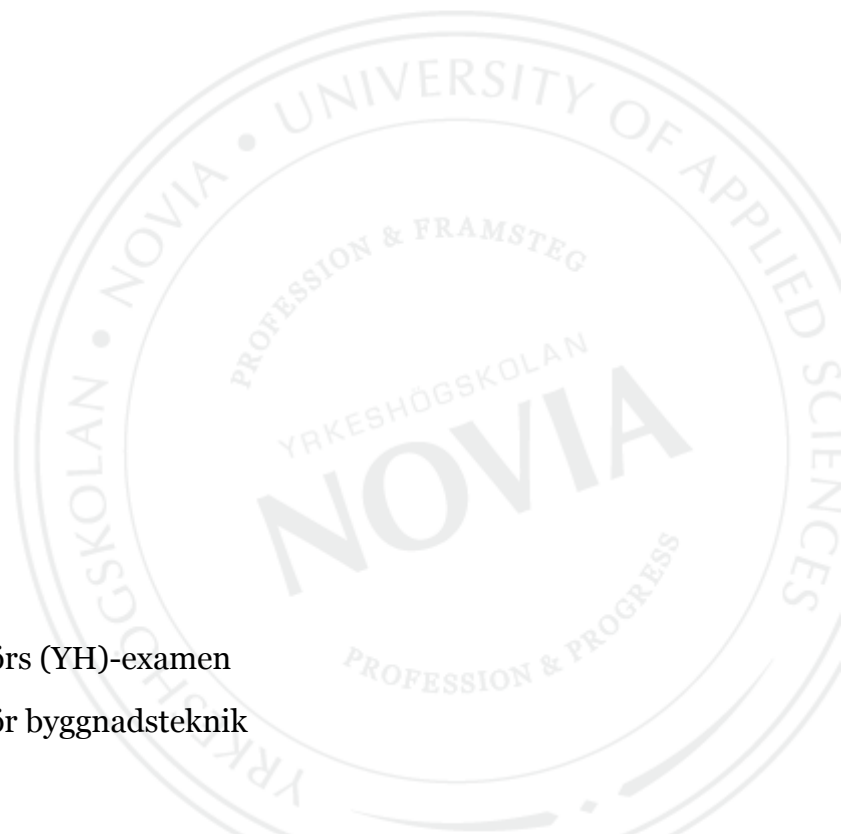


# **Återvinning av kondensorenergi från kylmaskin i livsmedelsaffär**

Tor Wik

Examensarbete för ingenjör (YH)-examen  
Utbildningsprogrammet för byggnadsteknik  
Vasa 2014



## **EXAMENSARBETE**

Författare: Tor Wik  
Utbildningsprogram och ort: Byggnadsteknik Vasa  
Inriktningalternativ/Fördjupning: Vvs-teknik  
Handledare: Kari Rintamäki

Titel: *Återvinning av kondensorenergi från kylmaskin i livsmedelsaffär*

---

Datum: 09.04.2014

Sidantal: 39

Bilagor : 4

---

### **Abstrakt**

Inom livsmedelshandeln förbrukar kylanläggningar mycket energi som pumpas ur kylrummen direkt ut utan återvinning. Här finns en stor mängd energi som kan återanvändas.

Detta ingenjörarbete är analys av ett tidigare kundarbete som gäller återvinning av kondensorenergi från kylmaskiner i en livsmedelsaffär.

Syftet med ingenjörarbetet är att göra en behovsutredning med kostnadsförslag och en beräkning av återbetalningstid för investeringen. Beräkningarna kan användas som beslutsunderlag för fastighetsbolagets styrelse.

Arbetet omfattar studier av teknikteori samt beräkningar och analyser av resultaten.

Dokumentationen är uppbyggd på ett sådant sätt att den kan användas av andra som är intresserade av att studera vidare i ämnet.

Enligt resultaten i dessa studier är den potentiella återbetalningstiden kort och med avseende på stigande energipriser finns det pengar att spara genom återvinning av kondensorenergi från kylmaskiner.

---

Språk: svenska

Nyckelord: kylmaskiner, återvinning av kondensorenergi

---

## OPINNÄYTETYÖ

Tekijä: Tor Wik  
Koulutusohjelma ja paikkakunta: Rakennustekniikka Vaasa  
Suuntautumisvaihtoehto/Syventävät opinnot: Lvi-tekniikka  
Ohjaaja: Kari Rintamäki

Nimike: *Kylmäkoneiston lauhdutuslämmön talteenotto elintarvikemyymälässä*

---

Päivämäärä: 09.04.2014

Sivumäärä: 39

Liitteet: 4

---

### Tiivistelmä

Elintarvikeliiketoiminnassa kylmälaitokset kuluttavat paljon energiaa joka pumpataan pois kylmiöistä suoraan ulos ilman jonkinlaista talteenottoa, nämä energiat voidaan ottaa talteen ja käyttää muihin.

Tämä opinnäytetyö on tehty aikaisimman asiakastyön analyysina koskien kylmäkoneiston lauhdutuslämmön talteenotto elintarvikemyymälässä.

Työn tarkoituksena on tehdä hankesuunnitelman kustannusarviolla ja takaisinmaksuajalla koskien investoinnin kustannuksia, joka kiinteistöyhtiön johtokunta voi käyttää päätösteon yhteydessä.

Työ käsittää teorian tutkimus liittyen tämän työn takana olevat teoriat sekä laskelmat ja tuloksen analysointi.

Dokumentaatio on laadittu siten, että opinnäytetyötä voidaan käyttää jatkotutkimusten lähteenä.

Tämän tutkimuksen tuloksen mukaan potentiaalinen takaisinmaksuaika on lyhyt, huomion ottaen energiahinnan nousua raha säästyy jos kylmäkoneiston lauhdutuslämpö otetaan talteen.

---

Kieli: svenska Avainsanat: kylmäkoneisto, lauhdutuslämmön talteenotto

---

## **BACHELOR'S THESIS**

Author: Tor Wik  
Degree Programme: Building engineering Vasa  
Specialization: Hvac technology  
Supervisor: Kari Rintamäki

Title: *Recovery of condenser energy from refrigeration systems in grocery store*

---

Date: 09.04.2014

Number of pages: 39

Appendices: 4

---

### **Summary**

A common miss-use within the grocery trading business today is that large amounts of energy used in refrigerated displays and other cooling facilities isn't recycled at all, just blown straight out into the open air.

This thesis is an analysis of a previous customer case regarding the economical benefits with recycling waste-energy from refrigerated displays in a grocery store.

The purpose of the thesis is to give the housing company`s board of directors enough data, with a cost estimate and estimated payback period with regards to the buildings energy needs, in order to make the decision to invest or not.

In-depth studies on the theories regarding energy recycling technology have been done as a part of the work behind this thesis and analysis, along with case calculations and evaluations.

The thesis is presented in such a way that others interested in this field of work can use it as an introduction or a stepping stone to further studies.

The potential payback is large according to the results in this thesis and with regards to today`s staggering energy prices recycling condenser energy from refrigeration systems is money saved.

---

Language: Swedish

Key words: cooling machines, recovery of condenser energy

---

# INNEHÅLLSFÖRTECKNING

1	INLEDNING.....	1
1.1	Uppdragsgivare.....	1
1.2	Bakgrund.....	1
1.3	Objekt.....	1
1.4	Syfte och mål.....	2
1.5	Avgränsningar.....	2
2	TEORI.....	2
2.1	Faser i planeringsprocessen.....	2
2.1.1	Behovsutredning.....	3
2.1.2	Projektplanering.....	3
2.1.3	Byggnadsplanering.....	3
2.1.4	Byggande.....	4
2.1.5	Ibruktagning.....	4
2.2	Kylanläggning.....	4
2.2.1	Kylprocessen.....	4
2.2.2	Kylkapacitet.....	7
2.2.3	Kompressorns effektbehov.....	7
2.2.4	Kylanläggningens köldfaktor.....	7
2.2.5	Kylanläggningens värmefaktor.....	8
2.2.6	Olika kylanläggningar.....	8
2.2.6.1	Direkt förångande kylanläggning.....	9
2.2.6.2	Vätskekopplade kylanläggningar.....	9
2.3	Fjärrvärme.....	11
2.3.1	Fjärrvärmecentral.....	12
2.3.2	Dimensionering av värmeväxlare för uppvärmning.....	13
2.3.3	Beräkning av energibehov för uppvärmning av fastigheter.....	14
2.3.4	Dimensionering av värmeväxlare för bruksvarmvatten.....	15
2.4	Uppvärmning av varmt tappvatten.....	16
2.4.1	Direktuppvärmning.....	16
2.4.2	Uppvärmning i beredare.....	17
2.4.3	Beräkning av energibehov för uppvärmning av tappvatten.....	18
2.5	Ventilation.....	19
2.5.1	Olika typer av ventilation.....	19

2.5.2	Luftvärmare för ventilationsanläggningar.....	19
2.5.3	Dimensionering av luftvärmare.....	20
2.6	Dimensionering av cirkulationspumpar .....	21
2.6.1	Tryck .....	21
2.6.2	Flöde.....	21
2.6.3	Val av cirkulationspump.....	22
2.6.4	Cirkulationspumpens energiförbrukning.....	23
2.7	Återvinning av kondensorvärme i kylanläggningar .....	23
2.7.1	Kylanläggningens kondensorvärme.....	23
2.8	Graddagstalet .....	24
2.8.1	Bestämning av graddagstalet .....	24
2.8.2	Graddagstalets användning i energiberäkningar .....	25
3	DIMENSIONERING.....	26
3.1	Basuppgifter för dimensioneringen.....	26
3.2	Kondensorenergi från kylmaskiner.....	26
3.3	Energibehov för uppvärmning av tappvatten.....	27
3.4	Energibehov för uppvärmning av fastigheten.....	27
3.5	Energibehov för uppvärmning av ersättande luft.....	28
3.6	Beredare för tappvarmvatten... ..	28
3.7	Fövärmningsbatteri för förvärmning av ventilationens tilluft.....	28
3.8	Cirkulationspumpar.....	29
3.9	Utförande.....	29
4	KOSTNADSKALKYL.....	29
4.1	Investeringskostnader för förvärmning av tilluft.....	30
4.2	Investeringskostnader för förvärmning av tappvatten.....	30
4.3	Driftskostnader.....	30
4.4	Lönsamhetskalkyl.....	31
4.5	Återbetalningstid.....	31
5	ANALYS AV RESULTATEN.....	32
5.1	Energibehov för uppvärmning av tappvatten.....	33
5.2	Energibehov för uppvärmning av fastigheten.....	33
5.3	Energibehov för uppvärmning av ersättande luft.....	34
5.4	Beredare för tappvarmvatten... ..	35
5.5	Fövärmningsbatteri för förvärmning av ventilationens tilluft.....	35
5.6	Investeringskostnader.....	35

5.7 Lönsamhetskalkyl.....	36
5.8 Återbetalningstid.....	36
6 SAMMANFATTNING.....	37
7 KÄLLFÖRTECKNING.....	38

## **BILAGEFÖRTECKNING**

1. Fjärrvärmeförbrukning 2013.
2. Dimensionering av glykolåtervinningsbatteri.
3. Inbesparingar med återvinningsbatteri.
4. Principschema återvinningsystem.

## **1 INLEDNING**

Detta examensarbete är en utredning om huruvida det finns ekonomisk lönsamhet att ta tillvara kondensorvärmern från kylmaskiner i en livsmedelsaffär. Arbetet omfattar behovsutredningsfasen i byggnadsprocessen.

### **1.1 Uppdragsgivare**

Uppdragsgivaren Jbb Ekonomi- & fastighetsförvaltning med kontor i Nykarleby har förutom bokföringstjänster även disponentverksamhet.

### **1.2 Bakgrund**

Av styrelsen för Fastighets Ab Sollefteågatan 9 Kiinteistö Oy fick disponenten i uppdrag att låta utföra en kostnadskalkyl om kondensorvärmern från livsmedelsaffären K-Market Torghallen kan användas i fastighetens uppvärmningssystem.

### **1.3 Objekt**

Bostads Ab Sollefteågatan består av 16 bostadslokaler, 3 affärslokaler med sociala utrymmen och lagerutrymmen. Bostadsarean är 3101 m<sup>2</sup> och bostadsvolymen är 9800 m<sup>3</sup>. Fastigheten värms upp med fjärrvärme och fjärrvärmeförbrukningen var 438 930 kWh år 2013. Vattenförbrukningen var 2157 m<sup>3</sup> år 2013.

Ingen separat mätning av värmeenergi- eller bruksvattenförbrukning finns i de olika lokalerna.

Torghallens byggnadsarea är 712 m<sup>2</sup> och byggnadsvolymen är 2492 m<sup>3</sup>.



## 1.4 Syfte och mål

Syftet med ingenjörskapet är att göra en behovsutredning med kostnadskalkyl och återbetalningstid beträffande investeringen som sedan kan användas som beslutsunderlag för fastighetsbolagets styrelse angående investeringen.

## 1.5 Avgränsningar

Eftersom kylmaskiner arbetar med låga temperaturer avgränsas utredningen endast till uppvärmning av förbrukningar som har låg utgångstemperatur. Varmt tappvatten värms från 5 °C till 55 °C och ventilationens tilluft värms vanligtvis från -29 °C till +18 °C emedan radiatorsystemet värms från 40 °C till 70 °C. Dessutom är framledningstemperaturen beroende av utomhustemperaturen (Seppänen 2001).

I arbetet undersöks alternativen förvärmning av varmt tappvatten och förvärmning av ventilationens tilluft.

Vid förvärmningen av varmt tappvatten beaktas det att tappvattnet inte har jämn förbrukning under dygnets alla tider, därför förses anläggningen med varmvattenberedare. Begränsningen i beredarvolymen bestäms av tillgängliga placeringsutrymmen.

Vid förvärmningen av ventilationens tilluft begränsas undersökningen till K-Market Torghallen, eftersom den lokalen är den enda lokalen i fastigheten som har mekanisk tilluft. Här finns dessutom mycket att spara eftersom ventilationen inte är försedd med återvinning.

## 2 TEORI

I teoridelen behandlas teorin bakom de lösningar som ligger till grund för detta arbete.

### 2.1 Faser i planeringsprocessen

Ett byggnadsprojekt är ofta avancerade, långvariga och en helhet av många inblandade parter. Fastighetsbyggande indelas oftast i behovsutrednings-, projektplanerings-, byggnadsplanerings-, byggnads- och ibruktagningsskeden (Liuksiala Eero 2004).

### **2.1.1 Behovsutredning**

I behovsutredningen utreds projektets nödvändighet och ändamålsenlighet. Dessutom utreds projektets förutsättningar och möjligheter. Utredningsarbetets resultat sammanställs till behovsutredningsrapport, från vilken det tas beslut om projektplanering.

Behovsutredningen består av preliminär byggnadsprogram, tidtabell samt kostnads- och lönsamhetskalkyl.

### **2.1.2 Projektplanering**

Vid projektplaneringen utreds och bedöms projektets behov och möjligheter till förverkligande detaljerat samt alternativa sätt att förverkliga projektet. Som resultat av detta skede framläggs projektets genomförbarhet samt till byggnaden ställda omfattnings- och kvalitetskrav.

I projektplaneringen ges planeringsdirektiv för fastighetens tekniska planerare, så att de kan uppgöra sina respektive områdets planeringar för utförande av byggnation.

Efter projektplaneringen tas beslut om investering.

### **2.1.3 Byggnadsplanering**

Från entreprenadavtalets sida sett är byggnadsplaneringsfasen den viktigaste av planeringsfaserna, som börjar från planeringsavtal gjorda med planerarna.

För byggnadsprojektets rumsindelningar ansvarar arkitekten, för byggnadstekniska planeringen ansvarar byggnadsplaneraren, för el- och teleteknik ansvarar elplaneraren, och för värme, vatten, ventilationen och fastighetsautomationen ansvarar VVS-planeraren.

I denna fas förutsätts det inte att samtliga detaljritningar och handlingar skall var helt klara, sådana handlingar som inverkar på entreprenadpriset måste däremot var klara.

Planeringsarbeten fortsätter även under byggnadsfasen. De i byggnadsplaneringsfasen gjorda planeringshandlingarna bifogas till offertbegäran för val av entreprenör.

## 2.1.4 Byggande

Byggnadsfasen inleds efter underskrift av entreprenadavtal med valda entreprenörer och avslutas vid projektets överlåtande till beställaren.

## 2.1.5 Ibruktagning

Vid ibruktagningen sätter sig användarna i fastighetens användning.

## 2.2 Kylanläggning

Medan värmeenergi naturligt övergår från en hög temperatur till en lägre krävs det teknisk utrustning för att få värme att gå i motsatt riktning. En kylanläggnings uppgift är att flytta värmeenergi från en låg temperatur till en högre temperatur. Anläggningen är i drift så länge det behövs för att komma ner till den önskade temperaturen.

Kylanläggningens viktigaste komponenter är kompressor, kondensor, expansionsventil, förångare och rörledningar. Förutom dessa komponenter måste det finnas ett köldmedium i anläggningen. Köldmediet som används ändrar aggregationstillstånd och binder värmeenergi vid förångning och avger den vid kondensering.

### 2.2.1 Kylprocessen

För att läsaren lättare skall förstå kylprocessen förklaras här hur ett medium beter sig vid olika tryck och temperaturer. För att förstå detta tas vatten som exempel, ett köldmedium beter sig precis på samma sätt.

Om värme tillförs till vatten så blir vattnet varmare. Men om värme tillförs vatten som är 100 °C så kommer vattnet att börja förångas och till slut övergå helt till ånga.

Temperaturen i vattnet stiger inte över 100 °C förrän allt vatten har blivit till ånga. Den värmeenergi som tillförs så att 100 °C vatten blir hundra gradig ånga kallas ångbildningsvärme. Om fasomvandlingen istället går från ånga till vatten så avges samma mängd värmeenergi.



Det nu helt förångade köldmediet i gasform kommer in i kompressorn där den komprimeras till ett högre tryck. Samtidigt stiger entalpin med det arbete som kompressorn gör. Detta medför att temperaturen höjs (c-d figur 1).

När köldmediet som är i gasform kommer in i kondensorn är trycket så högt att köldmediet kondenserar trots den höga temperaturen och all gas övergår till vätskeform. För att detta skall kunna ske måste värme avges till uteluften där kondenseringen sker under konstant tryck. Den sammanlagda värmeenergin som avges är värmeenergin från kylrummet adderat med elenergin som kompressorn förbrukar (d-a figur 1).

I expansionsventilen sänks trycket och därmed sänks även temperaturen på köldmediet. När köldmediet i vätskeform passerar expansionsventilen sjunker trycket. Köldmediet börjar förångas och kyls ned till förångningstemperaturen. I förångaren tar köldmediet upp värme och övergår till ånga (a-b figur 1).

Kylprocessen är således sluten. Denna process pågår tills inställt värde på rumstemperaturen i kylrummet har uppnåtts.

I figur 1 finns tre olika områden. Områdena skiljs från varandra av mättnadslinjen som i diagrammet visas med fet linje. Till vänster om mättnadslinjen finns ren vätska, inom kurvan finns en blandning av vätska och gas och till höger finns ren gas. Inom linjen så sker alla fasomvandlingar, förångning och kondensering, under konstant temperatur. Inritad är en temperaturkurva som går vertikalt i vätskefasen, horisontellt inom kurvan och böjer sig nedåt i ångfasen. I ångfasen finns det linjer med konstant entropi vilka beskriver den perfekta komprimeringen. Beroende på förluster, följer komprimeringen inte riktigt dessa linjer. CP är den kritiska punkten.

### 2.2.2 Kylkapacitet

Köldmediets kylkapacitet ges som förändringen av entalpi i förångaren multiplicerat med köldmediets massflöde (Fläkt Woods Ab 2009, s 35)

$$Q = m * (h_c - h_b) \quad (1)$$

$Q$  = kylkapacitet [kW]

$m$  = köldmediets massflöde [kg/s]

$h_c - h_b$  = entalpiförändring från b till c (figur 1).

### 2.2.3 Kompressorns effektbehov

Kylkretsloppet drivs av kompressorn och energiförbrukningen ges av entalpiförändringen i kompressorn multiplicerad med köldmediets flödes hastighet (Fläkt Woods Ab 2009, s 35)

$$P = m * (h_d - h_c) \quad (2)$$

$P$  = effektbehov [kW]

$m$  = köldmediets massflöde [kg/s]

$h_d - h_c$  = entalpiförändring från c till d (figur 1).

### 2.2.4 Kylanläggningens köldfaktor

Köldfaktorn definieras som värmen som tas upp i förångaren dividerat med arbetet som kompressorn utför (Fläkt Woods Ab 2009, s 35)

$$COP_k = \frac{Q}{P} = \frac{m * (h_c - h_b)}{m * (h_d - h_c)} \quad (3)$$

$COP_k$  = köldfaktor

$Q$  = kylkapacitet [kW]

$P$  = effektbehov [kW].

Från formel 3 framkommer det att köldfaktorn är ett mått på kylmaskinens konstruktion och inte är underlydande köldmediets massaflöde. Formeln kan då förenklas enligt nedan.

$$COP_k = \frac{(h_c - h_b)}{(h_d - h_c)} \quad (4)$$

### 2.2.5 Kylanläggningens värmefaktor

Om kylanläggningen används som värmepump eller om kondensorenergien skall återvinnas till uppvärmning beaktas även den tillförda elenergin. Då beräknas värmefaktorn.

Värmefaktorn definieras som värmen som förs bort i kondensorn dividerat med arbetet som kompressorn utför (Fläkt Woods Ab 2009, s 35)

$$COP_v = \frac{(h_d - h_a)}{(h_d - h_c)} \quad (5)$$

$COP_v$  = värmefaktor.

$$(h_d - h_a) = (h_c - h_b) + (h_d - h_c) \quad (6)$$

Eftersom den tillförda energin adderat med kondensorenergien är lika med entalpiförändringen från b till c adderat med entalpiförändringen från c till d (formel 6) kan värmefaktorn också beräknas enligt formel 7.

$$COP_v = COP_k + 1 \quad (7)$$

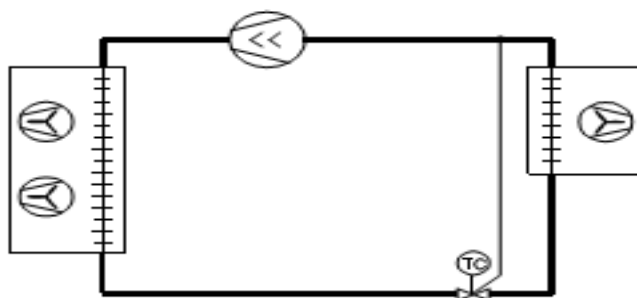
### 2.2.6 Olika kylanläggningar

Inom kyltekniken skiljer man främst på två olika typer kylanläggningar, direkt förångande och vätskekopplade kylanläggningar. Vätskekopplade kylanläggningar delas dessutom in i två typer av anläggningar, kondensering med köldmedium och förångning via vätska samt kondensering via vätska och förångning via vätska (Hakala & Kaappola 2005, 49).

### 2.2.6.1 Direkt förångande kylanläggning

Direkt förångande kylanläggning är den vanligast förekommande kylanläggningen.

Används vid små kylanläggningar. Kondensorn är placerad på utsidan av fastigheten och förångaren är placerad i det rum som den betjänar (figur 2). Producering, distribution och kondensering sker med samma medium, dvs. köldmediet (Hakala & Kaappola 2005, 49).



Figur 2. Principskiss direkt förångande kylanläggning.

Fördelar:

- inga förluster vid värmeöverföring i värmexchångare
- förmånliga anskaffningskostnader.

Nackdelar:

- fordrar stor mängd köldmedium
- svår att reglera
- svår att fördela till olika förbrukningspunkter
- märkbar oljecirkulation
- längd- och placeringsbegränsningar.

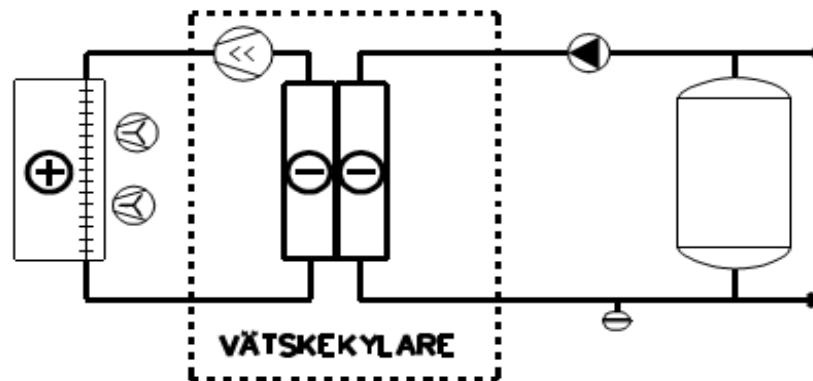
### 2.2.6.2 Vätskekopplade kylanläggningar

Vätskekopplade kylanläggningar har de senaste åren blivit allt populärare på grund av dess fördelar gentemot direkt förångande kylanläggningar. Med stigande krav på energieffektivitet och branschens krav på mindre utsläpp av köldmedier har de vunnit terräng, speciellt på stora anläggningar.



Vätskekopplade anläggningar har en skild vätskekylare som kyler ner vätskan som cirkulerar till kylbatterier och vätskekondensorer.

Frikylning kan förverkligas med vätskekopplade kylanläggningar. Behövs kylning under uppvärmningssäsong tillämpas kylningen oftast med frikylning. Under vinterhalvåret då det råder minusgrader utomhus tas kylan in via vätskekopplade kylanläggningen (Hakala & Kaappola 2005, 49).



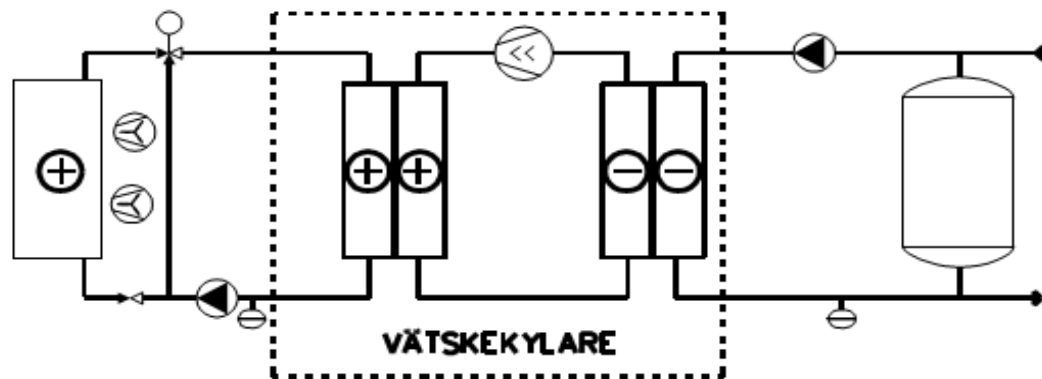
Figur 3. Principskiss på kylanläggning, kondensering med köldmedium och förångning via vätska.

Fördelar:

- kylningen är enkel att fördela och reglera till olika förbrukningspunkter med sedvanlig reglerutrustning och ventiler för rörinstallationer
- kondenseringen effektiv då den sker utan mellanvätskor
- kondensorn är lätt.

Nackdelar:

- fordrar stor mängd köldmedium
- kan inte förverkligas som frikylningsanläggning
- förutsätts att det finns kylbehållare, expansionskärl och cirkulationspump på vätskesidan.



Figur 3. Principskiss på kylanläggning, kondensering via vätska och förångning via vätska.

Fördelar:

- kylningen är enkel att fördela och reglera till olika förbrukningspunkter med sedvanlig reglerutrustning och ventiler för rörinstallationer
- har liten mängd köldmedium
- kondensering lätt att reglera med sedvanlig reglerutrustning och ventiler för rörinstallationer
- möjliggör frikylning.

Nackdelar:

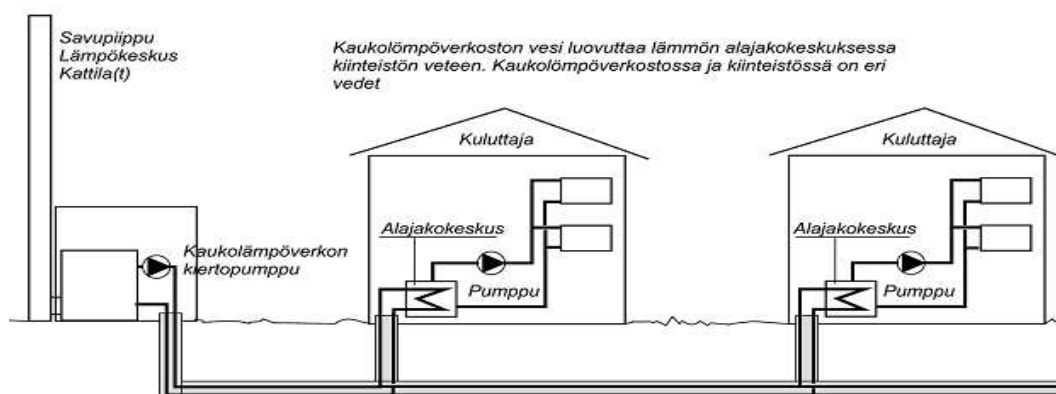
- tung röranläggning och vätskekondensator
- kräver påfyllningsstation till kondensorkretsens glykolsystem
- förutsätts att det finns kylbehållare, expansionskärl och cirkulationspumpar på vätskesidorna.

## 2.3 Fjärrvärme

Ett fjärrvärmesystem består av tre huvuddelar: centralt värmeverk, fjärrvärmenät och fjärrvärmecentral i varje byggnad.

Fjärrvärme försörjer hela eller delar av en tätort med värme från ett gemensamt värmeverk. Värmen distribueras i nedgrävda välisolerade rör där fjärrvärmevattnet (primärvatten) cirkulerar. Temperaturen på vattnet från värmeverket håller mellan 70 °C och 120 °C och

distribueras under högt tryck för att inte vattnet skall börja koka. I byggnaden överförs värmen via en värmeväxlare till sekundärvattnet i byggnadens värmesystem (figur 4).



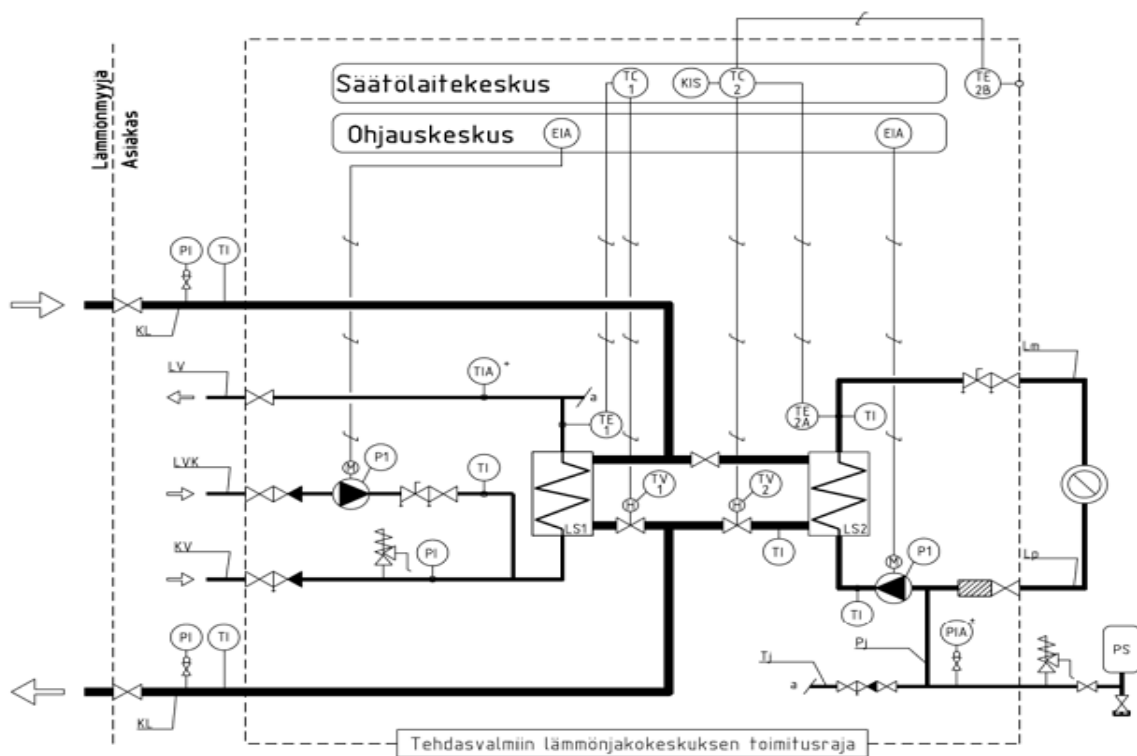
Figur 4. Fjärrvärmesystem med produktionsanläggning och distributionsnät (Harju).

Som bränslen för fjärrvärme används naturgas, stenkol, torv samt i allt större utsträckning trä och andra förnybara energikällor såsom biogas. Nästan 80 % av fjärrvärmens kommer från kraftvärmeverk som producerar värme och el (kombinerad produktion), som spillvärme från industrin eller från förbränning av biogas på avstjälningsplatser (Finsk energiindustri, 2014) .

### 2.3.1 Fjärrvärmecentral

Värmeväxlarna mellan fjärrvärme och fastighetens eget värmesystem står i byggnadens fjärrvärmecentral. Primär- och sekundärvatten är skilda åt dels för att inte läckage i byggnadens värmesystem ska tömma fjärrvärmenätet dels för att den betydligt högre vattentemperaturen och det betydligt högre trycket i fjärrvärmenätet skulle fördyra värmesystemet i fastigheten. Det är även ett sätt för värmeverket att ha kontroll över primärvattnet så att det inte förorenas eller syresätts (Energiateollisuus 2007).

I fjärrvärmecentralen finns också en värmemängdsmätare (energimätare) för att ge underlag för värmedebiteringen. Den mäter och loggar fjärrvärmeflöde och temperatur på inkommande och utgående primärvatten. I figur 5 visas principen på en fjärrvärmecentral.



Figur 5. Kopplingsschema på fjärrvärmecentral (Energieffektivitet).

### 2.3.2 Dimensionering av värmeväxlare för uppvärmning

Effekten på värmeväxlaren för uppvärmningen av fastigheten skall vara minst lika stor som den dimensionerande uppvärmningseffekten för fastigheten (Seppänen 2001, 110).

Den dimensionerande uppvärmningseffekten för fastigheten beräknas av vvs-planeraren enligt kapitel 4 i Finlands byggbestämmelsesamling D5/2007, beräkning av byggnaders energiförbrukning och uppvärmningseffekt. Vid nyproduktion av fastigheter använder vvs-planeraren oftast anpassade dimensioneringsprogram för beräkningarna.

LÄMPÖHÄVIÖRAPORTTI								
Päiväys:	09.09.2013 (13:08:54)							
Uudenkaartepyy Teollisuustalo Oy								
N:o	TILA	m <sup>2</sup>	m <sup>3</sup>	Kerroin	W/m <sup>2</sup>	W/m <sup>3</sup>	W	Kerros
1	Bildkonst 1	43.5	226.0	1.0	138.9	26.7	6042	Vvs-vån 1.drw
2	Bildkonst 2	77.0	231.5	1.0	47.3	15.7	3644	Vvs-vån 1.drw
3	Arbetsplatser	298.0	745.5	1.0	45.7	18.3	13614	Vvs-vån 1.drw
4	Foto	235.0	587.0	1.0	27.2	10.9	6399	Vvs-vån 1.drw
5	Video 1	244.0	1441.5	1.0	138.7	23.5	33853	Vvs-vån 1.drw
6	Video 2	236.0	1396.5	1.0	120.2	20.3	28374	Vvs-vån 1.drw
7	Kontor	40.0	100.0	1.0	44.3	17.7	1772	Vvs-vån 1.drw
8	Badrum	20.5	51.0	1.0	44.1	17.7	905	Vvs-vån 1.drw
9	Hus C	151.0	620.0	1.0	124.4	30.3	18790	Vvs-vån 1.drw
1	Kontor 1	30.0	99.0	1.0	88.7	26.9	2661	Vvs-vån 2.drw
2	Kontor 2	30.0	99.5	1.0	88.9	26.8	2668	Vvs-vån 2.drw
3	Formgivning 1	82.0	203.0	1.0	46.5	18.8	3816	Vvs-vån 2.drw
4	Formgivning 2	64.5	159.5	1.0	50.0	20.2	3223	Vvs-vån 2.drw
5	Sudio 2	112.5	280.0	1.0	64.1	25.8	7212	Vvs-vån 2.drw
6	Sudio 1	106.5	268.0	1.0	63.0	25.0	6711	Vvs-vån 2.drw
7	Projektrum 2	107.5	286.5	1.0	65.7	24.6	7059	Vvs-vån 2.drw
8	Projektrum 1	134.5	342.5	1.0	60.0	23.6	8066	Vvs-vån 2.drw
YHTEENSÄ		2012.5	7137.0		76.9	21.7	154809	

Figur 6. Värmeförlustrapport från Hepac-Pro dimensioneringsprogram.

När det gäller en befintlig fastighet som ansluts till fjärrvärme beräknas uppvärmningseffekten från uppgifter om förbrukad oljemängd eller elförbrukning (Energiateollisuus 2007, 69).

Leverantören av fjärrvärmecentralen dimensionerar värmeväxlaren och övrig utrustning som hör till leveransen i enlighet med bestämmelsen K1/2003 (Energiateollisuus 2007).

### 2.3.3 Beräkning av energibehov för uppvärmning av fastigheter

Energibehovet för uppvärmning av utrymmen beräknas med hjälp av nedanstående formel (D5 2012, sid 16):

$$Q_{tila} = Q_{joht} + Q_{vuotoilma} + Q_{iv,tuloilma} + Q_{iv,korvausilma} \quad (8)$$

$Q_{tila}$  = energibehov för uppvärmning av utrymmen [kWh]

$Q_{joht}$  = ledningsförluster genom byggnadsmanteln [kWh]

$Q_{vuotoilma}$  = energibehov för uppvärmning av läckluft [kWh]

$Q_{iv,tuloilma}$  = energibehov för uppvärmning av tilluft inne i byggnaden [kWh]

$Q_{iv,korvausilma}$  = energibehov för uppvärmning av ersättande luft [kWh].

Då det nu rör sig om en befintlig fastighet som beräknas, adderas energibehoven för ledningsförluster genom byggnadsmanteln, energibehov för uppvärmning av läckluft och energibehov för uppvärmning av tilluft inne i byggnaden ihop (D5 2012)

$$Q_{lämmitys,tilat} = Q_{joht} + Q_{vuotoilma} + Q_{iv,tuloilma} \quad (9)$$

$Q_{lämmitys,tilat}$  = energibehov för uppvärmning av utrymmen [kWh].

Energibehoven för uppvärmning av tappvatten, uppvärmning av utrymmen och uppvärmning av ersättande luft skall täckas av den köpta fjärrvärmeenergin.

$$Q_{kaukolämpö} = Q_{lkv} + Q_{lämmitys,tilat} + Q_{iv,korvausilma} \quad (10)$$

$Q_{kaukolämpö}$  = förbrukad fjärrvärmeenergi [kWh]

$Q_{lkv}$  = energibehov för uppvärmning av tappvatten [kWh].

### 2.3.4 Dimensionering av värmeväxlare för tappvarmvatten

Effekten på värmeväxlaren för tappvarmvattnet dimensioneras utgående från tappvattnets normflöde och dimensioneringsflöde som beräknas enligt bilaga 1 i Finlands byggbestämmelsesamling D1 2007, fastigheters vatten- och avloppsinstallationer.

Är det en befintlig fastighet som ansluts till fjärrvärme beräknas effekten på värmeväxlaren för bruksvarmvattnet enligt normflödet  $0,5 \text{ dm}^3/\text{sec}/\text{bostad}$  (Energiateollisuus 2007, 70).

## 2.4 Uppvärmning av varmt tappvatten

Uppvärmning av tappvarmvatten sker enligt två huvudprinciper: direktuppvärmning eller uppvärmning i beredare.

### 2.4.1 Direktuppvärmning

I fastigheter anslutna till fjärrvärmenät sker tappvarmvatten uppvärmningen i värmeväxlaren för tappvarmvattnet genom såkallad direktväxling. Inkommande tappkallvatten värms då direkt i en värmeväxlare placerad i fjärrvärmecentralen. För att klara stora momentana tappningar krävs hög effekt dvs. stor yta på värmeväxlaren.

Vid beräkning av effekten som krävs vid uppvärmning är de viktigaste faktorerna det dimensionerande flödet samt temperaturskillnaden på vattnet som skall värmas (Seppänen 2001, 251)

$$\Phi_{LV,mit} = \rho_v * c_{pv} * q_{LV,mit} * (T_{LV} - T_{KV}) \quad (11)$$

$\Phi_{LV,mit}$  = dimensionerande effekt [W]

$\rho_v$  = vattnets densitet, 1000 kg/m<sup>3</sup>

$c_{pv}$  = vattnets specifika värmekapacitet, 4190 J/kg°C

$q_{LV,mit}$  = dimensioneringsflöde för tappvatten [m<sup>3</sup>/s]

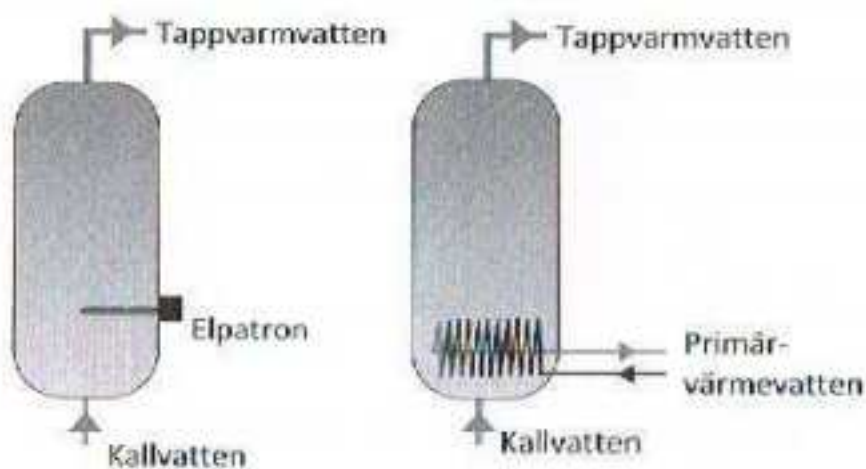
$T_{LV}$  = tappvarmvattentemperatur [°C]

$T_{KV}$  = tappkallvattentemperatur [°C].

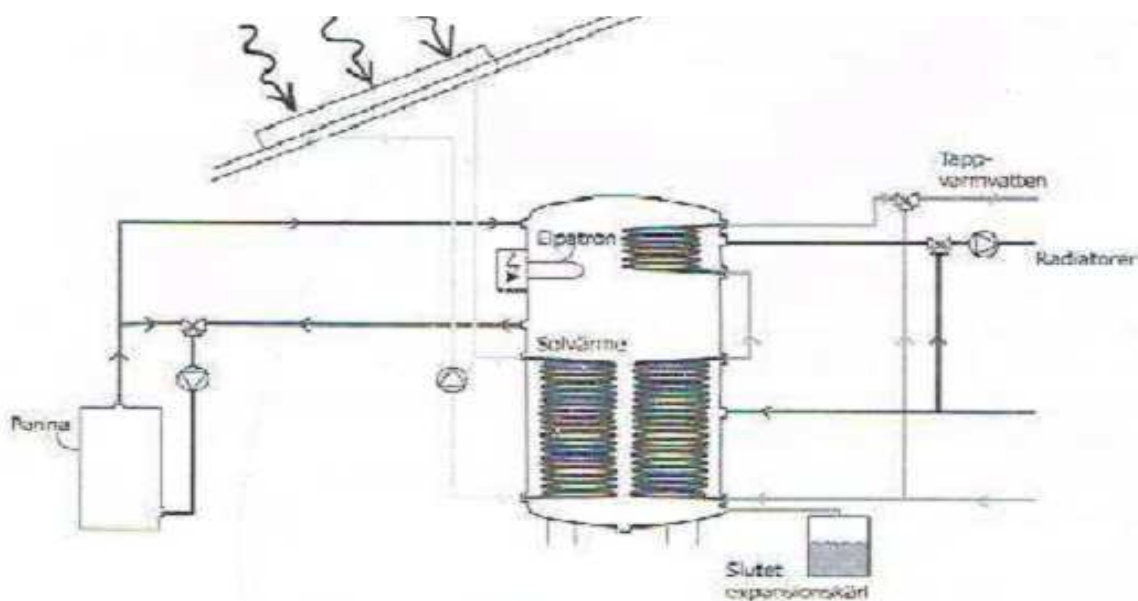
## 2.4.2 Uppvärmning i beredare

Vid uppvärmning av varmt tappvatten i beredare skiljs det på två olika system:

- 1) Hela beredarens volym består av varmt tappvatten som förbrukas, uppvärmningen sker med elvärmestav eller via annat medium som inte är i direkt kontakt med tappvarmvattnet (figur 7).
- 2) Hela beredarens volym består av primärvatten och uppvärmningen av tappvarmvattnet sker via varmvattenslinga eller värmeväxlare (figur 8).



Figur 7. Varmvattenberedare med hela volymens om tappvarmvatten (Warfvinge & Dahlbom 2011).



Figur 7. Varmvattenberedare med primärvatten och slingor för tappvarmvatten (Warfvinge & Dahlbom).



Vid användning av beredare för varmt tappvatten kan effekten på tappvarmvattenproduktionen minska. Istället värms en större mängd vatten på en längre tid med mindre effekt som lagras i en varmvattenberedare.

Vid dimensionering av beredarens volym beaktas följande faktorer (Seppänen Olli 2001, 252 – 253);

- dygnsförbrukning av varmt tappvatten
- temperatur på kallt tappvatten
- temperatur på varmt tappvatten
- primärmediets temperatur
- beredarens laddningseffekt.

För att få rätt storlek på beredaren dimensioneras den oftast hos tillverkaren enligt ovan uppräknade kriterier.

### 2.4.3 Beräkning av energibehov för uppvärmning av tappvatten

Energibehovet för uppvärmning av tappvatten beräknas enligt följande formel (D5 2007, sid 26)

$$Q_{lkv} = \frac{\rho_v * c_{pv} * V_{lkv} * (T_{lkv} - T_{kv})}{3600} \quad (12)$$

$Q_{lkv}$  = energibehov för uppvärmning av tappvatten [kWh]

$\rho_v$  = vattnets densitet 1000 kg/m<sup>3</sup>

$c_{pv}$  = vattnets specifika värmekapacitet 4,2 kJ/(kgK)

$V_{lkv}$  = förbrukning av tappvatten [m<sup>3</sup>]

$T_{lkv}$  = temperatur för varmt tappvatten [°C]

$T_{kv}$  = temperatur för kallt tappvatten [°C]

3600 = koefficient med hjälp av vilken resultatet omvandlas till kilowattimmar [s/h].

## 2.5 Ventilation

Byggnader ska generellt planeras och byggas så att det går att uppnå ett hälsosamt, tryggt och trivsamt inomhusklimat inom vistelsezonen under alla vanliga väderleks- och driftsförhållanden (D2 2012, kapitel 2).

### 2.5.1 Olika typer av ventilation

Alla fastigheter behöver ett ventilationssystem för att klara luftkvalitets- och inneklimatkraven. I Finland förekommer fyra huvudtyper:

- 1) självdragsventilation
- 2) frånluftsventilation
- 3) till- och frånluftsventilation utan återvinning
- 4) till- och frånluftsventilation med återvinning.

### 2.5.2 Luftvärmare för ventilationsanläggningar

Batterier används för att värma och kyla luft i ett luftbehandlingssystem. Eftersom varje produkt anpassas för en speciell uppgift är det sällan två batterier ser likadana ut. Men den grundläggande principen är alltid densamma. Batterierna byggs upp av ett stort antal tunna plåtar, så kallade lameller, med hål för rör. I lamellhålen monteras rör som mekaniskt expanderas fast i lamellerna.

Denna konstruktion gör att vatten som strömmar genom rören kan värma eller kyla luften som passerar genom batteriet på ett mycket effektivt sätt. Vanligen är lamellerna av aluminium och rören av koppar, men flera andra material förekommer. Batterier är huvudsakligen avsedda för värmning eller kylning av luft och andra gaser.

Som värmemedium används bland annat varm eller hetvatten, kondenserande köldmedium, olja, processvätska eller ånga. Som kylmedium används kylvatten, förångande köldmedium, olja eller annan vätska.

### 2.5.3 Dimensionering av luftvärmare

Luftvärmarens storlek i effekt beror på luftflöde och luftens temperatur före och efter batteriet. Ju mer och kallare uteluft som ska värmas desto fler rörrader behövs och desto större blir det. Effektbehovet,  $P$  för att värma luftflödet beräknas som (Warfvinge & Dahlbom 2011, 2:49)

$$P = \rho * c_{pL} * q_L * (T_2 - T_1) \quad (13)$$

$P$  = effektbehov [W]

$\rho$  = luftens densitet 1,2 kg/m<sup>3</sup>

$c_{pL}$  = luftens specifika värmekapacitet ca 1000 J/kg<sup>°K</sup>

$q_L$  = luftflöde genom batteriet [m<sup>3</sup>/s]

$T_1$  = temperatur på ventilationsluften före batteriet [°C]

$T_2$  = temperatur på ventilationsluften efter batteriet [°C].

För vattenburna luftvärmare bestäms erforderligt vattenflöde och temperatur utifrån det beräknade effektbehovet, storleken på batteriet bestäms även av framledningstemperaturen på vätskan som cirkulerar i batteriet. Vattenflödet  $q_V$  beräknas enligt (Warfvinge & Dahlbom 2011, 2:50)

$$q_V = \frac{P}{\rho * c_{pV} * (T_2 - T_1)} \quad (14)$$

$q_V$  = vattenflöde genom batteriet [m<sup>3</sup>/s]

$P$  = effektbehov [W]

$\rho$  = vattnets densitet 1000 kg/m<sup>3</sup>

$c_{pV}$  = vattnets specifika värmekapacitet ca 4190 J/kg<sup>°K</sup>

$T_1$  = framledningstemperatur till batteriet [°C]

$T_2$  = returledningstemperatur från batteriet [°C].

## 2.6 Dimensionering av cirkulationspumpar

När vatten strömmar i ett rör uppkommer förluster på grund av inre friktion i det strömmande vattnet, friktion mot rörväggen samt på grund av virvelbildning vid krökar, grenrör, utrustningar, värmare etc. I vattenburna vvs-system är strömningen i princip alltid stationär och vattnet behandlas som inkompressibelt (Seppänen 2001, 134 – 146).

### 2.6.1 Tryck

Som beskrivits i stycke 2.6 uppstår friktion när mediet cirkulerar i systemet, denna friktion beskrivs som ett tryckfall vilket cirkulationspumpen måste övervinna. Alla delar i hela systemet bidrar till ett tryckfall. Vid beräkning av maximala tryckfallet i systemet används det tryckfall till den punkt som har det största totala tryckfallet (Seppänen 2001, 152 – 155).

Det tryck som fås vid beräkningarna omvandlas till enheten metervattenpelare [mvp], därav fås den lyfthöjd mätt i meter som en cirkulationspump måste klara av att lyfta vattnet, vilket benämns som pumpens dynamiska tryck.

### 2.6.2 Flöde

För att få fram beräknad effekt i en anläggning krävs ett flöde som överensstämmer med skillnaden mellan vattnets framlednings- och returledningstemperatur. Flödet,  $q$  beräknas enligt (Warfvinge & Dahlbom 2011, 4:25 – 4:26)

$$q = \frac{P}{\rho * c * (T_2 - T_1)} \quad (15)$$

$q$  = vattenflöde [ $\text{m}^3/\text{s}$ ]

$P$  = effektbehov [W]

$\rho$  = vattnets densitet  $1000 \text{ kg}/\text{m}^3$

$c$  = vattnets specifika värmekapacitet ca  $4190 \text{ J}/\text{kg}^\circ\text{K}$

$T_1$  = framledningstemperatur [ $^\circ\text{C}$ ]

$T_2$  = returledningstemperatur [ $^\circ\text{C}$ ].

### 2.6.3 Val av cirkulationspump

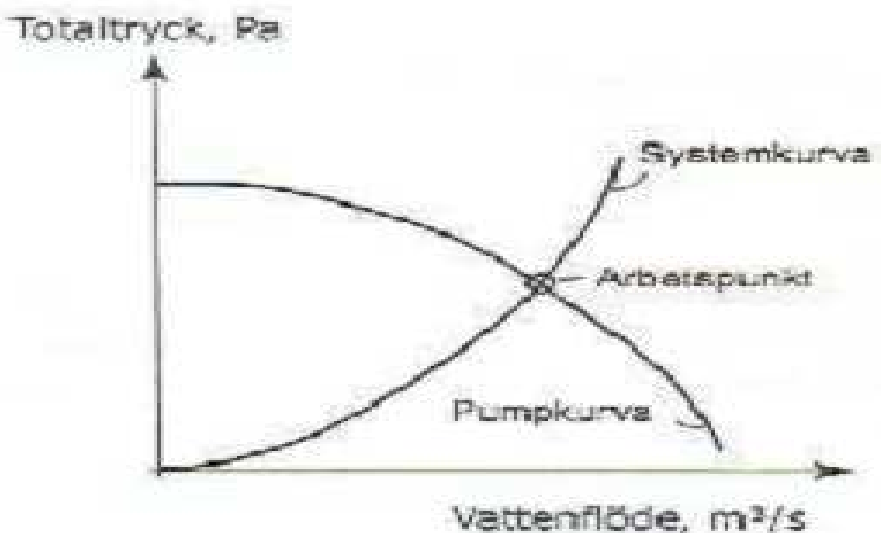
Cirkulationspumpen dimensioneras för det totala vattenflödet och tryckfallet i den dimensionerande rörsträckan. I ett rörsystem varierar tryckfallet med vattenflödet enligt systemkurvan eller systemkaraktistikan som den också kallas. Strömningen i ett värmesystem kan beräknas som turbulent och då gäller (Warfvinge & Dahlbom 2011, sid 4:63)

$$\Delta p = k * q^2 \quad [\text{Pa}] \quad (16)$$

$k$  = konstant som representerar ett flödesmotstånd

$q$  = vattenflöde [ $\text{m}^3/\text{s}$ ]

Pumptrycket varierar också med vattenflödet. Skärningspunkten mellan system- och pumpkurva kallas arbetspunkten, se figur 8. Pumpen väljs så att arbetspunkten hamnar där verkningsgraden är maximal.



Figur 8. Arbetspunkten är skärningspunkten mellan pump- och systemkurva (Warfvinge & Dahlbom 2011).

## 2.6.4 Cirkulationspumpens energiförbrukning

Många pumpar är mer eller mindre överdimensionerade. Ibland kan det vara positivt eftersom värmesystemet blir flexibelt. Med en överdimensionerad pump kan värmesystemet utökas utan att pump eller pumphjul behöver bytas.

Generellt används mycket el för drift av cirkulationspumpar och därför ska pump och reglersätt väljas omsorgsfullt. Tillförd eleffekt till pumpen beräknas enligt (Warfvinge & Dahlbom 2011, sid 4:63)

$$P_{tillförd} = \frac{q \cdot \Delta p}{\eta_{tot}} \quad [\text{W}] \quad (17)$$

$$q = \text{volymström} [\text{m}^3/\text{s}]$$

$$\Delta p = \text{tryckstegring} [\text{Pa}]$$

$$\eta_{tot} = \text{pumpens totala verkningsgrad} [-].$$

Pumpens totala verkningsgrad  $\eta_{tot}$  inkluderar friktions- och strömningsförluster, läckage, mekaniska förluster i lager och packbox.

## 2.7 Återvinning av kondensorvärme i kylanläggningar

Som tidigare har behandlats i teoridelen angående kylanläggningar innehåller kondensorvärmens summan av energin som tas ur kylrummet och energin som kompressorn förbrukar för att utföra arbetet.

### 2.7.1 Kylanläggningens kondensorvärme

Kylanläggningens kondensorvärme består av tre delar (Hakala & Kaappola 2005, sid 211);

- 1) den överhettade ångans värme, vars andel är cirka 10..20 % av kondensoreffekten
- 2) egentlig kondensorvärme, vars andel är ca 80...90 %
- 3) underkylningen, vars andel är ca 0...5 %.

Problemet vid återvinning av kondensorvärmens ligger i dess låga temperatur nivå 35 – 38 °C. Rent teoretiskt kan anläggningen justeras så att högre kondensortemperatur erhålles men man bör beakta att anläggningens köldfaktor sjunker med cirka 3 % vid höjning av kondensortemperaturen med 1 Kelvin.

Ur den överhettade ångans värme fås temperaturer från 40 °C till 70 °C, problemet med denna är att den återvunna effekten är liten i förhållande till hela kondensoreffekten.

Största nyttan fås om kondensorvärmens kan användas till uppvärmning av utrymmen som har stor energiförbrukning året om, eller till förvärmning av bruksvarmvatten och ventilationens tilluft.

## **2.8 Graddagstalet**

Med hjälp av graddagstalet kan man standardisera uppmätt konsumtion av uppvärmningsenergi. Härigenom kan man jämföra energikonsumtionen för en viss byggnad under olika månader och år samt jämföra den karakteristiska energikonsumtionen mellan byggnader i olika kommuner.

Användningen av graddagstalet vid uppskattningen av uppvärmningsbehovet för en fastighet grundar sig på att energikonsumtionen är så gott som proportionell mot skillnaden mellan inne- och utetemperaturen (Ilmatieteenlaitos 2014).

Graddagar för olika orter och år finns på Meteorologiska institutets hemsida. Där finns även graddagar för jämförelseperioden 1981 – 2010.

### **2.8.1 Bestämning av graddagstalet**

Graddagstalet räknas genom att för varje månad addera ihop den dagliga skillnaden mellan inne- och utetemperaturen. I allmänhet antas innetemperaturen vara +17 grader Celsius och som utetemperatur används dygnsmedeltalet. Graddagstalet för en månad är summan av graddagstalen för vart dygn och talet för ett år är summan av talen för var månad.

Graddagstalet i medeltal för åren 1981 – 2010 används som jämförelsevärde, dvs. som graddagstal för ett så kallat normalår (Ilmatieteenlaitos 2014).

Vid beräkning av graddagstalet beaktas inte dagar vars medeltemperatur på våren är över +10 grader och på hösten över +12 grader Celsius. Vid beräkningen antas således att uppvärmningen av fastigheterna avslutas respektive påbörjas då utetemperaturen stiger över respektive sjunker under nämnda gränser. Då temperaturobservationer saknas interpoleras dygnsmedeltemperaturerna (Ilmatieteenlaitos 2014).

## 2.8.2 Graddagstalets användning i energiberäkningar

Förbrukning av energi för uppvärmning kan jämföras med hjälp av graddagstalet mot ett normalår enligt följande (Ins. toim. Sarkki 2011, 36)

$$Q_2 = \frac{S_2 * Q_1}{S_1} \quad (18)$$

$Q_1$  = energiförbrukningen för året  $\alpha$

$S_1$  =  $\alpha$  årets graddagstal

$Q_2$  = energins förbrukning under normalåret

$S_2$  = graddagstalet för normalåret.

Är toppeffekten för uppvärmning vid dimensionerande utetemperatur känd kan energibehovet beräknas enligt följande formel (Energiateollisuus 2007, 69)

$$Q = \frac{P * 24 * S}{(17 - t_u)} \quad (19)$$

$Q$  = energiförbrukning [kWh]

$P$  = toppeffekt [kW]

$S$  = graddagstal för jämförelseåret [ $^{\circ}\text{Cd}$ ]

$17$  = koefficient som visar vilken temperatur som använts vid jämförelseåret

$t_u$  = ortens dimensionerande utetemperatur [ $^{\circ}\text{C}$ ].



### 3 DIMENSIONERING

Arbetsprocessen inleddes med insamling av basuppgifter angående fastigheten och installerade anläggningar i denna.

#### 3.1 Basuppgifter för dimensioneringen

Basuppgifter över fastigheten som behövs för dimensioneringen:

- Fastigheten värms upp med fjärrvärme, värmeväxlarens märkeffekt för radiatorkrets hela fastigheten 137 kW, värmeväxlarens märkeffekt för K-Market Torghallens ventilationskrets 70 kW och värmeväxlarens märkeffekt för bruksvarmvatten 208 kW.
- Fjärrvärmeförbrukning 438 930 kWh år 2013 (bilaga 1).
- Fjärrvärmepris 67,60 €/MWh inkl 24 % moms (Nykarleby Kraftverk 2014).
- Elpris 12,28 cent/kWh inkl 24 % moms (Nykarleby Kraftverk 2014).
- Tappvattenförbrukning 2 157 m<sup>3</sup> år 2013 (disponenten).
- I fastigheten finns totalt 20 lokaler som använder bruksvarmvatten.
- År 2013 bodde 17 personer i fastigheten (disponenten).
- I K-Market Torghallens utrymmen finns två kylanläggningar installerade år 2010 av Enerkyl Oy / Huurre.
- K-Market Torghallens utrymmen är försedda med två toppventilatorer och ett tilluftsaggregat utan värmeåtervinning installerade år 1979.
- Tilluftsaggregat märke och modell, Koja HLK 50-V-D.
- Tilluftsmängd 1,69 m<sup>3</sup>/s, ej uppmätt taget från tidigare gjord återvinningskalkyl på frånluft som kontrollerats mot tillverkarens data.
- Tilluftsaggregatet är rumstemperaturstyrd och utrymmena värms i huvudsak med tilluftsaggregatet, några radiatorer finns monterade i K-Market Torghallen.
- Varuintaget i K-Market Torghallen värms med kondensorvärme.

### 3.2 Kondensorenergi från kylmaskiner

Kylmaskinernas kondensoreffekt och drifttider från Enerkyl, kondensoreffekt JK1 = 18 kW och JK2 = 46 kW vid framledningstemperatur 38 °C och returtemperatur 32 °C. Kylmaskinerna är dimensionerade för drifttid på 17 h per dygn.

I mekaniken definieras effekten som arbetet dividerat med tiden (Nydal Roald 2010, sid 10). Den totala värmeenergin som teoretiskt kan fås från kondensorererna blir då enligt följande:

$$JK1 = 18 \text{ kW} * (17 * 365) \text{ h} = 111\,690 \text{ kWh}$$

$$JK2 = 46 \text{ kW} * (17 * 365) \text{ h} = 285\,430 \text{ kWh}$$

$$\text{totalt JK1} + \text{JK2} = 397\,120 \text{ kWh.}$$

### 3.3 Energibehov för uppvärmning av tappvatten

Fastigheten saknar lägenhetsvisa bruksvattenmätare, årliga totala vattenförbrukningen är 2 157 m<sup>3</sup> per år.

Om man som utgångspunkt i beräkningarna använder totala tappvattenkonsumtion kan andelen varmt tappvatten i ett bostadshus beräknas utgöra 40 % av den totala konsumtionen (D5 2007, 27).

Förbrukningen av varmt tappvatten blir då enligt följande;

$$2\,157 \text{ m}^3 * 40 / 100 = 862,8 \text{ m}^3.$$

Enligt (formel 12, sid 18) skulle då energibehovet för uppvärmningen av kallt tappvatten med temperaturen 5 °C till varmt tappvatten med temperaturen 55 °C bli:

$$Q_{lkv} = 50\,210 \text{ kWh.}$$

### 3.4 Energibehov för uppvärmning av fastigheten

För att få begrepp om hur stor del av fastighetens totala energiförbrukning går till uppvärmning via radiatorkretsen använder jag mig av beräkningar enligt graddagsmetoden (Formel 19, 25).

Enligt den beräkningen skulle då energibehovet för uppvärmningen av fastigheten bli:

$$Q_{\text{l\ddot{a}mmitys,tilat}} = 280\,337 \text{ kWh}$$

Som jämförelseår har jag använt uppgifterna för Vasa (2013), graddagtalet 3922.

Som topp effekt har jag använt värmeväxlarens dimensioneringseffekt 137 kW.

### 3.5 Energibehov för uppvärmning av ersättande luft

För att få begrepp om hur mycket energi som används för uppvärmning av tilluften i fastigheten subtraheras energibehovet för uppvärmning av tappvattnet och energibehovet för uppvärmningen av fastigheten från totala energiförbrukningen (Formel 10, 15)

$$Q_{iv,korvausilma} = (438\,930 - 50\,210 - 280\,337) \text{ kWh} = 108\,383 \text{ kWh.}$$

### 3.6 Beredare för tappvarmvatten

Beredaren värms med energin från kylkompressorernas kondensorer till en temperatur på 38 °C. Enligt beredartillverkaren Akvaterms dimensioneringar behövs det en beredare med volymen 2000 liter och två stycken 60 l/min varmvattenslingor, då kan det fås ut varmt tappvatten enligt fastighetens förbrukning med temperaturen 37 °C.

Energien som kan tas till tappvarmvattnet då vattnet höjs från 5 °C till 37 °C beräknas enligt nedan (formel 12, 18):

$$Q_{lkv,lto} = 32\,134 \text{ kWh.}$$

### 3.7 Förvärmningsbatteri för förvärmning av ventilationens tilluft

Tillverkaren Retermia kontaktades för dimensionering av glykolåtervinningsbatteri för förvärmning av ventilationsaggregatets tilluft, tillverkarens beräkningar (bilaga 2).

Tillverkaren uppger årlig inbesparing på 300 200 kWh (bilaga 3) per år beräknat på graddagar för jämförelseperioden 1961 – 1990, med hjälp av graddagstalet beräknas det om till år 2013 (formel 18, sid 25).

$$S_2 = 4\,366 \text{ (Seppänen Olli 2001, sid 37)}$$

$$Q_2 = 300\,200 \text{ kWh (Bilaga 1)}$$

$$S_1 = 3\,878 \text{ (Ilmatieteenlaitos 2013)}$$

$$Q_1 = \text{beräknad energi till år 2013}$$

$$Q_1 = 266\,645 \text{ kWh.}$$

### 3.8 Cirkulationspumpar

Eftersom tryckfallen för de olika kretsarna är okända i detta skede används antagna lyfthöjder för cirkulationspumparna. Flödena i kretsarna beräknas från de effekter som finns för respektive krets (formel 15, 21). Cirkulationspumparnas kretsar framgår av preliminärt kopplingsschema (bilaga 4).

Cirkulationspumparna väljs med hjälp av Grundfos Go- applikationen för smarttelefoner och surfplattor.

Tabell 1. Val av cirkulationspumpar

	Flöde	Lyfthöjd	Medie	Pump	Eleffekt
	m <sup>3</sup> /h	m			kW
P-1.1	2,59	5,1	Vatten	Magna 32-100	0,085
P-1.2	6,59	5,1	Vatten	Magna 32-100	0,168
P-1.3.1	5,04	12,23	Glykol	CM5-3	0,73
P-1.3.2	5,04	5,1	Vatten	Magna 32-100	0,132

### 3.9 UTFÖRANDE

Beredaren med värmeväxlare och cirkulationspumpar placeras i samma utrymmen som kompressorena för kylmaskinerna är placerade. Tappvattenlinjen byggs om så att kallt tappvatten går genom slingorna i beredaren innan det går igenom värmeväxlaren i fjärrvärmecentralen. Glykolbatteriet för tilluftsaggregatet monteras på aggregatets luftintag.

Arbetet på kylanläggningen kräver ett avbrott i kylleveransen på cirka fyra timmar per kylaggregat, enligt affärsinnehavaren har det avbrottet ingen betydelse för verksamheten. Omkopplingar på tappvattensystemet kräver ett avbrott på cirka 2 h i tappvattenförsörjningen. Bägge omkopplingsarbetena kan utföras under normal arbetstid.

### 4.0 KOSTNADSKALKYL

I kostnadskalkylerna ingår kostnader för värme- och automationstekniska arbeten såsom materialanskaffningar och monteringsarbeten. I kostnadskalkylerna ingår inte el- och byggnadstekniska hjälparbeten.

#### 4.1 Investeringskostnader för förvärmning av tilluft

Kostnadsförslaget innehåller:

- 2 st värmeväxlare på kylkretsarna
- 4 st cirkulationspumpar
- varmvattenberedare med slingor för varmt tappvatten
- värmeväxlare för glykolkretsen
- glykolbatteri för förvärmning av tilluft
- övrigt installationsmaterial för helt fungerande anläggning
- automationsanläggning med kringutrustning
- rörisoleringar
- monteringsarbeten
- planeringsarbeten

pris totalt inkl 24 % moms 24 000 €.

## 4.2 Investeringskostnader för förvärmning av tappvatten

Kostnadsförslaget innehåller:

- omändringar i tappvattenlinjen
- rörisoleringar
- monteringsarbeten
- planeringsarbeten.

pris totalt inkl 24 % moms 6 000 €.

## 4.3 Driftskostnader

De driftskostnader som uppstår för anläggningen är cirkulationspumparna elförbrukning. Cirkulationspumparna P1.1 och P1.2 har i stort sett samma drifttider som kylkompressorerna dvs. 17 timmar 365 dagar per år totalt 6 205 timmar.

Energiförbrukning P1.1 + P1.2 = (527 + 1 042)kWh = 1 569 kWh

Cirkulationspumparna P1.3.1 och P1.3.2 är igång då utomhustemperaturen går under inställd temperatur för tilluften, dessutom är de igång samtidigt som tilluftsaggregatet är igång. Torghallen har öppet från 06.30 – 23.00 förutom söndagar då är affären öppen från 10.00 – 23.00. Tilluftsaggregatet är igång i medeltal 17 timmar per dygn året om. Dessutom kan tilluftsaggregatet starta på natten under uppvärmningsperioden. I beräkningarna har jag använt samma drifttid som för de andra cirkulationspumparna, 6205 timmar.

Energiförbrukning P1.3.1 + P1.3.2 = (4 523 + 819) kWh = 5 342 kWh.

Driftskostnaderna blir då pumparnas totala energiförbrukning gånger elpriset 6 911 kWh \* 0,1228 €/kWh = 848,67 € per år.

#### 4.4 Lönsamhetskalkyl

I lönsamhetskalkylen beaktas inte ränta på lån inte heller beaktas ränta på placerat kapital. Lönsamhetskalkylen beaktar värmetekniska investerings- och driftskostnader. Dessa ställs emot inbesparade kostnader i minskad fjärrvärmeförbrukning.

Investeringskostnader tappvatten = 6 000 €.

Investeringskostnader tilluft = 24 000 €.

Driftskostnader totalt = 849 € per år.

Energi för tappvatten från återvinning 32 134 kWh (kapitel 3.6), ger en inbesparing på 2 172 € per år.

Energi för tilluften från återvinningen 266 645 kWh (kapitel 3.7), ger en inbesparing på 18 025 € per år.

#### 4.5 Återbetalningstid

Investeringsens återbetalningstid beräknas som investeringskostnaden dividerat med inbesparingen. Driftskostnaden i detta fall är procentuellt så liten att den inte påverkar totala återbetalningstiden eftersom återbetalningstiden avrundas uppåt till hela år.

$30\,000 / 20\,197 = 1,5$  år, återbetalningstiden blir då 2 år.

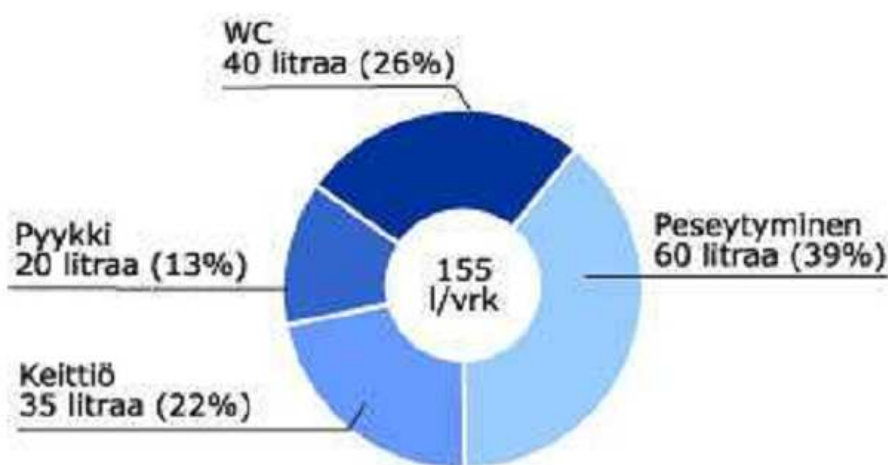
### 5 ANALYS AV RESULTATEN

Nu är beräkningarna utförda enligt givna uppgifter som gick att få tag på vid tiden för kostnadskalkylen, enligt detta ser inbesparingen och återbetalningstiden ut att vara mycket lönsamma.

I detta kapitel skall jag försöka bedöma resultaten för de olika delområdena beträffande energibehoven och återvinningen på ett subjektivt och kritiskt sätt.

## 5.1 Energibehov för varmt tappvatten

Varma tappvattnets andel är svårt att uppskatta och beräkna, trots att majoriteten av personerna som vistas i fastigheten är de boende, kan knappast rekommendationen om att 40 % av totala tappvattenförbrukningen är varmt tappvatten användas i detta fall. Enligt Motiva varierar tappvattenförbrukningen från 90 till 270 liter per person per år och medelförbrukningen av tappvatten per person i Finland är 155 liter/dygn i bostadshus. Vad tappvattnet används till enligt Motiva framgår av figur 9.



Figur 9. Dygnsförbrukningens fördelning per person (Motiva).

I affärsutrymmena jobbar ca 10 personer som förbrukar främst tappvatten till toalett besök, städning och kaffekokning vilket betyder att det till största delen rör sig om kallt tappvatten.

Enligt detta kan det konstateras att energibehovet för uppvärmning av varmt tappvatten är för högt i beräkningarna.

## 5.2 Energibehov för uppvärmning av fastigheten

Fjärrvärmväxlaren för radiatorkretsen har dimensionerande topp effekt på 137 kW. Divideras det med byggnadsvolymen för den del av fastigheten som radiatorkretsen betjänar fås jämförelsevärdet  $18,7 \text{ W/m}^3$ . Det kan anses var inom normvärde för fastigheter byggda åren 1979 – 1980.



I mina beräkningar användes graddagstalet 3922 för 2013. Det året var ett varmt år i jämförelse med normalåret 1981 – 2010 med graddagstalet 4469. Beräknas energibehovet om till normalåret skulle energiförbrukningen vara 335 875 kWh.

Enligt Oilons dimensioneringsprogram för värmepumpar beräknas effektbehovet enligt byggnadsvolymen till 142 kW och energibehovet vid normalår till 356 704 kWh.

Konstateras att effektbehovet och energibehovet för radiatorkretsen ligger på rätt nivå.

### 5.3 Energibehov för uppvärmning av ersättande luft

Minskas energibehovet för uppvärmning av tappvatten ökar andelen för energibehovet för uppvärmning av ersättande luft.

Värmaren i tilluftsaggregatet är dimensionerat enligt 80 °C framledningstemperatur och 40 °C returledningstemperatur, märkeffekten på värmeväxlaren är 70 kW. Det fanns ingen effekt på värmebatteriet i tilluftsaggregatet angivet. Reglerkurvan för framledningstemperaturen i ventilationskretsen är begränsad till 90 °C. Reglerkurvans lutning framgår ur tabell 2.

Tabell 2. Reglerkurvans inställningsvärden

Utetemperatur	Framledningstemperatur
-20	83
0	58
20	20

Reglerkurvan är högt inställd. Orsaker till det kan vara för liten effekt på värmeväxlaren, för lågt flöde i kretsen, eller så har det inte beaktats vid dimensioneringen att tilluftsaggregatet används för uppvärmning av fastigheten.

Används effekten på värmeväxlaren för att bestämma luftflödet enligt (formel 13, sid 20) skulle effekten räcka till en luftmängd på ca 1.17 m<sup>3</sup>/s, beräknat med tilluftstemperatur på 21 °C. Höjs tilluftstemperaturen till 28 °C klarar 70 kW effekt att värma 1,0 m<sup>3</sup>/s.

Konstateras att vid beräkningar angående återvinning och vid dimensionering av värmeväxlare för ventilationen borde luftmängder på ventilationsanläggningar alltid mätas.

## 5.4 Beredare för tappvarmvatten

Vad som kan användas till uppvärmning av varmt tappvatten av den återvunna energin är direkt beroende av tappvattenförbrukningen. Som konstaterats i kapitel 5.1 är det svårt att uppskatta förhållandet mellan varmt- och kalltappvatten i fastigheter som har både affärsfastigheter och bostadslokaler.

## 5.5 Förvärmningsbatteri för förvärmning av ventilationens tilluft

Beräkningarna gällande förvärmningsbatteriet baserades på luftmängden  $1,69 \text{ m}^3/\text{s}$ , vilket har konstaterats att inte stämmer. Energimängden som kan överföras till förvärmningsbatteriet är beräknad till 266 645 kWh enligt år 2013. Energimängden för ventilationen enligt den uppmätta förbrukningen är 108 383 kWh. Luftmängden som kan värmas med värmeväxlaren är ca  $1,17 \text{ m}^3/\text{s}$ .

Om man antar att luftmängden är bara 69 % av  $1,69 \text{ m}^3/\text{s}$  fås ändå en överförd energimängd på 184 600 kWh. Detta är ändå mycket större energimängd än vad som går till ventilationen.

Antar man att återvinningen från kylmaskinerna skulle klara av att täcka hela energibehovet för ventilationen så beräknas luftmängden bli 40 % av  $1,69 \text{ m}^3/\text{s}$ , ca  $0,68 \text{ m}^3/\text{s}$ .

Konstateras att den angivna luftmängden på  $1,69 \text{ m}^3/\text{s}$  inte överensstämmer med verklig luftmängd.

## 5.6 Investeringskostnader

Anläggningen är överdimensionerad, förvärmningsbatteriet är för stort och cirkulationspumparna har dimensionerats enligt maximalt uttag från kondensatorerna, samt enligt för stor energimängd till förvärmningsbatteriet.

Kostnaderna för en 50 % mindre anläggning sjunker inte med hälften utan snarare med 20 %.

## 5.7 Lönsamhetskalkyl

Om investeringskostnaderna beräknas sjunka med 20 % för en mindre anläggning skulle de bli ca 24 000 €.

Andelen varmt tappvatten av total tappvattenförbrukning uppskattas till 25 %, då blir varma tappvattnets andel 540 m<sup>3</sup>, enligt uppskattningen blir energin från återvinningen då 20 100 kWh och inbesparingen 1 426 €

Skulle återvinningen klara av att förse tilluftsaggregatet med hela energimängden blir energin för tilluften från återvinningen 108 383 kWh, vilket ger en inbesparing på 7 326 € per år.

## 5.8 Återbetalningstid

Återbetalningstiden med nya investeringskostnader och nya inbesparingar.

$$24\,000 / 8752 = 2,8 \text{ år} = 3 \text{ år.}$$

Trots att energimängden som återvinns minskar med 60 % från de första beräkningarna kan det konstateras att det rör sig om en kort återbetalningstid av investeringarna.

## 6 SAMMANFATTNING

Inom livsmedelshandeln behövs kylanläggningar i drift under hela kalenderåret för att förlänga lagringstiden av livsmedel, i kyldiskarna och kylagren lagras livsmedel i temperaturer från + 4 °C till - 20 °C. I äldre affärer pumpas värmen med hjälp av kylmaskinernas kondensorer direkt ut ur fastigheten utan återvinning. Återvinningens betydelse har växt under de senaste åren på grund av högre energipriser och företagarnas medvetenhet om miljön.

Syftet med ingenjörskapet var att beskriva förfaringssättet och teorin bakom beräkningarna som ligger till grund för återvinningsprocessen av kondensorenergi från kylmaskiner. Avslutningsvis knyts teorin ihop med ett verkligt projekt som utfördes våren 2013.

Vartefter teoristudierna framskred och beräkningsresultaten växte fram, kunde det konstateras att den tillgängliga återvunna energin blir betydligt större än det verkliga energibehovet. Arbetet utvecklades till analys av hela fastighetens värmeförbrukningar samt analys av resultaten.

Det som kan konstateras med detta arbete är vikten av noggrann kartläggning av objektet och monterade anläggningar före beräkningar angående återvinning påbörjas. Dessutom skall man inte använda information från installationen om teknisk apparatur utan att säkerställa sig om att apparaturen används som det var tänkt.

Det viktigaste vid beräkningar av återvinning är ändå trots allt att reda ut hur stor mängd av den återvunna energin som verkligen kan förbrukas.

I fastigheter där var det inte finns mätning av energi- och tappvattenförbrukningar för de enskilda lokalerna utan endast totala förbrukningar för hela fastigheten, är det svårt att få exakta resultat som överensstämmer med verkligheten.

## 7 KÄLLFÖRTECKNING

Finlands byggbestämmelsesamling

### D Vvs och energihushållning

D1 Fastigheters vatten- och avloppsinstallationer, föreskrifter och anvisningar 2007

D2 Byggnaders inomhusklimat och ventilation, föreskrifter och anvisningar 2012

D5 Beräkning av byggnaders energiförbrukning och effektbehov för uppvärmning, anvisningar 2012

### Litteratur

Energiateollisuus. (2007). *Rakennusten kaukolämmitys Määräykset ja ohjeet K1/2003*. (korj. Ver. 4.7.2007) ISBN 951-96973-9-x

Fläkt Woods Ab. (2009) *Teknisk Handbok, Luftbehandlingsteknologi*. (1 uppl.) Sollentuna: Condesign. FWG-ClimaFläkt Chillers Catalogue-SE 2009.03-8398

Hakala, P. & Kaappola, E. (2005). *Kylmälaitoksen suunnittelu*. (2-1 uppl.) Tammerfors: Juvenes Print. ISBN 978-952-13-3321-7

Harju, Pentti. (2006). *Lämmityksen oppikirja*. (3 uppl.) Kouvola: Penan Tieto-Opus. ISBN 951-98799-5-1

Ins. toim. Sarkki. (2011) *Lvi kalenteri*. (23 uppl.) Helsingfors: Suomen kalenterit.

Liuksiala, Aaro. (2004). *Rakennussopimukset, Käytännön käsikirja*. (6 uppl.) Tavastehus: Karisto Oy. ISBN 951-682-741-1

Nydal, Roald. (2010). *Praktisk Kylteknik*. (1 uppl.) Halmstad: Printografen. ISBN 13-978-91-633-1055-3

Seppänen Olli. (2001). *Rakennusten Lämmitys*. (2 uppl.) Jyväskylä: Gummerus kirjapaino. ISBN 951-98811-0-7

Warfvinge C & Dahlbom M. (2011). *Projektering av vvs-installationer*. (1:2 uppl.) Lund: Studentlitteratur. ISBN 978-91-44-05561-9

**Elektroniska källor**

Meteorologiska institutet

[www.ilmatieteenalitos.fi](http://www.ilmatieteenalitos.fi)

(Läst: 04.03.2014)

Finsk energiindustri

[www.energia.fi](http://www.energia.fi)

(Läst: 23.02.2014)

Motiva Oy

[www.motiva.fi](http://www.motiva.fi)

(Läst: 26.03.2014)

Årsvi 2013 2014  
Jan Feb Mar Apr Maj Jun Jul Aug Sep Okt Nov Dec



Förbrukning (KWh)

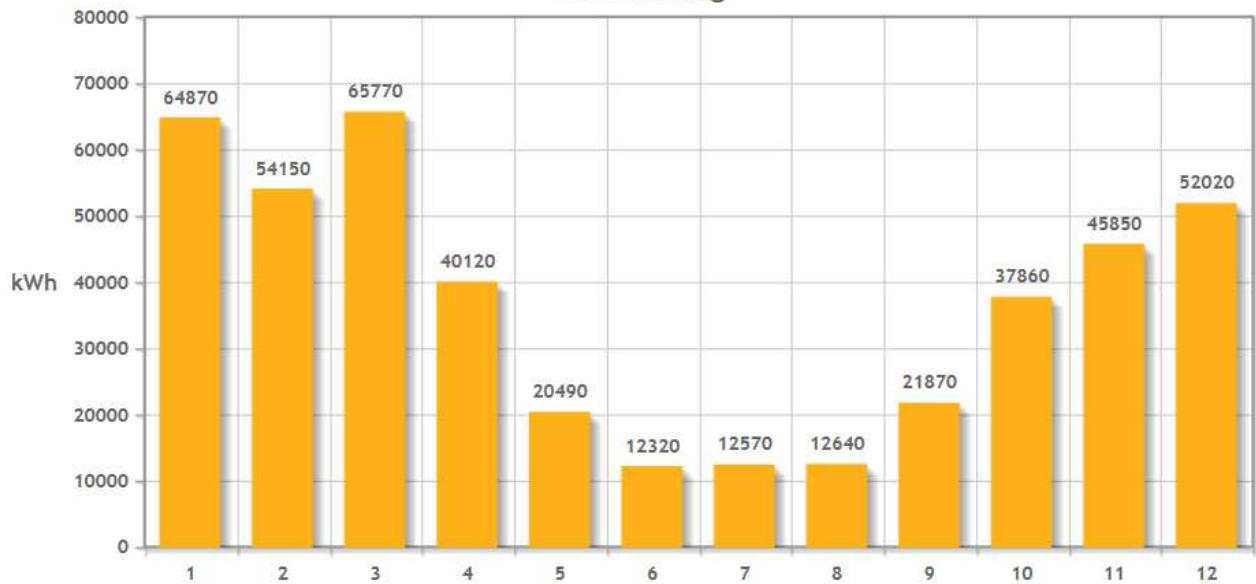


Förbrukning och temperatur



Exportera Instruktioner

### Förbrukning



#### Registrerat

Förbrukning 2013: 438930 KWh

Årets medeltemperatur: 5.1 °C

Mätarvy

## BILAGA 2

RETERMIA  
NÅLBATTERI DIMENSIONERING

Projekt namn: Sollefteågatan / Kondensvärme VÅV  
Projekt ID: FIN2012-0291  
VVS designer: Vatek Ab / Tor Wik  
2013-05-07

TILLUFTSBATTERIER:

1 anordning(ar)

AI / AI

1

Position	TIK 1 VÅ 01 / Uteluftgaller	
Batterityp	Retermia hölje	
Antal	1	anordning(ar)
Värmeeffekt	108,0	kW
Tryckfallet på luftsidan	30	Pa
Tryckfallet med max luftflödet	-	Pa
Tryckfallet på vätskesidan	43	kPa
Batteriets bredd	1,000	m
Batteriets höjd	1,005	m
Batteriets djup	0,830	m
Nålrör mängd	180	m
Antal rader	3	
Antal rör genomföringar	12	
Pass	6	
Nålrör	2,5	m
Batteriets vattenvolym	26	dm <sup>3</sup>
Luftvolymflöde	1,69	m <sup>3</sup> /s
Fronthastighet	0,76	m/s
Inloppstemperatur, luft	-29,0	C
Utloppstemperatur, luft	19,9	C
Fuktighet av inkommande luft	1,0	g H <sub>2</sub> O / kg torr luft
Fuktighet av utgående luft	1,0	g H <sub>2</sub> O / kg torr luft
Vätskemassflöde	1,20	kg/s
Vätskets flödes hastighet	0,72	m/s
Inloppstemperatur, vätske	38,0	C
Utloppstemperatur, vätske	13,3	C
Vikt	180	kg
Utförande	Vänster	
DN	DN 50 / 54	
Obs.	<b>Med serviceluckan</b>	



LUFT				
	Tilluft		1,69	m <sup>3</sup> /s
VÅV- vätske:	35 %	Etylenglykol (Dowcal 10)	1,2	kg/s
Värmeeffekt			108,0	kW
Temperaturer i vätskesystem:				
	t <sub>g</sub> /t <sub>g</sub>	38,0	13,3	C

RETERMIA  
NÅLBATTERI DIMENSIONERING

Projekt namn: Sollefteågatan / Kondensvärme VÅV  
Projekt ID: FIN2012-0291  
VVS designer: Vatek Ab / Tor Wik

2013-05-07

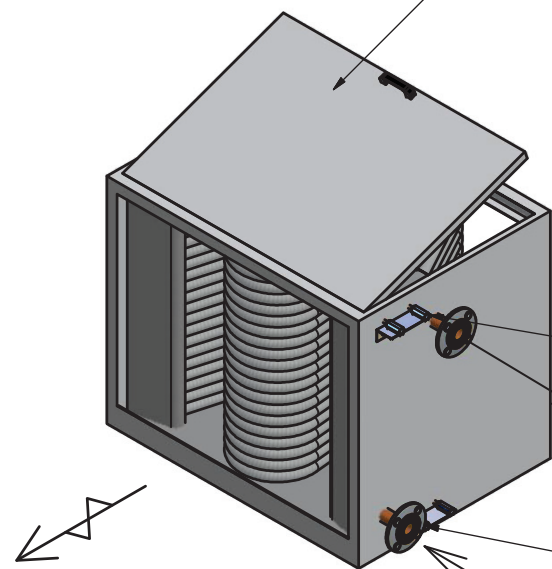
---

$\Delta p_{Air}$ Pa	$\Delta p_{Liq}$ kPa	Air Flow $m^3/s$	Brineflow kg/s	Power kW	TAirIn C	TAirOut C	TliqIn C	TliqOut C	WAirIn gH <sub>2</sub> O/kg dry air	WAirOut gH <sub>2</sub> O/kg dry air
30	43	1,69	1,2	109,7	-30	19,5	38	12,9	1,0	1,0
30	43	1,69	1,2	101,1	-25	21,2	38	14,9	1,0	1,0
30	43	1,69	1,2	92,6	-20	22,8	38	16,9	1,0	1,0
30	43	1,69	1,2	84,2	-15	24,3	38	18,8	1,0	1,0
30	43	1,69	1,2	75,9	-10	25,8	38	20,7	1,0	1,0
30	43	1,69	1,2	67,6	-5	27,3	38	22,6	1,0	1,0
30	43	1,69	1,2	59,4	0	28,7	38	24,5	1,0	1,0
30	43	1,69	1,2	51,4	5	30,0	38	26,3	1,0	1,0
30	43	1,69	1,2	43,4	10	31,3	38	28,2	1,0	1,0
30	43	1,69	1,2	35,5	15	32,6	38	30,0	1,0	1,0
30	43	1,69	1,2	27,6	20	33,9	38	31,7	1,0	1,0
0	0	0	0	0,0	0	0,0	0	0,0	0,0	0,0

2

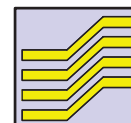
1

Huoltoluukku  
Service hatch



Ilmausventtiili  
Venting valve

Tyhjennysventtiili  
Draining valve



**RETERMIA**

PROJEKTI / PROJECT

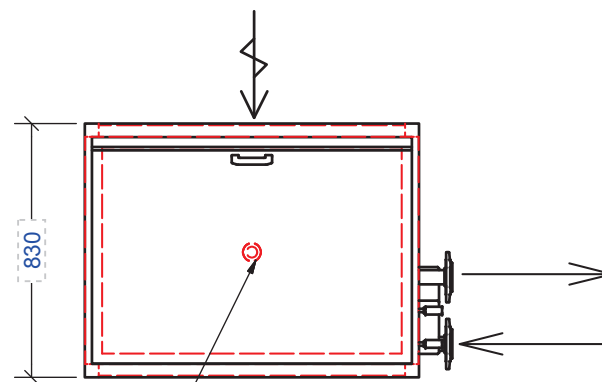
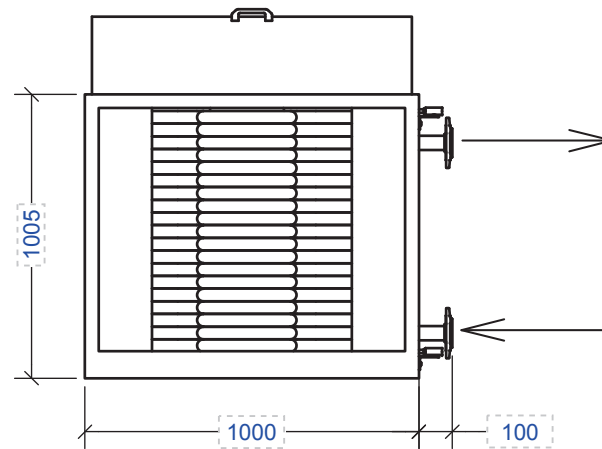
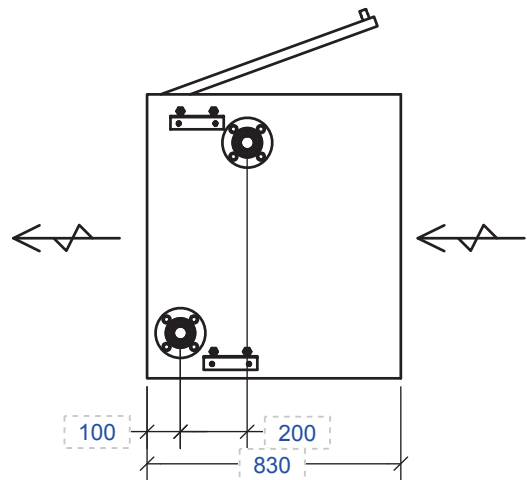
FIN2012-0291: Sollefteågatan / Kondensvärme VÄV  
TIK 1 VÄ 01 / Uteluftgaller

PIIRTÄJÄ / DRAWN

2

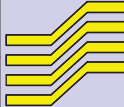
1

1



Viemäröintiyhteet  $\varnothing 32\text{mm}$   
 Drainage connection  $\varnothing 32\text{mm}$

**HUOM!** Piirustus ei ole mittakaavassa.  
**NOTE!** The drawing is not in scale.

YHTEET / FLANGES DN 50 / 54	 <b>RETERMIA</b>
PAINO / WEIGHT 180 kg	
MÄÄRÄ / QUANTITY 1	PROJEKTI / PROJECT FIN2012-0291: Sollefteågatan / Kondensvärme VÄV TIK 1 VÄ 01 / Uteluftgaller
	PIIRTÄJÄ / DRAWN [KIRJASTO] 23.5.11

## Retermia LTO- järjestelmän tunnusluvut

kohte: Sollefteteågatan / Lauhde LTO  
suunnittelija: Vatek Ab / Tor Wik

8.5.2013

### Tulopatterien mitoitustiedot:

Ilmavirta: **1,69** [m<sup>3</sup>/s]  
rekuperaatioaste: 0,73 [-]  
Lämpimän liuoksen lt. 38 [C]

Ilmapuolen painehäviö 30 [Pa]  
Nestepuolen painehäviö 43 [kPa]  
Putkiston painehäviö 20 [kPa]

### Yleiset tiedot:

LTO:n jälkeisen ilman max lt 27 [C]  
laskenta vuosi 1990  
laskenta paikkakunta: Helsinki

Saatavissa oleva maksimaalinen lauhde LTO- teho jatkuvassa käytössä 40 [kW]

### Liuospiirin mitoitustiedot:

LS neste: Etyleeniglykoli  
Liuosvahvuus: 35 [%]  
Liuosvirtaama : 1,2 l/s

### Hyötysuhteet:

tuloilmapuhallin 50 [%]  
Lauhde LTO- piirin pumppu 60 [%]

### Ilmanvaihdon käyntiaika:

MA - PE 17 h / vrk  
LA - SU 17 h / vrk

## Tunnusluvut:

<b>Lauhde LTO- piirin vuotuinen lämmönsäästö</b>	<b>300,2</b>	<b>MWh/a</b>
- Lämmön hinta	60	€/MWh
<b>Lauhde LTO- järjestelmän puhallin &amp; pumppu energian kulutus</b>	<b>1,4</b>	<b>MWh/a</b>
- Sähkön hinta	120	€/MWh
<b>Lämmön säästön kasvun aiheuttama taloudellinen säästö:</b>	<b><u>17843,4</u></b>	<b>€/a</b>

Lauhdelämmön talteenotto tuloilmaan on toteutettu 1 neulalämmönsiirtimellä.

Symbolit:

$t_{ulko}$	ulkoilman lämpötila [C]
kesto	ulkoilman lämpötilan tunnit laskentapaikka kunnalla [h]
$Q_{LLTO}$	on vuotuinen lauhde LTO:lla tuloilmaan siirretty lämpöenergia [kWh]
$t_{tulo}$ lauhde LTO:n jälkeen	on tuloilman lämpötila lauhde LTO- patterin jälkeen [C]



$t_{ulko}$ [C]	kesto [h]	Ilmavirta [m3/s]	$Q_{LLTO}$ [kWh]	$t_{tulo}$ lauhde LTO:n jälkeen [C]
-32	0	1,7	0	-32,0
-31	0	1,7	0	-31,0
-30	0	1,7	0	-30,0
-29	0	1,7	0	-29,0
-28	0	1,7	0	-28,0
-27	0	1,7	0	-27,0
-26	0	1,7	0	-26,0
-25	0	1,7	0	-25,0
-24	0	1,7	0	-24,0
-23	0	1,7	0	-23,0
-22	0	1,7	0	-22,0
-21	0	1,7	0	-21,0
-20	6	1,7	240	-0,4
-19	6	1,7	240	0,6
-18	9	1,7	360	1,6
-17	12	1,7	480	2,6
-16	21	1,7	840	3,6
-15	30	1,7	1200	4,6
-14	12	1,7	480	5,6
-13	21	1,7	840	6,6
-12	24	1,7	960	7,6
-11	24	1,7	960	8,6
-10	24	1,7	960	9,6
-9	42	1,7	1680	10,6
-8	45	1,7	1800	11,6
-7	81	1,7	3240	12,6
-6	78	1,7	3120	13,6
-5	123	1,7	4920	14,6
-4	165	1,7	6600	15,6
-3	174	1,7	6960	16,6
-2	339	1,7	13560	17,6
-1	462	1,7	18480	18,6
0	465	1,7	18600	19,6
1	558	1,7	22320	20,6
2	525	1,7	21000	21,6
3	444	1,7	17760	22,6
4	345	1,7	13800	23,6
5	396	1,7	15840	24,6
6	306	1,7	12240	25,6
7	336	1,7	13440	26,6
8	255	1,7	9885	27,0
9	348	1,7	12780	27,0
10	363	1,7	12590	27,0
11	339	1,7	11066	27,0
12	321	1,7	9823	27,0
13	309	1,7	8826	27,0
14	294	1,7	7798	27,0
15	237	1,7	5802	27,0
16	246	1,7	5521	27,0
17	273	1,7	5570	27,0
18	165	1,7	3030	27,0
19	177	1,7	2889	27,0
20	120	1,7	1714	27,0

Yhteensä [MWh]:

300,2

