



Kari Sipilä, Miika Rämä, Antero Aittomäki, Ali Mäkinen & Jarmo Söderman

## Urheilupaikkojen integroidut lämmitys- ja jäähdytystekniset ratkaisut

# Urheilupaikkojen integroidut lämmitys- ja jäähdytystekniset ratkaisut

Kari Sipilä ja Miika Rämä

VTT

Antero Aittomäki & Ali Mäkinen

TTY

Jarmo Söderman

ÅA



ISBN 978-951-38-7281-6 (nid.)

ISSN 1235-0605 (nid.)

ISBN 978-951-38-7282-3 (URL: <http://www.vtt.fi/publications/index.jsp>)

ISSN 1455-0865 (URL: <http://www.vtt.fi/publications/index.jsp>)

Copyright © VTT 2009

JULKAISIJA – UTGIVARE – PUBLISHER

VTT, Vuorimiehentie 3, PL 1000, 02044 VTT

puh. vaihde 020 722 111, faksi 020 722 4374

VTT, Bergsmansvägen 3, PB 1000, 02044 VTT

tel. växel 020 722 111, fax 020 722 4374

VTT Technical Research Centre of Finland, Vuorimiehentie 3, P.O. Box 1000, FI-02044 VTT, Finland  
phone internat. +358 20 722 111, fax +358 20 722 4374

Toimitus Maini Manninen

Edita Prima Oy, Helsinki 2009

Kari Sipilä, Miika Rämä, Antero Aittomäki, Ali Mäkinen & Jarmo Söderman. Urheilupaikkojen integroidut lämmitys- ja jäähdytystekniset ratkaisut [Integrated heating and cooling production in sport halls]. Espoo 2009. VTT Tiedotteita – Research Notes 2476. 78 s.

**Avainsanat** coal dioxide cooling, skiing pipe, integrated heating and cooling

## Tiivistelmä

Tutkimuksessa selvitettiin urheilupaikkojen jäähdytyksen ja lämmön tuotannon integrointimahdollisuutta sekä hiilidioksidin käyttöä jäähdytyksen siirrossa ja lämpöpumpun jaksollisen ajotavan käyttöä jäähdytyksen ja lämmön tuotannossa varastosäiliöiden avulla.

Höyrystyvän hiilidioksidin lämmönsiirtokerroin on suuri, ja lämmönsiirtokapasiteetti eli tiettyyn jäähdytystehoon tarvittava massavirta jää pieneksi. Lisäksi viskositeetti on pieni, mikä pienentää siirtopainehäviöitä ja siten mahdollistaa pienempien putkikokojen käytön. Tämä puolestaan vähentää järjestelmän investointikustannuksia ja tilavaatimuksia putkien osalta. Tehokkaan lämmönsiirron takia voidaan jäähdytyskoneiston höyrystymislämpötila pitää korkeammalla, mikä pienentää energiankulutusta.

Urheilupaikkojen energiankulutuksien laskentaa varten luotiin simulointimalli, joka koostuu osamalleista kuten kompressorikoneisto (lämpöpumppu) ja lämmön sekä kylmän käyttökohteet. Jäähdytyskoneisto on jaettu komponentteihin: kompressori, tulistuksen jäähdytin, lauhdutin, alijäähdytin ja höyrystin. CO<sub>2</sub>-putkiston mitoitusta ja kustannuksia tarkasteltiin verkostomallilla. Painehäviö, pumppausteho sekä kompressorin sähkönkulutus riippuvat putkien halkaisijoista ja kertavastuksista. Kompressorin sähkönkulutus lisääntyy painehäviön kasvaessa, koska CO<sub>2</sub>-säiliön paine laskee. CO<sub>2</sub>-lämmönsiirron laskentaan kehitettiin verkkolaskentamalli, jota on aiemmin käytetty hiilidioksidia siirtoaineena käyttävän kaukojäähdytysverkon simulointiin. Laskentamallia kehitettiin pienputkiverkon simulointiin ja siihen lisättiin osio, jossa virtauksen tila muuttuu merkittävästi kuten esimerkiksi hiihtoputken latuputkistossa.

Vahterus Ringin hiihtoputki Uudessakaupungissa oli tutkimuksen mittauskohde. Hiihtoputki on maan päälle elementeistä rakennettu 1 000 metriä pitkä ja 5 metriä leveä putki, jossa on korkeuseroa 7 metriä. Hiilidioksidi toimii lämmönsiirron väliaineena sekä latuputkissa että ilman jäähdytysverkostossa. Varsinainen

kylmäkone toimii ammoniakilla. Järjestelmän mitoitusjäähdytysteho on 400 kW, joka on jaettu siten, että 350 kW (87,5 %) tarvitaan ilmapattereissa ja 50 kW (21,5 %) maaputkistossa. Ilmapattereita on 1 000 metrin hiihtoputkessa 20 kpl ja latuputkistoa 2 lenkkiä, joissa molemmissa on rinnakkain 20 kpl 514 metrin putkea. Hiihtoputken vieressä kiertää ”kuntoputki”, jota käytetään lenkkeilyyn sekä rullaluisteluun ja -hiihtoon. Kuntoputkea lämmitetään kylmäkoneen lauhde- lämmöllä glykolikierrolla.

Hiihtoputkijärjestelmästä kerättiin mittausdataa, jonka perusteella selvitettiin järjestelmän toimintaa. Suurin mielenkiinto kohdistui CO<sub>2</sub>-kiertoon. Kiinteistövalvontajärjestelmän kautta saatiin tietoja kiinteistöhuollollisista muuttujista, kuten lämpötiloista ja kosteuksista. Kompressorien ohjausjärjestelmästä saatiin tietoa jäähdytyskoneiston lämpötiloista ja paineista. Tehosta saatiin arvio kompressorin paineiden sekä kierrosnopeuden perusteella. Massavirran määrittämiseksi hiilidioksidin menoputkeen asennettiin mittalaippa ja paine-erolähetin. Paine-eron perusteella määritettiin CO<sub>2</sub>:n massavirtaus.

Hiihtoputken ilman lämpötila pysytteli melko tarkasti 0 °C:n tuntumassa suuremmin riippumatta ulkolämpötilasta. Latupohjan lämpötila oli hieman alempana, noin -3 °C:ssa. Hiilidioksidiputket ovat eristämättömät, ja käytön aikana niiden päälle on kertynyt paksu jää- ja huurrekerros, joka toimii eristeenä.

Hiilidioksidijäähdytystä verrattiin myös glykolikiertoiseen jäähdytykseen. Merkittävimmät erot hiihtoputken jäähdytysjärjestelmässä ovat suuremmat putkikoot sekä niiden eristämisen välttämättömyys. Glykoliliuoksen käyttö johtaa isompiin lämmönsiirtimiin ilmapattereissa. Lisäksi latuputkistoa ei voida toteuttaa kahtena lenkinä hiilidioksidiratkaisun tapaan vaan useampana putkiryhmänä, jotta lämpötilaero lumikerroksen ja putkissa virtaavan glykoliliuoksen välillä saadaan pysymään riittävän suurena. Hiilidioksidilla lämpö sitoutuu virtaukseen hiilidioksidin höyrystyessä, joten lämpötila pysyy lähes samana ja käytännössä laskee paineen mukana.

Aluejäähdytyksen tuotanto voidaan toteuttaa kompressor- tai absorptiojäähdytyksellä. Hiilidioksidia lämmönsiirtoaineena käytävä jakelu vaatii putkistolta normaalia kaukojäähdytysputkea suurempaa paineenkestävyyttä, koska hiilidioksidin painetaso on noin 40 bar. Hiilidioksidikiertoa rajoittavana tekijänä onkin sisäisen jakeluputkiston lämmönsiirtoaineen jäätyminen. Alhaisimmillaan tulevan hiilidioksidin lämpötila saisi olla 3–4 °C tätä korkeammalla. Kuluttajalla höyrystyminen säädetty määrä virtauksesta, ja paluuputkissa vallitsee kaksifaasivirtaus.

Lämpöpumpun jaksollisessa ajotavassa lämpöpumpun kompressorin käy jatkuvasti, mutta paine-ero kompressorin yli vaihtelee. Tämä saadaan aikaan muutta-

malla höyrytimeen tulevan lämmönlähteen lämpötilaa. Vastaavasti muutellaan lauhdutinpuolen jäähdytysveden lämpötilaa jaksottaisesti ja saadaan aikaan samanlainen vaikutus lämmityspuolella. Idean toimivuuden kokeilemiseksi rakennettiin koelaitteisto. Koelaitokseen hankittiin standardilämpöpumppu, jonka nimellislämpöteho on 7,5 kW ja kompressoriteho on 2,5 kW. Kylmäaineena käytettiin R407C-seosta. Lämpötilan muutokset saatiin aikaan kuudella muovisäiliöllä, jotka oli jaettu kahteen ryhmään. Jäähdytyspuolen säiliöissä kiersi jäähdytysverkon vesi ja lämmityspuolen säiliöissä vastaavasti lämmitysverkon vesi. Jaksollinen ajotapa oli tuloksen perusteella tehokkaampi kuin jatkuva ajotapa.

Kari Sipilä, Miika Rämä, Antero Aittomäki, Ali Mäkinen & Jarmo Söderman. Urheilupaikkojen integroidut lämmitys- ja jäähdytystekniset ratkaisut [Integrated heating and cooling production in sport halls]. Espoo 2009. VTT Tiedotteita – Research Notes 2476. 78 p.

**Keywords** coal dioxide cooling, skiing pipe, integrated heating and cooling

## Abstract

Integrated heating and cooling systems in sport halls were the main topic of this research project. Also, the use of carbon dioxide as a heat transfer medium and periodic heat pump process with storage tanks was studied.

Energy consumption in sport halls was evaluated with a simulation tool, which is used to model production and consumption of heating and cooling. Cooling machine is divided into parts such as compressor, cooling of superheating, condenser, supercooling and steamer. CO<sub>2</sub>-piping was designed and calculation of cost was done with a piping calculation tool. Pressure loss, pumping demand and electricity consumption of the compressor are functions of diameter and length of the pipes.

CO<sub>2</sub> case facility was Vahterus skiing ring in the city of Uusikaupunki. The skiing ring is 1 000 meter long and 5 meter wide built using prefabricated elements. The maximum difference in altitude is 7 meter. CO<sub>2</sub> is used as heat transfer media both in cooling pipes under the skiing track and in the pipelines supplying the air heat exchangers (20 h.ex.). The cooling machine (2 x 200 kW) uses ammonia as working fluid. The cooling capacity is divided between air coolers (350 kW, 87.5 %) and the cooling pipelines under the track (50 kW, 12.5 %). The pipelines under the skiing track consist of two loops, which have 20 parallel pipelines 514 meters each. Alongside the skiing pipe is a heated indoor track, which is used for jogging, roller-skating and roller-skiing. The track is heated by condenser heat from the cooling machine. The heating media is glycol-water solution.

Collecting of data in Uusikaupunki was done with two individual measurement systems. The first one was property monitoring system collecting data from the skiing pipe, such as temperatures, moisture etc. The other system was connected to cooling equipment of the skiing pipe. The aim of measurements was to analyze operation of CO<sub>2</sub> pipes in skiing pipe and produce

data for modeling purposes. Also the operation of compressors, relation between outside air conditions and skiing pipe as well as possible function problems linked to CO<sub>2</sub> use were studied.

The second objective was to further develop a CO<sub>2</sub> pipeline model, using the skiing pipe as case facility. The aim was to study how carbon dioxide operates as a heat transfer medium for cooling the skiing pipe. A network model was constructed, which enables networks of both glycol water and carbon dioxide to be calculated and analyzed. Carbon dioxide cooling process takes advantage of the phase change energy by evaporating carbon dioxide to achieve the cooling effect. Liquid carbon dioxide is pumped to the cooling pipes under the skiing track and air heat exchangers where it evaporates. The evaporation is not complete in order to avoid the need for larger heat exchanger area due to low heat transfer coefficient in high qualities. The return flow is in two phases.

The potential of using condensing heat gained from cooling processes in ice hockey halls for heating swimming halls, sporting halls or other public buildings located close enough was investigated.

The PDC (Periodic District Cooling) process was studied in the project with simulations and laboratory tests, where the actual heating and cooling effects were measured in different running conditions. A heat pump with 7.5 kW nominal heating effect, 2.5 kW compressor effect and 5 kW cooling effect has been installed and connected to three 50 l tanks with water distribution pipelines on both district heating (DH) and district cooling (DC) sides. The system was equipped with comprehensive flow, pressure and temperature measurements. The required volumes of the tanks are dependent of the dynamic behavior of the heat pump in varying capacities. The volume demand is one of the key questions to the economy of the process.

The PDC process gives a possibility to increase the energy efficiency by increasing the heating effect to DH and the cooling effect to DC water. The PDC water tank system means an additional cost that could be reduced when the sport hall need buffer tanks for DH and/or DC water in any case. Water tanks in the PDC process can be atmospheric, so the tank costs can be kept low. The annual operation hours of the heat pump are to be considered as it has a strong influence in the economy. PDC driving method was more effective in use compared to continuous driving method.



## Alkusanat

”Urheilupaikkojen integroidut lämmitys-jäähdytystekniset ratkaisut” (UPILÄJÄ) toteutettiin VTT:n Energiajärjestelmien, Tampereen teknisen yliopiston (TTY) energia- ja prosessitekniiikan laitoksen ja Åbo Akademin (ÅA) lämpötekniikan laboratorion yhteistyönä ryhmähankkeena. Projektin rahoittajina olivat Tekes ja yritysrahoittajat Oy Aga Ab, Fincoil-Teollisuus Oy, Ideapark Oy, Ins.tsto Granlund Tampere Oy, Outokumpu Pori Tube Oy, Scancool Oy, Suomen Lämpöpumpputeknikka Oy, Suomen Tekojää Oy, TAC-Atmostech Oy, Vahterus Oy, Vattenfall Lämpö Oy sekä Uusikaupunki ja Lempäälän kunta.

Projektin työskentelyä seuraamaan ja ohjaamaan perustettiin johtoryhmä, johon kuului edustaja kustakin rahoittaja- ja tutkimusorganisaatiosta. Johtoryhmä kokoontui yhteensä viisi kertaa. Projektin puitteissa on pidetty konferenssiesitelmiä (1), annettu lehtihaastatteluja (2) sekä kirjoitettu artikkeleita alan lehtiin (2).

UPILÄJÄ-projekti kuului Tekesin DENSITY Hajautetut energiajärjestelmät -tutkimusohjelmaan. Projekti aloitettiin 1.11.2006 ja päätettiin 31.12.2008.

Projektin vastuullisena johtajana toimi tiiminvetäjä Kari Sipilä VTT. Prof. Antero Aittomäki vastasi TTY:n osuudesta ja tutkimuspäällikkö Jarmo Söderman Åbo Akademin osuudesta.

Espoossa 26.1.2009

Kari Sipilä

# Sisällysluettelo

Tiivistelmä .....	3
Abstract .....	6
Alkusanat .....	8
1. Johdanto .....	11
2. Lämmitys- ja jäähdytystekniikan integroinnin säästöpotentiaali Suomessa ....	13
2.1 Jäähallit Suomessa .....	14
2.2 Lauhdelämmön mahdolliset käyttäjät .....	15
2.3 Jäähallien lauhdelämmön hyödyntämisen edut .....	16
3. Lämmitys- ja jäähdytysjärjestelmän integroinnin mallinnus .....	18
3.1 Mallin periaate .....	18
3.2 Osajärjestelmät .....	18
3.2.1 Jäähalli .....	19
3.2.2 Uimahalli .....	20
3.2.3 Hiihtoputki .....	21
3.2.4 Pallokentän sulanapito .....	22
3.2.5 Kompressorikoneisto .....	22
3.3 Järjestelmä .....	22
3.4 Tulosesimerkkejä .....	23
4. Hiilidioksidiverkon mitoitus .....	26
4.1 Hiilidioksidi lämmönsiirtoaineena .....	26
4.2 Putkikokojen optimointi .....	27
4.3 Hiilidioksidiverkon simulointimalli .....	28
5. Vahterus Ringin hiihtoputken toiminta ja mittaukset .....	30
5.1 Lämmitys- ja jäähdytysjärjestelmä .....	30
5.2 Mittaukset ja tulosten analysointi .....	31
5.3 Hiihtoputken hiilidioksidiverkon simulointi .....	32
5.3.1 Verkon rakenne ja parametrit .....	32
5.3.2 Käytetyt mittaustietoihin perustuvat lähtötiedot .....	35

5.3.3	Mallin tuloksia .....	37
5.3.4	Vertailu glykolipohjaisen järjestelmän kanssa .....	39
<b>6.</b>	<b>Sovelluskohteita .....</b>	<b>42</b>
6.1	Uudenkaupungin jäähalli.....	42
6.2	Jäähallin energiakatselmus.....	43
6.2.1	Tekniset parannukset ja energiansäästötoimenpiteet .....	43
6.2.2	Jäähdytyksen tuotannon ratkaisut.....	44
6.2.2.1	Kylmäkoneiden käyttöajan jatkaminen.....	44
6.2.2.2	Kylmäkoneiden uusiminen .....	44
6.2.2.3	Kylmäntuotanto hiihtoputkessa ja siirto CO <sub>2</sub> :lla jäähalliin .....	45
6.2.2.4	Vaihtoehtojen vertailu .....	45
6.2.3	Katsomon kohdelämmitys .....	47
6.2.4	Johtopäätökset .....	49
6.2.4.1	Jäähallin rakennustekninen kunnostus .....	49
6.2.4.2	Jäähallin energiatalouden parantamismahdollisuudet .....	49
6.2.4.3	Jäähallin jäähdytyksen tuotanto .....	50
6.3	Idea Parkin hiihtoputki ja uimahalli.....	51
6.3.1	CO <sub>2</sub> -jäähdytys hiihtoputkessa .....	52
6.3.2	Tunnelin lämpödynamiikka ja hiihtotunnelin jäähdytys .....	53
6.3.3	Uimahallin lämmitys .....	55
<b>7.</b>	<b>Hiilidioksidi aluejäähdytysjärjestelmässä .....</b>	<b>57</b>
7.1	Jäähdytysjärjestelmän rakenne ja toiminta .....	57
<b>8.</b>	<b>Jaksollisesti toimiva lämpöpumppu .....</b>	<b>57</b>
8.1	Toimintaperiaate .....	57
8.2	Koelaitteisto .....	57
8.3	Mittaukset ja laitteiston ohjaus .....	57
8.4	Koeajotulokset .....	57
8.4.1	Lämpöhäviöt, lämpölisät ja pumppujen tehot.....	57
8.5	Tasaisen käytön ja jaksollisen käytön vertailu .....	57
<b>9.</b>	<b>Yhteenveto .....</b>	<b>57</b>
	Lähdeluettelo.....	57

# 1. Johdanto

Lämpöpumpun ja jäähdytyslaitteiden vuotuista käyttöaikaa voidaan pidentää käyttämällä samaa konetta sekä lämmitykseen että jäähdytykseen. Kylmäkoneen lauhdelämpöä voidaan hyödyntää samanaikaisesti sopivassa lämmityskohteessa. Kylmäkonetta voidaan käyttää jäähallin, jääkenttien tai hiihtoputken jäähdyttämiseen, ja syntynyt lämpö voidaan siirtää esimerkiksi uimahallin tai muiden sisäliikuntatilojen lämmitykseen. Sovelluksia löytyy jo Suomesta, esimerkiksi Uudenkaupungin hiihto- ja kuntoputki, jossa kylmäkoneen lauhdelämpö hyödynnetään naapuritilan lämmittämiseen.

Lämpöpumpun jaksottaisella käytöllä hyödyntäen lämpö- tai kylmävarastoa voidaan nostaa koneiston COP-arvoa (Coefficient Of Performance) ja hyötysuhdetta sekä pienemmän konetehon takia pidentää vuotuista käyttöaikaa.

Jäähdytysverkostot ovat yleistymässä kaukojäähdytyksessä sekä alueellisessa jäähdytyksessä ja esimerkiksi laajemmissa teollisuuslaitosten jäähdytysjärjestelmissä. Lämmönsiirto nesteellä (vesi tai vesiliuos) perustuen lämpökapasiteettiominaisuuksiin on ollut tähän saakka usein käytetty menetelmä. Nesteen haittana ovat pienestä lämpötilaerosta johtuva suuri massavirta ja suuret putket.

Hiilidioksidin käytössä on useita etuja perinteisiin ratkaisuihin verrattuna. Hiilidioksidilla on suuri lämmönsiirtokapasiteetti (2-faasivirtaus), eli tehoyksikköä kohden virtausmäärät ovat huomattavasti vettä ja vesiliuoksia pienemmät. Pienempi virtausmäärä sekä hiilidioksidin pieni viskositeetti vähentävät pumppaus-  
tehon tarvetta veteen verrattuna. Hiilidioksidilla on myös hyvä lämmönsiirtokerroin, ja se on ympäristöystävällinen siirtoaine. Nykyisin käytössä oleviin kylmäaineisiin verrattuna kasvihuonevaikutus on alle promillen (< 0,1 %) luokkaa. Hiilidioksidi on myös mahdollista kerätä talteen lähteistä, joista se muuten vapautuisi suoraan ilmakehään. Hiilidioksidi on hyvin inaktiivinen aineena, eikä se reagoi suhteellisen korkeissa lämpötiloissa muiden aineiden kanssa. Lisäksi aine on ominaisuuksiltaan hyvin tunnettu ja se on eräs vanhimmista käytetyistä kylmäaineista.

## 1. Johdanto

CO<sub>2</sub> on jo melko laajalti käytössä esimerkiksi myymälöiden pakastinlaitteiden väliaineena. Suomessa ensimmäinen suuri käyttösovellutus on Uudenkaupungin hiihtoputki, jossa hiilidioksidi on sekä latuputkiston että ilmapatteriverkoston jäähdytyksen siirtoaine. Hiihtoputkessa on toteutettu integroitu kylmäjärjestelmä. Ensimmäisessä kiertopiirissä toteutetaan kylmäntuotto ammoniakkipressorilla, ja toisessa kiertopiirissä kylmä siirretään hiilidioksidiputkiston avulla hiihtoputken lumen ja ilmatilan jäähdytykseen. Kompressoriprosessissa syntyvä lauhdutuslämpö otetaan talteen omaan kiertonesteeseen (vesiglykoli), jolla lämmitetään samassa rakennuksessa oleva kuntoputki.

CO<sub>2</sub>-neste-kaasufaasin käyttäytymisestä ei ole kokemuksia suuressa esim. kaukojäähdytysmittakaavassa, jossa putkihalkaisijat ovat 100–300 mm. USA:ssa hiilidioksidia käytetään teollisuuden prosessin jäähdytyksessä, mutta toiminta tapahtuu yli kriittisellä ( $P > 73,5$  bar ja  $T > 31$  °C) alueella. Uudenkaupungin hiihtoputki tarjoaa mahdollisuuden tutkia hiilidioksidiverkoston toimintaa käytännössä 30 barin painetasolla ja -10 °C:n lämpötilassa.

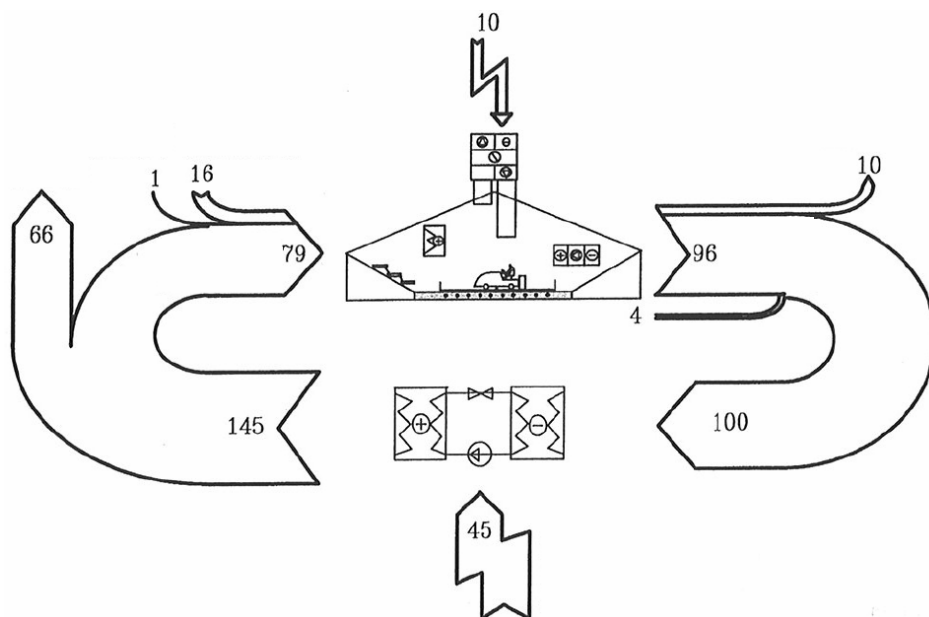
Hiilidioksidin etujen vuoksi olisi tärkeää selvittää, mitkä ovat sen järkevät käyttökohteet ja -alueet sekä säätötavat. Mutkikkaammassa jäähdytysjärjestelmissä on koko järjestelmän optimaalisen toiminnan (energiankulutuksen minimointi) kannalta tärkeää, että järjestelmän säätö ja ohjaus on toteutettu oikein.

## **2. Lämmitys- ja jäähdytystekniikan integroinnin säästöpotentiaali Suomessa**

Jäähdytysprosessissa syntyy lauhdelämpöä, jota voidaan käyttää tilojen lämmitykseen ja kuuman käyttöveden tuottamiseen. Kuuman käyttöveden tuotantoa rajoittaa yleensä matala lauhtumislämpötila, joten vain tulistettua kiertoaainetta voidaan hyödyntää. Lauhtumislämpötila määrää tilojen lämmitykseen käytettävissä olevan lämpötilatason.

Tässä luvussa keskitytään urheilupaikkojen lämmitys- ja jäähdytysratkaisujen mahdollisuuksiin, erityisesti jäähalleihin ja niiden jäähdytyskoneiston tuottaman lauhdelämmön hyödyntämiseen.

Jäähallin lämmitys-jäähdytysjärjestelmä on mahdollista toteuttaa siten, että halli on lämmön suhteen omavarainen. Joissakin tapauksissa voi lämpöä jäädä jopa käyttämättä. Kuvassa 1 on esitetty energiavirrat omavaraisesta pienehköstä harjoitusjäähallista, jossa lauhdelämmöstä jää hyödyntämättä 45 %.



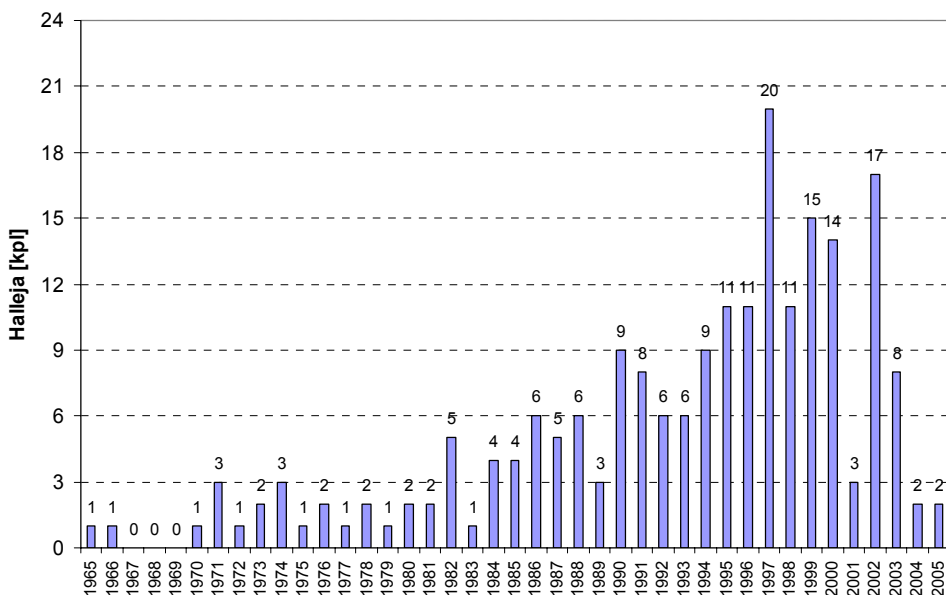
Kuva 1. Sankey-diagrammi harjoitusjäähallin vuotuisista energiavirroista. Lähtökohdana kuvaajalle toimii jäähdytyskuorma, joka vastaa kuvassa 100:aa yksikköä ja käytännössä energiana noin 1 700 MWh:a. (Opetusministeriö 1999)

## 2.1 Jäähallit Suomessa

Suomessa on 209 jäähallia. Nämä sijaitsevat 170:ssä eri paikassa ja niissä on kenttiä yhteensä 226. (Suomen Jääkiekkoliitto 2007).

Lauhdelämpöä hyödyntävät ratkaisut eivät ole yleisesti käytössä Suomen jäähalleissa. Mitään kattavaa tietokantaa jäähallien jäähdytysjärjestelmien varustetasosta ei ole koottu, joten tämä väite perustuu keskusteluihin alan asiantuntijoiden kanssa. Kun uutta hallia ollaan suunnittelemassa, investointikustannukset näyttelevät merkittävää osaa päätöksenteossa kun taas elinkaarikustannukset jätetään usein vähemmälle huomiolle. Tämä on syy siihen, miksi energiatehokkaiden ratkaisujen tuomat kustannussäästöt jäävät toteutumatta. Muutamia asianmukaisesti toteutettuja kohteita on, mutta yleisesti ottaen energiansäästöpotentiaalia löytyy. Monien hallien kylmäkoneisto vaatii joka tapauksessa uudistuksia, kun pyritään eroon vanhoista kylmäaineista.

## 2. Lämmitys- ja jäähdystekniikan integroinnin säästöpotentiaali Suomessa



Kuva 2. Suomessa rakennetut jäähallit (kpl) vuosittain (1965–2005).

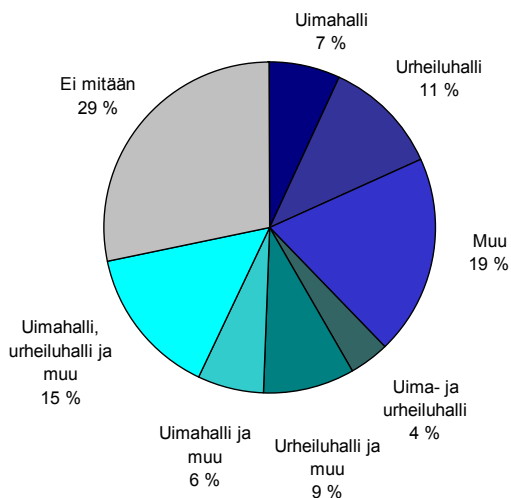
Kuvassa 2 näkyy rakennettujen jäähallien määrä vuosittain vuodesta 1965 lähtien, jolloin ensimmäinen sisähalli rakennettiin Suomeen Tampereelle. Noin 50 % jäähalleista on rakennettu viimeisten kymmenen vuoden aikana.

### 2.2 Lauhdelämmön mahdolliset käyttäjät

Kun arvioidaan jäähallien tuottaman lauhdelämmön hyödyntämisen potentiaalia, mahdolliset lämmön käyttökohteet täytyy kartoittaa. Tämä tehtiin tutkimalla jäähallien ympäristöä kartalla, tehden muistiinpanoja mahdollisista käyttäjistä noin 0,5 km:n säteellä hallista. Uimahallit, palloiluhallit ja muut yleiset rakennukset, kuten koulut tai virastot, oli määriteltä mahdollisiksi käyttäjiksi. Kartoituksen tulokset on esitetty kuvassa 3.



## 2. Lämmitys- ja jäähdytystekniikan integroinnin säästöpotentiaali Suomessa



Kuva 3. Lauhdelämmön mahdolliset käyttäjät jäähallien läheisyydessä Suomessa.

### 2.3 Jäähallien lauhdelämmön hyödyntämisen edut

Käyttämällä lähtötietoina arvioituja keskimääräisiä toiminta-arvoja kaikille jäähalleille voidaan laskea hinta lauhdelämmölle. Lähtötiedot laskennalle löytyvät taulukosta 1.

Taulukko 1. Lähtötiedot lauhdelämmön tuotantokustannusten laskentaan ja vertailuun muiden lämmitysmuotojen kanssa.

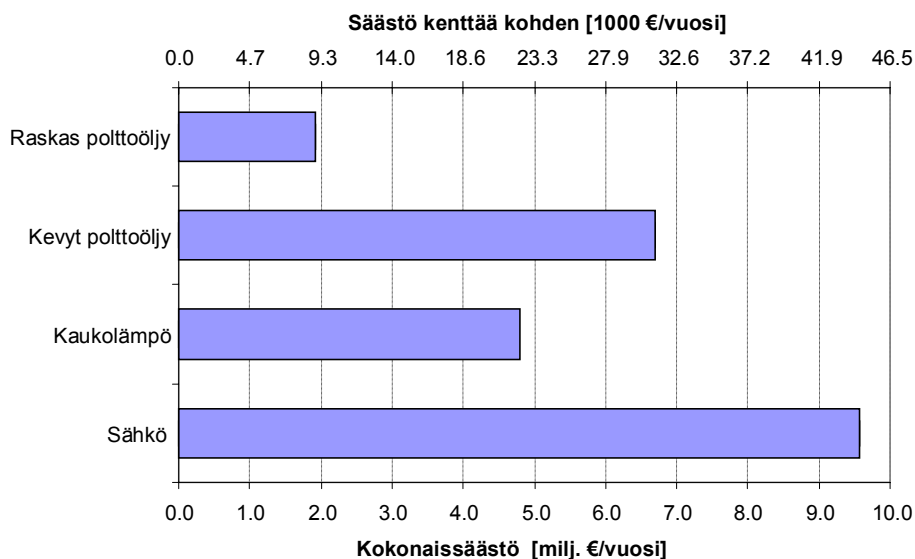
Lähtötieto	Arvo
Sähkön hinta	75 €/MWh
Keskimääräinen käyttöaika vuodessa	10 kk
Keskimääräinen jäähdytyskuorma	100 kW
Keskimääräinen kylmäkerroin	3,0
Jäähallit, jotka eivät hyödynnä lauhdelämpöä	80 %
Jäähallit, jotka hyödyntävät 66 % lämmöstä	15 %
Jäähallit, jotka hyödyntävät lämmön kokonaan	5 %

Taulukon lähtötietojen perusteella voidaan laskea kokonaislauhdeteho ja -energia, sähkön kulutus sekä lauhde-energian tuotantokustannus. Tulokset on koottu taulukkoon 2.

## 2. Lämmitys- ja jäähdytystekniikan integroinnin säästöpotentiaali Suomessa

Taulukko 2. Annettujen lähtötietojen perusteella lasketut lauhde-energia ja tuotantokustannus sekä sähkön kulutus.

Tulos	Arvo
Kokonaislauhdeteho	26 MW
Kokonaislauhde-energia	190 GWh
Sähkön kulutus	64 GWh
Lauhde-energian tuotantokustannus	25 €/MWh



Kuva 4. Lauhdelämmön hyödyntämisestä koituvat vuosittaiset säästöt kokonaisuudessaan ja kenttää kohden.

Tuloksena saadun lauhde-energian tuotantokustannusten perusteella voidaan laskea saavutettava säästö, mikäli lauhdelämmöllä pystytään korvaamaan muita lämmitysmenetelmiä kuten sähköä, kaukolämpöä ja raskasta tai kevyttä polttoöljyä. Tarkastelussa käytettävä sähkön hinta on esitetty taulukossa 1, ja muille lämmitysmenetelmille käytettävät kustannukset ovat kaukolämmölle 50 €/MWh, raskaalle polttoöljylle 35 €/MWh ja kevyelle polttoöljylle 60 €/MWh. Tulokset on koottu kuvaan 4, josta ovat luettavissa kokonaissäästö sekä säästö yksittäistä kenttää kohden.

## **3. Lämmitys- ja jäähdytysjärjestelmän integroinnin mallinnus**

### **3.1 Mallin periaate**

Urheilupaikkojen energiankulutuksien laskentaa varten luotiin yksinkertainen malli EES-ohjelmalla (Engineering Equation Solver). EES ei ole varsinainen joustava simulointiohjelmisto vaan yleinen insinööritieteiden yhtälöryhmien ratkaisuhjelmisto – joka tosin sisältää valmiita aineominaisuusrutiineja sekä tulosten esittämisgrafiikkaa. Mallin tarkempi kuvaus ja käytön ohjeistus raportoidaan erillisessä raportissa (Aittomäki & Mäkinen 2008). Simulointimallista on mahdollista tehdä suoritettava exe-tiedosto ilman varsinaista EES-ohjelman lisenssin hankintaa.

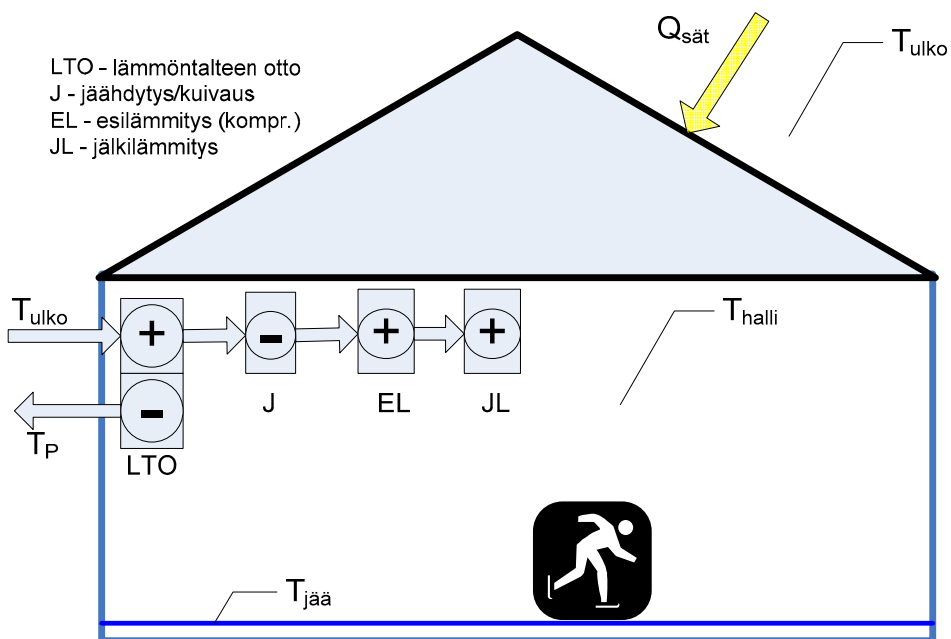
Yhtälöiden iteratiivisen ratkaisun raskauden takia koko vuotta ei voi käydä läpi lyhyellä aika-askeleella (esim. 1 h). Energiataseiden arviointi tässä tapahtuu neljän vuodenaikojen kuvaavaan tyyppivuorokauden avulla, jotka perustuvat ns. mitoitusvuoden tunnitaiseen säädädataan. Tyyppivuorokausia painotetaan siten, että vuoden kokonaisenergiat ovat lähellä koko vuoden laskennan antamia. Muutamien vertailujen perusteella erot kokonaisenergioissa ovat alle 5 %. Tavoitteena kuitenkin oli erilaisten kytkentöjen ja mitoitusparametrien vaikutuksen vertailu, joten absoluuttisten energioiden sijasta tärkeämpiä ovat energioiden muutokset.

### **3.2 Osajärjestelmät**

Simulointimalli koostuu osamalleista, kuten kompressorikoneisto (lämpöpumppu) ja lämmön sekä kylmän käyttökohteet. Jäähdytyskoneisto on jaettu seuraaviin komponentteihin: kompressori, tulistuksen jäähdytin, lauhdutin, alijäähdytin ja höyrystin. Jokaisesta komponentista on omat aliohjelmansa. Lämmön ja kylmän käyttökohteiksi valittiin jäähalli, uimahalli, hiihtoputki, pallokentän sulanapito ja rakennus. Osia kombinoimalla voidaan tarkastella erilaisia kokonaisuuksia.

### 3.2.1 Jäähalli

Jäähallin malli pyrittiin tekemään suhteellisen yksityiskohtaiseksi, koska projektin erillisenä esimerkkitapahtumana oli Uudenkaupungin jäähalli ja sen energiaselvitys. Malli huomioi hallin sisäiset kuormat (valo, henkilöt), sään kuormituksen sekä hallin sisäisen säteilylämmönsiirron pintojen välillä. Hallin sisälämpötilalle voidaan antaa ala- ja ylärajat, joten myös täysin lämmittämätöntä hallia voidaan tarkastella. Tuloksina jäähallin malli antaa esimerkiksi kentän jäähdytystehon, hallin lämmitystarpeen, hallin sisälämpötilan (lämmittämätön halli) ja käyttöveden lämmitystarpeen.

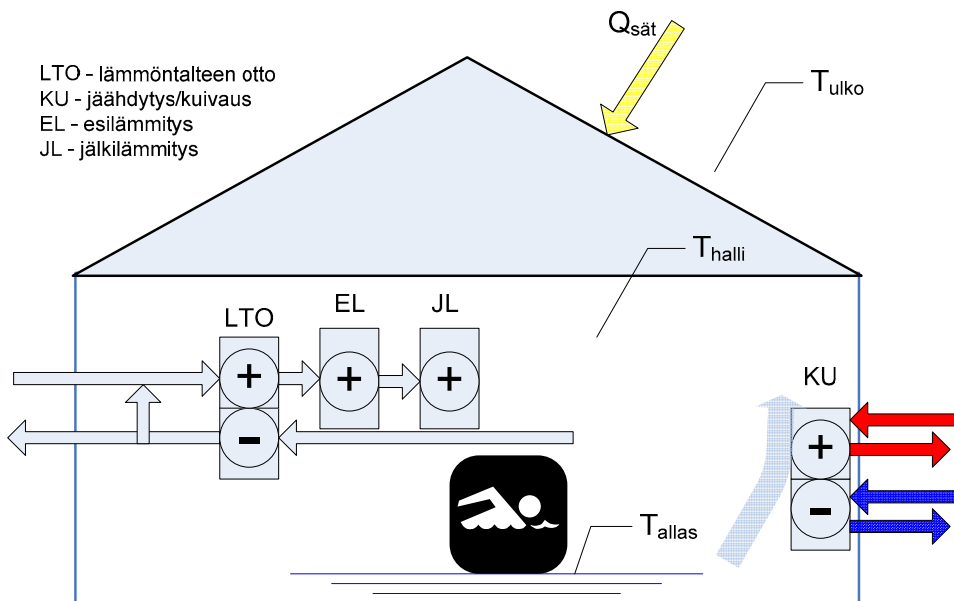


Kuva 5. Jäähallin kaavio.

### 3. Lämmitys- ja jäähdytysjärjestelmän integroinnin mallinnus

#### 3.2.2 Uimahalli

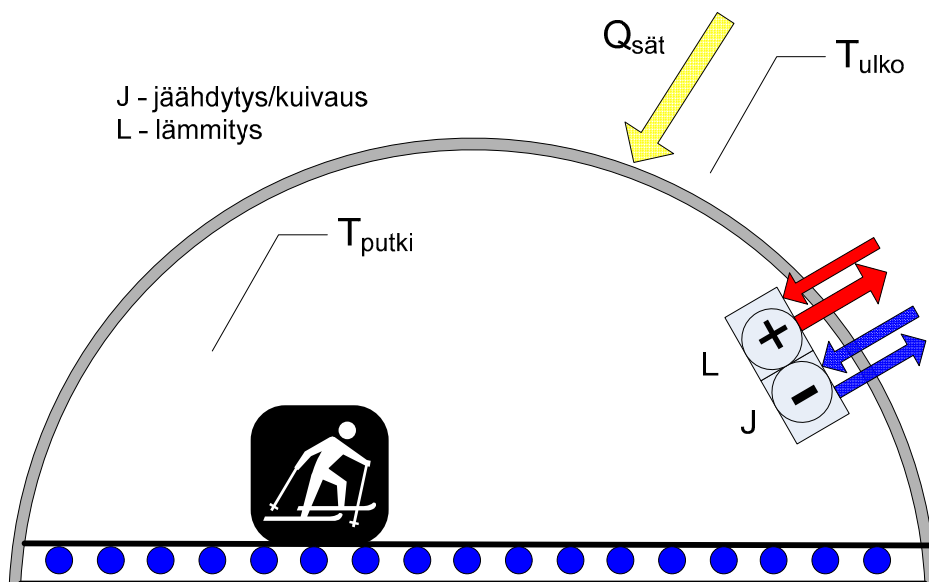
Uimahallin energiataseita mallinnettaessa haasteena on kosteustaseen laskenta. Veden haihtuminen altaasta ja märiltä pinnoilta muodostaa merkittävän osan uimahallin energiantarpeesta. Haihtuminen pinnoilta lasketaan vakiona pysyvällä siirtokertoimella. Mahdollinen kuivatustarve hoidetaan erillisellä kuivaimella hallissa. Malli laskee tarvittavat lämmitys-, jäähdytys- ja kuivaustehot.



Kuva 6. Uimahallin kaavio.

### 3.2.3 Hiihtoputki

Hiihtoputken (kuva 7) taseiden laskenta tapahtuu suurin piirtein kuten jäähallinkin. Erona on lähinnä vain päivittäisen uuden jään tekemisen puuttuminen hiihtoputkesta. Hiihtoputken taseiden laskennassa voidaan ottaa huomioon hiihtoputken sijainti. Esimerkiksi Ideaparkin hiihtoputki tulee kallioperään louhittuun tunneliin, joten putken kuormituksiin ei vaikuta ulkoilma muuten kuin ilmanvaihdon osalta. Lämpövirta tunneliin tulee kallioperästä, joka pienenee 2–3 vuoden ajan kallion lähestyessä tasapainotilaa. Jäähdytysteho on siten tasaisempi kuin maanpäällisessä hiihtoputkessa. Hiihtoputken malliin lähtötietoina annetaan fyysiset mitat, sijainti ja esimerkiksi vuorokautinen käyttäjäprofiili.



Kuva 7. Hiihtoputken kaavio.

### 3. Lämmitys- ja jäähdytysjärjestelmän integroinnin mallinnus

#### 3.2.4 Pallokentän sulanapito

Pallokentän malli on hyvin yksinkertainen, koska se ei ole mallinnuksen tulosten kannalta merkittävä osamalli. Tarvittavaa sulanapitotehoa ei edes yritetä laskea tarkasti, koska se riippuu suuresti esimerkiksi lumisademäärästä, jota varten ei dataa ole saatavilla. Mallissa asetetaan jokin lämpötila-alaraja, jonka alapuolella kenttää yritetään pitää sulana. Liuosvirran annetaan jäähtyä kentän kierrossa jonkin määrätyn lämpötilaeron verran tai johonkin minimilämpötilaan asti.

#### 3.2.5 Kompressorikoneisto

Keskeinen osa integroitua ”kylmän” ja lämmön tuotantoa on lämpöpumppu, joka normaalisti on ns. kompressorikoneikko. Laskenta perustuu yksinkertaisille höyrystimen, kompressorin ja lauhtuttimen malleille. Kohteiden jäähdytystehon tarve määrää tarvittavan kompressorin tehon. Lauhtumislämpötila ja -teho määräytyvät lämmön käyttökohteiden perusteella. Lauhtuttimen teho tai osa siitä voidaan hyödyntää lämpötilatason ja lämpötehon mukaan.

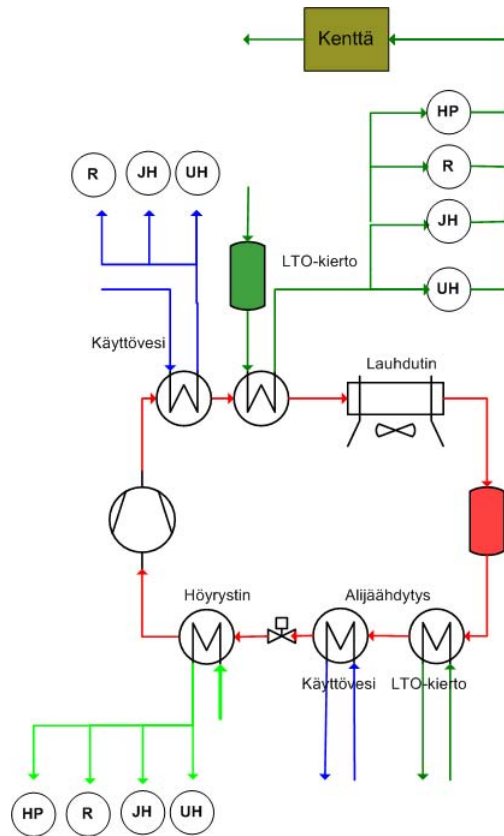
### 3.3 Järjestelmä

Esimerkki järjestelmän periaatekytkennästä on kuvassa 8. Lämmön talteenoton ensimmäinen vaihe on kompressorista tulevan kuumen höyryn jäähdytys (ns. tulistuksen jäähdytin), jolla voidaan lämmittää esimerkiksi käyttövetä. Saavutettava veden lämpötilataso riippuu paitsi höyryn lämpötilasta myös vesivirrasta. Toinen vaihe on lämmityskierto, tässä kytkennässä veden välityksellä. Vähäisen lämmöntarpeen aikana loput lauhtumislämmöstä poistetaan suoralla lauhtutuksella ulkoilmaan. Lauhtuttimen jälkeisen kylmäainenesteen lämpöä voidaan vielä hyödyntää esimerkiksi kylmän veden esilämmitykseen (ns. alijäähdytys). Alijäähdytys parantaa lämpökerrointa kahdesta syystä:

1. Alijäähdytyksestä saatava lämpö ei lisää kompressorin sähkönkulutusta.
2. Höyrystimen teho kasvaa, koska kylmäaineen entalpian muutos höyrystimessä suurenee.

Koska höyrystimen teho kasvaa, on sen kokoa suurennettava, jottei höyrystimislämpötila laske.

### 3. Lämmitys- ja jäähdytysjärjestelmän integroinnin mallinnus



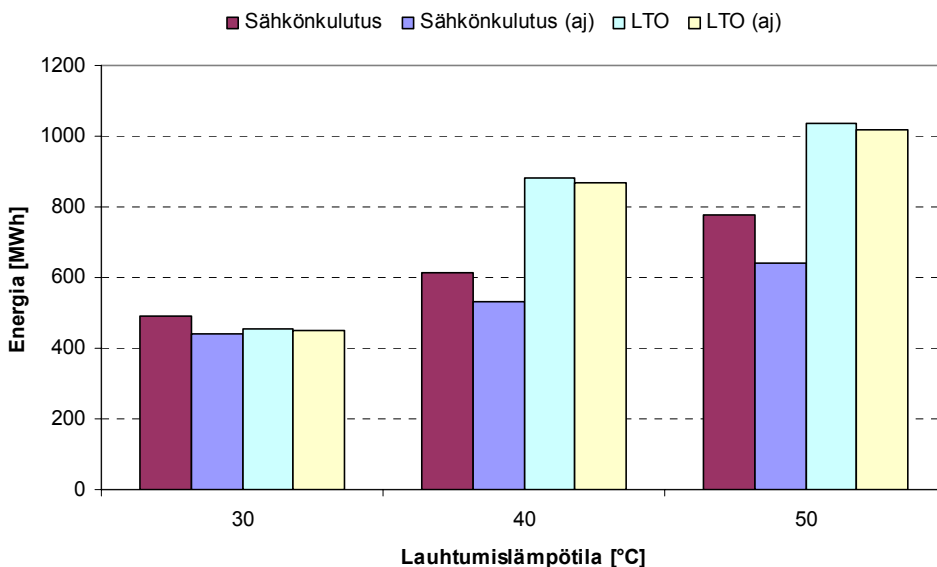
Kuva 8. Integroidun lämmitys- ja jäähdytysjärjestelmän toimintaperiaate.

### 3.4 Tulosesimerkkejä

Alijäädytyksen ja lauhtumislämpötilatason vaikutusta sähkönkulutuksen ja talteen saatavaan lämpöön on tarkasteltu kuvassa 9. Laskelmassa on kyseessä uimahalli-jäähallikompleksi. Huomataan, että talteen saatava lämpö on merkittävästi riippuvainen lauhtumislämpötilatasosta. Alijäädyttimellä voidaan vähentää sähkön kulutusta.



### 3. Lämmitys- ja jäähdytysjärjestelmän integroinnin mallinnus

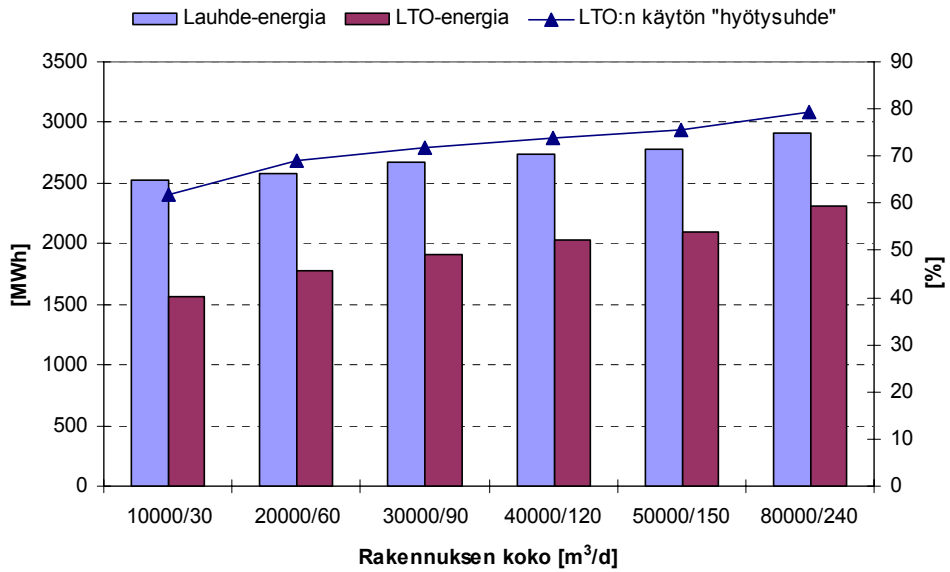


Kuva 9. Lauhtumislämpötilan ja alijäähdytyksen vaikutus energioihin.

Laskentamallilla voidaan tarkastella erilaisten urheilupaikkakokonaisuuksien energiatarpeita ja -kulutuksia. Luonnollisesti jäähdytyksen, lämmityksen ja sähkön tarve kasvaa sen mukaan, kuinka suuri kokonaisuus on kyseessä. Lämpöintegroinnin tarkoitus on selvittää mahdollisimman vähäisellä ulkopuolisen lämmön hankinnalla. Laajemmin laskelmia on raportoitu TTY:n omassa mallinnusraportissa.

Kuvassa 10 tarkastellaan uimahalli-jäähallikompleksin yhteydessä olevaa kolmatta kulutuskohdetta (palloiluhalli, asuntola). Luonnollisesti rakennuksen koon kasvaessa lauhde-energiaa saadaan enemmän talteen. Kuitenkaan kaiken lauhde-energian hyödyntämiseen ei kovin helposti päästä, koska jäähdytyksen ja lämmityksen tarpeet poikkeavat jälleen ajallisesti toisistaan.

### 3. Lämmitys- ja jäähdytysjärjestelmän integroinnin mallinnus

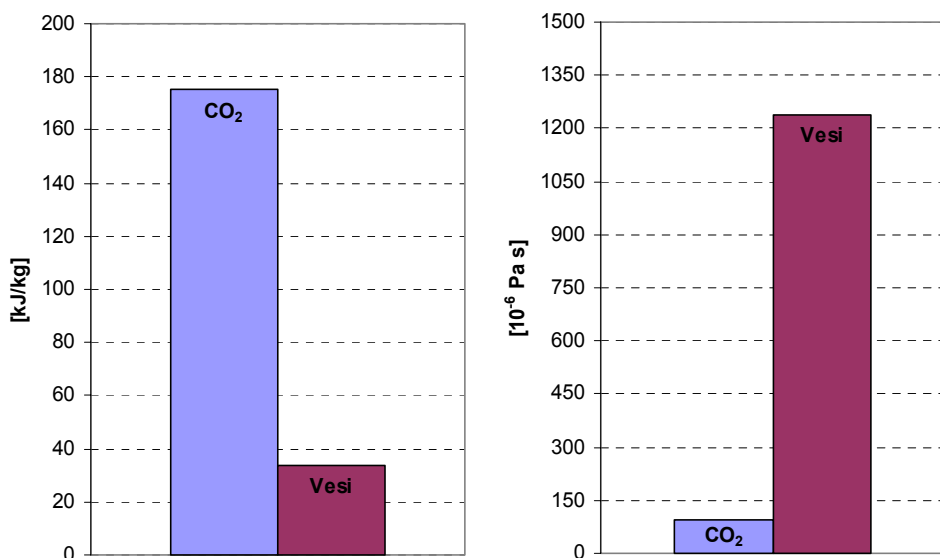


Kuva 10. Rakennuksen koon vaikutus LTO-energiaan.

## 4. Hiilidioksidiverkon mitoitus

### 4.1 Hiilidioksidi lämmönsiirtoaineena

Hiilidioksidi soveltuu edullisten ominaisuuksiensa vuoksi hyvin lämmönsiirtoaineeksi jäähdytysjärjestelmiin. Kun lämmönsiirto tapahtuu hiilidioksidin höyrystyessä, lämmönsiirtokapasiteetti eli tiettyyn jäähdytystehoon tarvittava massavirta jää pieneksi. Lisäksi viskositeetti on pieni, mikä edelleen pienentää painehäviöitä mahdollistaen pienempien putkikokojen käytön. Tämä puolestaan vähentää järjestelmän investointikustannuksia ja tilavaatimuksia putkien osalta. Myös lämmönsiirron kannalta hiilidioksidin ominaisuudet ovat hyvät; höyrystyvän hiilidioksidin lämmönsiirtokerroin on suuri.



Kuva 11. Hiilidioksidin (4 °C) ja veden (12 °C) vertailua, vasemmalla lämmönsiirtokapasiteetti ja oikealla viskositeetti.

Kuvassa 11 on vertailtu veden ja hiilidioksidin lämmönsiirtokapasiteettia ja viskositeettia. Veden aineominaisuudet on otettu lämpötilassa 12 °C (keskilämpötila 8 °C:n ja 16 °C:n välillä) ja hiilidioksidin 4 °C. Luvut ovat normaalille jäähdytysratkaisulle.

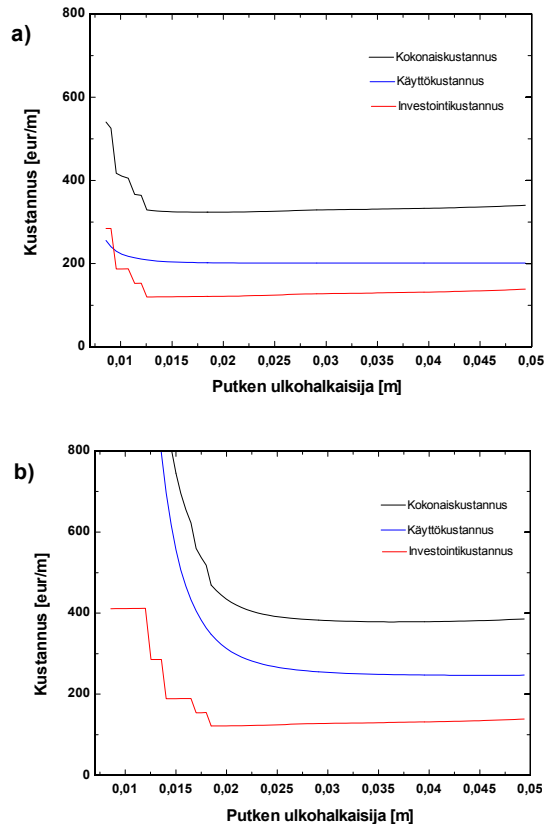
Ongelmia hiilidioksidia käytettäessä syntyy kaksifaasivirtauksesta järjestelmässä, jossa on huomattavia korkeuseroja. Pienillä putkilla (< DN 80) virtausnopeuden ollessa tarpeeksi korkea ei ongelmia Vahterus Ring hiihtoputken käyttökemusten perustella synny. Mahdolliset ongelmat korostuvat putkikoon kasvaessa. Huomioon on otettava myös korkean painetason tuomat painekestävyysvaatimukset sekä turvallisuusnäkökulmat putkirikon sattuessa.

## 4.2 Putkikokojen optimointi

CO<sub>2</sub>-putkiston mitoitusta ja kustannuksia tarkasteltiin verkoston mallilla, joka laadittiin EES-ympäristöön (Pulkki 2006). Painehäviö, pumppausteho ja kompressorin sähkönkulutus riippuvat putkien halkaisijoista ja kertavastuksista (venttiilit, putkimutkat). Kompressorin sähkönkulutus lisääntyy painehäviön kasvaessa, koska CO<sub>2</sub>-säiliön paine laskee. Hankintakustannus muuttuu päinvastaiseen suuntaan kuin käyttökustannus putkikoon mukana, joten kokonaiskustannusoptimin olemassaolo on ilmeistä.

Tarkasteluissa tutkittiin kahden yksinkertaisen verkoston a ja b optimointia kokonaisuutena. Todettiin, että kokonaisoptimointi johti riittävän tarkasti samaan tulokseen kuin kunkin yksittäisen putkiosan optimointi erikseen. Jälkimmäinen on luonnollisesti huomattavasti yksinkertaisempaa ja vähemmän laskentaa vaativaa. Kuvassa 12 on esimerkki putkikoon vaikutuksesta kustannuksiin verkoissa a ja b. Tietyn ”kriittisen” koon jälkeen putken koon vaikutus kokonaiskustannuksiin on melko pieni.

## 4. Hiilidioksidiverkon mitoitus



Kuva 12. Esimerkki putkikoon vaikutuksesta kokonaiskustannuksiin.

### 4.3 Hiilidioksidiverkon simulointimalli

Edellä lyhyesti esiteltyä verkkomallia on aiemmin käytetty hiilidioksidia lämmönsiirtoaineena käyttävän kaukojäähdytysverkon simulointiin (Rämä 2006). Tässä tutkimuksessa mallia kehitettiin edelleen tarkentamalla laskentaa ja muokkaamalla sitä paremmin sopivaksi pienemmän mittakaavan verkon simulointiin sekä lisäämällä syöttösuureiden määrää. Malliin lisättiin myös osio, joka mahdollisti tarkemman laskennan tilanteessa, jossa virtauksen tila muuttuu merkittävästi, kuten esimerkiksi edempänä tarkasteltavan hiihtoputken latuputkistossa.

Malli käsittelee verkkoa solmuina ja niiden välisinä putkina. Kullekin putkelle ja solmulle on määritelty joukko lähtötietoja, joiden avulla niiden toiminta ja vaikutus koko verkkoon lasketaan. Taulukossa 3 on esitetty tarvittavia syötteitä ja mallin tarjoamia tuloksia.

Taulukko 3. Mallin tarjoamat syötteet ja tulokset. Aikasarjoina annettavat ensisijaisesti mittauksiin perustuvat lähtötiedot on kursivoitu.

Syötteet	Tulokset
Verkon rakenne	Putkissa...
Putkien liitännät, koot, pituudet ja tyypit	virtaukset
Solmujen tehtävät ja korkeusero	keskilämpötilat
<i>Jäähdytyskuorma ja sen jakautuminen</i>	lämpöhäviöt
<i>Kokonaismassavirta eli virtaus pumpun läpi</i>	höyrypitoisuus
<i>Lauhtumislämpötila tuottajasolmussa</i>	Solmuissa...
<i>Alijäähdytyksen suuruus tuottajasolmussa</i>	lämpötila
Simuloinnin parametreja	paine
Lähtötietojen aika-askel	höyrypitoisuus
Virtauslaskennan aika-askel	Pumppausteho
Lämpötilalaskennan aika-askel	
<i>Sisäilman lämpötila</i>	
Minimipaine-ero kuluttajasolmussa	

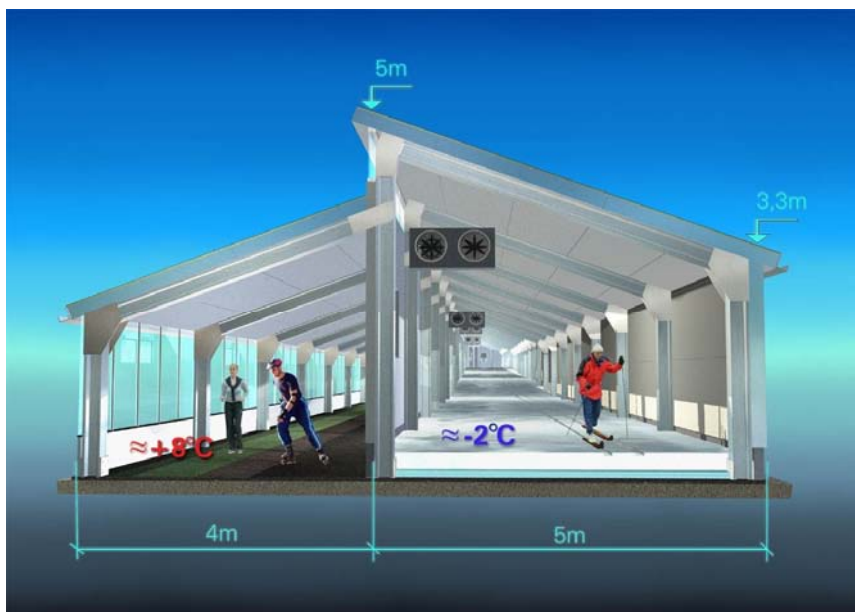
Malli on ennen kaikkea verkkomalli, eikä se käsittele lämmönsiirtimiä tai jäähdytyskoneistoa millään erityisellä tavalla. Kulutussolmuille on annettu jäähdytyskuorma, joka määrittelee, kuinka hiilidioksidivirtauksen tila muuttuu sen virratessa solmun läpi menopuolelta paluupuolelle. Tuottajasolmulle on annettu alijäähdytyksen suuruus ja lauhtumislämpötila sekä kokonaismassavirta. Koska malli laskee paineen absoluuttiset arvot takaperin tuottajasolmun paluupisteestä, annettu lauhtumislämpötila määrittää samalla painetason koko verkossa. Kokonaismassavirta jakautuu kulutussolmuille annetun mitoitustilanteen jakauman perusteella. Verkon kulutussolmuille on myös määriteltä minimipaine-ero, joka asettuu jollekin solmuista virtaustilanteen mukaan.

Lämpötilan muutokset ja lämpöhäviöt lasketaan hiihtoputken sisälämpötilan perusteella käyttämällä etukäteen laskettuja lämmönläpäisykertoimen arvoja eri putkityypeille.

## **5. Vahterus Ringin hiihtoputken toiminta ja mittaukset**

### **5.1 Lämmitys- ja jäähdytysjärjestelmä**

Vahterus Ringin Uudessakaupungissa sijaitseva hiihtoputki oli projektin mittauskohde hiilidioksidikierron toiminnan tutkimiseksi. Hiihtoputki on maan päälle elementeistä rakennettu 1 000 metriä pitkä ja 5 metriä leveä putki, jossa on korkeuseroa 7 metriä. Hiilidioksidi toimii lämmönsiirron väliaineena sekä latuputkissa että ilman jäähdytysverkostossa. Varsinainen kylmäkone toimii ammoniakilla. Järjestelmän mitoitusjäähdytysteho on 400 kW (2 x 200 kW), joka on mitoituksessa jaettu siten, että 350 kW tarvitaan ilmapattereissa ja 50 kW maaputkistossa. Ilmapattereita on yhteensä 20 kpl ja latuputkistoa 2 lenkkiä, joissa molemmissa on 20 kpl 514 metrin putkea. Ilmapatterien yhteydessä on jäähdytyksen lisäksi myös lämmityskierto. CO<sub>2</sub>-piirissä on kaksi kierroslukusäätöistä pumppua, jotka käyvät vuorotellen normaalitilanteessa kuten kylmäkoneetkin. Pumppuja voidaan säätää 60–100 %:n teholle taajuussäädöllä siten, että CO<sub>2</sub>-säiliön pinta pysyy vähintään tietyssä minimiarvossaan. Täten voidaan välttää pumppujen kavitointivaara.



Kuva 13. Poikkileikkaus Vahterus Ring -hiihto- ja kuntosaliputkesta.

Hiihtoputken vieressä kiertää ”kuntosaliputki”, jota voidaan käyttää esimerkiksi lenkkeilyyn sään ollessa huono, kuten myös rullaluisteluun tai -hiihtoon. Myös kuntosaliputken pituus on 1 000 metriä ja leveys noin 4 metriä. Kuntosaliputken vietään kylmäkoneelta lauhdelämpöä lämmitystä varten. Kuvassa 13 on esitetty poikkileikkaus rakennuksesta.

### 5.2 Mittaukset ja tulosten analysointi

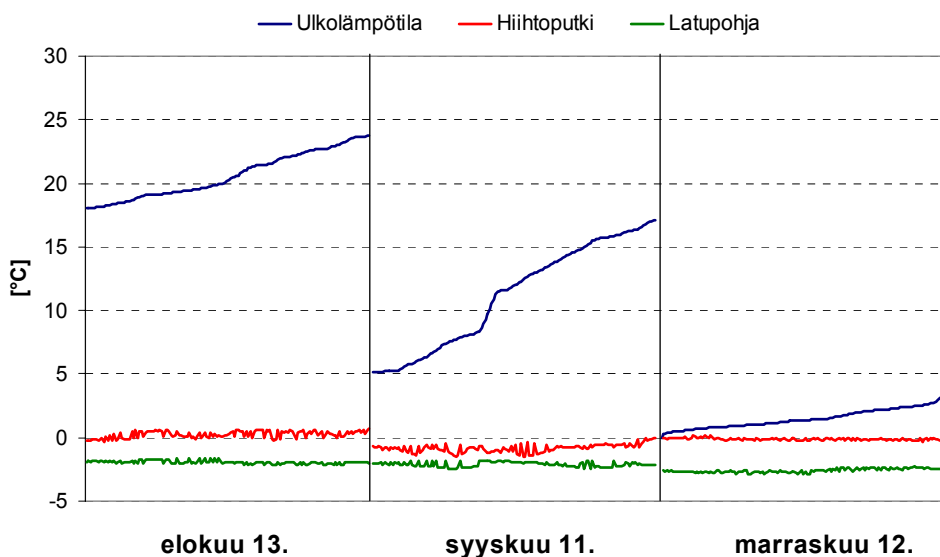
Hiihtoputkijärjestelmästä kerättiin mittausdataa, jonka perusteella selvitettiin järjestelmän toimintaa. Suurin mielenkiinto kohdistui CO<sub>2</sub>-kiertoon. Mittauksia järjestelmästä kerättiin kolmella eri tavalla. Fidelix-valvontajärjestelmän kautta saatiin tietoja lähinnä vain kiinteistönhuollollisista muuttujista, kuten lämpötiloista ja kosteuksista. Danfossin ADAP-COOL-kompressorien ohjausjärjestelmästä saatiin tarkempaa tietoa jäähdytyskoneiston lämpötiloista ja paineista. Tehosta saadaan arvio kompressorin paineiden sekä kierrosnopeuden perusteella. Massavirran määrittämistä varten hiilidioksidin menoputkeen asennettiin mittalaippa ja paine-erolähetin. Paine-eron perusteella määritettiin CO<sub>2</sub>:n massavirtaus.

Hiihtoputken ilman lämpötila pysytteli melko tarkasti 0 °C:n tuntumassa suuremmin riippumatta ulkolämpötilasta. Latupohjan lämpötila oli hieman alempana,



## 5. Vahterus Ringin hiihtoputken toiminta ja mittaukset

noin  $-3\text{ }^{\circ}\text{C}$ :ssa. Kun lumen pintalämpötila on matalampi kuin ilman, on kosteuden tiivistyminen ilmahöyrystimiin hitaampaa kuin silloin, jos lumi on lämmintä. Kun jäähdytyspattereiden pintalämpötila on alempi kuin lumen, kosteus huurtuu ensimmäiseksi pattereihin. Tällöin sulatukseen kuluva energia on suurempi. Hiihtoputken lämpötiloja on kuvassa 14. Lämpötilojen tasaisuudesta voidaan todeta, että jäähdytyskoneiston ja siirtoputkiston teho riittää hyvin.



Kuva 14. Esimerkkejä hiihtoputken lämpötiloista.

### 5.3 Hiihtoputken hiilidioksidiverkon simulointi

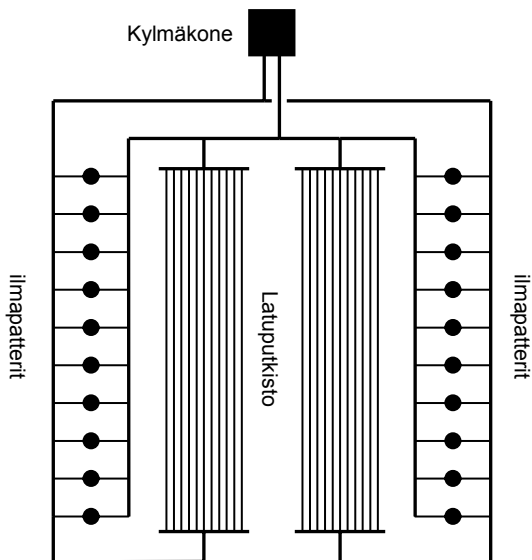
Simulointimallilla tarkasteltiin Vahterus Ring -hiihtoputken jäähdytysjärjestelmää sen hiilidioksidikierron osalta. Putkipituudet ja -koot pyrittiin määrittämään siten, että ne vastaisivat olemassa olevaa järjestelmää.

#### 5.3.1 Verkon rakenne ja parametrit

Verkko on perusrakenteeltaan kohdassa 5.1 kuvatun kaltainen. Hiihtoputken jäähdytysjärjestelmä koostuu ilmaa viilentävistä ilmapattereista sekä ladun alla kulkevasta latuputkistosta. Ilmapattereita on kilometrin pituisella radalla 20 kappaletta, ja mallissa oletettiin, että ne on sijoitettu tasaisin välein koko tilan ympäri.

## 5. Vahterus Ringin hiihtoputken toiminta ja mittaukset

Jäähdytysputkisto on toteutettu kahtena lenkkinä, joista kumpikin on pituudeltaan 2 x 514 metriä. Ladun alla kulkeva putkisto koostuu 20 kupariputkesta, ulkohalkaisijaltaan 15 mm. Seinälle asennettu siirtoputkisto on ulkohalkaisijaltaan 42,0–76,1 mm, riippuen sen etäisyydestä jäähdytyskoneikosta sekä siitä, onko kyseessä syöttö- vai paluuputki. Tarkka putkikoko- ja tyyppikohtainen jakauma muiden kuin latuputkiston osalta on esitetty taulukossa 4.



Kuva 15. Mallinnettu hiihtoputken hiilidioksidiverkko.

Lukuun ottamatta 5 metrin putkilinjaa jäähdytyskontista itse hiihtoputkeen, hiilidioksidiputket ovat eristämättömät. Käytön aikana niiden päälle on kuitenkin kertynyt paksu jää- ja huurrekerros. Lämmönläpäisykertoimia laskettaessa kerroksen oletettiin koostuvan arviolta 3 cm:n jääkerroksesta, 7 cm:n huurrekerroksesta sekä näiden väliin jäävästä 5 cm:n jäisen lumen kerroksesta, jossa jään osuus vähenee nopeasti pintaa kohti siirryttäessä. Lämmönsiirtokerroin ulkopinnalla oletettiin 5 W/m<sup>2</sup>K:n suuruiseksi. Käytännössä siirtoputkien lämpöhäviöistä ei voida puhua häviöinä, sillä putket kulkevat pinta-asennuksena hiihtoputken seinällä, jolloin jäähdytysteho ”karkaa” suoraan jäähdytettävään hiihtoputkeen. Tällä on kuitenkin vaikutus virtauksen tilaan, joten se on huomioitava mallissa. Laskettaessa siirtoputkille konduktanssia pituusyksikköä kohden on käytetty keskimääräistä lämmönjohtavuutta tälle 15 cm paksulle lumi- ja jääkerrokselle eli arvoa 1,09 W/mK.

## 5. Vahterus Ringin hiihtoputken toiminta ja mittaukset

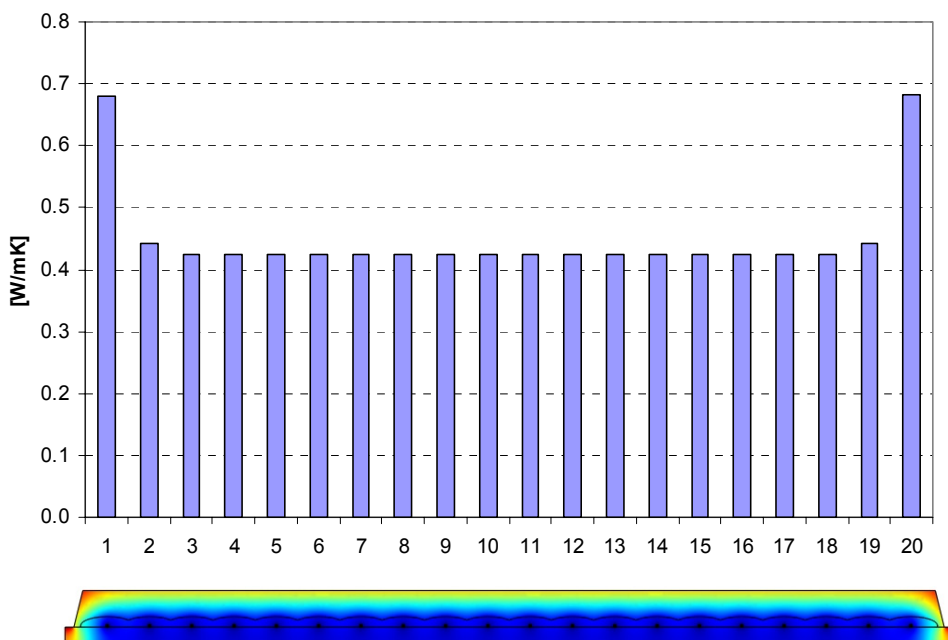
Taulukko 4. Putkikoko- ja -tyyppikohtainen pituusjakauma simuloidussa jäähdytysverkossa.

Ds [mm]	Du [mm]	U [W/mK]	L [m]	Kuvaus
13,0	15,0	0,30	40	Eristetty liityntäputki ilmapattereihin
39,0	42,0	1,80	543	Seinäasennettu siirtoputki
51,0	54,0	0,30	5	Eristetty liityntäputki hiihtoputken ja kylmäkontin välillä
51,0	54,0	1,97	487	Seinäasennettu siirtoputki
59,0	63,0	2,09	1 026	Seinäasennettu siirtoputki
72,1	76,1	2,29	4	Seinäasennettu siirtoputki
72,1	76,1	0,30	5	Eristetty liityntäputki hiihtoputken ja kylmäkontin välillä

Latuputkiston lämmönläpäisykerrointa laskettaessa oletettiin kuparisten jäähdytysputkien alla olevan 8 cm eristettä ja päällä noin 5 cm:n kerros jäätä sekä 15 cm:n kerros lunta. Putkien sisäpuolisen lämmönsiirtokertoimen arvioitiin olevan 5 000 W/m<sup>2</sup>K ja ladun pinnan 5 W/m<sup>2</sup>K. Reunimmaisten putkien lämmönläpäisykerroiksi saatiin huomattavasti korkeammat arvot kuin keskimmäisten, itse verkkomallissa käytettiin kaikkien 20 putken lämmönläpäisykerroimen keskiarvoa. Vesihöyryn tiivistyminen ilmasta on jätetty laskuissa huomioimatta. Putkikohtaiset konduktanssit esitetään kuvassa 16.

Lämmönläpäisykerroimia laskettaessa vesihöyryn tiivistymisen ja jäätyminen vaikutus lumen pinnalle on jätetty huomioimatta sekä siirtoputkien että latuputkiston osalta. Yksittäisessä esimerkkitilanteesta tästä oletuksesta aiheutuvan virheen laskettiin olevan putkikoosta riippuen siirtoputkilla 5–20 % ja latuputkistossa noin 10 %.

Minimipaine-ero ilmapattereiden yli asetettiin 0,2 barin suuruiseksi.



Kuva 16. Latujäähdytyksen putkikohtainen konduktanssi, keskiarvo 0,45 W/mK.

### 5.3.2 Käytetyt mittaustietoihin perustuvat lähtötiedot

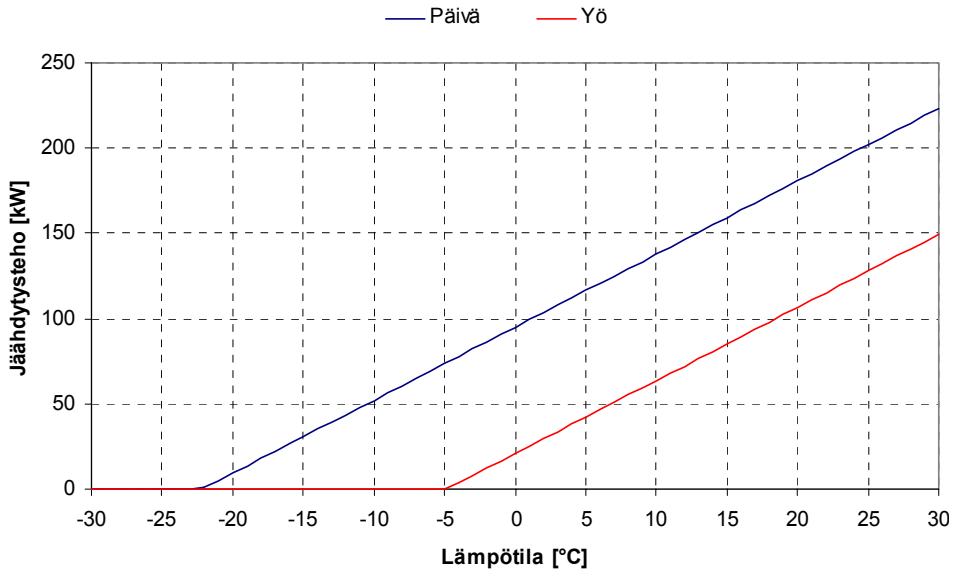
Mittaustiedoista mallin lähtötietoina käytettiin ulko- ja sisälämpötiloja sekä hiilidioksidikierron meno- ja paluulämpötiloja.

Ulkolämpötilan perusteella laskettiin hiihtoputken jäähdytysjärjestelmän kuormitus käyttäen hyväksi kohdassa 3.2.3 esiteltyä laskentamallia. Kuormituksen oletettiin jakautuvan kohdan 5.2 kuvaaman mitoitustilanteen mukaan tasaisesti siten, että latuputkistolle lasketaan 12,5 % kuormasta ja ilmapattereille loput. Tarvittavan jäähdytystehon ja ulkolämpötilan riippuvuus on esitetty kuvassa 17, jossa on eritelty jäähdytystehon tarve päivällä (8.00–20.00) ja yöllä (21.00–7.00). Siirtymätunneilla 7.00–8.00 ja illalla 20.00–21.00 tehontarve vaihtuu asteittain alkavaa jaksoa vastaavaksi.

Sisälämpötilaa käytettiin mallin sisällä laskettaessa virtauksen tilan muutosta siirtoputkistossa ja latuputkistosta.

## 5. Vahterus Ringin hiihtoputken toiminta ja mittaukset

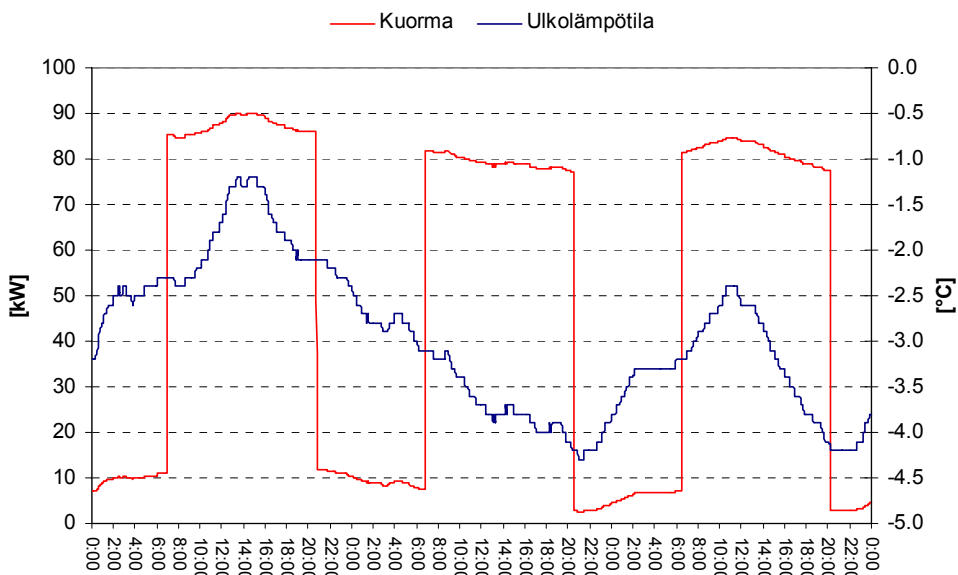
Kylläisessä tilassa virtaavan hiilidioksidin paluulämpötilaa käytettiin sellaiseenaan määrittämään koko verkon painetaso. Meno- ja paluulämpötilojen perusteella mallille laskettiin lähtötiedoksi alijäähtyksen suuruus. Menolämpötilan ollessa mittaustietojen perusteella paluulämpötilaa suurempi oletettiin alijäähtytynollaksi.



Kuva 17. Hiihtoputken tarvitsema jäähdytysteho ulkolämpötilan funktiona, perustuu kohdassa 3.2.3 esitellyn mallin antamien tulosten lineaariaprosimaatioon.

Mittaustiedoista valittiin simulointia varten kolmen päivän jakso helmikuun 2009 alusta, koska tältä ajanjaksolta oli käytettävissä hiilidioksidin massavirtamittauksia muiden mittaustietojen lisäksi. Kuvassa 18 on esitetty jakson jäähdytystehontarve kuvassa 17 esitetyn ulkolämpötilariippuvuuden mukaisesti. Kuormitus jää korkeimmillaankin melko alhaiseksi verrattuna maksimijäähdytystehoon 400 kW.

## 5. Vahterus Ringin hiihtoputken toiminta ja mittaukset



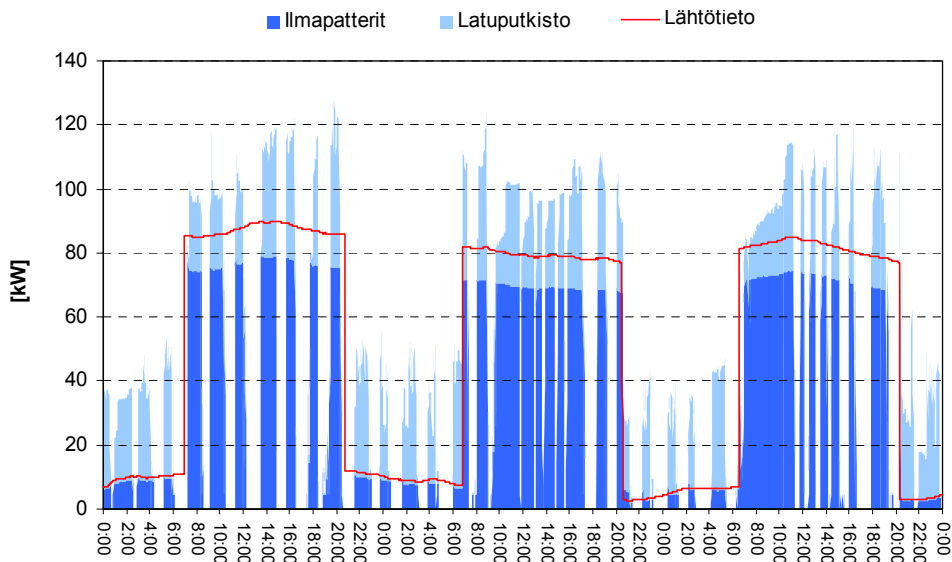
Kuva 18. Simulointimallia varten valittu jakso, 3.–6.2.2009.

### 5.3.3 Mallin tuloksia

Tässä kappaleessa esitellään joitain tärkeimpiä mallin tuottamia tuloksia valitulta simulointijaksolta. Tarkoitus on antaa kuva mallin tarjoamista mahdollisuuksista kuvatus kaltaisen jäähdytysjärjestelmän tarkastelussa.

Kuvassa 19 on esitetty hiilidioksidiverkon lähtötietona annettu jäähdytystehon tarve sekä mallin tuloksista laskettu toteutunut kuormitus jaettuna ilmapattereiden ja latuputkiston jäähdytystehoon. Vaihteleva massavirta näkyy toteutuneen kuormituksen voimakkaina muutoksina. Lisäksi alkuoletuksena tehty massavirran jakautuminen kulutuskohteisiin mitoitustilanteen jäähdytystehojen mukaisesti samassa suhteessa tuottaa varsinkin matalalla kuormitustasolla latuputkistossa suuremman kuormituksen kuin lähtötietojen perusteella olisi odotettavissa.

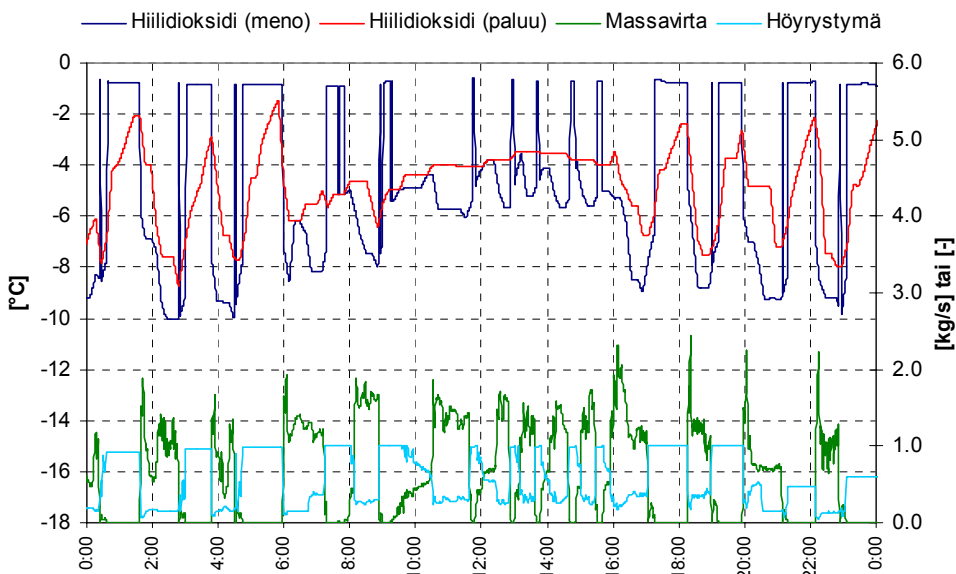
## 5. Vahterus Ringin hiihtoputken toiminta ja mittaukset



Kuva 19. Lähtötietona annettu kuormitus ja toteutunut kuormitus jaettuna ilmapattereiden ja latuputkiston osuuteen.

Kuvassa 20 on esitetty simuloidun verkon tuotantopisteessä hiilidioksidin lämpötilat, massavirta ja höyrystymä. Kuvasta on nähtävissä, että pumpun ollessa pysähdyksissä paluuvirtaus on höyrystynyt kokonaan ja sen lämpötila nousee. Menovirtauksen lämpötila pysyy tasaisena, joten sen voidaan olettaa alkavan höyrystyä. Normaalitilanteessa hiilidioksidin menolämpötila pysyy paluulämpötilan alapuolella.

## 5. Vahterus Ringin hiihtoputken toiminta ja mittaukset



Kuva 20. Hiilidioksidin meno- ja paluulämpötilat, massavirta ja höyrystymä verkon tuotantopisteessä simulointijakson keskimmäisenä vuorokautena.

### 5.3.4 Vertailu glykolipohjaisen järjestelmän kanssa

Merkittävimmät erot yllä kuvatun kaltaisessa hiihtoputken jäähdytysjärjestelmässä glykoliliuosta lämmönsiirtoaineena käytettäessä ovat suuremmat vaadittavat putkikoot siirtoputkistossa sekä niiden eristämisen välttämättömyys. Lisäksi glykoliliuoksen heikompi lämmönsiirtokerroin näkyy isompina lämmönsiirtiminä ilmapattereissa. Lisäksi latuputkistoa ei voitane toteuttaa yhtenä lenkinä hiilidioksidiratkaisun tapaan vaan useampana erillisenä putkiryhmänä, jotta lämpötilaero jäähdytettävän lumikerroksen ja putkissa virtaavan glykoliliuoksen välillä saadaan pysymään riittävänä. Hiilidioksidilla lämpö sitoutuu virtaukseen hiilidioksidin höyrystyessä, joten lämpötila pysyy lähes samana ja käytännössä laskee paineen mukana.

Kun käytetään simulointimallia hiilidioksidin ja glykoliliuoksen vertailuun, verkko täytyy määritellä tarkoituksenmukaiseksi uudestaan glykoliliuokselle eli suurentaa putkikokoja sekä asettaa ne yhtä suuriksi meno- ja paluuputkille sekä eristää siirtoputkisto. Taulukossa 5 on esitetty koko- ja tyyppikohtainen pituusjakauma käytetyille putkille samaan tapaan kuin edellä taulukossa 4 hiilidioksidille.



## 5. Vahterus Ringin hiihtoputken toiminta ja mittaukset

Taulukko 5. Koko- ja tyyppikohtainen jakauma glykoliliuoksella toteutetulle jäädytysratkaisulle.

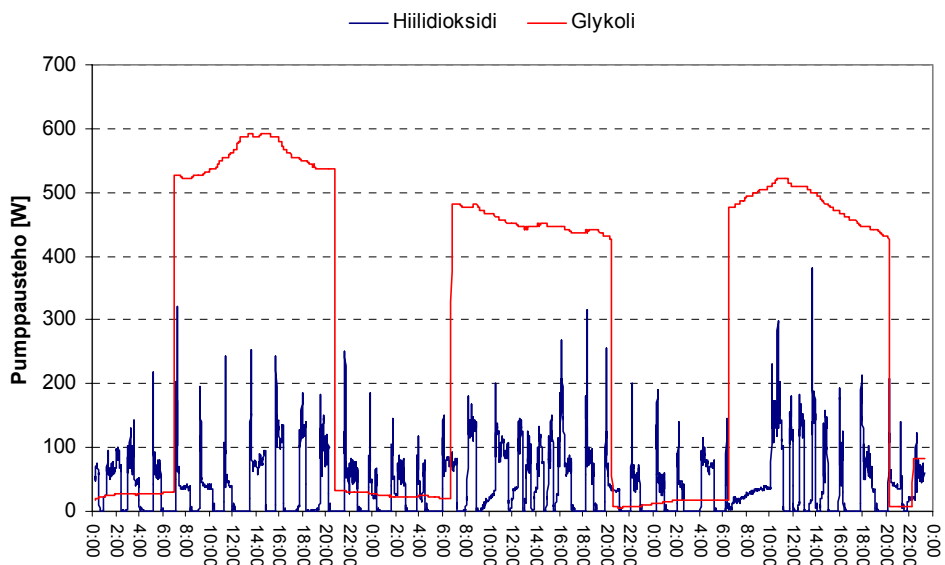
Ds [mm]	Du [mm]	U [W/mK]	L [m]	Kuvaus
22,3	26,9	0,30	40	Liityntäputki ilmapattereihin
39,0	42,0	0,30	4	Liityntäputki latuputkistoon
72,1	76,1	0,30	1 082	Eristetty siirtoputki
82,5	88,9	0,30	974	Eristetty siirtoputki
107,1	114,3	0,30	10	Siirtoputki ja liityntäputki kylmäkonttiin

Toisin kuin hiilidioksidilla, glykoliliuokselle kokonaismassavirtaa ei anneta lähtötietona vaan virtaus pumpun läpi lasketaan mallissa kuorman mukaan olettaen kulutuspisteissä (ilmapattereissa ja latuputkistossa) 4 °C lämpenemä. Simuloinneissa kokonaismassavirta vaihtelee välillä 0,1–6 kg/s.

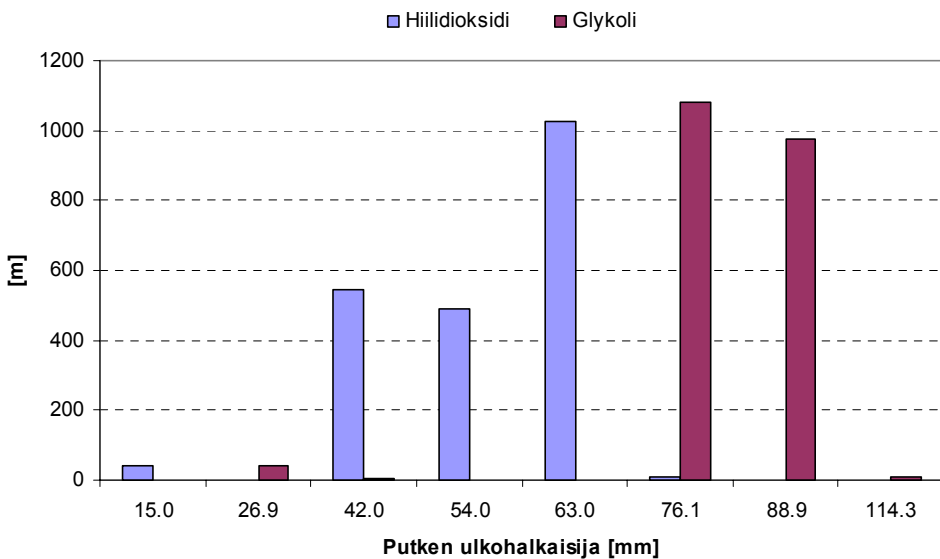
Kuvassa 21 on esitetty glykoliliuos- ja hiilidioksidijärjestelmän vaatimat pumppaustehot simuloitun jakson aikana. Hiilidioksidilla pumppausteho vaihtelee voimakkaasti 100 W:n ympärillä, kun pumppu on käytössä pääosin alueella 50–150W. Glykoliliuoksella pumppausteho seuraa voimakkaasti kuormitusta ja on suurimmillaan noin 600 W. Pumppaustehojen ero korostuu entisestään kuormituksen noustessa, jolloin se hiilidioksidin tapauksessa pysyy melko tasaisena kun taas glykoliliuosta käytettäessä pumppaustehon tarve kasvaa merkittävästi. Korkeassa kuormitustilanteessa glykoliliuosjärjestelmän pumppaustehon tarve on selkeästi hiilidioksidin vastaavan yläpuolella.

Kuvassa 22 on esitetty simuloitujen hiilidioksidi- ja glykoliliuosjärjestelmien siirto- ja liityntäputkien kokonaispituudet putkikooittain. Kuvasta puuttuva latuputkisto on pituudeltaan 20 560 m ja putket halkaisijaltaan 15 mm.

## 5. Vahterus Ringin hiihtoputken toiminta ja mittaukset



Kuva 21. Pumppaustehot hiilidioksiiniin tai glykoliin perustuvassa järjestelmässä.



Kuva 22. Siirto- ja liityntäputkien kokonaispituudet CO<sub>2</sub>- ja glykoliliuosverkossa.

## 6. Sovelluskohteita

### 6.1 Uudenkaupungin jäähalli

Kohdassa 6.1 käydään läpi Uudenkaupungin jäähallin energiakatselmuksen pääkohdat ja tulokset. Yksityiskohtaisempi kuvaus löytyy erillisestä raportista (Sipilä et al., 2008).

Uudenkaupungin jäähalli on rakennettu 1977, eli sillä on ikää 32 vuotta. Päämitat ovat noin 60 x 80 m ja hallin tilavuus noin 44 000 m<sup>3</sup>. Kylmäkoneiden kompressoreina on kaksi Bitzerin HSK747-90-40P, tehot lämpötiloilla -15/35 °C 166/53 kW. Koneiden kylmäaine on R22, jonka käyttökielto alkaa 2015. Vuoden 2010 jälkeen voidaan lisätä vain kierrätettyä R22-kylmäainetta. Jo tästäkin syystä kylmäkoneille täytyy lähitulevaisuudessa tehdä jotain. Nykyisin osa lauhdelämmöstä käytetään jääkoneen veden lämmittämiseen sekä kahviotilojen lämmityskierrossa. Jäähalli on liitetty kaukolämpöön viime remontin yhteydessä. Lämpöteho 735 kW/50 kW/80 kW (lv/läm/ilm). Lämmitysenergiaa kuluu n. 700 MWh/a.

Tavoitteena oli selvittää seuraavat osin vaihtoehtoiset parannustoimet:

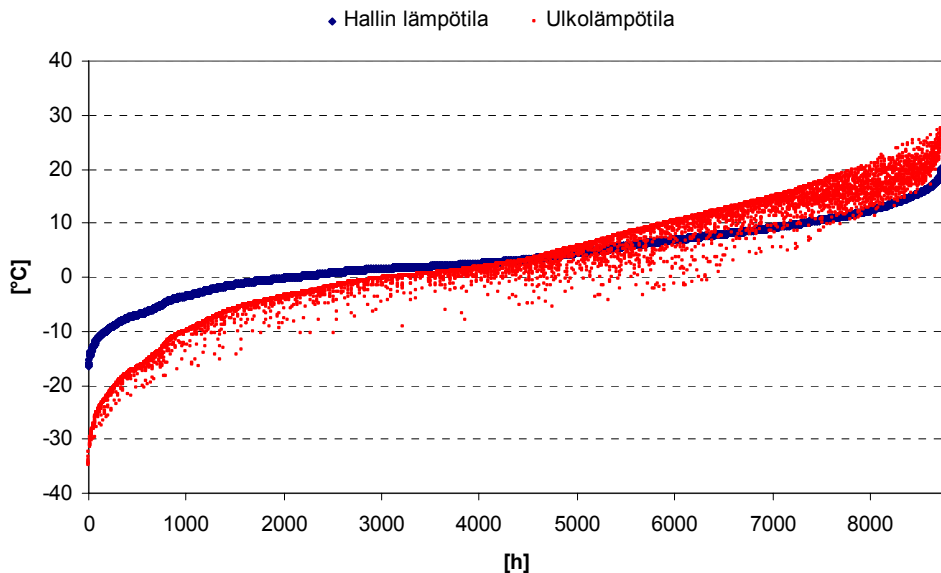
1. Nykyisten kylmäkoneiden ikää jatketaan vaihtamalla kylmäaine ja teke-mällä tarvittavat korjaukset koneikkoon.
2. Kylmäkoneet uusitaan ja sijoitetaan vanhojen koneistojen tilalle tai hallin ulkopuolelle sijoitettavaan konttiin.
3. Jäähdytys siirretään hiihtoputken kylmäkontista hiilidioksidilla jäähalliin.
4. Jäähallin kunnosta ja energiankäytöstä tehdään katselmus ilmastointi mu-kaan lukien.
5. Jäähallin katsomotila lämmitetään olosuhteiden parantamiseksi.

Kaikissa vaihtoehdoissa kylmäkoneen lauhdelämmölle olisi tarkoitus löytää hyötykäyttöä, jotta kokonaisprosessin hyötysuhde tulisi korkeaksi.

## 6.2 Jäähallin energiakatselmus

### 6.2.1 Tekniset parannukset ja energiansäästötoimenpiteet

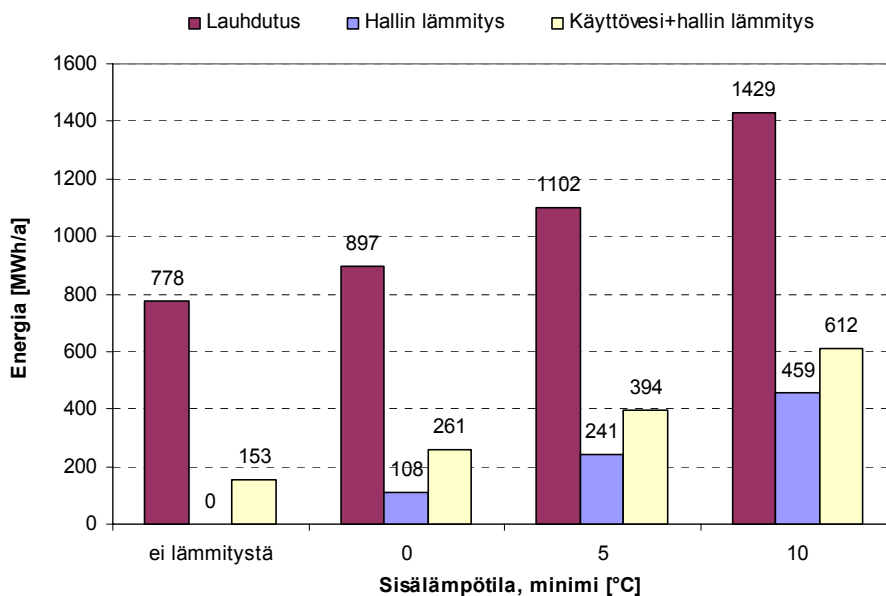
Jäähallin energiankulutusta ja eri tekijöiden vaikutusta tarkasteltiin kappaleessa 3 kuvatulla mallilla. Mallilla selvitettiin eri tekijöiden vaikutusta sähkön kulu-  
tukseen (jäähdytys) sekä lämmön talteenottoon. Jäähalli on lämmittämätön, ja  
nykyisin ainoa lämmön käyttökohde on käyttövesi. Selvityksessä kuitenkin tut-  
kittiin hallin lämmittämistä ja sen vaikutusta, sillä nykyisellään hallin olosuhteet  
koetaan epämiellyttävän kylmiksi talven pakkasilla. Kuvassa 23 esitetään mallin  
antamana hallin sisälämpötilan pysyvyys. Kovilla pakkasilla lämmittämättömän  
hallin sisäilma laskee jopa  $-16\text{ °C}$ :seen.



Kuva 23. Uudenkaupungin jäähallin sisälämpötilan pysyvyys.

Hallin lämmittämisen vaikutus energioihin on kuvassa 24. Kompressorien säh-  
könkulutus lisääntyy, kun hallin sisälämpötilaa nostetaan, mikä johtuu jäähän  
tulevan kuorman lisääntymisestä. Kasvu on kuitenkin maltillista, jos sisälämpö-  
tila pidetään esimerkiksi  $0\text{ °C}$ :n tienoilla. Tämäkin olisi kohtuullisempi lämpötila  
katsojille kuin keskitalven n.  $-15\text{ °C}$ . Lauhde-energiaa on saatavilla monin ver-  
roin enemmän kuin hallin lämmitykseen kuluisi.

## 6. Sovelluskohteita



Kuva 24. Lämmityksen vaikutus Uudenkaupungin jäähallin energioihin.

### 6.2.2 Jäähdytyksen tuotannon ratkaisut

#### 6.2.2.1 Kylmäkoneiden käyttöajan jatkaminen

Ennen kuin jäähallille hankitaan kokonaan uusi kylmäkoneikko, nykyisten koneiden toimintaa on syytä pikaisesti parantaa, jotta kompressorien lämpötila voidaan hallita paremmin. Öljyn jäähdytys olisi uusittava. Nykyisen järjestelmän käyttöikä voidaan jatkaa vaihtamalla kylmäaine ns. huoltokylmäaineeseen, joka sopii yhteen nykyisen mineraaliöljyn kanssa. Tämän vaihtoehdon ongelma on ilmeisesti vaihdon suorittavan liikkeen haluttomuus antaa takuuta kylmäkoneelle, jolloin tilaaja joutuu ottamaan riskin. Mahdollisesti myös joitakin komponentteja, kuten venttiilejä, joudutaan vaihtamaan.

#### 6.2.2.2 Kylmäkoneiden uusiminen

Varmin vaihtoehto on valmistautua uusimaan koneikko kokonaan vuoteen 2010 mennessä, jolloin uuden R22-kylmäaineen käyttö päättyy. Jäähalliin sijoitettuna vaihtoehdot olisivat nykyinen kylmäkonetila tai ulos sijoitettava kylmäkontti lisälaitteineen. Koneikkoon tulisi kaksi kompressoria (2 x 200 kW) ja kylmä-

aineena olisi ammoniakki  $\text{NH}_3$  (R 717) ja lämmönsiirtoaineena  $\text{CO}_2$ . Hinta-arvio kylmäkontille kaikkine laitteistoineen on 160 000–220 000 €.

$\text{NH}_3$ :n jäädytys- ja lauhtumislämpöä voidaan käyttää hallin lämmitysilman sekä veden lämmitykseen ja esilämmitykseen. Lämmitys voidaan suunnata katsomon istuimilla varustetulle alueelle. Lämpö voidaan hyödyntää osaksi jo olemassa olevalla järjestelmällä. Ylimääräinen lauhdelämpö on mahdollista viedä uimahalliin rakentamalla putkiyhteys. Etäisyys jäähallin kylmätilan ja uimahallin välillä on noin 400 metriä ja putkiyhteyden (putkikoko DN 80) investointikustannus noin 62 000 € (korkokanta 5 %, elinikä 20 vuotta).

### 6.2.2.3 Kylmäntuotanto hiihtoputkessa ja siirto $\text{CO}_2$ :lla jäähalliin

Jäähallin jäädytys voidaan tuottaa myös hiihtoputken yhteyteen rakennettavalla uudella kylmäkoneikolla, jonka tuottama kylmä siirretään hiilidioksidiputkistolla jäähallille. Lauhdutuslämmöstä ei ole hiihtoputkessa saatavissa merkittävää rahallista hyötyä. Se on kuitenkin hyödynnettävissä uimahallissa, jolloin lämmön siirtämiseen tarvitaan putkiyhteys.

Etäisyys hiihtoputken kylmäkontin ja jäähallin kylmätilan välillä on 400 metriä ja hiihtoputken ja uimahallin välillä noin 90 metriä. Uimahallin ja hiihtoputken välisen putkiyhteyden (DN 65) investointikustannus on 13 000 €, jäähallin ja kylmäkontin välille tarvittavan siirtoputkiston (DN 32/65) 75 000 € (korkokanta 5 %, elinikä 20 vuotta). Siirtoputkiston meno- ja paluuputket ovat erikokoiset paluulinjan kaksifaasivirtauksen vuoksi. Verkoston hinnoittelu perustuu kaukolämpöjohtojen rakentamiskustannuksiin (Energiateollisuus ry, 2005).

### 6.2.2.4 Vaihtoehtojen vertailu

Seuraavaksi verrataan kannattavuuslaskennan keinoin joitakin kylmäntuotantovaihtoehtoja, joihin liittyy uuden kylmäkoneiston rakentaminen joko hiihtoputken yhteyteen tai jäähalliin. Laskennassa on käytetty uuden kylmäkoneikon hintana 200 000 €:a sekä 5 %:n korkokantaa tulevien vuosien kustannusten tai tulojen muuttamisessa nykyarvoiksi. Muita laskentaan liittyviä oletuksia ovat kylmäkoneen sähkönkulutus vuodessa 320 MWh ja järjestelmän lämpökerroin 3.0, josta seuraa jäädytysenergian määrä vuodessa 640 MWh ja lauhdelämmön määrä 960 MWh. Lisäksi vuosittaisiksi huoltokuluiksi oletetaan 4 % kylmäkoneinvestoinnin arvosta. Sähkön hintana on tarkastelussa käytetty arvoa 85 €/MWh ja lauhdelämmön arvona 50 €/MWh, joka vastaa kaukolämmön energiahintaa.

## 6. Sovelluskohteita

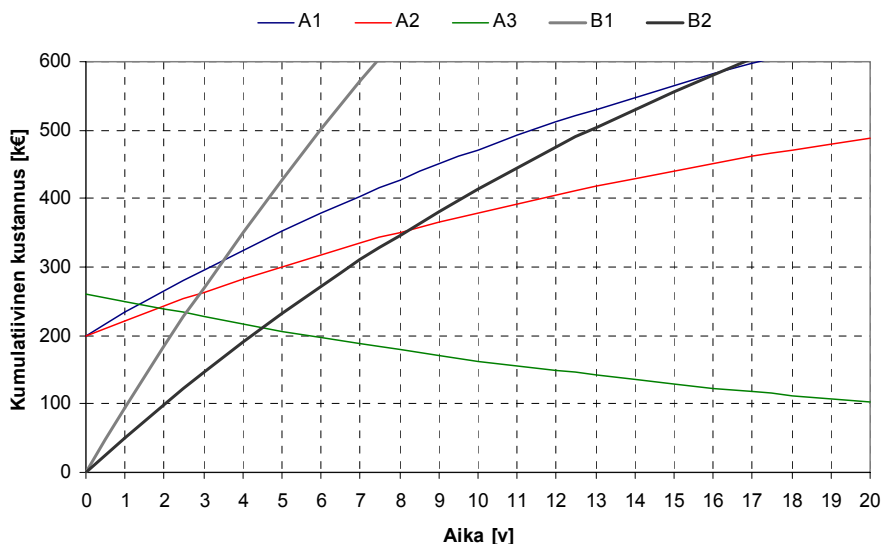
Näillä olettamuksilla hiihtoputken yhteyteen sijoitetulta kylmäkoneikolta saatavan jäähdytysenergian hinnaksi tulee 83,7 €/MWh tai 154,3 €/MWh riippuen siitä, voidaanko lauhdelämpö hyödyntää vai ei. Kannattavan investoinnin kriteerinä käytetään viiden vuoden takaisinmaksuaikaa. Esimerkiksi kymmenen vuoden takaisinmaksuajalla hiihtoputkella tuotetun jäähdytysenergian hinnaksi tulee 38,2 €/MWh ratkaisussa, jossa lauhdelämpö saadaan kokonaan hyödynnettyä.

Kun tulosta tarkastellaan jäähallin kannalta kumulatiivisina kustannuksina, voidaan verrata jäähallilla tuotetun kylmätehon kustannuksia hiihtoputkelta siirrettävän ostojäähdytyksen kustannuksiin. Ostojäähdytyksessä itse kylmäkoneikon hankinta jää hiihtoputkiyhtiön kustannukseksi, jolloin vaihtoehtojen B1 ja B2 kumulatiivisissa kustannuksissa lähtöpiste on 0 € ensimmäisen käyttövuoden alussa.

Taulukko 6. Kuvassa 13 käytettyjen tapausmerkintöjen kuvaukset.

Tapaus	Kuvaus
A1	Kylmäkone jäähalliin, lauhdelämpö hukkaan
A2	Kylmäkone jäähalliin, lauhdelämpö hyödynnetään (25 %) olemassa olevilla laitteilla
A3	Kylmäkone jäähalliin, lauhdelämpö hyödynnetään omassa käytössä ja loput uimahallissa
B1	Ei kylmäkonetta, jäähdytys hiihtoputkesta (154,3 €/MWh)
B2	Ei kylmäkonetta, jäähdytys hiihtoputkesta (83,7 €/MWh)

Kuvasta 25 näkyvät lauhtumislämmön hyödyntämisen edut, oli kylmäntuotanto sitten jäähallissa tai hiihtoputken yhteydessä. Vaihtoehdossa A3 on investointikustannuksia nostettu 200 000 €:sta 260 000 €:oon uimahallin ja jäähallin välisen lauhteensiirtoputken vuoksi.



Kuva 25. Kustannusten kumulatiivinen kertymä eri vaihtoehdoilla. Aika-akseli 20 vuotta.

Kun lasketaan yhteen jäähallin kannalta kylmäkoneinvestoinnin annuiteetti (20 v, 5 %, 16 000 €) sekä vuotuiset käyttökulut eli sähkö (27 200 €) ja huoltokulut (8 000 €), saadaan vuotuiseksi kustannukseksi yhteensä 51 200 €, ja tällöin jäähdytysenergian hinnaksi tulee 80 €/MWh. Tämä on lähellä hiihtoputkelta saatavan jäähdytysenergian hintaa, jos lauhdelämpö saadaan hyödynnetyksi kuntoputkessa. Jos lauhdelämmön hyödyntäminen jäähallissa otetaan huomioon, putoaa jäähdytysenergian hinta alle 10 €/MWh. Jos kylmäntuotanto siirretään jäähallista hiihtoputkeen, katoaa hallista myös mahdollisuus käyttää hyväksi lauhdelämpöä. Tämä tekee ratkaisusta entistä epäedullisemmän jäähallin kannalta, kun ”ilmaista” lauhdelämpöä joudutaan korvaamaan kaukolämmöllä. Tosin lauhdelämmön tehokas hyödyntäminen hiihtoputkessa näkyy myös jäähdytysenergian hinnassa ja on sitä kautta jossain määrin hyödyksi myös jäähallille.

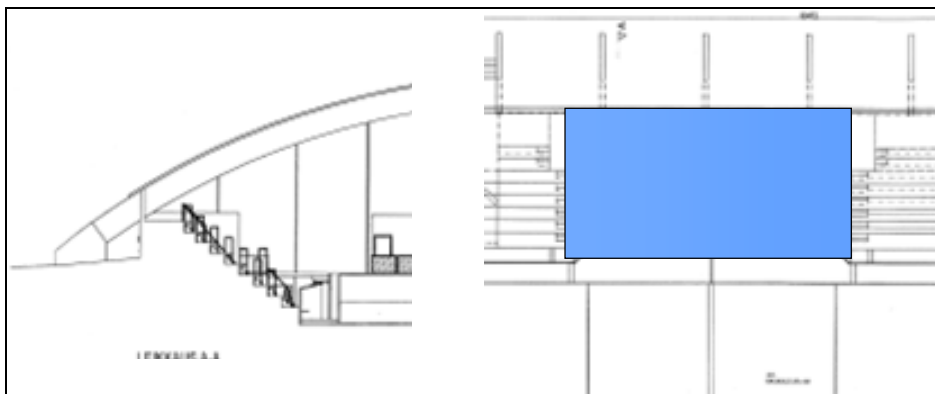
### 6.2.3 Katsomon kohdelämmitys

Katsomoon (kuva 25) tehdään noin 20 metriä leveä lämmitetty alue. Lämmitys toteutetaan ilman avulla. Rivien päihin lisätään ilmakierron katkaisuseinäkkeet (läpinäkyvät). Katsomoalueen katonrajaan lisätään ilmakierron estolippa, jonka korkeus katosta alaspäin on 3–5 m. Ilman lämmitys toteutetaan kylmäkoneikon lämmöllä ja otteluiden aikana tarvittaessa lisäksi kaukolämmöllä. Kaukolämmön kulutus on lyhytaikaista.



## 6. Sovelluskohteita

Lämmitettäessä koko halli vähintään  $+5\text{ }^{\circ}\text{C}$ :n lämpötilaan on laskentamallilla saatu huipputeho ja energiankulutus noin 120 kW ja 100 MWh/a. Lauhdetta on saatavissa noin 150 kW. Rajattuun katsomon osaan kohdistettaessa lämmitystehon tarve on luonnollisesti pienempi. Lämmitetty ilma johdetaan sinisen alueen penkkirivien alle asennettavien ilmastointiputkien kautta katsomoalueelle kuvan 27 mukaisesti.



Kuva 26. Katsomon ”sinisen alueen” paikka jäähallissa.



Kuva 27. Katsomon lämmitys penkkien alle asennettavilla ilmastointiputkillä (100 mm).

Kuvatun järjestelmän lämmitystarve vuodessa on noin 6 MWh, kun oletetaan ottelumääräksi 100 ja yleisömääräksi 100 henkilöä. Taulukkoon 7 on kerätty tärkeimmät laskennassa käytetyt lukuarvot.

Taulukko 7. Katsomon kohdelämmityksen laskentaan liittyvät lukuarvot.

	<b>Lukuarvo</b>
Lämmitettävän alueen tilavuus	1 000 m <sup>3</sup>
Kattopinta-ala	250 m <sup>2</sup>
Lämpöhäviö	0,2 W/m <sup>2</sup> K
Lämpöhäviö katon läpi lämpötilaerolla 40 K	2,0 kW
Ilman tulolämpötila	25 °C
Lämpötilaero, kun ilma otetaan ulkoa (-20 °C)	45 °C
Ilmavirta	n. 1 000 m <sup>3</sup> /h
Ilman lämmitystarve	15,1 kW
Yleisön lämmittävä vaikutus	70 W/hlö

## 6.2.4 Johtopäätökset

### 6.2.4.1 Jäähallin rakennustekninen kunnostus

Hallin kattoeristys uusitaan ja eristeen ja katon välistä ilmanvaihtoa parannetaan. Eristemateriaali SPU ja alapuolelle valkoinen/vaalea matalaemissiviteettinen verhou levy.

Hallin ulko-ovet kahdennetaan. Kuhunkin sisääntuloon lisätään tarvittaessa tuulikaappi ja toinen ovi tuulikaapin jälkeen.

Katsomon lämmitys toteutetaan kylmäkoneiden lauhdelämmöllä, ja mahdollinen lisälämpö saadaan kaukolämpöveden paluulämpötilasta. Toista olemassa olevista vesisäiliöistä käytetään kylmäkoneiden tuottaman lauhdelämmön väli-varastointiin katsomolämmitystä varten. 6 tai 8 m<sup>3</sup>:n säiliö + kylmäkoneiden lauhdelämpö riittänee noin 3–4 tunnin tilaisuuteen.

### 6.2.4.2 Jäähallin energiatalouden parantamismahdollisuudet

Jos kylmä tuotetaan omilla koneilla, pyritään lauhdelämmön tehokkaaseen hyötykäyttöön: pukuhuone- ja toimistotilat sekä katsomolämmitys. Toimenpide-ehdotukset edistävät myös hallin lisälämmitystarpeen pienentämistä.

## 6. Sovelluskohteita

Kentän kunnostamiseen käytettävän veden lämpötilan 5 °C:n (40 °C → 35 °C) laskulla voitaisiin säästää n. 500 €/a (10 MWh/a, lämpö 50 €/MWh), ja lisäksi kylmäntuotannossa säästettäisiin sähköä n. 500 €/a (6 MWh/a, sähkö 85 €/MWh).

Myös valaisinten vaihdolla voisi olla saavutettavissa merkittävää sähkötehon ja energian säästöä. Jos valaistusenergian tarve laskee esimerkiksi 15–25 %, energiankulutuksen säästövaikutus voisi olla luokkaa 1 000–1 500 €/a (sähkö 85 €/MWh).

### 6.2.4.3 Jäähallin jäähdytyksen tuotanto

Eri vaihtoehtoja vertailtaessa huomionarvoista on lauhde-energian hyödyntämisen suuri vaikutus kokonaiskannattavuuteen.

Olemassa olevan jäähdytysjärjestelmän parantaminen tuntuu tällä hetkellä järkevimmältä vaihtoehdolta. Välittömin parannus tulisi olla kompressorin voiteluöljyn jäähdytyksen hoitaminen asianmukaisella tavalla konerikkojen välttämiseksi. Öljyn jäähdytystä on tehostettava esimerkiksi liuoskierrolla ja levylämmönsiirtimellä. Lisäksi jäähdytyksen ohjauslämpötila pitäisi muuttaa betonimassan lämpötilasta liuospiiristä mitatuksi lämpötilaksi.

Jäähdytysjärjestelmän käyttöikä on edullisinta jatkaa niin pitkälle kuin mahdollista. Nykyisen kierrättämättömän R22-kylmäaineen käyttö päättyy 2010. Sen jälkeen voidaan järjestelmän käyttöä jatkaa kierrätetyllä R22:lla vuoteen 2015. Kierrätetyn aineen saanti on tosin hyvin epävarmaa, Suomesta sitä ei käytännössä ole saatavissa. Käytön jatkaminen on mahdollista myös vaihtamalla R22 ns. huoltokylmäaineeseen. Jos kone uusitaan esimerkiksi ylläpitokustannusten takia ennen vuotta 2015, kylmäkone kannattaisi vaihtaa luonnollisella kylmäaineella (esimerkiksi ammoniakki) toimivaksi koneeksi. Tässä vaiheessa voidaan harkita myös kaukalon jäähdytyksen jakojärjestelmän uusimista. Mutta mikäli rataputkiston kunto antaa myöten, tulisi sitä käyttää mahdollisimman pitkään.

Yhtenä vaihtoehtona Uudenkaupungin jäähallin jäähdytystarpeen hoitamiseen tutkittiin mahdollisuutta rakentaa uutta jäähdytyskapasiteettia hiihtoputken nykyisen kylmäkontin yhteyteen siirtämällä jäähdytysteho putkella jäähallille hiilidioksidia lämmönsiirtoaineena käyttäen.

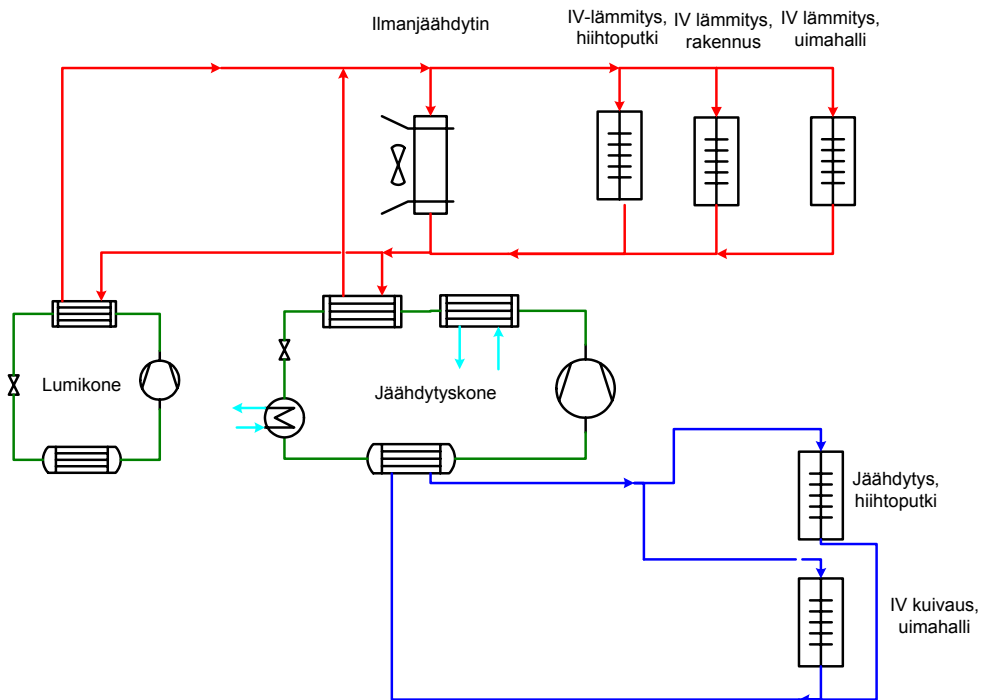
Etäisyyttä kylmäkontilla ja jäähallin konehuoneella on noin 400 metriä.

### 6.3 Idea Parkin hiihtoputki ja uimahalli

Idea Park Lempäälässä oli yhtenä esimerkkikohteena energiatarkestuissa. Liiketilöjen lisäksi kompleksissa on kallioilöihin sijoitettuina uimahalli ja hiihtotunneli. Molemmat toimivat myös väestösuojana. Selvitysten tarkoituksena oli

- tutkia kytkenän ja ohjaustavan vaikutusta lämmön talteenoton energioihin
- selvittää hiilidioksidin käytöllä hiihtotunnelin lämmönsiirtöväliaineena saavutettavia etuja sekä käyttömahdollisuuksia turvallisuuden kannalta.

Energiaselvityksiä varten laadittiin erillinen malli sovitettuna ko. järjestelmään, joka on esitetty kuvassa 28.



Kuva 28. Esimerkkikohteen lämmitys- ja jäähdytysjärjestelmän periaatekytkentä.

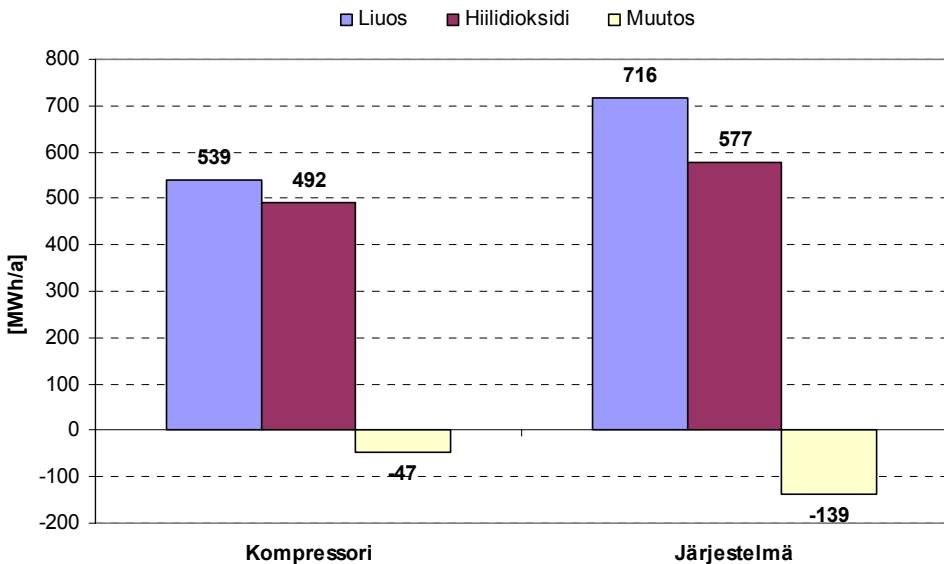
### 6.3.1 CO<sub>2</sub>-jäähdytys hiihtoputkessa

Hiilidioksidilla lämmönsiirtoväliaineena saavutetaan liuokseen verrattuna joitakin etuja:

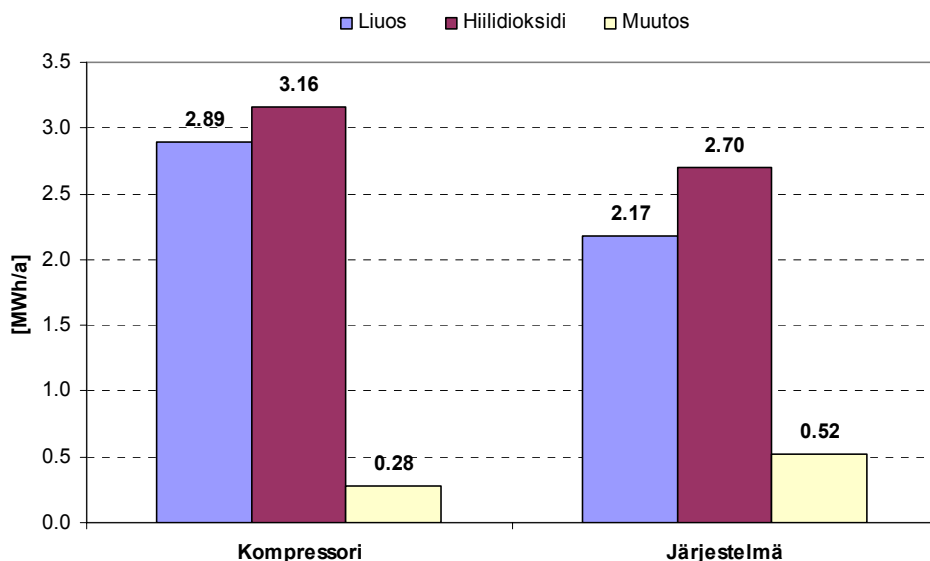
- Tehokkaan lämmönsiirron takia voidaan jäähdytyskoneiston höyrystymislämpötila pitää korkeammalla, mikä pienentää energian kulutusta.
- Putkien läpimitat ovat pienempiä.
- Pumppausteho on pienempi.

Hiilidioksidijärjestelmän jäähdytyskoneikon kylmäainevaihtoehtona selvitettiin ammoniakkin käyttömahdollisuutta. Tällöin jäähdytyskoneikko pitää turvallisuussyistä sijoittaa ylös maan pinnalle, josta hiilidioksidikierto tunneliin kytketään pystyputkilla (korkeus 40 m). Ammoniakin etuna on parempi kylmäkerroin kuin muilla kylmäainevaihtoehdoilla.

Yllä mainittujen seikkojen vaikutusta vuotuisen energiankulutukseen arvioitiin laskentamallilla. Kuvassa 29 esitetään kylmäkoneen ja koko järjestelmän sähkönkulutus, kun jakeluputkistossa kylmän siirtoaineena on CO<sub>2</sub> tai glykoli-liuos. Kuvassa 30 on esitetty kylmäkerroin molemmissa tapauksissa sekä kylmäkoneen että koko järjestelmän osalta.



Kuva 29. Mallinnettu sähkönkulutus tarkasteltavassa järjestelmässä.



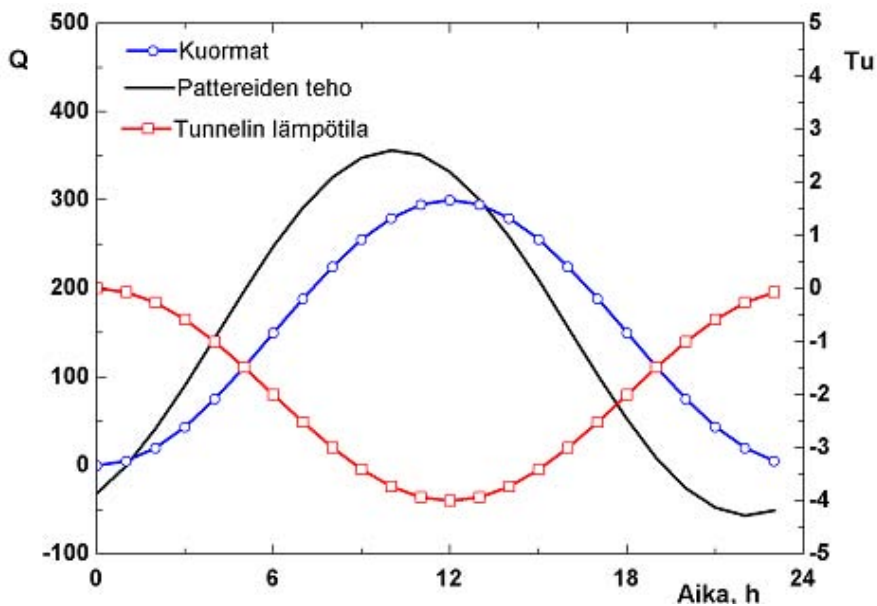
Kuva 30. Jäähdytysjärjestelmän kylmäkerroin tarkasteltavassa kohteessa.

Hiilidioksidin käyttö suljetussa tilassa vaatii aina turvallisuuskäytökohtien tarkastelua. Idea Parkissa tilanne on tavallista tarkemmin tarkasteltava, sillä hiihtoputki/väestösuoja on louhittu kallioperään noin 40 metrin syvyyteen ja hiilidioksidi vajoaa ilmaa raskaampana kaasuna alaspäin. Suurina pitoisuuksina hiilidioksidi on vaarallista: yli 10 %:n pitoisuus voi aiheuttaa tukahtumisen 15 minuutin kuluessa. Jokainen hiilidioksidilla toteutettu kohde on syytä tarkastella erikseen turvallisuuden kannalta.

### 6.3.2 Tunnelin lämpödynamiikka ja hiihtotunnelin jäähdytys

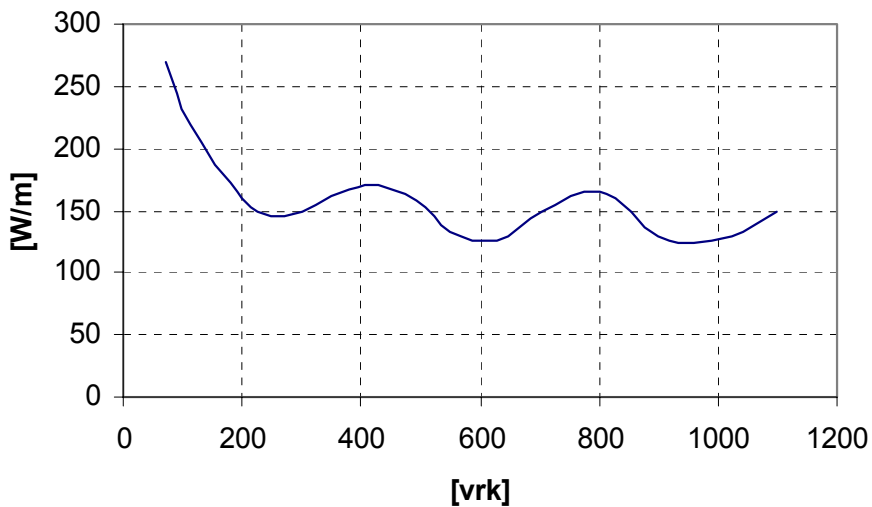
Kallion suuren lämpökapasiteetin takia lämpötilan muutokset etenevät hitaasti. Suuri lämpökapasiteetti tasaa myös jäähdytyskuorman vaihtelua vuorokauden sisällä. Käsitetyksen mahdollisuudesta saa tarkastelemalla sinimuotoista vaihtelua (perusjakso) kuvassa 31.

## 6. Sovelluskohteita



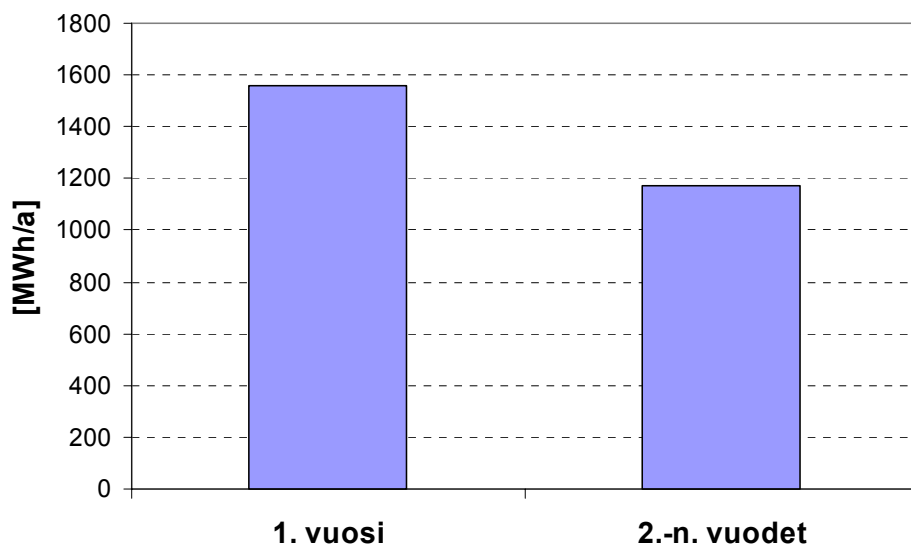
Kuva 31. Hiihtotunnelin lämpötila, kuormat ja pattereiden teho.

Mallinnuksen perusteella lämpövirta kalliosta tunneliin puoliintuu viimeistään muutaman vuoden kuluessa. Kuvassa 32 on esitetty kalliosta tulevan lämpövirran muuttuminen parin ensimmäisen vuoden aikana.



Kuva 32. Hiihtotunnelin seinän lämpövirran vaihtelu.

Laskelmien perusteella hiihtoputken jäähdytysenergian tarpeen muutos ensimmäisen ja sitä seuraavien vuosien välillä on noin 25 % (kuva 33). Tuloilman ja sisäisten kuormien takia muutos ei ole yhtä suuri kuin kallioperästä tulevan lämpövirran muutos. Vuosienergian muutos on kuvassa 29.



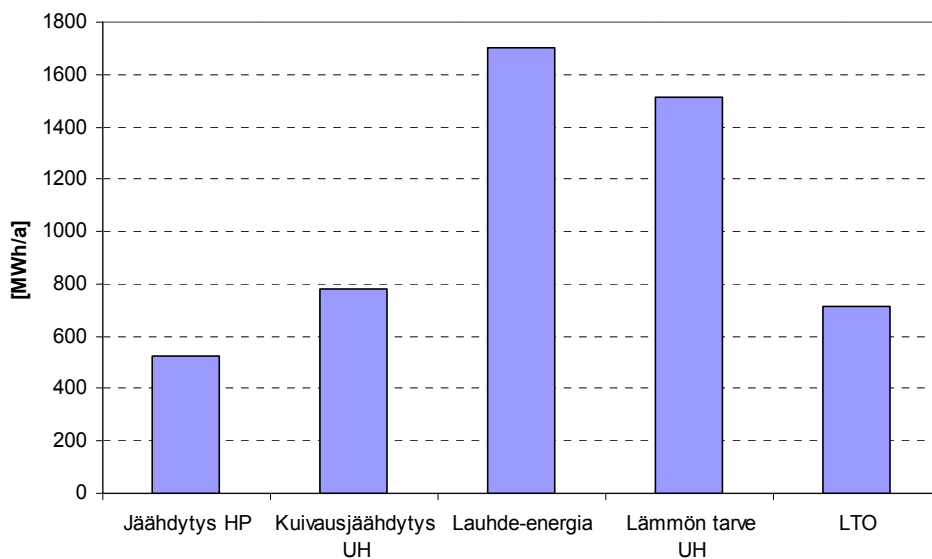
Kuva 33. Hiihtotunnelin jäähdyttämiseen tarvittava energia.

### 6.3.3 Uimahallin lämmitys

Hiihtoputken yhteyteen kallioperään rakennettavaan jäähalliin on mahdollista siirtää jäähdytyskoneen lämmön talteenotosta saatua energiaa. Hiihtoputken vaatima jäähdytysteho on normaalia maanpäällistä hiihtoputkea hieman pienempi, joten lauhde-energiaakin saadaan vähemmän; toisaalta käyttökustannukset vähäisemmän sähkönkulutuksen takia voivat olla pienemmät. Kuvassa 34 on esitetty vuotuiset jäähdytys- ja lämmitystarpeet hiihtoputkelle ja uimahallille sekä talteen saatu lämpö.



## 6. Sovelluskohteita



Kuva 34. Vuotuinen jäähdytys- ja lämmitystarve hiihtoputkelle ja uimahallille sekä talteen saatu lämpö.

## 7. Hiilidioksidi aluejäähdytysjärjestelmässä

Kohdassa 4.1 käytiin läpi hiilidioksidin hyvät ominaisuudet lämmönsiirtoaineena. Aluejäähdytysjärjestelmä on eräs sovellutus, jossa näitä ominaisuuksia voidaan hyödyntää.

### 7.1 Jäähdytysjärjestelmän rakenne ja toiminta

Aluejäähdytysjärjestelmän peruseriaate on tuotannon keskittäminen sekä jakelu verkon välityksellä. Tämä helpottaa energiatehokkaan jäähdytyksen järjestämistä. Kiinteistökohtaisiin jäähdytysjärjestelmiin verrattuna etu on selkeä, koska järjestelmän kuormitus voidaan pitää suurimman osan ajasta korkealla tuotannolle edullisella tasolla ja mahdolliset lämmön talteenotto- ja varastointiratkaisut ovat helpommin ja järkevämmiin toteutettavissa keskitettyinä. Huonona puolena keskitetyssä ratkaisussa on usein kalliin jakeluverkoston tarve. Tämä asettaa jäähdytettävälle alueelle tietyn tapauskohtaisen kulutustiheysvaatimuksen.

Jäähdytyksen tuotanto voidaan toteuttaa kompressori- tai absorptiopohjaisella tekniikalla. Kompressoriin perustuva järjestelmä kuluttaa sähköä, kun taas absorptioprosessi tarvitsee lämpöä. Tyypillisissä toteutuksissa kompressoritekniikalla saadaan sähköenergiankulutukseen nähden arviolta kaksikertainen määrä jäähdytysenergiaa ja kolminkertainen määrä lämpöenergiaa, riippuen prosessin lämpötilatasoista ja toteutuksesta. Absorptioprosessilla lämpö muuttuu kylmäksi kertoimella 0,6–1,5, jälleen toteutuksesta riippuen.

Hiilidioksidia lämmönsiirtoaineena käyttävä jakelu vaatii putkistolta normaalia kaukojäähdytysputkea suurempaa paineenkestävyyttä, koska painetaso on hiilidioksidilla normaalitilanteessa noin 40 bar. Teknisesti painetaso ei aiheuta ylitsepääsemättömiä ongelmia, mutta se nostaa kustannuksia.

Toteutukseltaan hiilidioksidia lämmönsiirtoaineena käyttävä aluejäähdytysjärjestelmä on välillinen, eli verkon hiilidioksidikierto ja yksittäisen kohteen sisäinen

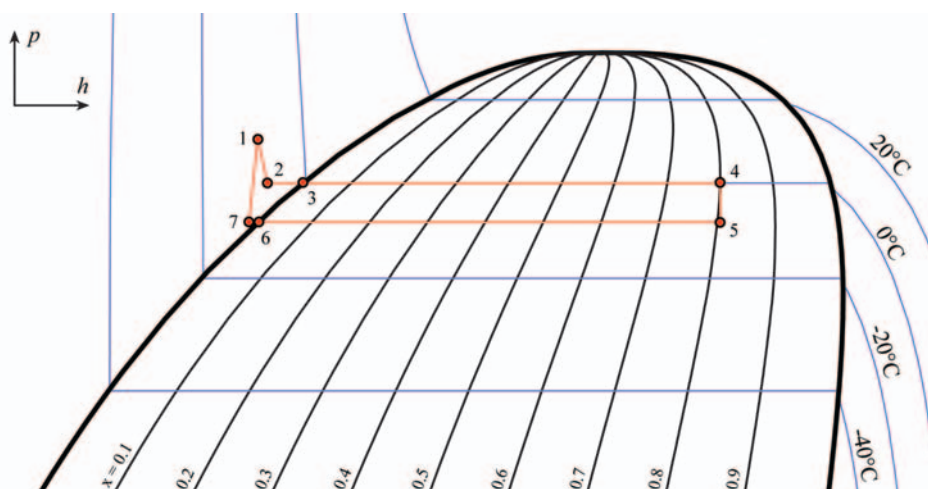
## 7. Hiilidioksidi aluejäähdytysjärjestelmässä

jakeluputkisto on erotettu toisistaan lämmönsiirtimellä. Hiilidioksidikiertoa rajoittavana tekijänä onkin sisäisen jakeluputkiston lämmönsiirtoaineen jäätympiste. Alhaisimmillaan tulevan hiilidioksidin lämpötila saisi olla 3–4 °C tätä pistettä korkeammalla, jolloin painetaso verkossa asettuu 40 barin tuntumaan.

Verkkoon pumpataan alijäähdytettyä hiilidioksidia, jotta virtaus ei saavuta kylläistä tilaa menoputkissa ja jäähy alle tavoitelämpötilan paineen laskiessa. Kuluttajalla höyrystyy säädetty määrä virtauksesta, ja paluuputkissa vallitsee kaksifaasivirtaus. Höyrystymistä ei viedä loppuun saakka, jotta lämmönsiirto olisi tehokasta. Vaikka höyrystyminen olisikin täydellistä, kaksifaasivirtaukseen olisi silti varauduttava, sillä ilman tulistusta hiilidioksidi alkaa nesteytyä valitulla lämpötilatasolla paineen laskiessa.

Lämpöhäviöt verkossa jäävät melko pieniksi, koska virtauksen lämpötila on pääosin hyvin lähellä maan lämpötilaa (keskiarvo 5 °C).

Kuvatun kaltainen kaukojäähdytysprosessi on esitetty kuvassa 35.



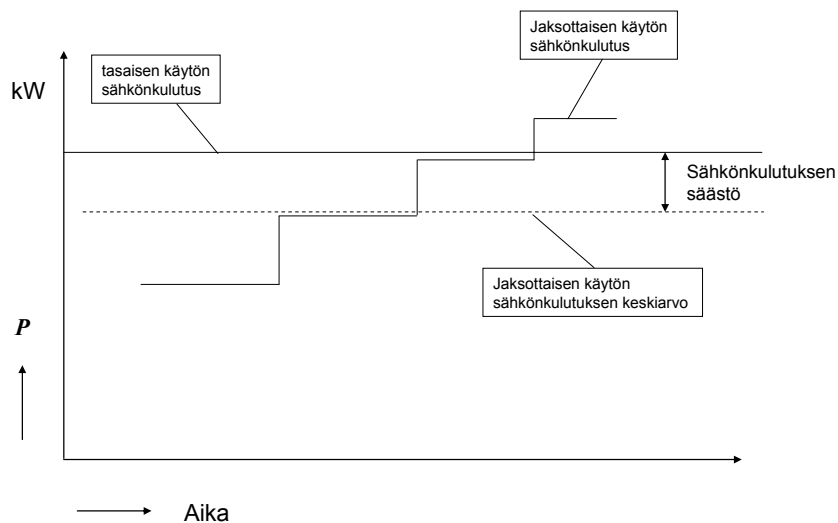
Kuva 35. Hiilidioksidiin perustuva kaukojäähdytysprosessi paine-entalpiakuvaajassa.

- 1–2 Hiilidioksidi virtaa kuluttajalle, paine laskee ja lämpötila nousee hiukan.
- 2–3 Virtaus lämpenee kuluttajalla, kunnes kylläinen tila saavutetaan.
- 3–4 Höyrystyminen, kuvassa 80 %:iin saakka
- 4–5 Hiilidioksidi virtaa takaisin laitokselle, sekä paine että lämpötila laskee.
- 5–6 Lauhtuminen
- 6–7 Alijäähdytys pumpun kavitoinnin välttämiseksi
- 7–1 Pumpaus, hiilidioksidi lämpenee hiukan.

## 8. Jaksollisesti toimiva lämpöpumppu

### 8.1 Toimintaperiaate

Jaksollinen lämpöpumpun ajotapa perustuu ideaan, että paine-eroa lämpöpumpun kompressorin yli voidaan vaihdella siten, että kylmäntuotanto kasvaa ja/tai sähkönkulutus pienenee. Lisäksi täytyy järjestää jäähdytysprosessi siten, että asiakaskiertoon viety kylmäteho voidaan pitää koko ajan haluttuna. Ajatusta voidaan kuvata yksinkertaisella kuviolla.

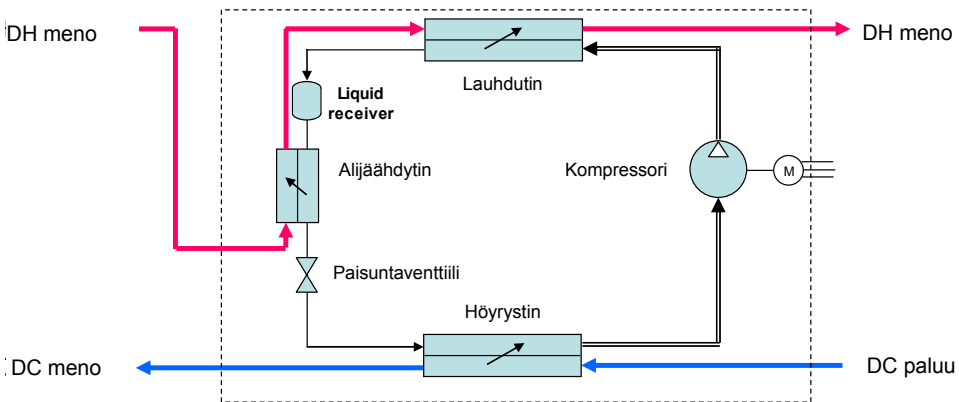


Kuva 36. Jaksollisen ajotavan perusajatus.

Jaksojen pituus voi luonnollisesti vaihdella samoin kuin portaiden koko. Simulaattorin avulla on esimerkiksi laskettu, että neliportainen jaksottainen ajotapa toisi n. 6 %:n säästön sähkönkulutuksessa ja samankokoisen lisäyksen kylmätehossa verrattuna saman lämpöpumpun jatkuvaan ajoon (Söderman et al., 2006a).

## 8. Jaksollisesti toimiva lämpöpumppu

Jaksollisessa ajotavassa, nk. PDC-käytössä (PDC, Periodic District Cooling) lämpöpumpun kompressorit käy jatkuvasti, mutta paine-ero kompressorin yli vaihtelee. Tämä saadaan aikaan muuttamalla höyrystimeen tulevan lämmönlähteen lämpötilaa. Vastaavasti voidaan muuttaa lauhdutinpuolen jäähdytysveden lämpötilaa jaksottaisesti ja saada aikaan samanlainen vaikutus tuotetun lämmön kustannuksiin.

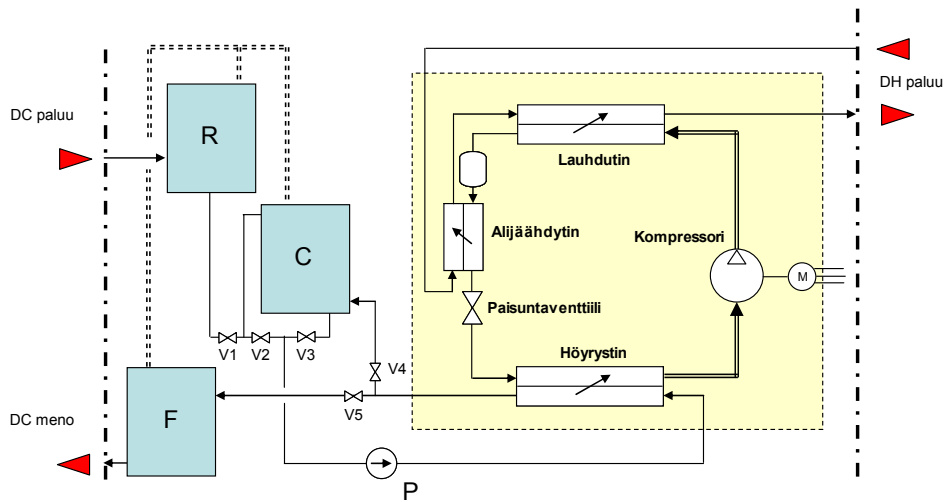


Kuva 37. Lämpöpumppu kytkettynä kaukojäähdytys- ja kaukolämpöverkkoihin.

Jaksollista ajotapaa voidaan käyttää esimerkiksi kuvan 37 tyyppisessä prosessissa. Lämmönlähte on kaukojäähdytyksen paluuvesi, n. 15 °C, ja lämpöpumpusta tuleva lämpö viedään kaukolämmön syöttöveeten. Jos kyseessä on CHP-tyyppinen voimalaitos, joka tuottaa sähköä ja lämpöä, saattaa lauhdutuslämmön vieminen syöttöveeten olla kokonaisuuden kannalta parempi ratkaisu kuin paluuveteen vieminen. Syöttöveden puolella lauhde-energia voidaan saada hyödyksi ilman että sähkön-tuotanto pienenee. Tällöin on huolehdittava, että päävirran lämpötilataso ei alene liiaksi, jos lauhdutuslämpötila on selvästi alempi kuin syöttöveden. Turku Energia on patentoinut tämän ratkaisun (Finnish Patent Nr. 113203, 2004).

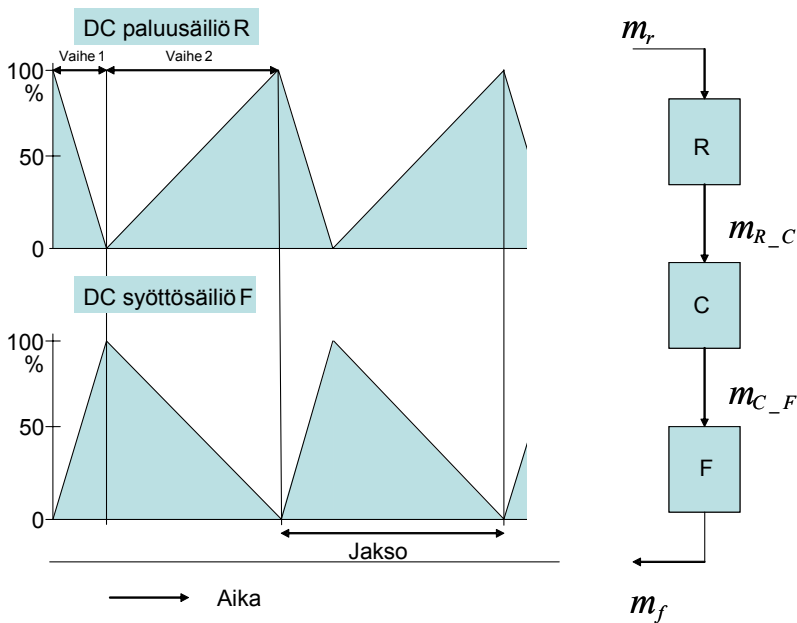
Kuvassa 38 on esitetty jäähdytyskierron (DC-kierto) säiliöratkaisu, kun halutaan, että jäähdytystehon syöttö asiakkaille on riippumaton lämpöpumpun ajotavasta. F-säiliö on kylmän veden syöttösäiliö ja R-säiliö paluuvesisäiliö. C-säiliöstä eli kiertosäiliöstä syötetään kiertovesi höyrystimelle ja palautetaan takaisin samaan säiliöön tai ajetaan tyhjennysvaiheen aikana suoraan F-säiliöön. Vastaavasti lämmin paluuvesi tuodaan R-säiliöön, josta se johdetaan kiertosäiliöön samanaikaisesti kun kiertosäiliöstä poistetaan jäähtynyt vesi syöttösäiliöön.

## 8. Jaksollisesti toimiva lämpöpumppu



Kuva 38. PDC-laitoksen säiliöjärjestely DC-vedellä.

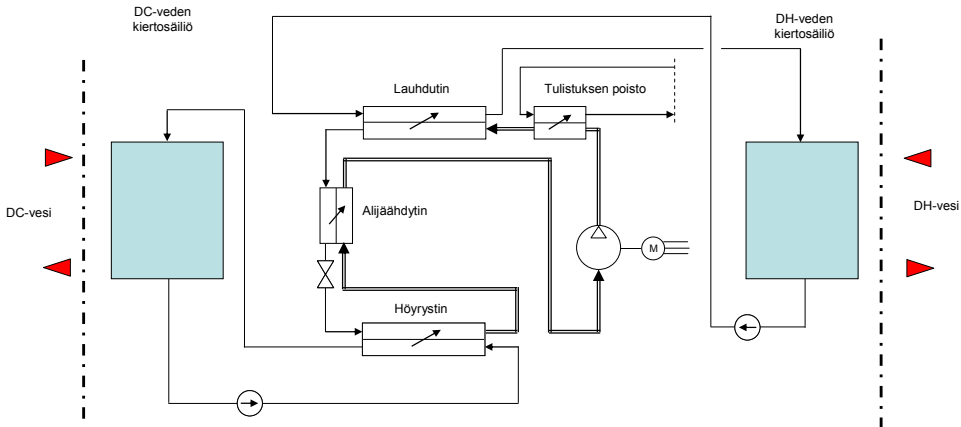
Näin syntyy jaksoja, joita on kuvattu periaatteellisesti kuvassa 39.



Kuva 39. PDC-laitoksen jaksot DC-vedellä: Vaihe 1 eli kiertosäiliön jäähtyneen veden poisto F-säiliöön ja samanaikainen lämpimän veden syöttö R-säiliöstä kiertosäiliöön on nopea, kun taas vaihe 2 eli kiertoveden jäähtytysvaihe on hitaampi.

## 8.2 Koelaitteisto

Kuvassa 40 on kuvattuna Åbo Akademin PDC-koelaitoksen periaatekytkentä.



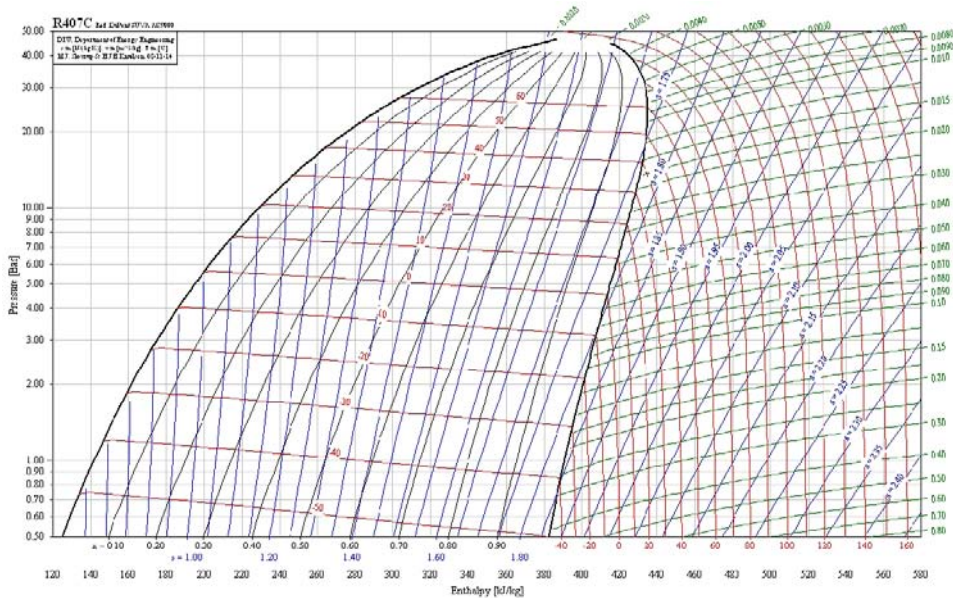
Kuva 40. PDC-koelaitoksen periaate.

Koelaitokseen hankittiin standardityyppinen lämpöpumppu, jonka nimellislämpöteho on 7,5 kW lämpökertoimella 3. Kompressoriteho on noin 2,5 kW. Laitteisto on tyypiltään Lämpöässä T-7, valmistaja Suomen Lämpöpumpputekniikka Oy. Kompressori on hermeettinen Scroll-kompressori Copeland ZH26K4E-TFD.

Kylmäkoneikossa kylmäaine kiertää höyrystimeltä alijäädyttimen kautta ennen kuin se viedään kompressorille. Kuvassa 40 on esitetty vain kiertosäiliöt sekä höyrystimen kiertovedelle (DC-kiertovesi) että lauhduttimen kiertovedelle (DH-kiertovesi). Kun DC-kiertovesi on jäähtynyt kylmäpuolen tavoitelämpötilaan, poistetaan jäähtynyt vesi DC-asiakaskiertoon ja tuodaan tilalle DC-paluuvevettä. Vastaavasti kun DH-kiertovesi on lämmennyt tavoitelämpötilaan, poistetaan lämmennyt vesi DH-linjaan ja tuodaan tilalle DH-paluuvevettä. Koneikossa on lisäksi erillinen lämmönsiirrin tulistuksen poistoon kompressorin jälkeen ennen lauhdutinta.

Koeajoissa käytettiin kylmäaineena seosta R407C, jonka logaritminen p,h-käyrästä on esitetty kuvassa 41.

## 8. Jaksollisesti toimiva lämpöpumppu

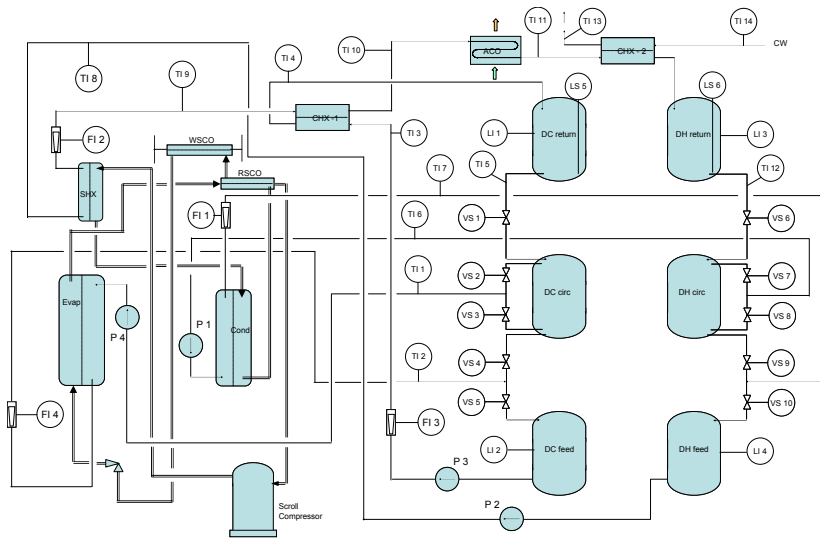


Kuva 41. Logaritminen p,h-käyrästä kylmäaineelle 407C (CoolPack,DTU).

Kylmäaineen höyrystymislämpötila vaihteli jaksottaisessa käytössä  $-5\text{ }^{\circ}\text{C}$ :n ja  $+15\text{ }^{\circ}\text{C}$ :n välillä. Lauhduttimen ja tulistuksenpoistolämmönsiirtimen (SHX) lämpötilat pyrittiin koeajossa pitämään vakiona, jolloin saadut tulokset esittävät jaksottaisen PDC-käytön tilannetta jäädytyksen osalta. Lauhduttimeen menevän veden lämpötila oli n.  $35\text{ }^{\circ}\text{C}$  ja poistuvan veden n.  $42\text{ }^{\circ}\text{C}$ . SHX-siirtimeen tuotiin jäädytysvesi DH-veden syöttösäiliöstä, ja näin vettä voitiin lämmittää edelleen. Veden lämpötila SHX:n jälkeen oli n.  $45\text{ }^{\circ}\text{C}$ .



## 8. Jaksollisesti toimiva lämpöpumppu



Kuva 42. Koelaitoksen virtauskaavio.

Laitoksessa on kuusi muovisäiliötä à 60 litraa, jaettuna kahteen ryhmään. DC-säiliöissä kiertää jäähdytysverkon vesi ja DH-säiliöissä vastaavasti lämmitysverkon vesi. Molemmissa ryhmissä ylin säiliö on verkosta palaavan veden vastaanottosäiliö ("return"), keskimmäinen on kiertosäiliö ("circ") ja alin on verkkoon lähtevän veden säiliö ("feed").

Laitoksessa on neljä kiertopumppua, ja virtauksia mitataan virtausmittareilla. P1 on lauhduttimelle menevän veden pumppu, P2 on lämminvesiverkkoon menevän veden pumppu, P3 on kylmävesiverkkoon menevän veden pumppu ja P4 on höyrystimelle menevän veden pumppu. Vastaavat virtausmittarit ovat FI-1, FI-2, FI-3 ja FI-4. Kaikki pumput käyvät ajon aikana vakiokierto nopeudella.

Koelaitosjärjestelyt on toteutettu siten, että lämpöpumpun tuottama lämpöteho ja jäähdytysteho voidaan käyttää jäähdytys- ja lämmityskierroissa. Tarkoitus on simuloida kuvitteellista kaukolämmön/kaukojäähdytyksen asiakastilannetta, jossa on mukana sekä jäähdytystarvetta että lämmitystarvetta. Jäähdytyskierrossa on yksi lämmönsiirrin, levylämmönsiirrin CHX-1. Lämmityskierrossa on kolme lämmönsiirrintä. Ensimmäinen niistä on sama kuin jäähdytyspiirissä eli CHX-1. Siirrin toimii siis koelaitoksessa sekä jäähdyttimenä että lämmittimenä, mutta todettakoon, että luonnollisestikaan tällaista kiertojen kohtaamista ei ole todellisessa tilanteessa. Toinen lämmityskierroin siirrin on tuloilmalämmitin ACO, joka lämmittää ilmastointi-ilmaa, ja kolmas on levylämmönsiirrin CHX-2, joka lämmittää kylmää tulovettä.

### 8.3 Mittaukset ja laitteiston ohjaus

Lämpötilat mitattiin rauta-konstantaanitermoelementeillä, jotka oli kytketty data-loggeriin. Lämpötilat kirjattiin kolmestatoista mittauspisteestä 100 kertaa minuutissa. Lämpötilatiedot siirrettiin edelleen tietokoneelle. Virtaukset mitattiin rotametreillä. Paluu- ja syöttösäiliöiden pinnankorkeutta voitiin seurata visuaalisesti ulkopuolisten läpinäkyvien pinnankorkeusputkien avulla. Säiliöiden täyttymistä ja tyhjentymistä ohjattiin kapasitiivisilla pinnankorkeusantureilla, jotka oli asennettu paluusäiliöihin.

DC-verkon ja DH-verkon vesikiertoja ohjattiin magneettiventtiileillä, jotka suljettiin ja avattiin automaattisesti siten, että saatiin aikaan haluttu jaksottainen käyttö. Venttiilien numerointi on esitetty taulukossa 8.

Taulukko 8. Venttiilijärjestelmä.

Linja	DC-ryhmä	DH-ryhmä
Paluusäiliöstä kiertosäiliöön	VS1	VS6
Kiertosäiliön yläosasta lämpöpumpun syöttölinjaan	VS2	VS7
Kiertosäiliön alaosasta lämpöpumpun syöttölinjaan	VS3	VS8
Kiertosäiliöstä syöttösäiliöön	VS4	VS9
Lämpöpumpulta syöttösäiliöön	VS5	VS10

DC-kierron veteen oli lisätty etanolia varmistamaan, että vesi ei jäädy höyrystymässä. Liuoksessa oli 1/3 tilavuusosaa etanolia ja 2/3 tilavuusosaa vettä (taulukko 9). Seoksen ominaispaino oli 0,93 kg/l ja ominaislämpökapasiteetti 3,7 kJ/kgK.

Taulukko 9. DC-vesi: etanoli-vesiseos.

DC-vesi: etanoli-vesiseos	til-%	Ominaispaino, kg/l	paino-%	Ominaislämpö- kapasiteetti
Etanoli	33,33	0,789	0,2829	2,44 kJ/kgK
Vesi	66,67	1,000	0,7171	4,19 kJ/kgK
<b>Seos</b>		<b>0,93 kg/l</b>		<b>3,70 kJ/kgK</b>

## 8. Jaksollisesti toimiva lämpöpumppu

Jaksottainen käyttö DC-kierrossa on selostettu alla.

Vaihe 1:n aikana DC-kierron paluusäiliö tyhjenee ja syöttösäiliö täyttyy. DC-säiliöiden venttiilit VS1, VS3 ja VS5 ovat auki, ja venttiilit VS2 ja VS4 ovat kiinni. Syöttösäiliöstä verkkoon menevä virtaus on pienempi kuin kiertosäiliöstä tuleva virtaus, jolloin syöttösäiliö täyttyy. Paluusäiliöstä kiertosäiliöön menevä virtaus on vastaavasti pienempi kuin paluusäiliöön tuleva virtaus, jolloin paluusäiliö tyhjenee. Paluusäiliön vesi valuu kiertosäiliöön venttiilin VS1 kautta. Samanaikaisesti kiertosäiliöstä vesi kiertää venttiilin VS3 kautta höyrystimelle ja sen jälkeen suoraan syöttösäiliöön venttiilin VS5 kautta.

Kun paluusäiliön pinnankorkeus on alarajalla, kapasitiivinen anturi LS-5 ohjaa venttiilien sulkemisen ja avautumisen yhtäaikaisesti. Vaihe 2 alkaa. Paluusäiliö alkaa täyttyä ja syöttösäiliö tyhjentyy. DC-säiliöiden venttiilit VS1, VS3 ja VS5 ovat nyt kiinni ja venttiilit VS2 ja VS4 auki.

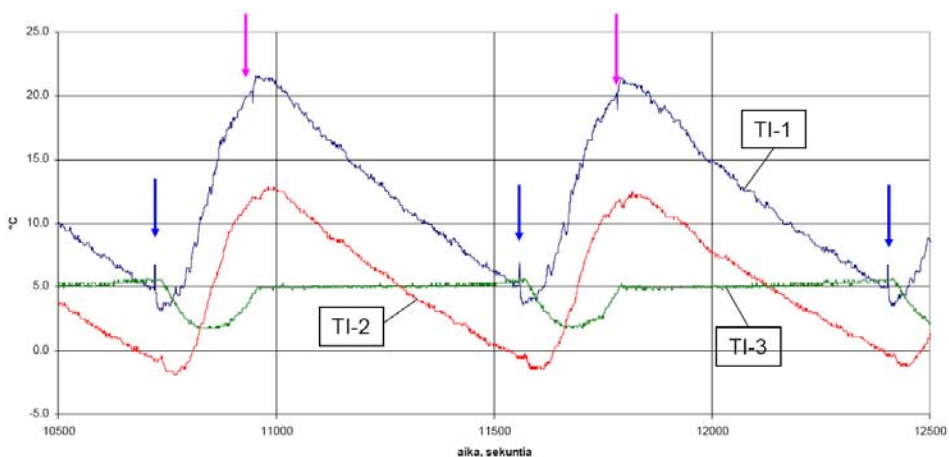
Vaiheen 2 aikana paluusäiliöstä kiertosäiliöön tullut lämmin vesi jäähtyy höyrystinpiirissä. Kierto lähtee höyrystimelle säiliön yläosasta venttiilin VS2 kautta ja palaa säiliön alaosaan venttiilin VS4 kautta. Säiliön vesi ei näin sekoitu, vaan kylmempi vesi vieään pohjalle ja lämmin vesi otetaan yläosasta.

Kun paluusäiliö on täytynyt ja syöttösäiliö tyhjentynyt, LS-5 ohjaa taas venttiilien sulkemisen ja avautumisen yhtäaikaisesti. Vaihe 2 päättyy ja uuden jakson vaihe 1 alkaa. Kiertosäiliö pidetään koko ajan täynnä; vain paluu- ja syöttösäiliön pinnankorkeudet vaihtelevat.

### 8.4 Koeajotulokset

Kuvassa 43 on esitetty PDC-käytön lämpötilakäyrät kahden jakson ajalta. TI-1 on kiertosäiliöltä höyrystimelle lähtevän veden lämpötila, TI-2 höyrystimeltä palaavan veden lämpötila ja TI-3 jäähdytysverkkoon lähtevän veden lämpötila (vrt. prosessikaavio, kuva 42).

Kuvassa 43 venttiilien avautumis- ja sulkeutumishetket on esitetty nuolilla. Vaihe 1:n alkaessa höyrystimelle menevän liuoksen lämpötila TI-1 oli n. 5 °C. Lämpötila nousi vaihe 1:n aikana n. 20 °C:seen. Vaihe 2:n aikana TI-1 lämpötila laski n. 20 °C:sta takaisin 5 °C:seen.



Kuva 43. Lämpöpumpun höyrystinkierron lämpötilat, TI-1 ja TI-2, ja jäähdytysverkkoon tuotetun kylmän veden lämpötila TI-3.

Höyrystimeltä lähtevän liuoksen lämpötila, TI-2, oli alimmillaan, n.  $-2\text{ }^{\circ}\text{C}$ , vaihe 1:n alkaessa ja korkeimmillaan, n.  $12\text{ }^{\circ}\text{C}$ , vaihe 2:n alkaessa. TI-2:n lämpötilakäyrä on melko samanmuotoinen kuin TI-1:n lämpötilakäyrä. Lämpötilaero käyrien välillä vaihtelee: pienimmillään ero oli vaihe 1:n alussa, n.  $4\text{ }^{\circ}\text{C}$ , ja suurimmillaan vaihe 2:n alussa, n.  $8\text{ }^{\circ}\text{C}$ .

Asiakaslinjaan syötettiin n.  $5\text{ }^{\circ}\text{C}$ :n liuosta syöttösäiliöstä, lämpötila TI-3. Vaiheen 1 aikana linjaan lähtevän liuoksen lämpötila laski ensin muutaman asteen ja palasi takaisin tasolle  $5\text{ }^{\circ}\text{C}$  ennen vaihe 1:n päättymistä. Lämpötilan lasku vaiheen alkupuolella johtuu siitä, että höyrystimeltä tulevaa kylmää kiertoliuosta ajetaan syöttösäiliöön, jolloin se sekoittuu säiliössä olevan liuoksen kanssa. Vaihe 1:n päättyessä syöttösäiliö on täynnä n.  $5\text{ }^{\circ}\text{C}$ :n liuosta, jota ajetaan asiakaslinjaan vaihe 2:n aikana.

#### 8.4.1 Lämpöhäviöt, lämpölisät ja pumppujen tehot

Koelaitoksen DH-puolen lämmöstä osa siirtyy huonetilaan putkistojen ja säiliöiden kautta. Vastaavasti DC-puolelle tulee lämpöä huonetilasta kylmien putkien ja säiliöiden pintojen kautta.

Lämpöhäviöt laskettiin linja- ja säiliökohtaisesti huoneilman lämpötilan ja linjan tai säiliön lämpötilan erotuksesta. DH-puolen lämpöhäviöt olivat laskennan mukaan

## 8. Jaksollisesti toimiva lämpöpumppu

n. 210 W putkistoista ja n. 290 W säiliöistä. DC-puolen lämmönsiirto huoneilmasta oli laskennan mukaan n. 100 W putkistoihin ja n. 180 W säiliöihin.

Pumppujen mitatut tehot on esitetty taulukossa 10. Pumput kävivät koko ajan vakiokierrosnopeudella.

Taulukko 10. Kiertopumppujen tehot.

Pumppu	Tehot
P1	168 W
P2	116 W
P3	56 W
P4	168 W

Lämpöpumpun koneikon lämmönvaihtimet olivat hyvin eristettyjä, ainoastaan kompressori oli eristämätön. Kompressorin kuumakaasulämpötila pyrittiin pitämään koeajon aikana vakiona. Kompressorin lämpöhäviöiden arvioitiin olleen n. 120 W.

### 8.5 Tasaisen käytön ja jaksollisen käytön vertailu

Taulukossa 11 on vertailu jaksottaisen PDC-käytön ja tasaisen käytön välillä. Vertailussa on käytetty suoraan mitattuja lämpötila- ja virtausarvoja. PDC-käytön tarkastelu-aika oli 2 jaksoa eli noin 28 minuuttia. Tarkasteluajalle laskettiin keskiarvot kaikista mittauspisteistä. Tasainen käyttötilanne laskettiin saman koeajon aineistosta tilanteelle, jossa DC-veden lämpötila höyrystimeltä kierto-säiliöön oli sama kuin jaksollisen käytön paluuveden lämpötilan keskiarvo. Lauhduttimelle ja höyrystimelle tulevien kiertopumppujen pumppaustehot otettiin huomioon lauhduttimen ja höyrystimen lämmönsiirtotehojen laskennassa.

Lämpöpumpun lämpöteho laskettiin laskemalla yhteen lauhduttimen ja SHX-tulistuksenpoistosiiirtimen lämmönsiirtotehot. Laskennallinen kompressoriteho Taulukossa 11 on lämpötehon ja jäähdytystehon erotus.

## 8. Jaksollisesti toimiva lämpöpumppu

Taulukko 11. Vertailu jaksollisen PDC-käytön ja tasaisen käytön välillä.

			PDC	Jatkuva
			2 jaksoa; 1690 s.	
Kiertopumppu	FI-4	kg/s	0.263	0.263
	TI-1	°C	12.48	12.12
	TI-2	°C	5.49	5.49
	DC kierto	kW	<b>6.800</b>	<b>6.454</b>
	P4	kW	0.168	0.168
Höyrystin			<b>6.968</b>	<b>6.622</b>
Kiertopumppu	FI-1	kg/s	0.283	0.283
	TI-6	°C	35.55	35.78
	TI-7	°C	41.49	41.91
	DH kierto	kW	<b>7.057</b>	<b>7.279</b>
	P1	kW	0.168	0.168
Lauhdutin		kW	<b>6.889</b>	<b>7.111</b>
SHX	FI-2	kg/s	0.133	0.133
	TI-8	°C	40.62	40.75
	TI-9	°C	44.61	44.84
		kW	<b>2.231</b>	<b>2.287</b>
ACO	FI-2	kg/s	0.133	0.133
	TI-10	°C	32.97	33.09
	TI-11	°C	31.90	31.97
		kW	<b>0.597</b>	<b>0.624</b>
CHX-2	jäähd.vesi	kg/s	0.026	0.026
	Tcw	°C	11.25	11.25
	TI-13	°C	30.54	30.59
		kW	<b>2.099</b>	<b>2.104</b>
	Lauhdutusteho		6.889	7.111
	SHX		2.231	2.287
	Lämpöteho yhteensä, kW		9.120	9.398
	Jäähdytysteho, kW		6.968	6.622
	Laskennallinen kompressoriteho, kW		<b>2.152</b>	<b>2.776</b>

## 8. Jaksollisesti toimiva lämpöpumppu

Taulukko 12. DH-kierron ja DC-kierron lämpötaseet jaksottaisessa PDC-käytössä ja tassaissaessa käytössä.

<b>DH-kierto</b>	<b>PDC</b>	<b>Jatkuva</b>
<b>SISÄÄN:</b>	<b>kW</b>	<b>kW</b>
Lauhdutinteho	6.889	7.111
SHX	2.231	2.287
P1+P2	0.284	0.284
<b>Yhteensä</b>	<b>9.404</b>	<b>9.682</b>
<b>ULOS:</b>		
CHX-1	6.372	6.281
ACO	0.597	0.624
CHX-2	2.099	2.104
Lämpöhäviöt	0.500	0.500
<b>Yhteensä</b>	<b>9.568</b>	<b>9.509</b>
Tase-ero (Ulos - sisään)	0.164	-0.173
	1.7 %	-1.8 %
<b>DC-kierto</b>	<b>PDC</b>	<b>Jatkuva</b>
<b>SISÄÄN:</b>	<b>kW</b>	<b>kW</b>
CHX-1	6.372	6.281
P3+P4	0.224	0.224
Lämpölisä	0.280	0.280
	<b>6.876</b>	<b>6.785</b>
<b>ULOS:</b>		
Höyrystimen teho	<b>6.968</b>	<b>6.622</b>
Tase-ero (Ulos - sisään)	0.092	-0.163
	1.3 %	-2.5 %

Taseet sekä kuumalle puolelle (DH-kierto) että kylmälle puolelle (DC-kierto) on esitetty taulukossa 12.

Taulukon 12 mukaiset tase-erot ovat melko pieniä. On kuitenkin huomattava, että koeajot toteutettiin ilman paineantureita, mikä johtuu hankittujen antureiden rikkoutumisesta laitteistossa. Koelaitoksessa ei ollut myöskään käytössä tehomittaus kompressorille, ja siksi analyyseissä on käytetty laskennallista tehoa. Jaksollisen ajotavan koeajoja olisikin hyvä jatkaa, jotta sekä aiemmassa simuloinnissa että tässä laboratoriokokeessa indikoitu ajotavan tekninen potentiaali voitaisiin varmentaa. (Söderman et al., 2006b)



## 9. Yhteenveto

”Urheilupaikkojen integroiduissa lämmitys-jäähdytysteknisissä ratkaisuissa” tutkittiin hiilidioksidin käyttöä jäähdytyksen siirrossa sekä lämpöpumpun jaksollisen ajotavan käyttöä jäähdytyksen ja lämmön tuotantoon varastosäiliöiden avulla.

Suomessa on 209 jäähallia (v. 2007). Nämä sijaitsevat 170 eri paikassa, ja niissä on kenttiä yhteensä 226. Lauhdelämpöä hyödyntävät ratkaisut eivät ole yleisesti käytössä Suomen jäähalleissa. Jäähallien tuottaman lauhdelämmön hyödyntämisen potentiaalia kartoitettiin tutkimalla jäähallien ympäristöä noin 0,5 km:n säteellä hallista lämmön käyttökohteiden selvittämiseksi. Uimahallit, palloiluhallit ja muut yleiset rakennukset, kuten koulut tai virastot, määriteltiin mahdollisiksi käyttäjiksi. Jäähalleista 71 %:n ympäristöstä löytyy potentiaalisia lämmityskohteita, ja 29 %:lle jäähalleista ei löydy järkeviä lauhdelämmön hyödyntäjiä. Jos kaikki potentiaaliset lämmönhyödyntäjät otettaisiin lauhdelämmön piiriin, säästettäisiin energiameenoissa 6–10 milj. € vuodessa.

Hiilidioksidi soveltuu hyvin lämmönsiirtoaineeksi jäähdytysjärjestelmäsovelutuksiin, joissa sen siirto-ominaisuuksia voidaan hyödyntää mahdollisimman täysimääräisesti. Höyrystyvän hiilidioksidin lämmönsiirtokerroin on suuri. Lämmönsiirrossa hiilidioksidi höyrystyy ja lämmönsiirtokapasiteetti eli tiettyyn jäähdytystehtoon tarvittava massavirta jää pieneksi. Lisäksi viskositeetti on pieni, mikä edelleen pienentää siirtopainehäviöitä mahdollistaen pienempien putkikojen käytön. Tämä puolestaan vähentää järjestelmän investointikustannuksia ja tilavaatimuksia putkien osalta. Tehokkaan lämmönsiirron takia voidaan jäähdytyskoneiston höyrystyslämpötila pitää korkeammalla, mikä pienentää energian kulutusta.

Ongelmia hiilidioksidia käytettäessä saattaa syntyä kaksifaasivirtauksesta järjestelmissä, joissa on huomattavia korkeuseroja. Pienillä putkilla virtausnopeuden ollessa tarpeeksi korkea ei ongelmia Vahterus Ring -hiihtoputken käyttöko-

kemusten perustella synny. Mahdolliset ongelmat korostuvat putkikoon kasvaessa. Huomioon on otettava myös korkean painetason tuomat painekestävyysvaatimukset sekä turvallisuuskäsitteet putkirikon sattuessa.

Urheilupaikkojen energiankulutuksien laskentaa varten luotiin yksinkertainen malli EES-ohjelmalla (Engineering Equation Solver). EES ei ole varsinainen joustava simulointiohjelmisto, mutta se sisältää valmiita aineominaisuusrutiineja sekä tulosten esittämisgrafiikkaa. Simulointimalli koostuu osamalleista, kuten kompressorikoneisto (lämpöpumppu) ja lämmön sekä kylmän käyttökohteet. Jäähdytyskoneisto on jaettu seuraaviin komponentteihin: kompressori, tulistuksen jäähdytin, lauhdutin, alijäähdytin ja höyrystin. Tavoitteena oli kuitenkin erilaisten kytkentöjen ja mitoitusparametrien vaikutusten vertailu, joten absoluuttisten energioiden sijasta tärkeämpiä ovat energioiden muutokset.

CO<sub>2</sub>-putkiston mitoitusta ja kustannuksia tarkasteltiin verkoston mallilla, joka laadittiin EES-ympäristöön. Painehäviö, pumppausteho ja kompressorin sähkönkulutus riippuvat putkien halkaisijoista ja kertavastuksista. Kompressorin sähkönkulutus lisääntyy painehäviön kasvaessa, koska CO<sub>2</sub>-säiliön paine laskee. Hankintakustannus muuttuu päinvastaiseen suuntaan kuin käyttökustannus putkikoon mukaan.

CO<sub>2</sub>-lämmönsiirron laskentaan on kehitetty verkkolaskentamalli, jota on aiemmin käytetty hiilidioksidiä lämmönsiirtoaineena käyttävän kaukojäähdytysverkon simulointiin. Tässä tutkimuksessa mallia kehitettiin edelleen tarkentamalla laskentaa ja muokkaamalla sitä paremmin sopivaksi pienemmän mittakaavan verkon simulointiin. Laskentamalliin lisättiin myös osio, joka mahdollisti tarkemman laskennan tilanteessa, jossa virtauksen tila muuttuu merkittävästi, kuten esimerkiksi hiihtoputken latuputkistossa. Malli käsittelee verkkoa solmuina ja niiden välisinä putkina. Kullekin putkelle ja solmulle on määritelty joukko lähtötietoja, joiden avulla niiden toiminta ja vaikutus koko verkkoon lasketaan. Malli ei käsittele lämmönsiirtimiä tai jäähdytyskoneistoa. Kulutussolmuilla on jäähdytyskuorma, joka määrittelee, kuinka hiilidioksidivirtauksen tila muuttuu sen virratessa solmun läpi menopuolelta paluupuolelle. Tuottajasolmulle annetaan alijäähdytyksen suuruus ja lauhtumislämpötila sekä kokonaismassavirta. Koska malli laskee paineen absoluuttiset arvot takaperin tuottajasolmun paluupisteestä, annettu lauhtumislämpötila määrittää samalla painetason koko verkossa. Kokonaismassavirta jakautuu kulutussolmuille annetun mitoitusolosuhteiden jakauman perusteella.

Vahterus Ringin hiihtoputki Uudessakaupungissa oli tutkimuksen mittauskohde. Hiihtoputki on maan päälle elementeistä rakennettu 1 000 metriä pitkä ja 5 metriä

## 9. Yhteenveto

leveä putki, jossa on korkeuseroa 7 metriä. Hiilidioksidi toimii lämmönsiirron väliaineena sekä latuputkissa että ilmanjäähdytysverkostossa. Varsinainen kylmäkone toimii ammoniakilla. Järjestelmän mitoitusjäähdytysteho on 400 kW, joka on mitoituksessa jaettu siten, että 350 kW (87,5 %) tarvitaan ilmapattereissa ja 50 kW (21,5 %) maaputkistossa. Ilmapattereita on 1 000 metrin hiihtoputkessa yhteensä 20 kpl ja latuputkistoa 2 lenkkiä, joissa molemmissa on rinnakkain 20 kpl 514 metrin putkea eli yhteensä 20 560 m halkaisijaltaan 15 mm:n kupariputkea. Ilmapatterien yhteydessä on jäähdytyksen lisäksi myös lämmityskierto vesiglykoliliuoksella. Hiihtoputken vieressä kiertää ”kuntoputki”, jota käytetään esimerkiksi lenkkeilyyn ja juoksuvalmennukseen sekä rullaluisteluun tai -hiihtoon talvella tai muulloinkin sään ollessa ulkona huono. Kuntoputken pituus on myös 1 000 metriä ja leveys noin 4 metriä. Kuntoputkea lämmitetään kylmäkoneen lauhdelämmöllä glykolikerrolla.

Hiihtoputkijärjestelmästä kerättiin mittausdataa, jonka perusteella selvitettiin järjestelmän toimintaa. Suurin mielenkiinto kohdistui CO<sub>2</sub>-kiertoon. Mittauksia järjestelmästä kerättiin kolmella eri tavalla. Valvontajärjestelmän kautta saatiin tietoja lähinnä vain kiinteistöhuollollisista muuttujista, kuten lämpötiloista ja kosteuksista. Kompressorien ohjausjärjestelmästä saatiin tarkempaa tietoa jäähdytyskoneiston lämpötiloista ja paineista. Tehosta saadaan arvio kompressorin paineiden sekä kierrosnopeuden perusteella. Massavirran määrittämistä varten hiilidioksidin menoputkeen asennettiin mittalaippa ja paine-erolähetin. Paineeron perusteella määritettiin CO<sub>2</sub>:n massavirtaus.

Hiihtoputken ilman lämpötila pysytteli melko tarkasti 0 °C:n tuntumassa suuremmin riippumatta ulkolämpötilasta. Latupohjan lämpötila oli hieman alempana, noin -3 °C:ssa. Hiilidioksidiputket ovat eristämättömät lukuun ottamatta 5 metrin putkilinjaa jäähdytyskontista itse hiihtoputkeen. Käytön aikana niiden päälle on kuitenkin kertynyt paksu jää- ja huurrekerros, joka toimii eristeenä. CO<sub>2</sub>-kierto on toteutettu kierroslukusäätöisillä pumpuilla (60–100 %).

Merkittävimmät erot yllä kuvatun kaltaisessa hiihtoputken jäähdytysjärjestelmässä glykoliliuosta lämmönsiirtoaineena käytettäessä ovat suuremmat vaadittavat putkikoot siirtoputkistossa sekä niiden eristämisen välttämättömyys. Glykoliliuoksen heikompi lämmönsiirtokerroin näkyy isompina lämmönsiirtiminä ilmapattereissa. Lisäksi latuputkistoa ei voitane toteuttaa kahtena lenkinä hiilidioksidiratkaisun tapaan vaan useampana erillisenä putkiryhmänä, jotta lämpötilaero jäähdytettävän lumikerroksen ja putkissa virtaavan glykoliliuoksen välillä saadaan pysymään riittävänä. Hiilidioksidilla lämpö sitoutuu virtaukseen hiilidioksidin höyrystyessä, joten lämpötila pysyy lähes samana ja käytännössä laskee

paineen mukana. Simuloinneissa glykoliliuoksen kokonaismassavirta vaihtelee 0–14 kg/s. Pumppaustehojen ero korostuu erityisesti korkealla kuormituksella, jolloin hiilidioksidin pumppaustarve kasvaa noin 10–20 % matalaan kuormitukseen nähden, kun taas glykoliliuosta käytettäessä pumppaustehon tarve kasvaa suurimmillaan noin kymmenkertaiseksi.

Tutkimuksessa tarkasteltiin myös Uudenkaupungin jäähallin kylmäkoneiden uusintaa. Yksi vaihtoehto kylmäkoneiden uusinnalle olisi käyttää hiihtoputken kylmäkoneita myös jäähallin kylmätuotantoon. Hiihtoputken nykyiseen kylmäkapasiteettiin tarvittaisiin yksi jäähdytyskone lisää, jolloin jäähdytysteho voitaisiin siirtää putkella jäähallille hiilidioksidia lämmönsiirtoaineena käyttäen. Nykyisin osa jäähallin kylmäkoneiden lauhdelämmöstä käytetään jääkoneen veden lämmittämiseen sekä kahviotilojen lämmityskierrossa. Kahvila- ja pukuhuoneitilojen lämmitys hoidetaan kaukolämmöllä. Kaikissa vaihtoehdoissa kylmäkoneen lauhdelämmölle olisi tarkoitus löytää hyötykäyttöä, jotta kokonaisprosessin hyötysuhde tulisi korkeaksi. Selvityksessä tutkittiin myös jäähallin lämmittämistä ja sen vaikutusta. Pelien aikana katsomo lämmitetään kylmäkoneiden lauhdelämmöllä, ja mahdollinen lisälämpö saadaan kaukolämpöveden paluulämpötilasta. Jäähdytysjärjestelmän käyttöikä on edullisinta jatkaa niin pitkälle kuin mahdollista, aina vuoteen 2015 asti, jolloin se on joka tapauksessa uusittava kompressorin kylmäaineen (R22) takia. Uudet kylmäkoneet kannattaa vaihtaa luonnollisella kylmäaineella (esimerkiksi ammoniakki tai CO<sub>2</sub>) toimiviksi. Tässä vaiheessa voidaan harkita myös kaukalon jäähdytyksen jakojärjestelmän uusimista. Mikäli rataputkiston kunto todetaan riittävän hyväksi, tulisi sitä käyttää mahdollisimman pitkään.

Myös kauppakeskus Idea Park Lempäälässä oli yhtenä esimerkkikohteena energiatarkeuudessa. Liiketiloihin lisäksi kompleksiin tulee kallio-tiloihin sijoitettu uimahalli ja hiihtotunneli. Molemmat toimivat myös väestösuojana. Tavoitteena oli tutkia kytkennän ja ohjaustavan vaikutusta hiihtoputken lämmön talteenoton energioihin. Tavoitteena oli myös selvittää hiilidioksidin käytöllä hiihtotunnelin lämmönsiirtoaineena saavutettavia etuja sekä hiilidioksidin käyttömahdollisuuksia turvallisuuden kannalta. Laskelmien perusteella lämpövirta kallioista tunneliin puoliintuu viimeistään muutaman vuoden kuluessa ja hiihtoputken jäähdytysenergian tarve pienenee ensimmäiseen vuoteen verrattuna 2–3 vuodessa noin 25 %. Tuloilman ja sisäisten kuormien takia muutos ei ole yhtä suuri kuin kallio-  
perästä tulevan lämpövirran muutos.

Aluejäähdytysjärjestelmän peruseriaate on tuotannon keskittäminen sekä jäähdytyksen jakelu verkon välityksellä. Kiinteistökohtaisiin jäähdytysjärjestelmiin

## 9. Yhteenveto

verrattuna etu on selkeä, koska järjestelmän kuormitus voidaan pitää suurimman osan ajasta korkealla tuotannolle edullisella tasolla ja mahdolliset lämmön talteenotto- ja varastointiratkaisut ovat helpommin ja järkevämmiin toteutettavissa keskitettyinä. Lisäksi kiinteistöissä huoltotarve vähenee, jäähdytyskoneiden ja ulkoilmapattereiden tila vapautuu muuhun käyttöön sekä ilmapattereiden aiheuttama meluongelma poistuu.

Aluejäähdityksen tuotanto voidaan toteuttaa kompressorin- tai absorptiopohjaisella tekniikalla. Kompressorin perustuva järjestelmä kuluttaa sähköä, kun taas absorptioprosessi tarvitsee lämpöä. Tyypillisissä toteutuksissa kompressoritekniikalla saadaan sähköenergiankulutukseen nähden arviolta kaksikertainen määrä jäähdytysenergiaa ja kolminkertainen määrä lämpöenergiaa, riippuen prosessin lämpötilatasoista ja toteutuksesta. Absorptioprosessilla lämpö muuttuu kylmäksi kertoimella 0,6–1,5 toteutuksesta riippuen. Hiilidioksidia lämmönsiirtoaineena käytävä jakelu vaatii putkistolta normaalia kaukojäähdytysputkea suurempaa paineenkestävyyttä, koska hiilidioksidin painetaso on normaalitilanteessa noin 40 bar. Hiilidioksidikiertoa rajoittavana tekijänä onkin sisäisen jakeluputkiston lämmönsiirtoaineen jäätymispiste. Alhaisimmillaan tulevan hiilidioksidin lämpötila saisi olla 3–4 °C tätä pistettä korkeammalla. Verkkoon pumpataan alijäähdytettyä hiilidioksidia, jotta virtaus ei saavuta kylläistä tilaa menoputkissa ja jäähdy alle tavoitelämpötilan paineen laskiessa. Kuluttajalla höyrystyys säädetty määrä virtauksesta, ja paluuputkissa vallitsee kaksifaasivirtaus. Höyrystymistä ei viedä loppuun saakka, jotta lämmönsiirto olisi tehokasta. Vaikka höyrystyminen olisikin täydellistä, kaksifaasivirtaukseen olisi silti varauduttava, sillä ilman tulistusta hiilidioksidi alkaa nesteytyä valitulla lämpötilatasolla paineen laskiessa.

Lämpöpumpun jaksollisessa ajotavassa (Finnish Patent Nr. 113203) PDC-käytössä (PDC, Periodic District Cooling) lämpöpumpun kompressorin käy jatkuvasti mutta paine-ero kompressorin yli vaihtelee. Tämä saadaan aikaan muuttamalla höyrystimeen tulevan lämmönlähteen lämpötilaa. Vastaavasti voidaan muuttella lauhdutinpuolen jäähdytysveden lämpötilaa jaksottaisesti ja saada aikaan samanlainen vaikutus lämmityspuolella. Lämpötilan muutokset saadaan aikaan kuudella muovisäiliöllä, jotka on jaettu kahteen ryhmään. Jäähdytyspuolen säiliöissä kiertää jäähdytysverkon vesi ja lämmityspuolen säiliöissä vastaavasti lämmitysverkon vesi. Idean toimivuuden kokeilemiseksi rakennettiin koe-laitteisto.

Koelaitokseen hankittiin standardityyppinen lämpöpumppu, jonka nimellislämpöteho on 7,5 kW lämpökertoimella 3. Kompressoriteho on noin 2,5 kW. Kompressorin on hermeettisesti toimiva kompressorin, jossa kylmäaineena käytettiin

seosta R407C. Koelaitoksessa ei ollut tehomittausta kompressorille, minkä vuoksi analyyseissä on käytetty laskennallista tehoa. Laskennallinen kompresso-riteho saatiin lämpötehon ja jäähdytystehon erotuksena. Jaksollinen ajotapa oli tuloksen perusteella tehokkaampi kuin jatkuva ajotapa. Koeajoja olisi tarpeen jatkaa, jotta sekä aiemmassa simuloinnissa että näissä koeajoissa indikoitu ajotavan tekninen potentiaali voitaisiin varmentaa.

# Lähdeluettelo

- Aittomäki A. & Mäkinen, A. (2008). EES simulointimallin käyttöohje. Tampereen teknillinen yliopisto.
- CoolPack, A Collection of Simulation Tools for Refrigeration, DTU, Dept. Energy Eng.
- Energiateollisuus ry, Kaukolämpö (2005). Maanalaisten kiinnivaahdotettujen kaukolämpöjohtojen rakentamiskustannukset. 10 s.
- Finnish Patent Nr. 113203 (2004). Oy Turku Energia-Åbo Energi Ab.
- Opetusministeriö (1999). Jäähallit ja tekojäähdytys. Opetusministeriön julkaisu 71.
- Pulkki, L. (2006). Hiilidioksidikäyttöisen jäähdytysjärjestelmän putkistomitoitus. Diplomityö, Tampereen teknillinen yliopisto.
- Rämä, M. (2006). Hiilidioksidi kaukojäähdytysverkon lämmönsiirtoaineena. VTT. 90 s.
- Sipilä, K. et al. (2008). Uudenkaupungin jäähallin kunnostus. Upiläjä-projekti. (Ei julkinen)
- Suomen jääkiekkoliitto (2007). Internet-sivut (<http://www.finhockey.fi>).
- Söderman, J., Öhman, G., Aittomäki, A., Mäkinen, A., Sipilä, K. & Rämä, M. (2006a). Design and operation of integrated cooling and heating in regions and buildings, Åbo Akademi University, Faculty of Technology, Heat Engineering Laboratory, Report 2006-3. 81 p.
- Söderman, J., Öhman, G. & Saxén, H. (2006b). A periodic process for enhanced district cooling generation. 10th Symposium District Heating and Cooling, Lectures, Hannover.



Julkaisun sarja, numero ja  
raporttikoodi

VTT Tiedotteita 2476  
VTT-TIED-2476

Tekijä(t) Kari Sipilä, Miika Rämä, Antero Aittomäki, Ali Mäkinen & Jarmo Söderman		
Nimeke <b>Urheilupaikkojen integroidut lämmitys- ja jäähdytystekniset ratkaisut</b>		
Tiivistelmä <p>Tutkimuksessa selvitettiin hiilidioksidin käyttöä jäähdytyksen siirrossa. Mittauskohteena oli Vahterus Ringin hiihtoputki Uudessakaupungissa. Hiihtoputki on maan päälle elementeistä rakennettu 1 000 metriä pitkä ja 5 metriä leveä putki, jossa on korkeuseroa 7 metriä. Hiilidioksidi toimii lämmönsiirron väliaineena sekä latuputkissa että ilman jäähdytysverkostossa. Hiihtoputkijärjestelmästä kerättiin mittausdataa, jonka perusteella selvitettiin järjestelmän toimintaa. Suurin mielenkiinto kohdistui CO<sub>2</sub>-kiertoon. Hiihtoputken ilman lämpötila pysytteli melko tarkasti 0 °C:n tuntumassa suuremmin riippumatta ulkolämpötilasta. Latupohjan lämpötila oli hieman alempana, noin -3 °C:ssa. Hiilidioksidiputket ovat eristämättömät. Käytön aikana niiden päälle on kuitenkin kertynyt paksu jää- ja huurrekerros, joka toimii eristeinä. Hiilidioksidijäähdytystä verrattiin myös glykolikiertoiseen jäähdytykseen. Merkittävimmät erot hiihtoputken jäähdytysjärjestelmässä ovat suuremmat putkikoot sekä niiden eristämisen välttämättömyys. Glykoliliuoksen käyttö johtaa isompiin lämmönsiirtimiin ilmapattereissa. Lisäksi latuputkistoa ei voida toteuttaa kahtena lenkinä hiilidioksidiratkaisun tapaan vaan useampana putkiryhmänä, jotta lämpötilaero lumikerroksen ja putkissa virtaavan glykoliliuoksen välillä saadaan pysymään riittävän suurena. Hiilidioksidilla lämpö sitoutuu virtaukseen hiilidioksidin höyrystyessä, joten lämpötila pysyy lähes samana ja käytännössä laskee paineen mukana. Rakennusten aluejäähdytys voidaan toteuttaa hiilidioksidikierrolla. Hiilidioksidia lämmönsiirtoaineena käytävä jakelu vaatii putkistolta normaalia kaukojäähdytysputkea suurempaa paineenkestävyyttä, koska hiilidioksidin painetaso on normaalitilanteessa noin 40 bar. Hiilidioksidikiertoa rajoittavana tekijänä onkin sisäisen jakeluputkiston lämmönsiirtoaineen jäätymispiste.</p>		
ISBN 978-951-38-7281-6 (nid.) 978-951-38-7282-3 (URL: <a href="http://www.vtt.fi/publications/index.jsp">http://www.vtt.fi/publications/index.jsp</a> )		
Avainnimeke ja ISSN VTT Tiedotteita – Research Notes 1235-0605 (nid.) 1455-0865 (URL: <a href="http://www.vtt.fi/publications/index.jsp">http://www.vtt.fi/publications/index.jsp</a> )		Projektinnumero 12649
Julkaisu-aika Huhtikuu 2009	Kieli Suomi, engl. tiiv.	Sivuja 78 s.
Projektin nimi Urheilupaikkojen integroidut lämmitys-jäähdytystekniset ratkaisut (UPI-LÄJÄ)		
Toimeksiantaja(t) Tekes, Oy Aga Ab, Fincoil-Teollisuus Oy, Idea Park Oy, Ins.tsto Granlund Tampere Oy, Outokumpu Pori Tube Oy, Scancool Oy, Suomen Lämpöpumpputekniikka Oy, Suomen Tekojää Oy, TAC-Atmostech Oy, Vahterus Oy, Vattenfall Lämpö Oy sekä Uusikaupunki ja Lempäälän kunta		
Avainsanat coal dioxide cooling, skiing pipe, integrated heating and cooling		Julkaisija VTT PL 1000, 02044 VTT Puh. 020 722 4404 Faksi 020 722 4374





Author(s) Kari Sipilä, Miika Rämä, Antero Aittomäki, Ali Mäkinen & Jarmo Söderman		
Title <b>Integrated heating and cooling production in sport halls</b>		
Abstract <p>Integrated heating and cooling systems in sport halls were the main topic of this research project. Also, the use of carbon dioxide as a heat transfer medium and periodic heat pump process with storage tanks was studied.</p> <p>CO<sub>2</sub> case facility was Vahterus skiing ring in the city of Uusikaupunki. The skiing ring is 1 000 meter long and 5 meter wide built using prefabricated elements. The maximum difference in altitude is 7 meter. CO<sub>2</sub> is used as heat transfer media both in cooling pipes under the skiing track and in the pipelines supplying the air heat exchangers.</p> <p>Collecting of data in Uusikaupunki was done with two individual measurement systems. The first one was property monitoring system collecting data from the skiing pipe, such as temperatures, moisture etc. The other system was connected to cooling equipment of the skiing pipe. The aim of measurements was to analyze operation of CO<sub>2</sub> pipes in skiing pipe and produce data for modeling purposes. The indoor temperature was steady being 0 °C and – 3 °C in the snow track.</p> <p>The second objective was to further develop a CO<sub>2</sub> pipeline model, using the skiing pipe as case facility. The aim was to study how carbon dioxide operates as a heat transfer medium for cooling the skiing pipe. A network model was constructed, which enables networks of both glycol water and carbon dioxide to be calculated and analyzed. Carbon dioxide cooling process takes advantage of the phase change energy by evaporating carbon dioxide to achieve the cooling effect. Liquid carbon dioxide is pumped to the cooling pipes under the skiing track and air heat exchangers where it evaporates. The evaporation is not complete in order to avoid the need for larger heat exchanger area due to low heat transfer coefficient in high qualities. The return flow is in two phases.</p> <p>The potential of using condensing heat gained from cooling processes in ice hockey halls for heating swimming halls, sporting halls or other public buildings located close enough was investigated.</p>		
ISBN 978-951-38-7281-6 (soft back ed.) 978-951-38-7282-3 (URL: <a href="http://www.vtt.fi/publications/index.jsp">http://www.vtt.fi/publications/index.jsp</a> )		
Series title and ISSN VTT Publications 1235-0605 (soft back ed.) 1455-0865 (URL: <a href="http://www.vtt.fi/publications/index.jsp">http://www.vtt.fi/publications/index.jsp</a> )		Project number 12649
Date April 2009	Language Finnish, Engl. abstr.	Pages 78 p.
Name of project Urheilupaikkojen integroidut lämmitys-jäähdytystekniset ratkaisut (UPILÄJÄ)		
Commissioned by Tekes, Oy Aga Ab, Fincoil-Teollisuus Oy, Idea Park Oy, Ins.tsto Granlund Tampere Oy, Outokumpu Pori Tube Oy, Scancool Oy, Suomen Lämpöpumpputekniikka Oy, Suomen Tekojää Oy, TAC-Atmostech Oy, Vahterus Oy, Vattenfall Lämpö Oy, municipalites of Uusikaupunki and Lempäälä		
Keywords coal dioxide cooling, skiing pipe, integrated heating and cooling		Publisher VTT Technical Research Centre of Finland P.O. Box 1000, FI-02044 VTT, Finland Phone internat. +358 20 722 4404 Fax +358 20 722 4374



Tutkimuksessa selvitettiin urheilupaikkojen jäähdytyksen ja lämmön tuotannon integrointimahdollisuutta sekä hiilidioksidin käyttöä jäähdytyksen siirrossa. Lämpöpumpun jaksollisen ajotavan käyttöä jäähdytyksen ja lämmön tuotantoon tutkittiin varastosäiliöiden avulla.

Hiilidioksidi omaa hyvät ominaisuudet jäähdytyksen siirtoon. Höyrystyvän hiilidioksidin lämmönsiirtokerroin on suuri, ja lämmönsiirtokapasiteetti eli tiettyyn jäähdytystehoon tarvittava massavirta jää pieneksi. Lisäksi viskositeetti on pieni, mikä pienentää siirtopainehäviöitä mahdollistaen pienempien putkikokojen käytön.

Uudenkaupungin hiihtoputki oli tutkimuksen mittauskohde. Hiihtoputki on maan päälle elementeistä rakennettu 1 000 metriä pitkä putki. Hiihtoputken vieressä kiertää ”kuntoputki”, jota käytetään lenkkeilyyn, rullaluisteluun ja -hiihtoon. Kuntoputkea lämmitetään kylmäkoneen lauhdelämmöllä glykolikierrolla. Hiilidioksidijäähdytystä verrattiin myös glykolikiertoiseen jäähdytykseen. Merkittävimmät erot hiihtoputken jäähdytysjärjestelmässä ovat suuremmat putkikoot sekä niiden eristämisen välttämättömyys.