²		11,8
Heat flux	kW/m ²		25,5
Mean temperature difference	K		7,45
O.H.T.C. (available/required)	W/m ² ·°C		3370/3420
Pressure drop -total*	kPa	32,9	3,80
- in ports	kPa	6,39	0,658
Port diameter	mm	33,0	33,0
Number of channels		50	49
Number of plates		100	
Oversurfacing	%	0	
Fouling factor	m ² ·°C/kW	-0,005	
Reynolds number		724	414
Port velocity	m/s	3,57	1,17

PHYSICAL PROPERTIES	Unit	Side 1	Side 2
Reference temperature	°C	38,50	25,94
Dynamic viscosity	cP	1,56	0,872
Dynamic viscosity - wall	cP	1,77	0,755
Density	kg/m ³	1046	996,8
Heat capacity	kJ/kg·°C	3,618	4,180
Thermal conductivity	W/m·°C	0,4504	0,6087
Min. fluid temperature at wall	°C	22,24	
Max. fluid temperature at wall	°C		44,48
Film coefficient	W/m ² ·°C	8270	6330
Minimum wall temperature	°C	33,34	32,69
Channel velocity	m/s	0,270	0,0906
Shear stress	Pa	56,4	6,68

*Excluding pressure drop in connections.

Technical Data Dimensional Data Totals

License: Demo Units: Metric Printout Language: English

KUVA 15. Käyttöveden lämmönsiirtimen mitoitus, kun $\Phi = 300$ kW

SSP G7 - 7.0.3.4
Single Phase - 0

Open Save Printout Table Filter Product Browser Product Selector Quote Connection Impact

Design Performance Rating

Fluid Side 1 Ethylene Glycol - Wat 35%
Fluid Side 2 Water

CoCurrent

Exchangers B-Types

Side 1 Side 2

Heat load 150,0 kW

Inlet temperature 45,00 °C 8,00 °C
Outlet temperature 32,00 °C

Flow kg/s 1,000 kg/s

Max pressure drop 50,0 kPa 50,0 kPa

Number of passes
Number of plates
Oversurfacing %
Fouling factor m²·°C/kW

Allow port switch
AutoPerformance

Calculate

BPHE	A (m ²)	DP1 (kPa)	DP2 (kPa)	OS (%)	Weight	PF Rating
B28x100	5,88	32,9	3,80	0	18,6 - 19,7	
B80x100	5,88	32,9	3,80	0	18,8 - 22,3	
B25Tx118	7,31	51,8	5,51	14	23,1 - 69,0	
B120Tx50	6,34	32,5	4,03	0	30,5 - 34,8	
B35x85/2P	7,8	36,9	3,93	0	35,9	
B50Hx62	7,44	24,8	2,99	0	42,0	
B200Tx74	9,29	14,0	1,42	0	39,4 - 51,7	

Heatexchanger : B28x100

DUTY REQUIREMENTS	Unit	Side 1	Side 2
Heat load	kW		150,0
Inlet temperature	°C	45,00	8,00
Outlet temperature	°C	32,00	43,89
Flow rate	kg/s	3,189	1,000
Max. pressure drop	kPa	50,0	50,0
Thermal length		1,75	4,82

PLATE HEAT EXCHANGER	Unit	Side 1	Side 2
Total heat transfer area	m ²		5,88
Heat flux	kW/m ²		25,5
Mean temperature difference	K		7,45
O.H.T.C. (available/required)	W/m ² ·°C		3370/3420
Pressure drop -total*	kPa	32,9	3,80
- in ports	kPa	6,39	0,658
Port diameter	mm	33,0	33,0
Number of channels		50	49
Number of plates			100
Oversurfacing	%		0
Fouling factor	m ² ·°C/kW		-0,005
Reynolds number		724	414
Port velocity	m/s	3,57	1,17

PHYSICAL PROPERTIES	Unit	Side 1	Side 2
Reference temperature	°C	38,50	25,94
Dynamic viscosity	cP	1,56	0,872
Dynamic viscosity - wall	cP	1,77	0,755
Density	kg/m ³	1046	996,8
Heat capacity	kJ/kg·°C	3,618	4,180
Thermal conductivity	W/m·°C	0,4504	0,6087
Min. fluid temperature at wall	°C	22,24	
Max. fluid temperature at wall	°C		44,48
Film coefficient	W/m ² ·°C	8270	6330
Minimum wall temperature	°C	33,34	32,69
Channel velocity	m/s	0,270	0,0906
Shear stress	Pa	56,4	6,68

*Excluding pressure drop in connections.

Technical Data Dimensional Data Totals

License: Default, Cascade, Duals Units: Metric Printout Language: English

KUVA 16. Käyttöveden lämmönsiirtimen mitoitus, kun $\Phi = 150$ kW

44 °C on korkein lämpötila, johon käyttövesi voidaan esilämmittää hukkalämmöllä. Toimistorakennuksen todellisesta mitoitusvirtaamasta ei ole vielä saatavilla tarkkaa tietoa. Mitoitustilanteessa toimistorakennuksen lämpimän käyttöveden mitoitusvirtaamana voidaan käyttää korkeintaan 2 l/s. Nykyisessä tilanteessa mitoitusvirtaamana voidaan käyttää korkeintaan 1 l/s, jotta 8-asteinen vesi saadaan esilämmitettyä 44-asteiseksi.

Vedenjäähdytyskoneelta lämmönsiirtimelle tuleva liuos on 35 % etyleeniglykolia, joten sillä ei voida suoraan lämmittää käyttövetä, vaan välissä täytyy olla toinen siirrin, jolla varmistetaan se, ettei etyleeniglykolia pääse sekoittumaan käyttöveteen. Lisäksi tarvitaan vielä yksi siirrin kaukolämmölle, jotta käyttövesi saadaan lämmitettyä 58 asteiseksi. Hukkalämmön hyödyntämisen mahdollistamiseksi järjestelmä täytyy varustaa lämpimän käyttöveden varaajalla, josta seuraa varaajahäviöt.

Laskelmat on tehty Excel-taulukkolaskentaohjelmalla soveltamalla kaavaa 6 ja laskelmat on tehty sillä oletuksella, että käyttövesi saadaan esilämmitettyä joka tapauksessa 44-asteiseksi. Taulukoissa 17 ja 18 on esitetty hyödynnettävissä oleva energia sekä kuuden että neljän kuukauden konejäähdytyksellä. Laskelmissa on käytetty kaavoja 7, 8 ja 9.

$$Q_{lkv,netto} = \rho_v c_{pv} V_{lkv} (T_{lkv} - T_{kv}) / 3600 \quad (7)$$

$Q_{lkv,netto}$	on käyttöveden lämmitysenergiankulutus, kWh
ρ_v	on tiheys, kg/m ³
c_{pv}	on ominaislämpökapasiteetti, kJ/kgK
V_{lkv}	on käyttöveden kulutus, m ³
T_{lkv}	on lämpimän käyttöveden lämpötila, °C
T_{kv}	on kylmän käyttöveden lämpötila, °C

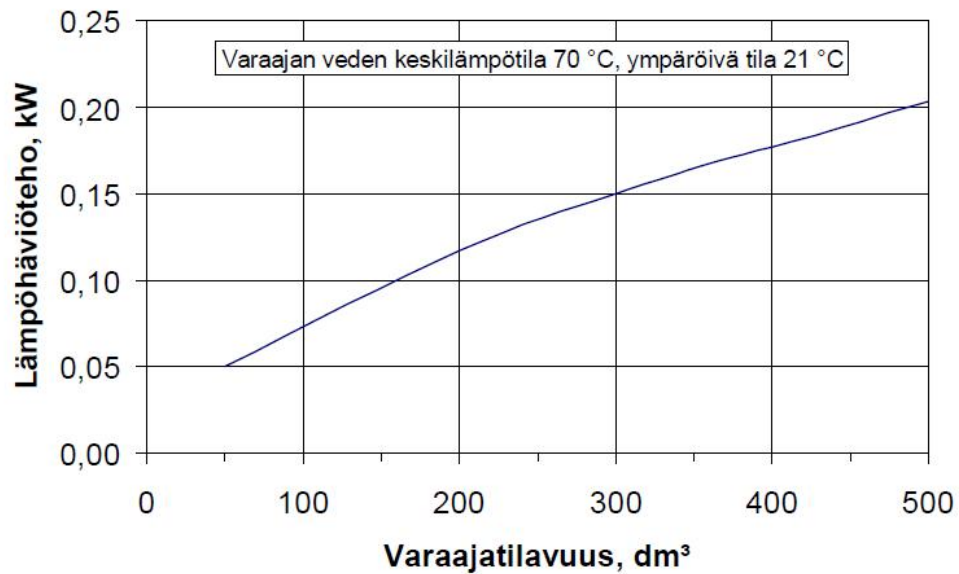
$$Q_{lkv,säästö} = Q_{lkv,netto} - Q_{lkv,esiläm} - Q_{lkv,varastointi} \quad (8)$$

$Q_{lkv,säästö}$	on säästettävä energia, kWh
$Q_{lkv,esiläm}$	on esilämmityksen lisäksi tarvittava energia, kWh
$Q_{lkv,varastointi}$	on varaajahäviöt, kWh

$$Q_{lkv,esiläm} = \rho_v c_{pv} V_{lkv} (T_{lkv} - 44) / 3600 \quad (9)$$

Käyttöveden lämmityksen energiankulutukseen on sisällytetty lämmitysjärjestelmän lämpöhäviöenergia. Laskelmassa on oletettu, että jakelu- ja kierto-häviöt ovat samat, eikä niitä ole huomioitu tarkastelussa. Ostettava energia sisältää käyttöveden varaajan lämpöhäviöt, joita syntyy silloin, kun konesalista saatavaa hukkalämpöä hyödynne-

tään. Varaajan lämpöhäviöt on selvitetty kuvan 17 avulla. Varaajan kokona on käytetty 300 dm^3 , jolloin lämpöhäviöteho on $0,15 \text{ kW}$.



KUVA 17. Lämpimän käyttöveden varaajan lämpöhäviöteho /13, s. 32/

TAULUKKO 17. Hukkalämmön hyödyntäminen käyttöveden esilämmitykseen, kun 6 kk konejäähdytystä, kun $\Phi = 150 \text{ kW}$

Kuukausi	$Q_{\text{Ikv, netto}}$ MWh	$Q_{\text{Ikv, esiläm}}$ MWh	$Q_{\text{Ikv, varastointi}}$ MWh	$Q_{\text{Ikv, säästö}}$ MWh	Säästö €
Tammikuu	3,8	3,8	0,1	0,0	0
Helmikuu	3,4	3,4	0,1	0,0	0
Maaliskuu	3,8	3,8	0,1	0,0	0
Huhtikuu	3,7	2,4	0,1	1,2	53
Toukokuu	3,8	1,2	0,1	2,5	113
Kesäkuu	3,7	1,1	0,1	2,4	110
Heinäkuu	3,8	1,2	0,1	2,5	113
Elokuu	3,8	1,2	0,1	2,5	113
Syyskuu	3,7	1,1	0,1	2,4	110
Lokakuu	3,8	2,5	0,1	1,2	54
Marraskuu	3,7	3,7	0,1	0,0	0
Joulukuu	3,8	3,8	0,1	0,0	0
Yhteensä	44,8	29,2	1,3	14,8	666

TAULUKKO 18. Hukkalämmön hyödyntäminen käyttöveden esilämmitykseen, kun 4 kk konejäähdytystä, kun $\Phi = 150 \text{ kW}$

Kuukausi	$Q_{\text{Ikv, netto}}$ MWh	$Q_{\text{Ikv, esiläm}}$ MWh	$Q_{\text{Ikv, varastointi}}$ MWh	$Q_{\text{Ikv, säästö}}$ MWh	Säästö €
Tammikuu	3,8	3,8	0,1	0,0	0
Helmikuu	3,4	3,4	0,1	0,0	0
Maaliskuu	3,8	3,8	0,1	0,0	0
Huhtikuu	3,7	3,7	0,1	0,0	0
Toukokuu	3,8	2,5	0,1	1,2	55
Kesäkuu	3,7	1,1	0,1	2,4	110
Heinäkuu	3,8	1,2	0,1	2,5	113
Elokuu	3,8	1,2	0,1	2,5	113
Syyskuu	3,7	2,4	0,1	1,2	54
Lokakuu	3,8	3,8	0,1	0,0	0
Marraskuu	3,7	3,7	0,1	0,0	0
Joulukuu	3,8	3,8	0,1	0,0	0
Yhteensä	44,8	34,4	1,3	9,9	445

8.4 Tulokset

Taulukossa 19 on esitetty konesalin vapaajäähdytysajan pidentämisestä ja hukkalämmön hyödyntämisestä saatavat säästöt mitoitustilanteessa. Taulukosta 19 nähdään, että vaikka kuuden kuukauden konejäähdytyksellä saadaan hukkalämpöä hyödynnettyä enemmän kuin neljän kuukauden konejäähdytyksellä, silti se on kalliimpaa, koska kompressorit kuluttavat kuuden kuukauden käytöllä paljon enemmän sähköenergiaa.

TAULUKKO 19. Konesalin vapaajäähdytysajan pidentämisestä ja hukkalämmön hyödyntämisestä saatava säästö, kun $\Phi = 300 \text{ kW}$, lämmön hinta 45 €/MWh ja sähkön hinta 90 €/MWh

	Kylmäkoneen käyttöaika, kk			
	6	4	6	4
	MWh	MWh	€/a	€/a
$Q_{\text{kompressori}}$	0	127	0	11430
Q_{IV}	122	122	5490	5490
$Q_{\text{lattialämmitys}}$	13	4	585	180
Q_{Ikv}	15	10	720	495
Yhteensä	150	136	6795	17595

Taulukossa 20 on esitetty samat asiat kuin edellä, mutta nykyisellä lämpökuormalla. Ero ei ole suuri, sillä hukkalämpöä saadaan hyödynnettyä lähes yhtä paljon. Taulukossa esitetty hyödynnettävä energia on ideaalitilanteessa eli todellisuudessa saatavat säästöt eivät ole aivan näinkään suuria, koska vapaajäähdytystä käytettäessä liuospiirin lämpötilat voivat vaihdella ja näin ollen vaikuttaa tuloilman esilämmityksestä saattaviin säästöihin.

TAULUKKO 20. Konesalin vapaajäähdytysajan pidentämisestä ja hukkalämmön hyödyntämisestä saatava säästö, kun $\Phi = 150$ kW, lämmön hinta 45 €/MWh ja sähkön hinta 90 €/MWh

	Kylmäkoneen käyttöaika, kk			
	6	4	6	4
	MWh	MWh	€/a	€/a
$Q_{\text{Kompressori}}$	0	127	0	11430
Q_{IV}	95	95	4275	4275
$Q_{\text{lattialämmitys}}$	13	4	585	180
Q_{Ikv}	15	10	720	495
Yhteensä	123	109	5580	16380

Konesalille on laskettu NPUE- arvot kaavalla 2. Taulukossa 21 on laskettu NPUE- arvot mitoitustilanteen mukaisilla arvoilla. Taulukossa 22 on samat asiat, mutta nykyisen tilanteen mukaisilla arvoilla.

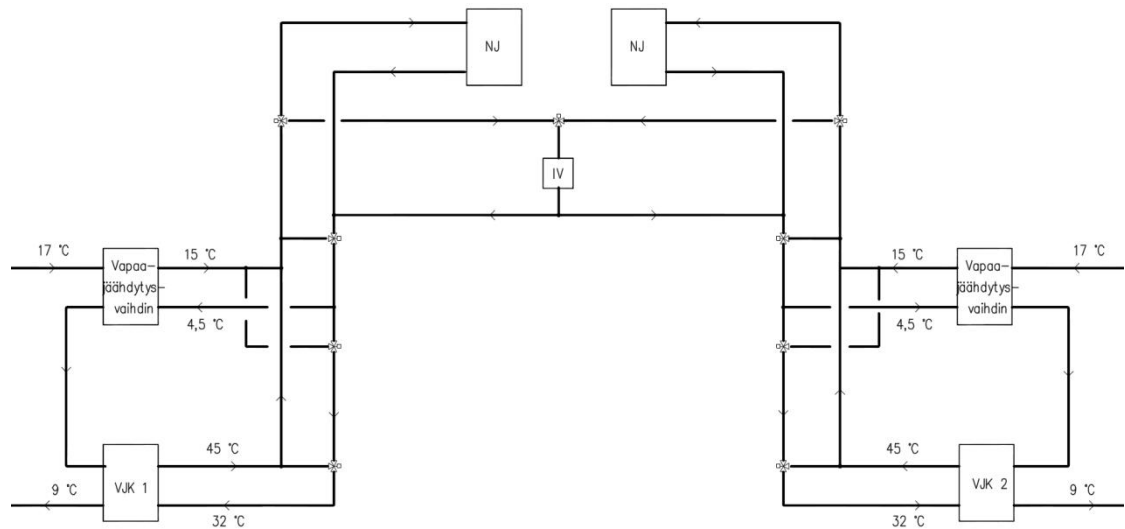
TAULUKKO 21. Konesalin NPUE mitoitustilanteessa $\Phi = 300$ kW

Kylmäkoneen käyttöaika kk	E_{in} MWh	E_{out} MWh	E_{it} MWh	NPUE
6	1657	150	762	2,0
4	1530	136	762	1,8

TAULUKKO 22. Konesalin NPUE nykyisessä tilanteessa $\Phi = 150$ kW

Kylmäkoneen käyttöaika kk	E_{in} MWh	E_{out} MWh	E_{it} MWh	NPUE
6	1657	123	762	2,0
4	1530	109	762	1,9

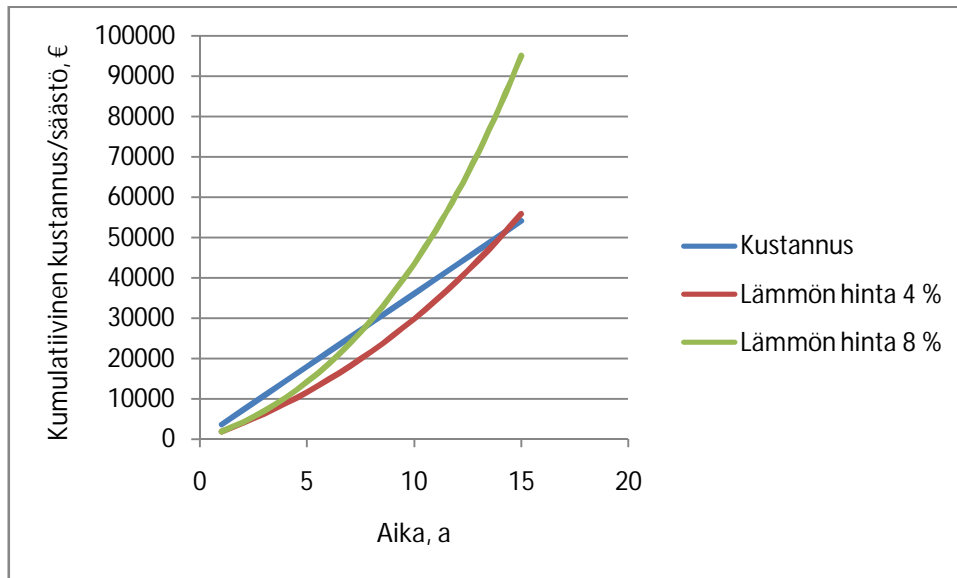
Lattialämmitykseen ja käyttöveden esilämmitykseen saadaan hyödynnettyä hukkalämpöä toimistorakennukseen niin vähän, että niitä ei kannata edes harkita. Näin ollen hukkalämpöä hyödynnetään toimistorakennuksessa vain tuloilman esilämmitykseen. Kuvassa 18 on yksinkertainen toimintakaavio siitä, kuinka hukkalämmön hyödyntäminen on tarkoitus toteuttaa.



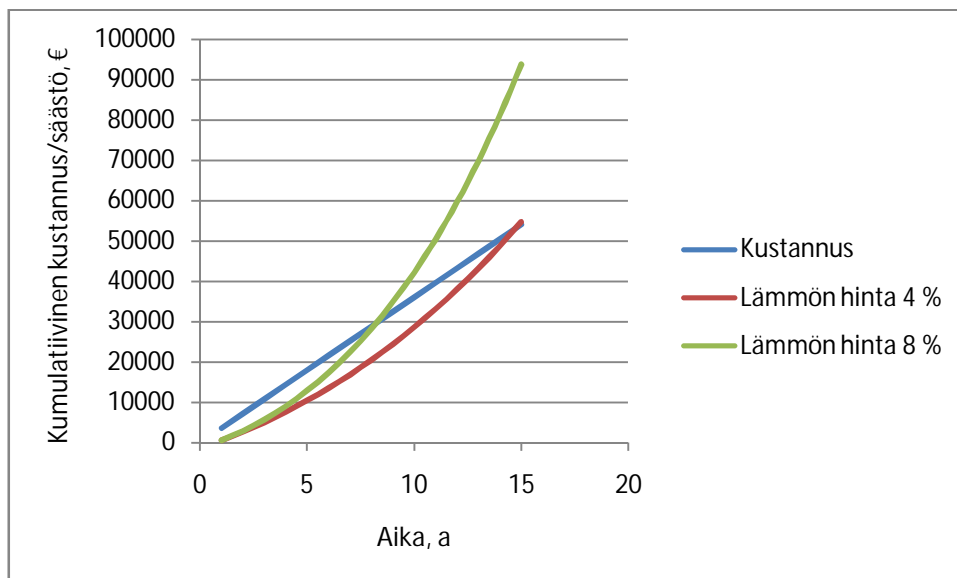
KUVA 18. Toimintakaavio hukkalämmön hyödyntämisestä

8.4.1 Kannattavuuslaskelma

Kustannusarvio ulkoilman esilämmitysjärjestelmän toteuttamiselle on 30 000 € (alv 0 %). Kustannusarvio sisältää kaikki putki-, sähkö-, automaatio-, rakennustyöt ja tarvikkeet. Ulkoilman esilämmitysjärjestelmän kannattavuuslaskelma 15 vuoden tarkasteluajalle mitoitus- ja nykyiselle tilanteelle on esitetty kuvissa 19 ja 20. Laskelmissa on huomioitu investointikustannuksen 4 % vuosikorko. Laskelmat on tehty annuiteettimenetelmällä, eli investointikustannukset on jaettu tasaeriksi koko tarkasteluajan ajaksi. Lämmön vuosittaisena hinnan nousuna on käytetty laskelmissa 4 % ja 8 %.



KUVA 19. Kannattavuuslaskelma investointikustannuksen 4 % laskentakorolla $\Phi = 300 \text{ kW}$



KUVA 20. Kannattavuuslaskelma investointikustannuksen 4 % laskentakorolla $\Phi = 150 \text{ kW}$

Kuvien mukaan tuloilman esilämmitys järjestelmä on maksanut itsensä takaisin siinä vaiheessa, kun lämmön hinnannousun käyrä leikkaa kustannusten käyrän. Kuvan 19 perusteella mitoitustilanteen takaisinmaksuaika 8 % lämmön hinnannousulla on 8 vuotta ja 4 % hinnannousulla 15 vuotta. Nykyisen tilanteen takaisinmaksuaika on 9 ja 15 vuotta. Kustannuksissa on huomioitu vain investointikustannukset. Vuotuiset käyttökustannukset kasvattavat vuotuista kustannusta.

9 YHTEENVETO

Suurimmat säästöt konesalin energiankulutukseen saadaan muuttamalla jäähdytysjärjestelmää siten, että se toimii keväällä ja syksyllä osittain vapaajäähdytyksellä ja osittain konejäähdytyksellä. Tällä tavalla saadaan noin kaksi kuukautta lisää vapaajäähdytystä ja säästettyä paljon sähköenergiaa vuodessa.

Konesalin palvelimien tuottamaa hukkalämpöä on mahdollista hyödyntää toimistorakennuksen tuloilman esilämmitykseen, lattialämmitykseen ja lämpimän käyttöveden esilämmitykseen. Tässä tapauksessa kuitenkin vain tuloilman esilämmitys on järkevää, koska lattialämmityksestä ja käyttöveden esilämmityksestä ei saada niin suuria säästöjä, että siihen olisi taloudellisesti järkevää investoida.

Tällä hetkellä konesalin lämpökuorma on sen verran pieni, että pelkästään hukkalämpö ja ilmanvaihdon lämmöntalteenotto eivät riitä kovilla pakkasilla tuloilman lämmittämiseen, vaan järjestelmä vaatii jälkilämmityspatterin. Tulevaisuudessa lämpökuormien kasvaessa jälkilämmityspatteria ei enää tarvita. Kannattavuuslaskelman mukaan tuloilman esilämmittäminen on kannattavaa ja järjestelmän takaisinmaksuaika on lämmön hinnannoususta riippuen 8 - 15 vuotta.

Technopoliksen alueelle rakennetaan tulevaisuudessa uusia rakennuksia, ja niiden käyttötarkoituksesta riippuen konesalista saatavaa lämpöä voidaan mahdollisesti hyödyntää myös kesäaikaan, jos rakennuksissa on runsaasti märkätiloja.

Toimistorakennuksissa lämpimän käyttöveden kulutus on pientä, mutta mikäli rakennuksessa on esimerkiksi suurehko keittiötila, jossa lämpimän käyttöveden kulutus on suurta, hukkalämmön hyödyntäminen käyttöveden esilämmitykseen voi olla kannattavaa.

LÄHTEET

1. Motiva 2011. Energiatehokas konesali. PDFdokumentti.
http://www.motiva.fi/files/4828/Energiatehokas_konesali.pdf. Päivitetty 29.11.2011.
Luettu 3.1.2012.
2. Kumpulainen, Virpi. Konesalien energiatehokkuudessa parannettavaa. Plaani 4/2011, 18 - 21. 2011.
3. U.S. Environmental Protection Agency ENERGY STAR Program 2007. Report to Congress on Server and Data Center Energy Efficiency Public Law 109 - 431. PDFdokumentti.
http://www.energystar.gov/ia/partners/prod_development/downloads/EPA_Datacenter_Report_Congress_Final1.pdf. Päivitetty 3.8.2007. Luettu 9.1.2012.
4. ASHRAE. Datacom equipment power trends and cooling applications. 2005.
5. ASHRAE TC 9.9 2011. Thermal Guidelines for Data Processing Environments – Expanded Data Center Classes and Usage Guidance. PDFdokumentti.
http://www.eni.com/green-data-center/it_IT/static/pdf/ASHRAE_1.pdf. Päivitetty 4.5.2011. Luettu 19.1.2012.
6. Kojala 2004. Vakioilmastointikoneet. PDFdokumentti.
7. Enbom, Seppo, Hagström, Kim & Railio, Jorma 1994. Sähkötilojen ilmastointi. PDFdokumentti.
http://osha.europa.eu/fop/finland/fi/good_practice/invent/publications/stilojen_ilmastointi.pdf. Päivitetty 13.12.2007. Luettu 21.2.2012.
8. Rasmusen, Neil 2007. Calculating total cooling requirements for data centers. PDFdokumentti.
9. Rakennustietosäätiö ja LVI- keskusliitto 1992. Rakennuksen jäädytystarpeen määrittäminen. LVI 34- 10203. PDFdokumentti.
10. Onninen 2009. Suunnittelijan käsikirja. PDFdokumentti.
http://www.vapaaäädytys.fi/ladattavat/onninen_suunnittelijan_net.pdf. Päivitetty 30.3.2009. Luettu 8.2.2012.
11. Helsingin Energia 2011. Kaukojäähdytysesite. PDFdokumentti.
http://www.helen.fi/pdf/Kaukojaahdytys_esite2.pdf. Päivitetty 26.10.2011. Luettu 8.2.2012.
12. Ympäristöministeriö 2008. Rakennuksen energiatodistus ja energiatehokkuusluvun määrittäminen. PDFdokumentti.
<http://www.ymparisto.fi/download.asp?contentid=82327&lan=fi>. Päivitetty 1.4.2008.
Luettu 4.3.2012
13. Ympäristöministeriö 2007. D5 Suomen rakentamismääräyskokoelma. PDFdokumentti.

14. Tilastokeskus 2012. Energian hintojen nousu jatkui. www-dokumentti.
http://www.stat.fi/til/ehi/2011/04/ehi_2011_04_2012-03-20_tie_001_fi.html. Päivitetty 20.3.2012. Luettu 26.4.2012.