

# Oppvarming og varmegjenvinning i dagligvarebutikker

**Lars Kristian Nerum**

Master i energibruk og energiplanlegging

Innlevert: Juni 2012

Hovedveileder: Trygve Magne Eikevik, EPT

Medveileder: Frode Frydenlund, SINTEF Energi AS  
Armin Hafner, SINTEF Energi AS

Norges teknisk-naturvitenskapelige universitet  
Institutt for energi- og prosessteknikk



EPT-M-2012-67

**MASTER THESIS**

for

student Lars Kristian Nerum

Spring 2012

**Heating and heat recovery of supermarkets***Oppvarming og varmegjenvinning i dagligvarebutikker***Background and objective**

Measurements/logging from supermarkets shows that heat recovery might be sufficient to cover the heat load in supermarkets. What will be the best method of supplying heat for existing supermarkets and new buildings based on low energy/passive house principles? How can the systems for ventilation and refrigeration be integrated? Utilization of waste heat from refrigeration for heating might influence on the whole layout of the refrigeration, how is it possible to design the most efficient overall system (e.g. installation and operation cost over the lifetime). Should waterborne system be applied that enables thermal storage? In this project work the focus will be on an existing supermarket. An evaluation of the existing system and proposals for changes has to be made. The measuring period should be planned for the heating season starting in the autumn and end in the spring semester.

The objective with this project is evaluate and optimize the refrigeration and heating system in an existing supermarket.

**The following tasks are to be considered:**

1. Literature review of energy systems in supermarkets
2. Describe the existing refrigeration, heating and ventilation system in the supermarket
3. Measure the energy consumption and quantify potential for energy recovery over the year
4. Developing a modell for calculation of energybalances and potential heat recovery
5. Discussion of measurements versus calculations of energy consumptions
6. Make a draft paper (10-15 pages in english) from the result of the work
7. Make suggestions for further work

Within 14 days of receiving the written text on the master thesis, the candidate shall submit a research plan for his project to the department.

When the thesis is evaluated, emphasis is put on processing of the results, and that they are presented in tabular and/or graphic form in a clear manner, and that they are analyzed carefully.

The thesis should be formulated as a research report with summary both in English and Norwegian, conclusion, literature references, table of contents etc. During the preparation of the text, the candidate should make an effort to produce a well-structured and easily readable report. In order to ease the evaluation of the thesis, it is important that the cross-references are correct. In the making of the report, strong emphasis should be placed on both a thorough discussion of the results and an orderly presentation.

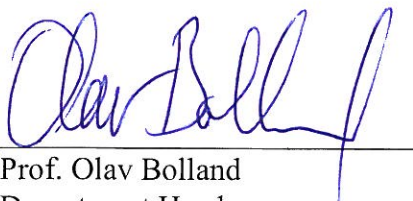
The candidate is requested to initiate and keep close contact with his/her academic supervisor(s) throughout the working period. The candidate must follow the rules and regulations of NTNU as well as passive directions given by the Department of Energy and Process Engineering.

Risk assessment of the candidate's work shall be carried out according to the department's procedures. The risk assessment must be documented and included as part of the final report. Events related to the candidate's work adversely affecting the health, safety or security, must be documented and included as part of the final report.

Pursuant to “Regulations concerning the supplementary provisions to the technology study program/Master of Science” at NTNU §20, the Department reserves the permission to utilize all the results and data for teaching and research purposes as well as in future publications.

The final report is to be submitted digitally in DAIM (<http://daim.idi.ntnu.no/>). An executive summary of the thesis including title, student's name, supervisor's name, year, department name, and NTNU's logo and name, shall be submitted to the department as a separate pdf file. The final report, with summary and all other material and documents have to be given to the supervisor in digital format on a CD.

Department of Energy and Process Engineering, 16. January 2012



---

Prof. Olav Bolland  
Department Head



---

Prof. Trygve.M. Eikevik  
Academic Supervisor  
e-mail: [trygve.m.eikevik@ntnu.no](mailto:trygve.m.eikevik@ntnu.no)

Research Advisors:

Armin Hafner, SINTEF Energy Research, [armin.hafner@sintef.no](mailto:armin.hafner@sintef.no)

Frode Frydenlund, SINTEF Energy Research, [frode.frydenlund@sintef.no](mailto:frode.frydenlund@sintef.no)



## **Avgrensning av oppgaven**

I oppgavens punkt 3 var formålet «å måle energibruken og tallfeste potensialet for energigjenvinning over året». Med andre ord skulle det gjennomføres målinger av mengden avgitt varme fra kuldeanlegget og ventilasjonsanleggets varmebehov. På grunn av sikkerheten rundt målingene i kuldeanlegget, samt at utstyret måtte installeres av innleide fagpersoner, ble installasjonen av måleutstyret stadig utsatt. Når utstyret til slutt var montert, viste det seg å være feil installert, noe som ga ytterlige utsettelse. De første målingene kunne derfor ikke gjennomføres før det gjensto 3 uker av tiden som var til rådighet for denne oppgaven. Målingene i ventilasjonsanlegget kom tidlig i gang, men her viste det seg at det var flere feil med selve anlegget. Dette gjorde det vanskelig å tallfeste det virkelige oppvarmingsbehovet til bygget.

Problemene gjorde det vanskelig å oppfylle målet med oppgave 3. Det ble i stedet gjennomført forenklede beregninger av potensialet for varmegjenvinning, basert på tidligere måledata. Hovedfokuset ble skiftet til å analysere ustabiliteten i ventilasjonsanlegget og foreslå utbedringer for å sikre en mer optimal drift.

Målet med punkt 4 i oppgaven var «å utvikle en modell for kalkulasjon av energibalansene og potensiell varmegjenvinning». På grunn av at målingene i punkt 3 ikke kunne gjennomføres, fantes det ikke noen måledata som kunne benyttes i utviklingen av modellen for varmegjenvinning. I energimodellen er det derfor antatt at det alltid er tilgjengelig varme avgitt fra kuldeanlegget som kan gjenvinnes og benyttes til oppvarming av ventilasjonsluften.

Punkt 6 i oppgaven var å lage en artikkel av resultatene fra arbeidet. Siden fokus i oppgaven ble skiftet til å analysere anleggene og driften, er ikke resultatene fra oppgaven publiseringsverdige. Punktet ble derfor fjernet fra oppgaven.

## Forord

Denne masteroppgaven presenterer mine resultater fra vårsemesteret 2012 ved Norges Teknisk-Naturvitenskaplige universitet, institutt for energi- og prosesseteknikk. Oppgaven er gitt i samarbeid med SINTEF Energi og er utformet på grunnlag av aktuelle problemstillinger vedrørende energibruk i dagligvarebutikker.

Jeg ønsker å takke min veileder professor Trygve Magne Eikevik ved NTNU, og mine medveiledere seniorforsker Armin Hafner og forsker Frode Frydenlund ved SINTEF Energi. I tillegg vil jeg takke tekniker Gunnar Lohse ved SINTEF Energi for god hjelp gjennom arbeidet.

Trondheim, 13.6.2012



---

Lars Kristian Nerum

## Sammendrag

Dagligvarebutikker i Norge er store brukere av energi. Som et ledd i å redusere energibehovet for sine nåværende og fremtidige butikker, har dagligvarekjeden REMA 1000 inngått et samarbeid med SINTEF Energi. Dette samarbeidet inngår i prosjektet *Creativ*, hvor det overordnede målet er energieffektivisering og reduksjon av klimagassutslipp. REMA 1000 Dragvoll er en av butikkene hvor energibruken undersøkes gjennom dette samarbeidet, og denne butikken ble benyttet som en case i prosjektoppgaven gjennomført forut denne masteroppgaven. Det var derfor naturlig å analysere REMA 1000 Dragvoll ytterligere. Målet med denne oppgaven var å evaluere og optimalisere varmegjenvinningen og oppvarmingen i butikken.

Først ble det gjennomført en litteraturstudie. Denne inkluderte en gjennomgang av energisystemene i en vanlig dagligvarebutikk, med fokus på kuldeanlegg, varmegjenvinning fra kuldeanlegg, oppvarmingssystemer, luftbehandlingssystemer og belysningsanlegg. Videre ble energisystemene i REMA 1000 Dragvoll gjennomgått, sammen med bygningens klimaskjerm.

Energimålinger for REMA 1000 Dragvoll, behandlet av SINTEF Energi, ble deretter analysert. Målingene var gjennomført i perioden 1. april 2010 til 31. mars 2011. De viste at det butikkens energibehov var på 437 kWh/m<sup>2</sup>år, noe som er 85 % av gjennomsnittet for butikkene i Norge. I måleperioden var ikke varmegjenvinningskretsen i drift, og det tilsa at potensialet for energibesparelse var stort. Siden energibehovet til det frittstående utstyret ikke ble målt direkte, men inkludert i posten *Annet* i målingene behandlet av SINTEF Energi, ble det gjennomført en egen måling for dette utstyret. Målingene av energibruken til utstyret viste at det sto for ca. 14 % av den totale energibruken i butikken. De viste også at utstyret uten dører/luker hadde et tilnærmet dobbelt så høyt energibehov som det utstyret med lukkemuligheter.

For å kunne analysere medgått energi til oppvarming i butikken, ble det gjennomført målinger i ventilasjonsanlegget og varmegjenvinningskretsen. Loggingene viste en jevn temperatur i butikken på rundt 20 °C, men en meget varierende temperatur på tilluften i ventilasjonsanlegget. Videre undersøkelser avdekket at reguleringen av varmeavgiverne i

ventilasjonsanlegget var meget ustabil. Ustabiliteten skyldes trolig at shuntventilen i varmegjenvinningskretsen er for stor i forhold til massestrømmen i kretsen, og dermed har en for liten autoritet. En annen årsak kan være at PID-innstillingene i ventilens regulator er feil. Den ustabile reguleringen av shuntventilen forplanter seg i hele ventilasjonsanlegget og påvirker også driften av kuldeanlegget.

Videre ble en energimodell for beregning av oppvarmingsbehovet til dagligvarebutikker, laget av Stefano Poppi, revidert slik at den passet med REMA 1000 Dragvoll. Inndata i modellen og beregningsmetoder ble gjennomgått før selve beregningene ble utført. Beregningsresultatene viste at det er et potensiale for energibesparelse på ca. 104 000 kWh/år hvis varmegjenvinningskretsen utbedres.

Mulige utbedringer av de tekniske anleggene er diskutert. For å redusere energibehovet til kuldeanlegget, foreslås utskiftning av kuldeutstyret i butikken til utstyr med dører/luker. Det kan redusere energibehovet med opptil 40 %. I ventilasjonsanlegget foreslås en endring av innstillingene for omluft i bygget. Ved å resirkulere ventilasjonsluften mer fornuftig, kan en spare 4146 kWh/år, ifølge beregninger gjort i energimodellen. Det er i tillegg foreslått alternativer for ombygging av varmegjenvinningskretsen. Forslagene omhandler installasjon av en frekvensregulert sirkulasjonspumpe og varmeakkumulasjonstanker.

Det anbefales å gjennomføre en ombygging av varmegjenvinningskretsen, slik at reguleringen av de tekniske anleggene blir mer stabil. I tillegg bør tidsinnstillingene for omluft i ventilasjonsanlegget endres. Disse tiltakene vil medføre en merkbar reduksjon i butikkens energibehov. Etter at utbedringene er gjennomført, bør det utføres nye målinger for å bekrefte effekten av tiltakene. Målingene vil også gi muligheten til ytterligere forbedringer av oppvarmings- og ventilasjonsanlegget.

## Summary

Supermarkets in Norway are big consumers of energy. As part of the efforts to reduce energy consumption in their current and future stores, the supermarket chain REMA 1000 entered into collaboration with SINTEF Energy. This collaboration is part of the project Creativ, where the primary objective is better energy efficiency and reducing greenhouse gas emissions. REMA 1000 Dragvoll is one of the shops where the energy usage is analyzed in this collaboration, and this site was used as a case in the project work carried out prior to this thesis. It was therefore natural to do a further analysis of REMA 1000 Dragvoll. The goal of this thesis was to evaluate and optimize the heat recovery system and heating system in the supermarket.

First, a literature study was carried out. This included a review of energy systems in a regular supermarket, with focus on refrigeration, heat recovery from refrigeration systems, heating systems, air conditioning systems and lightning systems. Furthermore, the energy systems in REMA 1000 Dragvoll were reviewed, along with the building envelope.

Then energy measurements for REMA 1000 Dragvoll processed by SINTEF Energy were analyzed. The measurements were conducted from 1<sup>st</sup> of April 2010 to 31<sup>st</sup> of March 2011. The results showed that the store's yearly energy usage was 437 kWh/m<sup>2</sup>, which is 85% of the average usages for supermarkets in Norway. In the measurement period the heat recovery circuit was not in operation, which indicated that the potential for energy savings was large. Since the energy consumption of the plug in equipment was not measured directly, but included in the post "Other" in the measurements processed by SINTEF Energy, a measurement was conducted for only this equipment. The new measurements showed that the plug in equipment energy usage accounted for ca. 14% of the total energy use in the store. They also showed that equipment without doors/hatches had almost twice the energy usage as the equipment with closing opportunities.

In order to analyze the energy used for heating the store, there was carried out measurements in the ventilation system and the heat recovery circuit. Loggings showed a steady temperature in the store at around 20 °C, but a widely varying temperature on the supply air in the ventilation system. Further investigations revealed that the regulation of the heating equipment in the system was very unstable. The instability is probably due to



the shunt valve in the heat recovery circuit which is too large relative to the mass flow, and thus has too little authority in the system. Another reason may be that the PID regulators settings are incorrect. The unstable regulation of the shunt valve propagates throughout the ventilation system and also affects the operation of the refrigeration system.

Furthermore, an energy model for calculation of supermarkets heating needs, developed by Stefano Poppi, was redeveloped to fit with REMA 1000 Dragvoll. Model input and calculation methods were reviewed before calculations were performed. The calculations results showed that there is a potential for energy savings of approx. 104,000 kWh/year if the heat recovery circuit is repaired.

Possible improvements of the technical systems are discussed. To reduce the energy usage of the refrigeration system, installation of equipment with doors/hatches is proposed. This could reduce the energy demand by up to 40%. In the ventilation system a change of the settings for air recirculation is proposed. By recirculating air more often and more efficiently, the energy demand can be reduced by 4146 kWh/year according to calculations done in the model. It is also proposed options for improving the heat recovery circuit. The proposals concerns installations of a frequency-controlled circulation pump and heat accumulation tanks.

It is recommended that a reconstruction of the heat recovery circuit is carried out, so that the regulation of the technical systems becomes more stable. In addition, the time settings for the recirculation of fresh air in the ventilation system should be changed. These actions will result in a noticeable reduction in the supermarket's energy needs. After the changes have been made, new measurements should be conducted to confirm the effect of the changes. The measurements will also provide the opportunity to further improvements in the heating and ventilation system

## Innholdsfortegnelse

Avgrensing av oppgaven

Forord

Sammendrag .....	I
Summary .....	III
Innholdsfortegnelse .....	V
Figurliste .....	VIII
Tabelliste .....	XI
Symbolliste .....	XII
1 Innledning .....	1
2 Energisystemer i dagligvarebutikker.....	2
2.1 Kuldeanlegg .....	2
2.1.1 Frittstående utstyr.....	2
2.1.2 Kondenseringsaggregater .....	2
2.1.3 Sentraliserte systemer .....	3
2.2 Varmegjenvinning fra kuldeanlegg.....	7
2.2.1 Konstant innløpstrykk (Fixed Head Pressure (FHP)) .....	8
2.2.2 Overhettingsvarmeveksler (De-superheater (DSH)) .....	8
2.2.3 Varmepumpe i kaskade (Heat Pump Cascade (HPC)) .....	9
2.2.4 Varmepumpe for underkjøling (Heat Pump Cascade Sub-cooling (HPSC)) .....	9
2.3 Oppvarmingssystemer.....	10
2.3.1 Direktevirkende elektrisk oppvarming.....	10
2.3.2 Vannbårne sentralvarmesystemer.....	10
2.4 Ventilasjonssystemer.....	11
2.5 Belysningsanlegg.....	12
3 REMA 1000 Dragvoll .....	13
3.1 Bygningskropp .....	13
3.1.1 Gulv.....	13
3.1.2 Yttervegger .....	14
3.1.3 Tak .....	15
3.1.4 Vinduer, dører og porter .....	15

3.2	Kuldeanlegg .....	15
3.2.1	Sentralisert anlegg.....	15
3.2.2	Kuldeutstyr tilknyttet det sentrale anlegget .....	21
3.2.3	Kjøle- og fryserom .....	21
3.2.4	Frittstående utstyr.....	22
3.2.5	Etterfyllingsrutiner for matvarer.....	22
3.3	Varmegjenvinningsløsning.....	22
3.4	Oppvarmingssystem .....	25
3.5	Ventilasjonsanlegg.....	25
3.6	Belysningsanlegg.....	27
4	Energimålinger i REMA 1000 Dragvoll .....	28
4.1	Målinger gjennomført av SINTEF Energi.....	28
4.2	Frittstående utstyr .....	29
4.3	Varmegjenvinningskrets og ventilasjonsanlegg .....	33
4.3.1	Måleresultater.....	35
4.4	Kuldeanlegg .....	45
5	Analyse av det vannbårne varmebatteriet .....	47
6	Modell for energikalkulasjon .....	49
6.1	Inndata og metode .....	49
6.1.1	Klimaskjerm .....	50
6.1.2	Internlaster.....	53
6.1.3	Oppvarmingsbehov .....	58
6.1.4	Ventilasjonsanlegg .....	59
6.1.5	Inneklima .....	62
6.2	Beregningsresultater .....	64
6.2.1	Beregning 1.....	64
6.2.2	Beregning 2.....	70
7	Sammenligning av målt og beregnet energibruk.....	76
8	Forslag til utbedring av de tekniske anleggene .....	78
8.1	Kuldeanlegget .....	78
8.2	Ventilasjonsanlegg og varmegjenvinningskrets .....	78
9	Kommentarer til de tekniske anleggene i REMA 1000 Dragvoll.....	82

10	Diskusjon .....	83
11	Konklusjon .....	84
12	Forslag til videre arbeid .....	85
13	Litteraturliste .....	86
14	Vedlegg .....	88

## Figurliste

Figur 2.1 Skjematisk fremstilling av et sentralisert, direkte system (IEA, 2003).....	4
Figur 2.2 Skjematisk fremstilling av et sentralisert, indirekte system (IEA 2003).....	5
Figur 2.3 R-744/R-404A kaskadesystem med lake på MT-nivået (Sawalha & Chen, 2010).....	6
Figur 2.4 Skisse av CO2 Boostersystem (Sawalha & Chen, 2010) .....	7
Figur 2.5 Skisse av varmegjenvinning med fiksert kondenseringstrykk (Sawalha & Chen, 2010) .....	8
Figur 2.6 Skisse av gjenvinnerløsning med underkjøler (Sawalha & Chen, 2010) .....	9
Figur 2.7 Skisse av varmepumpe i kaskade for underkjøling (Sawalha & Chen, 2010) .....	10
Figur 3.1 Kjøleytelse og effektbehov for Bitzer 2FHC-3K (fordampningstemperatur: -35 °C). 16	
Figur 3.2 Kjøleytelse og effektbehov for Bitzer 4FTC-20K (fordampningstemperatur: -10 °C) 17	
Figur 3.3 Prinsippskisse kuldeanlegg REMA 1000 Dragvoll.....	18
Figur 3.4 Log P-h diagram for CO2 boosteranlegg (Carrier Refrigeration Norway AS, 2011)..	19
Figur 3.5 Plantegning 1. etasje REMA 1000 Dragvoll.....	20
Figur 3.6 Skisse av shuntventil .....	23
Figur 3.7 Prinsippskisse av varmegjenvinningskrets i REMA 1000 Dragvoll før utbedring.....	24
Figur 3.8 Prinsippskisse av varmegjenvinningskrets i REMA 1000 Dragvoll etter utbedring (med målepunkter) .....	24
Figur 3.9 Ventilasjonsaggregat i REMA 1000 Dragvoll (med målepunkter).....	25
Figur 4.1 Prosentvis fordeling av årlig energibruk i REMA 1000 Dragvoll .....	28
Figur 4.2 Ventilasjonsanleggets daglige energibruk kontra utetemperatur.....	29
Figur 4.3 Prosentvis fordeling av energibruk inkl. frittstående utstyr i perioden 17.10- 24.11.2011.....	31
Figur 4.4 Prosentvis fordeling av årlig energibruk inkludert frittstående utstyr .....	32
Figur 4.5 Gjennomsnittlig energibruk for de forskjellige typene frittstående utstyr .....	32
Figur 4.6 Ventilkalibrering i laboratorium. Fra venstre: Fluke Hydra logger, trykkcelle, TA Stad reguleringsventil.....	34
Figur 4.7 Resultat av ventilkalibreringen .....	35
Figur 4.8 Kontinuerlig logging av lufttemperaturer, samt beregnet virkningsgrad for roterende gjenvinner kl. 12.30-13.30, den 12.3.2012 .....	36
Figur 4.9 Kontinuerlig logging av temperaturer i varmegjenvinningskrets og tilluftstemperatur kl. 12.30-13.30, den 12.3.2012.....	37



Figur 4.10 Varmegjenvinningskrets med strømningsmønstre.....	37
Figur 4.11 Kontinuerlig logging av massestrøm og væsketemperatur i varmegjenvinningskretsen i tidsrommet 12.30-13.30, 12.3.2012.....	38
Figur 4.12 Pumpekarakteristikk for Grundfos TP 32-250/2 .....	39
Figur 4.13 Kontinuerlig logget tilluftstemperatur i tidsrommet 12.30-13.30, 12.3.2012.....	40
Figur 4.14 Beregnet effekt i væskebatteri og elektrisk varmebatteri (12.30-13.30, 12.3.2012) .....	40
Figur 4.15 Temperaturlogginger gjennomført 9. april til 15. april 2012 med 5 min. intervall	41
Figur 4.16 Temperaturlogginger gjennomført 14. til 15. mai 2012 .....	42
Figur 4.17 Lufttemperaturer og gjenvinnerens virkningsgrad kl. 09.00-10.00, 31.5.2012 .....	43
Figur 4.18 Massestrøm og væsketemperaturer i varmegjenvinningskretsen kl. 09.00-10.00, 31.5.2012.....	44
Figur 4.19 Kompressorenes energibruk i perioden 25.5.-1.6.2012. ....	45
Figur 4.20 Kompressorenes månedlige energibruk logget av SD-anlegget i 2011 .....	46
Figur 5.1 Skisse av det vannbårne varmebatteriet i ventilasjonsaggregatet.....	47
Figur 6.1 Data for temperatur og relativ fuktighet benyttet i modellen (ett år) .....	49
Figur 6.2 Oppdeling av gulvarealer i forhold til isolasjonstykkelser og varmegjennomgang ..	51
Figur 6.3 Årlig solstråling i Trondheim .....	52
Figur 6.4 Antall kunder per time i REMA 1000 Dragvoll .....	54
Figur 6.5 Gjennomsnittlig antall ansatte per time, mandag - fredag, i REMA 1000 Dragvoll..	54
Figur 6.6 Effektkarakteristikk for Grundfos TP 31-250/2 .....	62
Figur 6.7 Varme- og kjølebehov i løpet av et år .....	65
Figur 6.8 Ventilasjonsluftens oppvarmingsbehov prosentvis fordelt på varmeavgiverene ....	66
Figur 6.9 Varighetskurve for effektbehovet til det vannbårne og det elektriske varmebatteriet .....	67
Figur 6.10 Prosentvis fordeling av totalt energibehov.....	68
Figur 6.11 Månedlig fordeling av energibehovet.....	69
Figur 6.12 Innnetemperatur i bygget gjennom ett år .....	69
Figur 6.13 CO <sub>2</sub> -nivå i forhold til frisklufttilførselen gjennom et døgn.....	70
Figur 6.14 Varme- og kjøleeffekt over et år .....	71
Figur 6.15 Prosentvis fordeling av ventilasjonsluftens oppvarmingsbehov .....	72

Figur 6.16 Varighetskurve for effektbehovet til det vannbårne og det elektriske varmebatteriet .....	73
Figur 6.17 Prosentvis fordeling av totalt energibehov.....	74
Figur 6.18 Månedlig fordeling av energibehovet.....	74
Figur 6.19 Innetemperatur i bygget gjennom ett år .....	75
Figur 7.1 Sammenligning av målt og kalkulert årlig energibehov (beregning 1 og 2) .....	76
Figur 7.2 Sammenligning av målt og beregnet årlig energibehov (beregning 3).....	77
Figur 8.1 Sammenligning av ventilasjonsanleggets energibehov før og etter endring av omluftsinnstillinger .....	79
Figur 8.2 Skisse over varmegjenvinningskrets med frekvensstyrt pumpe.....	80
Figur 8.3 Beregnet varmeoverskudd og -underskudd i perioden 11.2.-18.2.2011.....	80

## Tabelliste

Tabell 3-1 Oversikt over areal og U-verdier for de forskjellige bygningsdelene.....	13
Tabell 3-2 Oversikt over kuldebehov .....	15
Tabell 3-3 Oversikt over kompressorene i kuldeanlegget .....	16
Tabell 3-4 Oversikt over kjøleutstyret i butikken som er tilknyttet det sentraliserte anlegget .....	21
Tabell 3-5 Oversikt over frittstående kuldeutstyr i REMA 1000 Dragvoll.....	22
Tabell 4-1 Energibruk og gjennomsnittlig effektbehov i REMA 1000 Dragvoll pr. m2 og år ...	28
Tabell 4-2 Målinger av det frittstående utstyrets energibruk i REMA 1000 Dragvoll.....	30
Tabell 4-3 Oversikt over målepunkter i varmegjenvinningskrets og ventilasjonsanlegg .....	33
Tabell 4-4 Oversikt over målinger gjennomført i ventilasjonsanlegget i REMA 1000 Dragvoll	35
Tabell 6-1 Polynomiske koeffisienter (Poppi, 2010) .....	57
Tabell 6-2 Dimensjonerende effekt for bygningsoppvarming og -kjøling .....	64
Tabell 6-3 Byggets årlige varme- og kjølebehov .....	65
Tabell 6-4 Ventilasjonsanleggets årlige energibehov .....	66
Tabell 6-5 Totalt energibehov .....	67
Tabell 6-6 Dimensjonerende oppvarmings- og kjøleeffekt.....	71
Tabell 6-7 Bygningens årlige varme- og kjølebehov .....	71
Tabell 6-8 Ventilasjonsanleggets årlige energibehov .....	72
Tabell 6-9 Totalt energibehov .....	73

## Symbolliste

Symbol	Forklaring	Enhet
$\dot{V}$	Ventilasjonsluftmengde	m <sup>3</sup> /h
$A$	Areal	m <sup>2</sup>
$a_{ext}$	Ekstern varmeovergangsmotstand	W/(m <sup>2</sup> ·K)
$a_{int}$	Intern varmeovergangsmotstand	W/(m <sup>2</sup> ·K)
$B'$	Parameter	m
$C$	Beregnet CO <sub>2</sub> -konsentrasjon	ppm
$C_i$	CO <sub>2</sub> -konsentrasjon i ventilasjonstilluft	ppm
$c_m$	Varmeproduksjon grunnet matrespirasjon	W/kg
$C_o$	CO <sub>2</sub> -konsentrasjon i bygget ved start	ppm
$COP$	Coefficient of Performance, kuldeanleggets effektfaktor	-
$c_p$	Spesifikk varmekapasitet	kJ/(kg·K)
$C_{p,varer}$	Spesifikk varmekapasitet matvarer	J/(kg·K)
$D$	Diffus solstråling	W/m <sup>2</sup>
$d_t$	Ekvivalent tykkelse, gulv	m
$d_w$	Ekvivalent tykkelse, vegg	m
$F$	Gjennomtrekk av matvarer i kjøle-/fryserom	-
$f$	Respirasjonskoeffisient	-
$G$	Global solstråling	W/m <sup>2</sup>
$G$	CO <sub>2</sub> -produksjon pr. person	m <sup>3</sup> /h/pers
$g$	Respirasjonskoeffisient	-
$h_{ext}$	Uteluftens entalpi	J/kg
$h_{int}$	Inneluftens entalpi	J/kg
$m$	Masse	kg
$n$	Luftskifte	1/h
$N$	Antall personer	-
$P_{intern}$	Interne varmetilskudd fra lys, vifter o.l.	W/m <sup>2</sup>
$q$	CO <sub>2</sub> -produksjon	m <sup>3</sup> /h
$q_{folk}$	CO <sub>2</sub> -produksjon grunnet menneskerespirasjon	m <sup>3</sup> /h
$Q_k$	Avgitt varme fra kuldeanlegget	kWh
$q_{mat}$	CO <sub>2</sub> -produksjon grunnet matrespirasjon	m <sup>3</sup> /h
$Q_o$	Varme tatt opp i kuldeanlegget	kWh
$R$	Reflektert solstråling	W/m <sup>2</sup>
$SFP$	Spesifikk vifteenergi (Specific Fan Power)	kW/(m <sup>3</sup> ·s)
$T$	Temperatur	°C
$t$	Tid	h
$T_{se}$	Ekvivalent temperatur på fasadene	°C
$T_{sp}$	Innendørs settpunktstemperatur	°C

$U$	Varmegjennomgangskoeffisient (U-verdi)	$W/(m^2 \cdot K)$
$V$	Volum	$m^3$
$w$	Total tykkelse for vegg	m
$z$	Dybde kjellergulv under terreng	m
$\alpha$	Absorpsjonskoeffisient	-
$\lambda$	Varmekonduktivitet	$W/(m \cdot K)$
$\rho_{CO_2}$	Massetetthet $CO_2$	$kg/m^3$
$\rho_{luft}$	Massetetthet luft	$kg/m^3$
$\rho_{varer}$	Tetthet matvarer	$kg/m^3$
$\psi$	Kuldebroverdi	$W/(m \cdot K)$



## 1 Innledning

Dagligvarebutikker regnes for å stå for vel 80 % av omsetningen av dagligvarer i Norge (Wikipedia, 2011), og butikker av forskjellige størrelser er spredt ut over hele landet. Kravene til hvordan mat behandles og oppbevares er strenge, spesielt for kjøle- og frysevarer, noe som medfører at dagligvarebutikker har installert kuldeanlegg. I tillegg stilles det krav til et godt innemiljø for arbeidstakere og kunder, samt god belysning av butikkområdet. Dette resulterer i at dagligvarebutikker generelt har et høyt energibehov.

Enovas byggstatistikk fra 2008 viser at gjennomsnittlig energibruk i butikkbygninger var 514 kWh/m<sup>2</sup>. Denne verdien er temperatur- og stedskorrigert. Fordelingen av energibruk på energibærere viser at elektrisitet er mest dominerende, med 99,9 % av den totale energileveransen (Enova, 2010). Med et økende fokus på energibruk og -effektivisering, i tillegg til økende energipriser, er det ønskelig å redusere butikkenes energibehov.

SINTEF Energi har et samarbeid med dagligvarekjeden REMA 1000, som inngår i prosjektet Creativ, hvor de ser på energibruken i forskjellige REMA 1000-butikker. Formålet med dette prosjektet er å optimalisere energibruken i butikkene, samt utvikle energieffektive løsninger for nye butikker.

I denne oppgaven er det først foretatt en litteraturstudie. Denne kartlegger de forskjellige energisystemene i en vanlig dagligvarebutikk. Kartleggingen innebefatter en gjennomgang av de forskjellige typene kuldeanlegg, med fokus på CO<sub>2</sub>-anlegg, som er mest benyttet. I tillegg er forskjellige varmegjenvinningsløsninger, metoder for bygningsoppvarming og luftbehandlings-metoder gjennomgått.

Videre i oppgaven er energisystemene i en REMA 1000-butikk lokalisert på Dragvoll i Trondheim gjennomgått. Tidligere målinger av butikkens energibruk er diskutert og nye er gjennomført for å danne et mer helhetlig bilde av energibehovet. I tillegg er en energimodell for beregning av butikkens energibehov utarbeidet. Det målte energibehovet er sammenlignet med beregningsresultatene fra modellen.

Opgaven inneholder også forslag til forbedringer av butikkens tekniske anlegg, samt forslag til videre arbeid.

## **2 Energisystemer i dagligvarebutikker**

### **2.1 Kuldeanlegg**

Kommersielle kuldeanlegg karakteriseres ved at mat og drikke lagres og utstilles ved forskjellige temperaturnivåer i et butikkmiljø. Kjølekapasiteten kan variere fra noen hundre Watt opp til 1,5 MW, og valg av kuldemedium er avhengig av de to hovedtemperaturnivåene som er nødvendig for å bevare fersk mat og drikke (rundt +3 °C) samt frossen mat (rundt -18 °C). (Sawalha & Chen, 2010).

Kommersiell kjøling kan deles opp i tre hovedkategorier: frittstående utstyr, kondenserende enheter og sentraliserte systemer (UNEP, 2011).

#### **2.1.1 Frittstående utstyr**

Frittstående utstyr (også kalt plug in-utstyr) er systemer hvor alle kjølekomponentene er integrert i selve utstyret og, for de minste typene, med en helt loddet eller sveiset kjølekrets. Eksempler på dette er fryserer, drikkekjølere og salgsautomater. Bruken av frittstående utstyr øker i små og middels store butikker. Dette fordi utstyr som plug in-montre er billigere og mer fleksible i forhold til montre tilkoblet et sentralisert system.

I den varme årstiden og i land med generelt varmt klima, må varmen som avgis fra montrene fjernes ved hjelp av ventilasjonsanlegget. Dette gjør at ventilasjonsanlegget må dimensjoneres for en langt høyere kjølekapasitet. I kalde klima, som i Nord-Europa, kan derimot varmen være nyttig til oppvarming av butikken og dermed regnes som varmegjenvinning i oppvarmingssesongen.

Energieffektiviteten til frittstående utstyr er lav i forhold til sentraliserte anlegg. Dette skyldes utstyrets små kompressorer, som har lavere effektivitet enn medium og store kompressorer (ibid).

#### **2.1.2 Kondenseringsaggregater**

Kondenseringsaggregater har som regel en kjølekapasitet i området 1 kW til 20 kW, og består av en (eller to) kompressor(er), en kondensator og en reciever montert inn i en såkalt "kondenseringsenhet" lokalisert utenfor butikkområdet. Kjøleutstyret består av en eller flere salgsmonter i butikken og/eller i et kjølerom. Kondenseringsaggregatene er vanligvis

installert i spesialforretninger som bakerier, slakter- og nærbutikker. I noen små butikker kan en finne et stort antall aggregater (typisk opp mot 20) installert i et maskinrom (ibid).

### **2.1.3 Sentraliserte systemer**

I dagligvarebutikker er sentraliserte systemer det foretrukne valget. Det finnes flere typer sentraliserte systemer, men de mest vanlige er direkte og indirekte systemer.

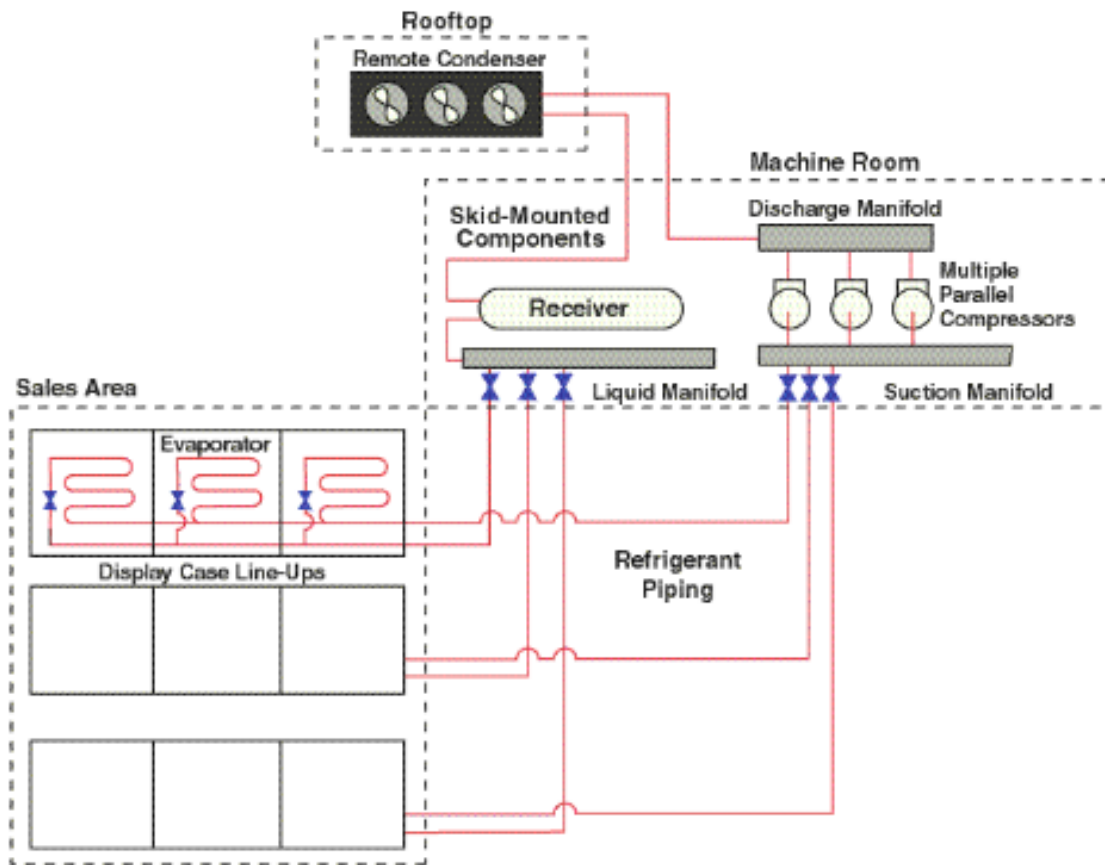
#### **Direkte systemer**

Direkte systemer er mest utbredt av sentraliserte systemer. Kuldemediet sirkulerer fra maskinrommet til butikkområdet, hvor det fordampes i salgsmonternes varmevekslere, for deretter å returnere i gassform til kompressorene. Eventuelle kjøle-/fryserom i butikkene er kjølt på samme måte.

I maskinrommet er racker av flere kompressorer installert med felles suge- og utløpsrør. Hver rack er som regel tilkoblet en luftkjølt kondensator. Spesifikke rack er dedikert til lavtemperatur (LT) og mediumtemperatur (MT), og kuldemediet i hver rack er uavhengige av hverandre (ibid).

Figur 2.1 viser de viktigste komponentene i et direkte system, som også kalles Direct Expansion system (DX). Flere kompressorer er satt sammen i en rack med felles suge- og utløpsrør. Når en benytter flere kompressorer i parallell kan en bruke dette som kapasitetsregulering, ved å bruke en eller flere kompressorer etter hvor stor kuldelasten er. Ved maksimal kuldelast er alle kompressorene i drift samtidig (IEA, 2003).

En ulempe med direkte systemer er den store andelen kuldemedium i anleggene. Lekkasje har store negative miljøpåvirkninger og dette har påvirket utviklingen av nye systemløsninger, med mindre mediefylling, samt lavere energibruk og kostnader (Minea, 2010).



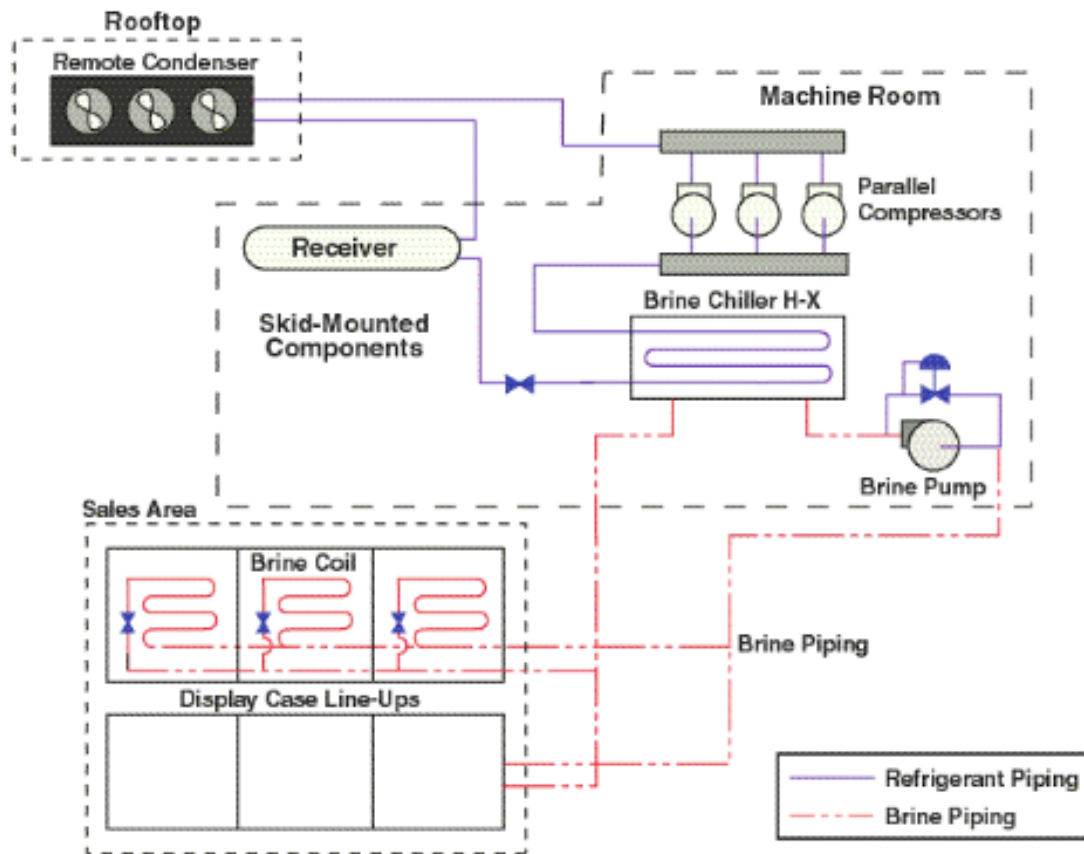
Figur 2.1 Skjematisk fremstilling av et sentralisert, direkte system (IEA, 2003)

### Indirekte system

Indirekte systemer har en eller flere primærvarmevekslere hvor et sekundærmedium – også kalt Heat Transfer Fluid (HTF) – er nedkjølt og pumpet til salgsmontrene hvor det absorberer varme, for deretter å returnere til primærvarmeveksleren. Sekundærmedier har fått mye oppmerksomhet de siste årene, siden indirekte systemer tillater en mindre fylling av primærmedium, samtidig som det gjør det mulig å benytte brennbare eller giftige medier som primærmedium når mediet er avskilt fra butikkområdet (UNEP, 2011).

Figur 2.2 viser et eksempel på et indirekte system hvor hovedkomponentene er inntegnet. I figuren er det en kurs med sekundærmedium som blir avkjølt ved hjelp av en primærvarmeveksler ("Brine Chiller H-X"). I store butikker har en som regel minst to primærvarmevekslere og sekundærkretser – en for lavtemperatur (LT, frossen mat) og en for mediumtemperatur (MT, kjølt mat). Bruker en bare to sekundærkretser betyr dette at alle montre og lagerrom må operere med en av disse temperaturene. Ved å bruke flere kretser med temperaturer som mer lik den ønskede lufttemperaturen i de forskjellige montrene/lagerrommene, kan en øke energieffektiviteten, siden det øker den effektive

midlere fordampningstemperaturen til systemet. Ulempen med denne løsningen er økte investeringskostnader (ekstra vekslere og andre komponenter), samt økt pumpedrift (IEA, 2003).

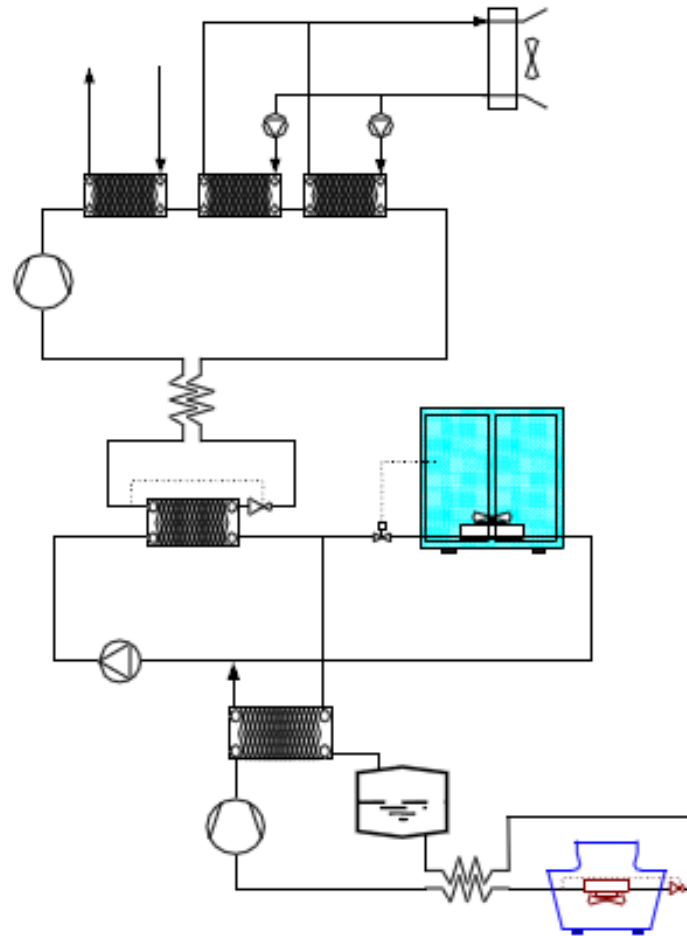


Figur 2.2 Skjematisk fremstilling av et sentralisert, indirekte system (IEA 2003)

### Kaskadesystemer

Figur 2.3 viser et kaskadesystem med R-744 på LT-nivået og R-404A på MT-nivået. Denne systemløsningen er veldig utbredt i blant annet Sverige. Kjølekretsen på MT-nivået benytter et vanlig singelfase sekundærmedium. CO<sub>2</sub> er arbeidsmediet i LT-kretsen hvor den avgir varme til laken på MT-nivået.

Et alternativ til konvensjonelle systemer er systemer basert på naturlige kuldemedier, som for eksempel et R-717/R-744 (NH<sub>3</sub>/CO<sub>2</sub>) kaskadesystem. Slike systemer er ikke like utbredt som de konvensjonelle, men tester i laboratorier viser at systemet har veldig god kjøleytelse, med 40-50 % høyere COP sammenlignet med konvensjonelle systemer (Sawalha & Chen, 2010).



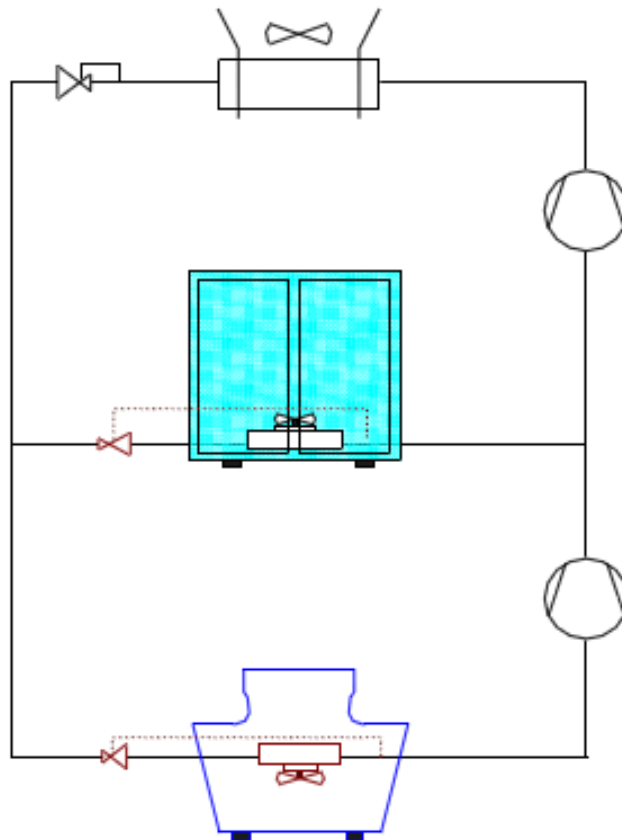
Figur 2.3 R-744/R-404A kaskadesystem med lake på MT-nivået (Sawalha & Chen, 2010)

### To-steps R-744 boostersystem

Det mest moderne designet av R-744 kuldeanlegg benytter R-744 både på lav- og mediumtemperatursiden. Denne systemtypen begynner å bli populær i Sentral- og Nord-Europa, hvor det er påvist lavere energibruk på årsbasis i forhold til vanlige sentraliserte systemer. Boostersystem med R-744 kan ikke installeres med luftkjølt kondensator i områder med høye omgivelsestemperaturer, på grunn av R-744s lave kritiske temperatur ( $32\text{ }^{\circ}\text{C}$ ) (UNEP, 2011).

I denne systemløsningen ekspanderer kjølemediet ved to forskjellige temperatur- og trykknivåer (medium og lavt). Som vist i Figur 2.4 avgir lavstegs-kompressoren utløpsgassen til sugeledningen til høystegs-kompressoren, hvor den blandes med den overheteede gassen fra MT-nivået (Sawalha & Chen, 2010).

Høytrykkskompressoren må være stor nok til å dekke lastene fra både medium- og lavtemperaturnivået (Reulens (ed.), 2009).



Figur 2.4 Skisse av CO2 Boostersystem (Sawalha & Chen, 2010)

## 2.2 Varmegjenvinning fra kuldeanlegg

Kuldeanlegg i dagligvarebutikker avgir store mengder varme. Potensialet for gjenvinning av denne varmen avhenger av hvor store mengder energi som kreves til oppvarmingsformål, samt kvaliteten på denne energien. Teoretisk kan varme gjenvinnes fra kompressoroljen, underkjøleren (de-superheater) og kondensatoren i et kuldeanlegg (Sawalha & Chen, 2010).

Praktiske erfaringer at bare 40-70 % av den nødvendige varmen kan gjenvinnes (Arias, 2005). Arias påpekte to grunner til dette: (1) kuldeanlegget opererer ikke kontinuerlig, og (2) prosjektering og installasjon av kulde- og VVS-anleggene gjøres som regel av forskjellige leverandører, som igjen gjør at kommunikasjon mellom anleggene ikke alltid er tilfredsstillende.

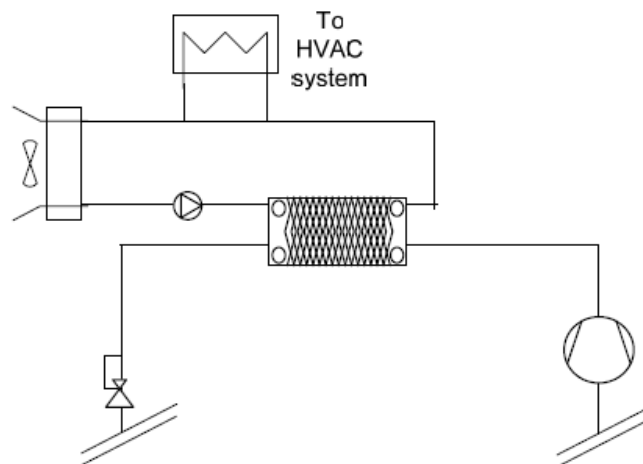
Forholdet mellom varme- og kjølebehovene i en dagligvarebutikk er en viktig parameter som må undersøkes når en skal analysere varmegjenningspotensialet. Ved lave omgivelsestemperaturer er kjølekapasiteten til kuldeanlegget lavt, samtidig som varmebehovet i butikklokalet øker. Det er derfor viktig å se på forholdet mellom kapasiteten

til kuldeanlegget og varmebehovet i butikken for å oppnå effektiv kjøling/oppvarming (Sawalha & Chen, 2010).

Varmen gjenvunnet i dagligvarebutikken benyttes vanligvis til oppvarming av tilluft i butikkens ventilasjonsanlegg. I de påfølgende underkapittelene presenteres forskjellige systemløsninger for varmegjenvinning.

### 2.2.1 Konstant innløpstrykk (Fixed Head Pressure (FHP))

I denne varmegjenvinningsløsningen opererer kuldeanlegget med varierende kondenseringstrykk når varmeanlegget ikke har behov for varme. Ved varmebehov økes kondenseringstrykket slik at en oppnår tilstrekkelig høy temperatur i varmegjenvinnerkretsen. Figur 2.5 viser en skisse av et slikt system. Varme fra kuldeanlegget overføres fra kondensatoren til et sekundærmedium som sirkulerer i en lukket krets. Sekundærmediet avgir så varme til VVS-anlegget (typisk et vannbårent varmebatteri i et ventilasjonsaggregat). Eventuell overskuddsvarme avgis i tørrkjøleren (ofte plassert på taket av bygningen) som er koblet i serie etter varmebatteriet (Sawalha & Chen, 2010).



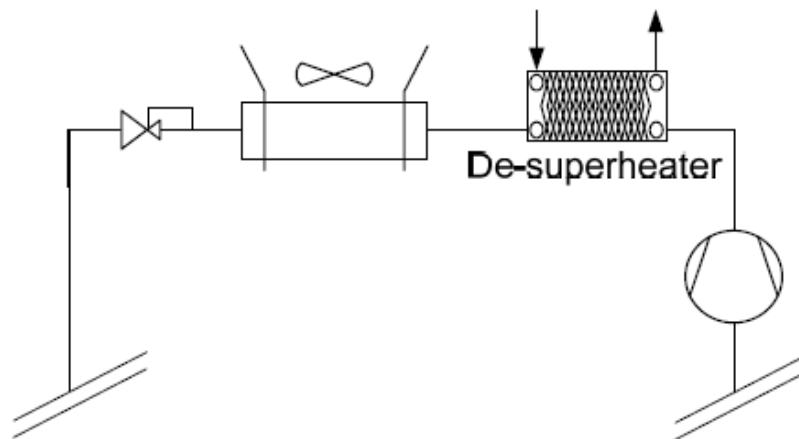
Figur 2.5 Skisse av varmegjenvinning med fiksert kondenseringstrykk (Sawalha & Chen, 2010)

### 2.2.2 Overhettingsvarmeveksler (De-superheater (DSH))

Figur 2.6 viser en skisse av en varmegjenvinnerløsning med en overhettingsvarmeveksler. Veksleren, som avgir varme til VVS-anlegget, er plassert i serie foran tørrkjøleren. Kondenseringstrykket i kuldeanlegget bestemmes av varmebehovet; reguleringsventilen,



plassert etter tørrkjøleren i skissen, kontrollerer utløpstrykket ut av kompressoren i forhold til overhettingsvarmevekslerens nødvendige kapasitet.



Figur 2.6 Skisse av gjenvinnerløsning med underkjøler (Sawalha & Chen, 2010)

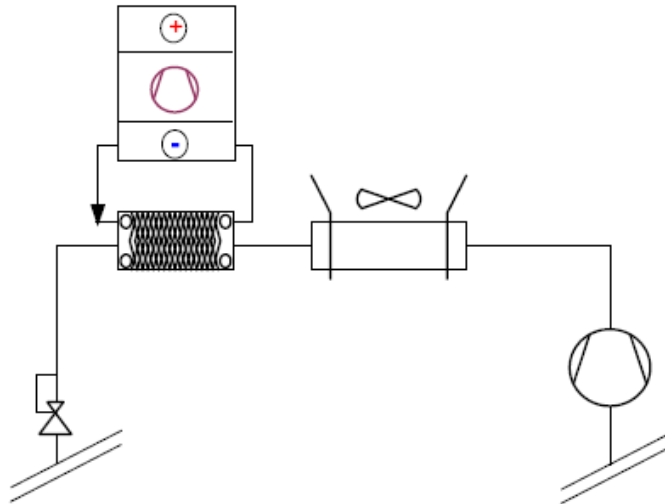
Denne systemløsningen passer best for kuldeanlegg med kuldemedier som har en høy kondenseringstemperatur. Eksempler på slike medier er CO<sub>2</sub> (R-744) og NH<sub>3</sub> (R-717) (Sawalha & Chen, 2010).

### 2.2.3 Varmepumpe i kaskade (Heat Pump Cascade (HPC))

En annen mulighet for varmegjenvinning er å benytte en varmepumpe i kaskade med kuldeanlegget. Et sekundærmedium (som regel en glykolblanding) avkjøler kondensatoren og avgir varme til suksessivt varmepumpefordamperen og tørrkjøleren. Dette systemet tillater gjenvinning av varme samtidig som det lar kuldeanlegget operere med forholdsvis lavt kondenseringstrykk. Bakdelen med et slikt system er større investeringskostnad og kompleksitet, grunnet varmepumpen (ibid).

### 2.2.4 Varmepumpe for underkjøling (Heat Pump Cascade Sub-cooling (HPSC))

Denne systemløsningen er noe lik den foregående, men her er varmepumpen plassert direkte i kaskade med fordamperen i serie etter kuldeanleggets kondensator. Dette er vist i Figur 2.7. Kuldeanlegget kan da arbeide med lavt kondenseringstrykk når omgivelsestemperaturen er lav og bygget har et varmebehov. Varmepumpen gjenvinner varmen fra kuldeanlegget samtidig som den bidrar med ytterligere underkjøling til kuldeanlegget. På denne måten bidrar den til å øke kuldeanleggets effektivitet (ibid).



Figur 2.7 Skisse av varmepumpe i kaskade for underkjøling (Sawalha & Chen, 2010)

## 2.3 Oppvarmingssystemer

I følge Enovas byggstatistikk 2008 er elektrisitet nærmest enerådende som energibærer til butikkbygninger i Norge med 99,9 % (Enova, 2010). Statistikken forteller ingenting om hvilke oppvarmingssystem butikkbygningene har, men ut fra statistikk over energibærere er det fornuftig å anta dette er direktevirkende elektrisk oppvarming eller vannbårne sentralvarmesystemer med elektrokjel.

### 2.3.1 Direktevirkende elektrisk oppvarming

Direktevirkende elektrisk oppvarming er en utmerket oppvarmingsmetode. Metoden er enkel, lett å betjene, renslig og lett å regulere. Med tilnærmet ingen tap kan elektrisiteten omgjøres til varme ved hjelp av for eksempel varmekabler i gulv eller panelovner. Svakheten med direkte elektrisk oppvarming er av termodynamisk natur (Novakovic, et al., 2007). I butikker – hvor det er vanlig å varme opp lokalet ved hjelp av ventilasjonsaggregatet – skjer den elektriske oppvarmingen med et elektrisk varmebatteri plassert i ventilasjonsanlegget.

### 2.3.2 Vannbårne sentralvarmesystemer

Vannbåren varme er det oppvarmingsprinsippet som kan gjøre direkte elektrisk varme rangen stridig. Metoden gjør det mulig å effektivisere energibruken og å utnytte ulike energikilder. I hovedsak består et slikt system av varmegenerator(er), distribusjonsnett og varmeavgivere. Varmegeneratoren kan være en oljekjel, elektrokjel, varmepumpe, fjernvarme osv. De mest vanlige varmeavgiverene er radiatorer, konvektorer eller gulvvarme (Novakovic, et al., 2007).

## 2.4 Ventilasjonssystemer

Siden oppvarming av butikkbygninger som regel skjer ved hjelp av ventilasjonsluften, står energibruken i luftbehandlingssystemet for en vesentlig del av energibehovet til dagligvarebutikker. Drift av vifter i anlegget utgjør også en stor andel av energibruken; store luftmengder kombinert med et høyt SFP-tall (Specific Fan Power) vil gi et stort energibehov. SFP-tallet avhenger av trykktapet i ventilasjonsaggregatet og kanalnettet. Dette kan reduseres ved å bruke store kanaldimensjoner og bygge et aggregat med lavt trykktap.

Ventilasjon benyttes for å opprettholde et tilfredsstillende inneklima med tanke på helse og trivsel. Byggteknisk forskrift av 2010 (TEK 10) krever at alle bygg – hvor det ikke er risiko for spredning av forurensning/smitte – skal ha ventilasjonsanlegg med en varmegjenvinner med årgjennomsnittlig temperaturvirkningsgrad på minimum 80 %. Dette gjør at den mest brukte ventilasjonsløsningen i nye bygg er balansert ventilasjon. Balansert ventilasjon har tre undertyper som er beskrevet nedenfor.

### **Constant Air Volume system (CAV-system)**

Dette er ventilasjonssystemer som opprettholder konstant luftmengde gjennom hele driftstiden til luftbehandlingsanlegget. Utenom driftstid reduseres luftmengdene til et minimumsnivå. Driftstiden settes lik eller lengre enn brukstiden til de ventilerte sonene (Holst, 2008).

### **Variable Air Volume system (VAV-system)**

VAV-systemer er definert som ventilasjonssystemer som varierer luftmengdetilførselen i forhold til kjølebehovet i de ventilerte sonene. Stiger temperaturen over et bestemt nivå i den ventilerte sonen, økes luftmengden i denne sonen til temperaturen redusert til ønsket nivå (ibid).

### **Demand Controlled Ventilation system (DCV-system)**

DCV-systemer styres enten ved hjelp av sensorer som registrerer aktivitet i rommet, eller som måler konsentrasjonen av gasser i luften (for eksempel CO<sub>2</sub>) i luften. Når bevegelse registreres eller CO<sub>2</sub>-nivået stiger over en bestemt grense, økes luftmengdene (ibid).

Det er mulig å kombinere de tre systemtypene nevnt ovenfor med et omluftssystem. Prinsippet er i korte trekk at systemet resirkulerer avtrekksluften ved å sende deler eller alt

av den ubehandlet inn i lokalet igjen. Dette reduserer mengden friskluft som hentes utenfra og dermed begrenses energibehovet for oppvarming. På grunn av større CO<sub>2</sub>-andel i avtrekksluften, kan full omluft kun benyttes utenfor åpningstider når det ikke befinner seg mennesker i lokalet. (Stensaas, 2008).

### **2.5 Belysningsanlegg**

Det brukes anslagsvis 10 TWh elektrisitet til belysning i yrkesbygg i Norge. I mange yrkesbygg står lyset på med full effekt både i arbeidstiden og utenom, året rundt. Dette tallet kan derfor reduseres betydelig dersom lyset slås av eller reduseres når det ikke er behov for det.

I bygninger som har et varmebehov, vil energisparing i lysanleggene føre til et varmeunderskudd som må kompenseres. Det kan likevel være økonomisk og energimessig lønnsomt å gjennomføre en slik energisparing, siden lysarmaturer i taket har en ugunstig plassering og ikke er særlig effektive som varmekilder. Dersom oppvarmingen er basert på systemer med lavere marginalkostnad, for eksempel varmepumpe, kan også nettobesparelsen bli betydelig (Novakovic, et al., 2007).

### 3 REMA 1000 Dragvoll

REMA 1000 Dragvoll i Trondheim er en forholdsvis ny dagligvarebutikk som åpnet i 2008. Åpningstidene for butikken er 07.00-23.00 mandag-fredag og 08.00-21.00 lørdag. Butikkens bruttoareal er på 1266 m<sup>2</sup>, hvorav salgsarealet utgjør 804 m<sup>2</sup>. Figur 3.5 viser plantegning over 1. etasje i butikken. Bygget har kun 2. etasje over maskin-, kjøle- og fryserommet, og etasjen består av kontor, spiserom, garderober og ventilasjonsrom. I resten av bygget har 1. etasje en høyde på mellom 5,2 til 7,2 meter.

#### 3.1 Bygningskropp

Data om bygningskroppen er basert på en energirapport laget i forbindelse med simuleringer av byggets energibruk, samt arkitekttegninger (plan-, snitt-, fasade- og detaljtegninger) mottatt fra Arc Arkitekter AS (vedlegg A og B). Tabell 3-1 viser en oversikt over bygningsdelene.

Tabell 3-1 Oversikt over areal og U-verdier for de forskjellige bygningsdelene

Bygningsdel	Bruttoareal [m <sup>2</sup> ]	U-verdi [W/m <sup>2</sup> K]	Ekv. U-verdi [W/m <sup>2</sup> K]
Gulv på grunn (randsoner)	456,3	0,24	0,216
Gulv på grunn	497,7	0,33	0,004
Kjellergulv	164	0,33	0,125
Yttervegger under terreng (Betong)	128,4	0,35	0,212
Yttervegger over terreng (Leca isoblokk)	140,8	0,28	
Yttervegger over terreng (Sandwichelement)	628,2	0,30	
Tak	1118	0,19	
Vinduer, dører og porter		2,50	

##### 3.1.1 Gulv

Grunnen i området hvor bygget er oppført består i hovedsak av leire, med en varmekapasitet lik 833 Wh/m<sup>3</sup>K og varmeledningsevne lik 1,50 W/mK (SINTEF Byggforsk, 1999). Gulvet består av 100 mm betong, 15 mm fliser og Polystyren isolasjon. Gulvflaten nærmest ytterveggene (randsonen) har en isolasjonstykkelse på 150 mm, med total U-verdi for selve gulvet,  $U_f = 0,24$  W/m<sup>2</sup>K. Det resterende gulvarealet (ca. 670 m<sup>2</sup>) har en isolasjonstykkelse lik 120 mm, hvor  $U_f$  er oppgitt til 0,33 W/m<sup>2</sup>K. Noe av dette arealet ligger under terreng og kan dermed betegnes som kjellergulv. De ekvivalente U-verdiene for gulv

på grunn er beregnet ved hjelp av formlene (3.1) – (3.4) og beregningene er vist i vedlegg C (ibid).

$$B' = \frac{A}{0,5 \cdot P} \quad (3.1)$$

$$d_t = w + \lambda \cdot \frac{1}{U_f} \quad (3.2)$$

$$U_0 = \frac{\lambda}{0,457 \cdot B' + d_t} \quad (3.3)$$

$$U = U_0 + \frac{\psi \cdot L}{A_{netto}} \quad (3.4)$$

Den ekvivalente U-verdien for kjellergulvet er beregnet ut fra formlene (3.1), (3.2) og (3.5).

$$U_{bf} = \frac{\lambda}{0,457 \cdot B' + d_t + \frac{z}{2}} \quad (3.5)$$

### 3.1.2 Yttervegger

Yttervegger under terreng består av 200 mm betong og 100 mm ekspandert polystyren (EPS), med total U-verdi,  $U_w = 0,35 \text{ W/m}^2\text{K}$ . Over terreng er ytterveggene bygget opp på to forskjellige måter. 120 mm sandwichelementer med et bæresystem av stålsøyler utgjør brorparten av ytterveggene over terreng. U-verdien for denne typen vegg er oppgitt til  $0,30 \text{ W/m}^2\text{K}$ . De resterende ytterveggene består av pusset 250 mm Leca Isoblokk med en U-verdi oppgitt til  $0,28 \text{ W/m}^2\text{K}$ .

Ekvivalent U-verdi for ytterveggene under terreng er beregnet ved hjelp av formel (3.2), (3.6) og (3.7) (ibid).

$$d_w = \lambda \cdot \frac{1}{U_w} \quad (3.6)$$

$$U_{bw} = \frac{2 \cdot \lambda}{\pi \cdot z} \cdot \left( 1 + \frac{0,5 \cdot d_t}{d_t + z} \right) \cdot \ln \left( \frac{z}{d_w} + 1 \right) \quad (3.7)$$

hvis  $d_w < d_t$  erstattes  $d_t$  med  $d_w$

### 3.1.3 Tak

Taket er bygget opp av korrugerte plater, dampsperre, 150-300 mm isolasjon, finerplater og takpapp. Isolasjonstykkelsen varier for å oppnå nødvendig takhelning og taket er delt opp i flere deler i forhold til helning. Helningen varier fra 0 til maksimalt 10 °, og U-verdi for hele konstruksjonen er oppgitt til 0,19 W/m<sup>2</sup>K.

### 3.1.4 Vinduer, dører og porter

De fleste vinduene er lokalisert rundt inngangspartiet på byggets nordlige fasade. Alle vinduene har U-verdi lik 2,50 W/m<sup>2</sup>K og en solfaktor på 0,65, i følge energiberegningene gjort av bygget i prosjekteringsfasen (se vedlegg A). I de samme beregningene er portene og dørene slått sammen med vinduene, og det antas derfor at disse har samme U-verdi som vinduene.

## 3.2 Kuldeanlegg

### 3.2.1 Sentralisert anlegg

Kuldeanlegget i REMA 1000 Dragvoll er et sentralisert CO<sub>2</sub> boosteranlegg med direkte ekspansjon (DX), både på kjøle- og frysesiden. I butikken er det installert 6 kjølereoler og -disker, 3 frysegondoler, samt fryse- og kjølerom. Kuldebehovet til utstyret kan sees i Tabell 3-2 og plasseringen vises i Figur 3.5. Det totale kuldebehovet til anlegget inkluderer reservekapasitet.

Tabell 3-2 Oversikt over kuldebehov

Utstyr/rom	m <sup>2</sup>	kW
Kjølereoler og -disker		44,1
Kjølerom	48	15,7
Frysegondoler		11,6
Fryserom	18,1	3,8
<b>Totalt kuldebehov</b>		<b>89,6</b>

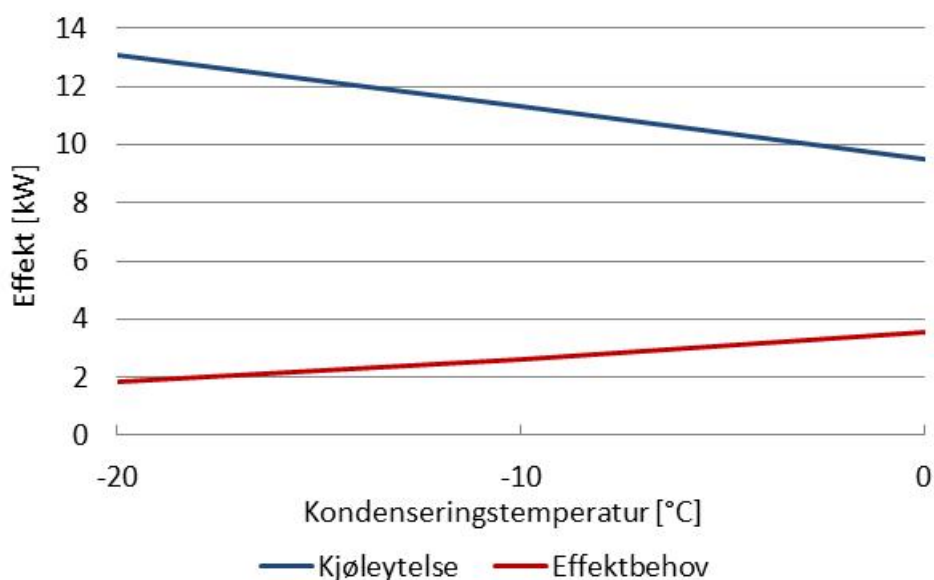
Maskinaggregatet er levert ferdig med styreskap. Det er også installert et nød-kjøleaggregat for å hindre tap av kuldemedium ved eventuell driftsstopp. Anlegget er levert av Carrier Refrigeration Norway AS. Vedlegg D viser mottatt standard anleggsbeskrivelse.

Figur 3.3 viser en prinsippskisse av kuldeanlegget som er installert i butikken. Anlegget har to lavtrykks- og to høytrykkskompressorer, og alle kompressorene er semi-hermetiske stempelkompressorer fra Bitzer. Tabell 3-3 viser en oversikt over kompressorene.

Tabell 3-3 Oversikt over kompressorene i kuldeanlegget

Navn	Type		Slagvolum [m <sup>3</sup> /h] (ved 1450 o./min.)	Maks. effekt [kW]
1TK	Frys	Bitzer 2FHC-3K	6,36	3,8
2TK	Frys	Bitzer 2FHC-3K	6,36	3,8
1NK	Kjøøl	Bitzer 4FTC-20K	17,8	24,6
2NK	Kjøøl	Bitzer 4FTC-20K	17,8	24,6

Lavtrykks- og høytrykkskompressorene er dimensjonert for en samlet kjøleytelse på henholdsvis 28 og 99 kW, ifølge det tekniske skjemaet i maskinrommet (vedlegg D). Figur 3.1 og Figur 3.2 viser ytelseskarakteristikken for henholdsvis lavtrykks- og høytrykkskompressorene.

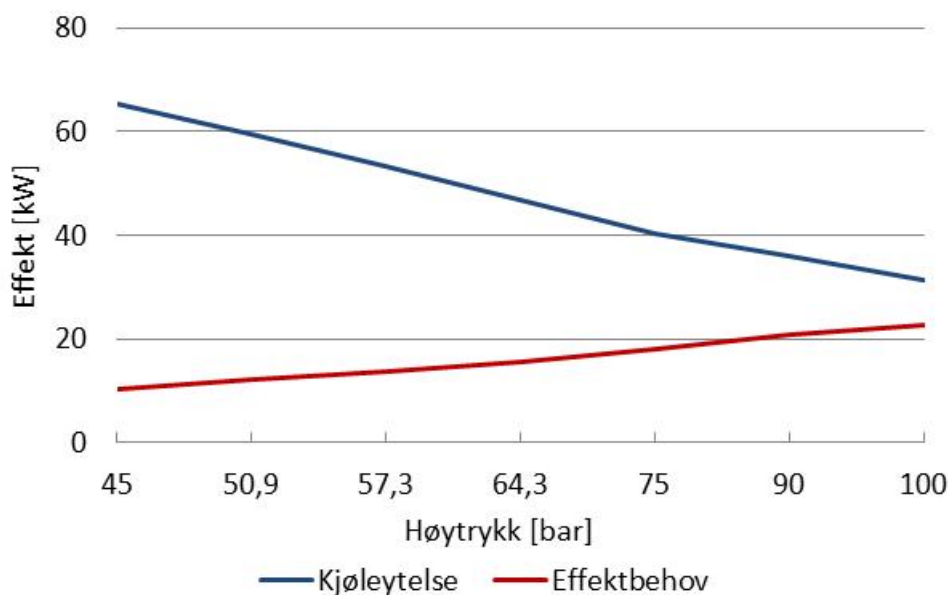


Figur 3.1 Kjøleytelse og effektbehov for Bitzer 2FHC-3K (fordampningstemperatur: -35 °C)

I følge ytelseskarakteristikken til lavtrykkskompressoren vil samlet kjøleytelse ved fordampningstemperatur lik -35 °C og -8 °C kondenseringstemperatur, være ca. 22 kW. Temperaturnivåene er hentet fra anleggets Log p-h diagram som er vist i Figur 3.4.

Ytelseskarakteristikkene til kompressorene er basert på data fra kompressorenes respektive kataloger, som kan sees i vedlegg E. I katalogen for høytrykkskompressoren er data for høytrykk over 100 bar ikke oppgitt, selv om anlegget er dimensjonert for et maksimalt høytrykk på 120 bar.



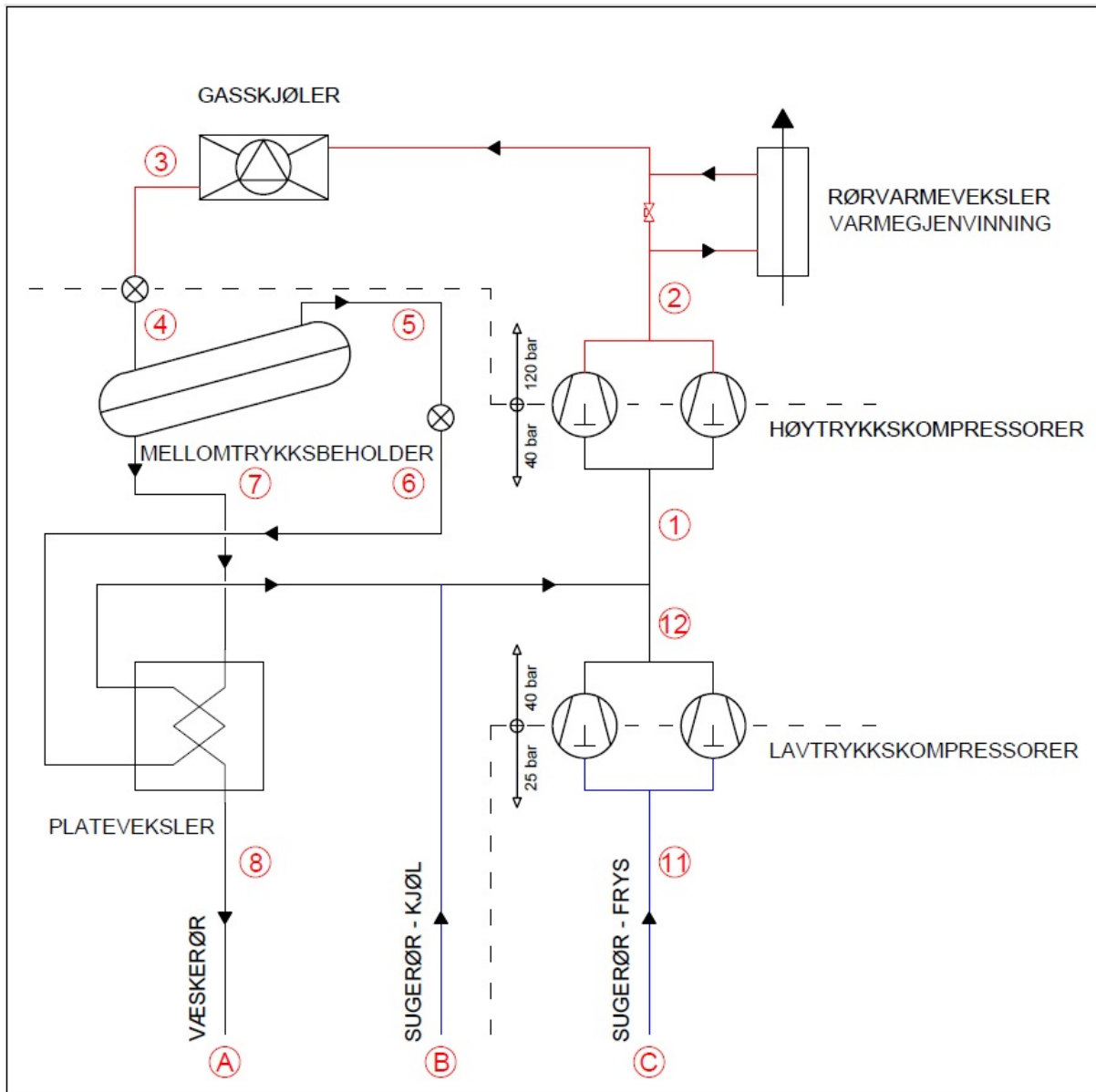


Figur 3.2 Kjøleytelse og effektbehov for Bitzer 4FTC-20K (fordampningstemperatur: -10 °C)

For regulering av anleggets ytelse, er en kompressor på hvert trykknivå frekvensregulert. Begge frekvensomformerne er fra produsenten Telemecanique, hvor modell Altivar 31 (5,5 kW) er benyttet på lavtrykkskompressor 1TK og modell Altivar 71 (30 kW) er benyttet på høytrykkskompressor 1NK.

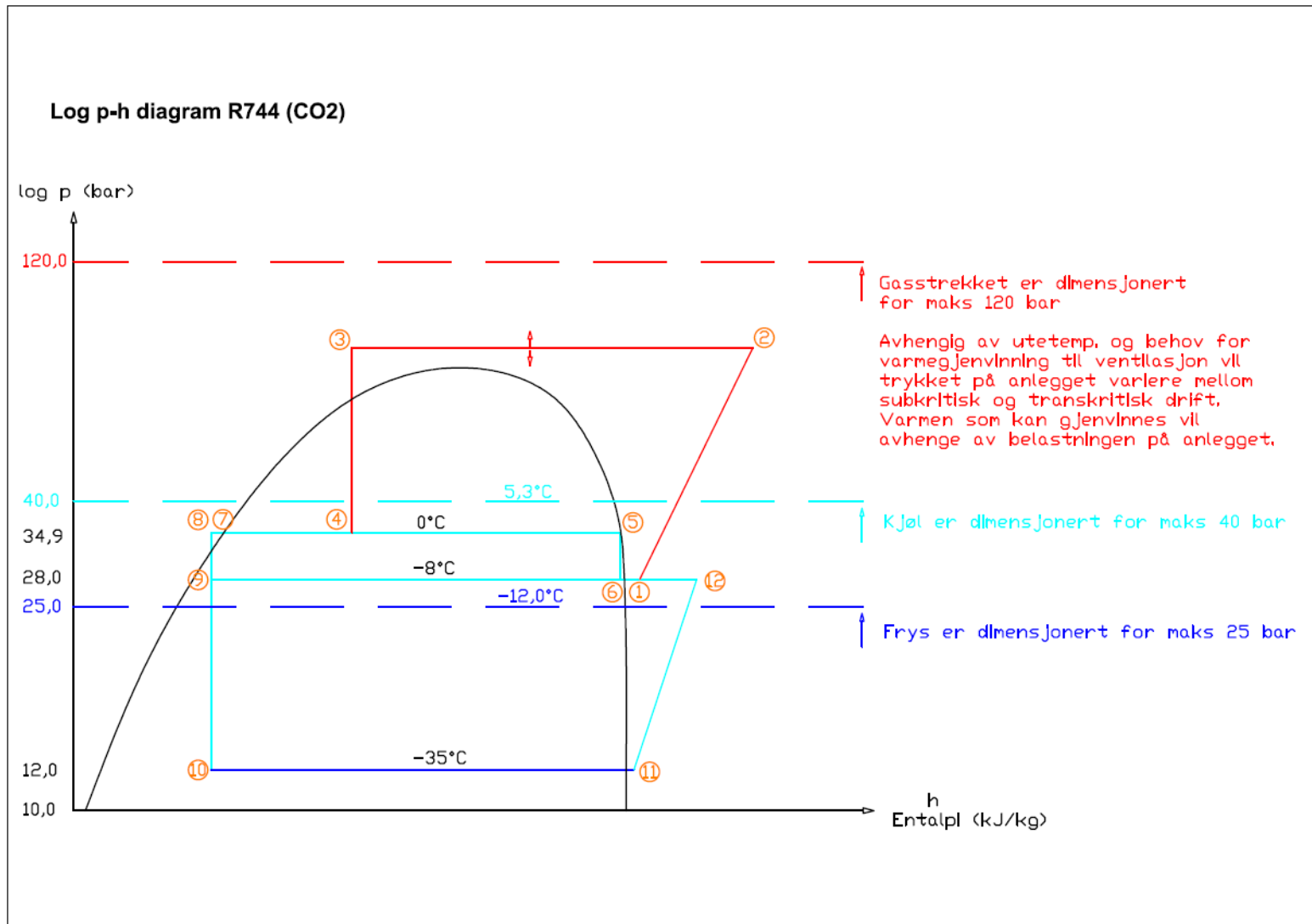
En gasskjøler med dimensjonene er 6,4x1,2x1,6 (LxBxH) er plassert på taket av bygningen. Kjøleren er dimensjonert for en maksimal varmeavgivelse lik 155 kW og ytelsen reguleres ved hjelp av en Telemecanique Altivar 61 (1,5 kW) frekvensomformer. Rørvarmeveksleren for varmegjenvinning (overhetningsvarmeveksleren) er koblet i serie før gasskjøleren, og varmgassen sirkulerer konstant gjennom veksleren. Anlegget har en underkjøler (plateveksler) som bedrer systemets frysekapasitet ved å senke temperaturen på væsken ut av mellomtrykksbeholderen.

Frysekomponentene på LT-nivået er dimensjonert for et trykk på 25 bar, mens kjølekomponentene (MT-nivået) er dimensjonert for 40 bar. Gasstrekket (fra utløpet på høytrykkskompressorene til ekspansjonsventilen etter gasskjøleren) er dimensjonert for et maksimalt trykk på 120 bar. Trykket i gasstrekket vil variere i forhold til utetemperatur og behov for varmegjenvinning.

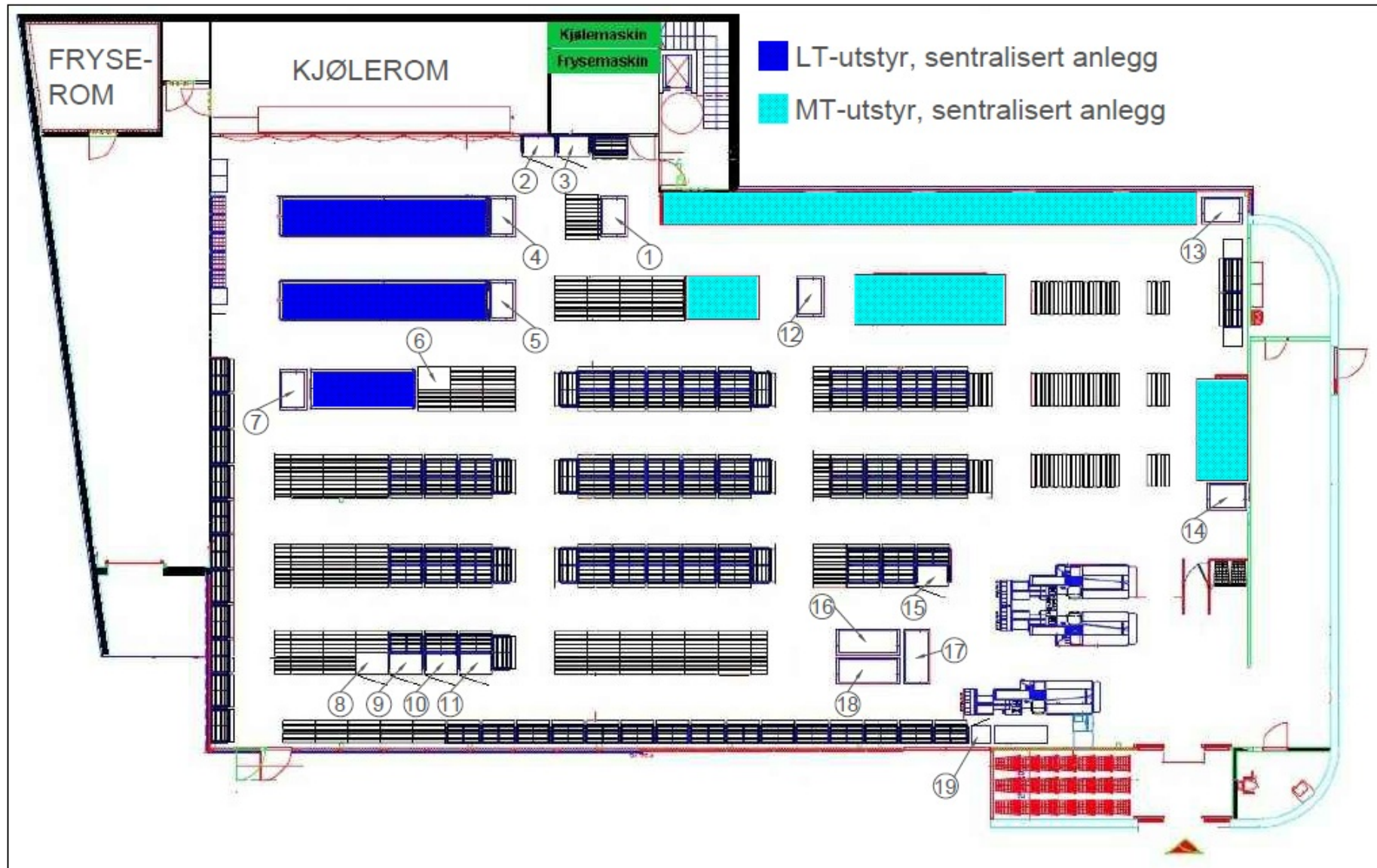


Figur 3.3 Prinsippskisse kuldeanlegg REMA 1000 Dragvoll

Ledningen merket A i prinsippskissen er det felles væskerøret til alle fordamperne i anlegget, og punkt 9 og 10 er etter ekspansjonsventilene til henholdsvis kjøle- og fryseutstyret. De nevnte punktene vises kun i Figur 3.4. Ledning B er det felles sugerøret for alle kjølefordamperne, mens ledning C er sugerøret til alle frysefordamperne.



Figur 3.4 Log P-h diagram for CO2 boosteranlegg (Carrier Refrigeration Norway AS, 2011)




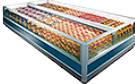


Figur 3.5 Plantegning 1. etasje REMA 1000 Dragvoll

### 3.2.2 Kuldeutstyr tilknyttet det sentrale anlegget

Tabell 3-4 viser en oversikt over kuldeutstyret som er tilknyttet det sentraliserte kuldeanlegget. Totalt er det 6 kjølereoler/-gondoler og 3 frysegondoler i butikken. Tabellen oppgir lengden og beregnet kjølelast for hvert utstyr, samt den totale spesifikke kjølelasten,  $Q$  (også kalt nominell Heat Extraction Rate ( $HER_n$ )), for hver utstysgruppe.  $Q$  er beregnet ut fra lengden og varmetapet til utstyret, som er oppgitt av leverandøren (se vedlegg D).

Tabell 3-4 Oversikt over kjøleutstyret i butikken som er tilknyttet det sentraliserte anlegget

Kjøleutstyr		Lengde [m]	$Q_0$ [W]	$Q$ [W/m]
MT vertikal flerplansdisk (vertical multi deck)				
▪ <i>Frontlaster mineralvann</i>		3,8	5170	
▪ <i>Kjølereol grønnsaker</i>		2,6	3530	
▪ <i>5-plansdisk</i>		22,5	21160	
▪ <i>Kjølereol egg</i>		2,1	2760	1052
MT åpen øy (open island)				
▪ <i>Kjølegondol</i>		2,7	820	304
MT halvveis vertikal (semi-vertical)				
▪ <i>4-plans kjøletorg</i>		4,3	10660	2479
LT åpen øy (open wall-site)				
▪ <i>Frysegondol</i>		7,7	4640	
▪ <i>Frysegondol</i>		7,7	4640	
▪ <i>Frysegondol</i>		4	2320	598

Ingen av reolene/gondolene har luker/dører eller annet utstyr for å redusere varmetapet mens butikken er åpen. Utenfor åpningstid tildekkes gondolene (MT og LT åpen øy) med aluminiumsplater. De vertikale og halvveis vertikale MT-diskene tildekkes ikke.

### 3.2.3 Kjøle- og fryserom

Butikken på Dragvoll har et kjøle- og et fryserom på henholdsvis 48 og 18,1 m<sup>2</sup>. Begge rommene har en høyde på 2,6 meter. I følge arkitekttegninger er kjøle- og fryserommets tak og vegger 100 mm tykk. Dette tilsvarer i følge katalog fra leverandøren Finnebacks en U-verdi lik 0,212 W/m<sup>2</sup>K (se vedlegg F).

### 3.2.4 Frittstående utstyr

Av frittstående utstyr (plug in-utstyr) står det til sammen 18 enheter i butikken. Når målingene av utstyrets energibruk startet var dette antallet 19, men en mineralvannkjøler er blitt fjernet. Tabell 3-5 viser en oversikt over det frittstående utstyret i REMA 1000 Dragvoll, hvorav 7 er frysedisker og 12 er kjøledisker, -reoler og -skap. Plasseringen til det enkelte utstyret kan sees i Figur 3.5.

Tabell 3-5 Oversikt over frittstående kuldeutstyr i REMA 1000 Dragvoll

Utstyrsnr	Beskrivelse	Leverandør	Utforming	Merknad
1	Mineralvannkjøler		Åpent skap	Er nå fjernet fra butikken
2	Mineralvannkjøler	Norcool	Skap m/dør	
3	Mineralvannkjøler	Norpe	Skap m/dør	
4	Frysedisk	Carrier	Åpen disk	
5	Frysedisk	Carrier	Åpen disk	
6	Rekedisk	Carrier	Lukket disk	
7	Frysedisk	Carrier	Åpen disk	
8	Øl-kjøler	Scandinavian Appliances	Skap m/dør	
9	Øl-kjøler	Scandinavian Appliances	Skap m/dør	
10	Øl-kjøler	Norpe	Skap m/dør	
11	Øl-kjøler	Norpe	Skap m/dør	
12	Kjøledisk	Carrier	Åpen disk	
13	Meieriprodukter	Norpe	Åpen reol	
14	Diverse mat	Norpe	Åpen reol	
15	Mineralvannkjøler	Norcool	Skap m/dør	
16	Is-disk	Carrier	Åpen disk	
17	Is-disk	Iarp	Lukket disk	
18	Is-disk	Carrier	Åpen disk	
19	Tobakkskap		Lukket skap	

### 3.2.5 Etterfyllingsrutiner for matvarer

Leveranse av melk foregår hver dag rundt klokken 10.00. Andre kjølevarer som smør, yoghurt og lignende, samt frysevarer leveres til butikken mandager og torsdager i tidsrommet 11.00-14.00. Det er en ansatt som har ansvaret for å ta i mot, lagre og etterbestille fryse-/kjølevarer.

## 3.3 Varmegjenvinningsløsning

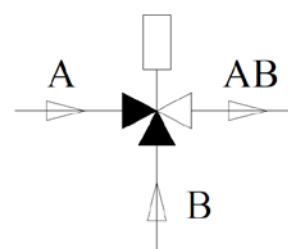
Gjenvinning av varme fra det sentraliserte kuldeanlegget skjer med en overhetningsvarmeveksler (rørvarmeveksler) som er plassert i serie før gasskjøleren. Denne systemløsningen er beskrevet i kapittel 2.2.2. Sekundærmediet i varmegjenvinningskretsen er en etylenglykolblanding (ca. 45 % etylenglykol og 55 % vann) med frysepunkt på -27 °C. Figur 3.7 viser en prinsippskisse av gjenvinningskretsen i REMA 1000 Dragvoll. Som vist i

figuren består kretsen av rørvarmeveksler, vannbårent varmebatteri i ventilasjonsaggregatet, pumpe, shuntventil, stenge- og strupeventiler, samt ekspansjonssystem og utstyr for påfylling/avtapping. Shuntventilen og pumpen styres fra ventilasjonstavlen.

Varmeveksleren i ventilasjonsaggregatet, det vannbårne varmebatteriet, er dimensjonert for en tur- og returtemperatur på henholdsvis 38 og 32 °C, med en volumstrøm lik 2,51 l/s. Merkeeffekt er oppgitt til 60 kW.

Sirkulasjonspumpen i kretsen er en Grundfos TP 32-250/2 sentrifugalpumpe som leverer 13,6 m<sup>3</sup>/h (3,78 l/s) ved et trykk på 200 kPa. Pumpens motor har en oppgitt effekt på 1,5 kW og pumpen er i konstant drift. Den 3-veis shuntventilen er en Belimo R348 DN50 ventil med en Belimo HRY24-SR motor. Ventilen har et kapasitetstall,  $k_{vs}$ , lik 25 m<sup>3</sup>/h. Med en volumstrøm gjennom ventilen på 2,51 l/s er ventilens trykkfall oppgitt til ca. 15 kPa, i følge ventilens trykkfallsdiagram (se vedlegg G).

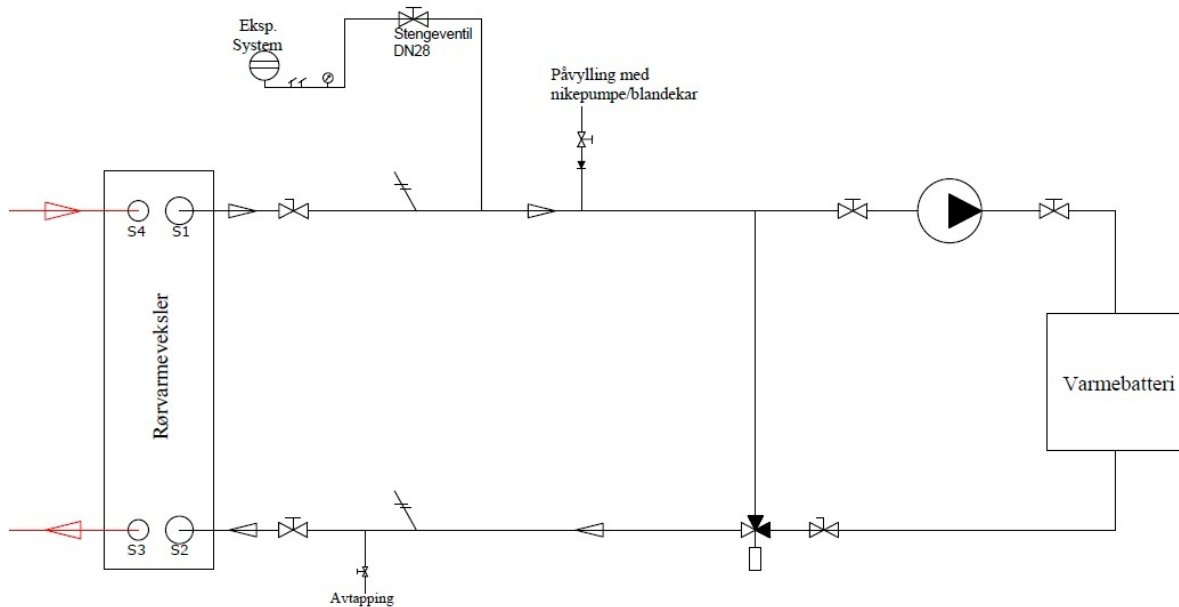
Figur 3.6 viser en skisse av en shuntventil. Løp AB er et fellesløp som alltid er helt åpent, mens Løp A kalles regulerløp og løp B betegnes som shuntløp. Åpningene av løp A og B er avhengige av hverandre; når det ene løpet går mot stengt stilling åpnes det andre tilsvarende mye (Stensaas, 1996). Retningene på strømningspilene i figuren gjør at denne ventilen defineres som en blandeventil.



Figur 3.6 Skisse av shuntventil

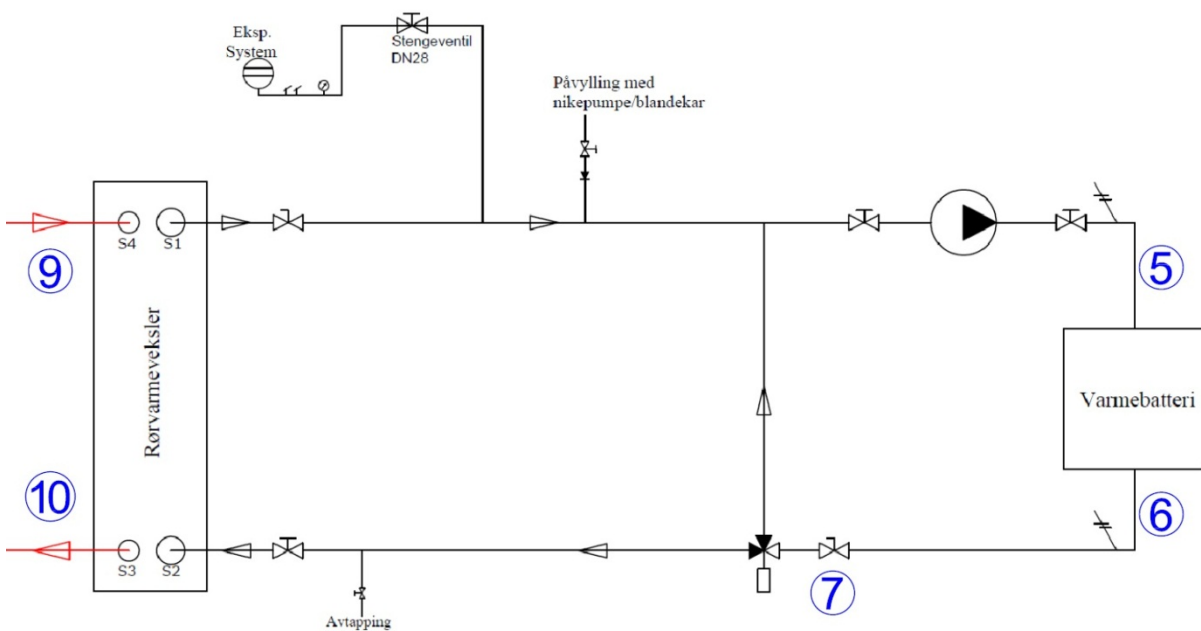
I fordypningsprosjektet som ble gjennomført før denne masteroppgaven, ble det avdekket at gjenvinningsystemet ikke virket optimalt. Shuntventilen regulerte tilnærmet kontinuerlig, samtidig som at pumpen var i drift kontinuerlig. Dette skyldes at shuntventilen var montert nedstrøms for pumpen som en blandekobling, med fellesløpet (AB) vendt bort fra pumpen (se Figur 3.7). Dette gjorde at shuntventilen blokkerte for væskestrømmen gjennom varmebatteriet. Det resulterte igjen i at lite eller ingen varme ble gjenvunnet og benyttet til oppvarming av ventilasjonsluften.





Figur 3.7 Prinsippskisse av varmegjenvinningskrets i REMA 1000 Dragvoll før utbedring

Varmegjenvinningskretsen er nå blitt utbedret (se Figur 3.8) ved at shuntventilen ble snudd slik at fellesløpet (AB) vender mot pumpen. Shuntventilen virker nå som en fordelingskobling (strømningsretningene er snudd i forhold til pilene i Figur 3.6) og regulerer væsketemperaturen inn på varmebatteriet, samtidig som den sørger for tilnærmet konstant væskemengde gjennom batteriet og pumpen.



Figur 3.8 Prinsippskisse av varmegjenvinningskrets i REMA 1000 Dragvoll etter utbedring (med målepunkter)



### 3.4 Oppvarmingssystem

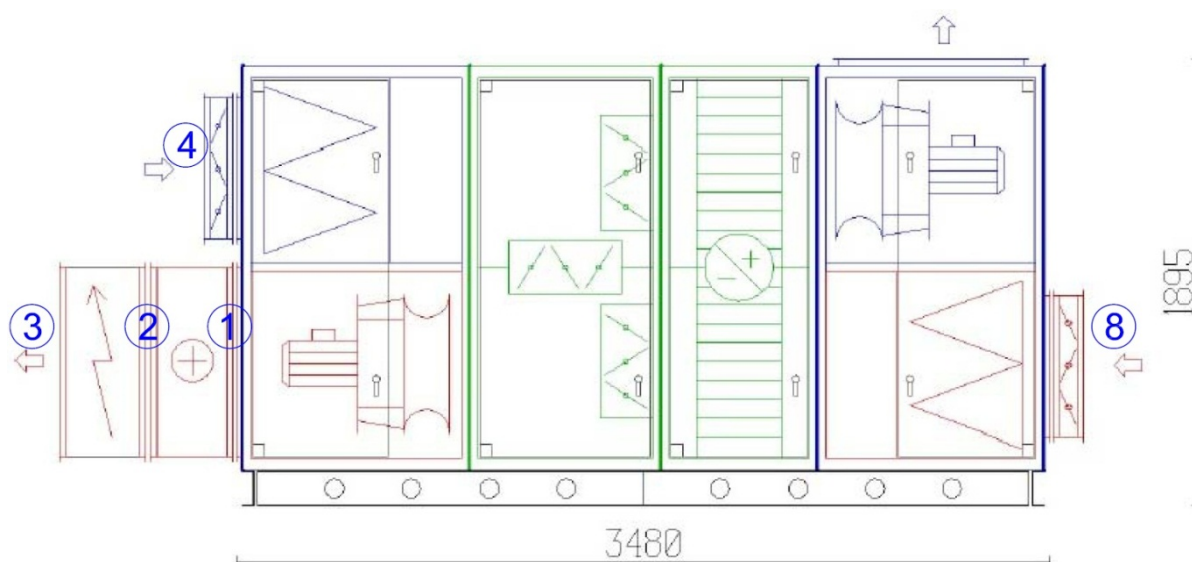
Oppvarming av bygget skjer ved hjelp av ventilasjonsanlegget. Ventilasjonsluften blir oppvarmet til ønsket temperatur i varmebatteriet som er tilkoblet varmegjenvinnerkretsen til kuldeanlegget (se kapittel 3.3). Er dette ikke tilstrekkelig, ettervarmes luften i ventilasjonsaggregatets elektriske varmebatteri (utfyllende beskrivelse i kapittel 3.5).

### 3.5 Ventilasjonsanlegg

Ventilasjonsanlegget installert i REMA 1000 Dragvoll er et CAV-anlegg med omluftløsning. Tilluften i driftstiden (butikkens åpningstid) består kun av frisk luft fra omgivelsene. Utenfor driftstid halveres tilluftsmengden, avtrekksviften stanses og omluftspjeldet åpnes, slik at avtrekksluft fra bygget resirkuleres og tilføres lokalene på nytt. Figur 3.9 viser en skisse av ventilasjonsaggregatet, levert av Systemair AS, som er dimensjonert for tillufts- og avtrekksmengder lik 10 000 m<sup>3</sup>/h.

Driftstiden for anlegget er 07.00 – 22.00 hver dag gjennom hele året. Det tas med andre ord ikke hensyn til andre åpningstider i helgene eller at butikken er stengt på helligdager.

Luftmengdemålinger gjennomført ved innregulering av anlegget viser at de totale luftmengdene for henholdsvis tilluft og avtrekk er 9985 og 9780 m<sup>3</sup>/h. Når anlegget er i omluftsmodus (mellom kl. 22.00 og 07.00 hver dag), halveres tilluftsmengden til 5000 m<sup>3</sup>/h.



Figur 3.9 Ventilasjonsaggregat i REMA 1000 Dragvoll (med målepunkter)

Som illustrert i figuren, består ventilasjonsaggregatet av en roterende varmegjenvinner, et vannbårent og et elektrisk varmebatteri, omluftspjeld, tillufts- og avtrekksvifte, samt filtre. Virkningsgraden til den roterende varmegjenvinneren er oppgitt fra leverandør til 74,6 %. Rotoren har et variabelt drivsystem og rotormotorens effekt er oppgitt til 100 W. Det vannbårne varmebatteriet, som er tilknyttet varmegjenvinningskretsen til kuldeanlegget, er plassert etter tilluftsviften og har en merkeeffekt lik 60 kW. Hvis tilluftstemperaturen etter gjenvinneren og det vannbårne varmebatteriet ikke er tilstrekkelig høy, vil det elektriske varmebatteriet heve temperaturen ytterligere. Dette batteriet har en merkeeffekt på 34 kW, som kan reguleres med fire trinn. Aggregatets SFP er beregnet av leverandør til 2,02 kW/(m<sup>3</sup>/s).

Viftemotorene har en maksimal effekt lik 4 kW. Ved normal drift (10 000 m<sup>3</sup>/h) er akseeffekten oppgitt til 2,64 kW for tilluftsviften og 2,40 kW for avtrekksviften. Inkludert virkningsgrader for motor (0,87) og vifte (0,81) blir totalt effektbehov til viftene henholdsvis 3,75 kW og 3,41 kW. Viftedata er hentet fra leverandørens anleggsspesifikasjon (vedlegg I) og beregningene er vist i vedlegg C. Formel (3.7) er benyttet til beregning av totalt effektbehov for hver vifte.

$$P = \frac{P_{aksel}}{\eta_{vifte} \cdot \eta_{motor}} \quad (3.7)$$

Når anlegget er i omluftsmodus reduseres tilluftsmengden til 5000 m<sup>3</sup>/h og avtrekksviften stoppes. Effektbehovet for tilluftsviften ved redusert luftmengde ble beregnet av Ronny Danielsen (Systemair) til 1,54 kW. Beregningene kan sees i vedlegg J.

Under en gjennomgang av ventilasjonsanlegget sammen med en service-tekniker fra YIT ble det avdekket at tilluftstemperaturen var svært høy (ca. 40 °C) i forhold til utetemperaturen. Ved videre undersøkelse viste det seg at dette skyldtes at avtrekksviften ikke var i drift. Tilluftstemperaturen reguleres ut fra temperaturen på avtrekksluften. Siden avtrekksviften ikke gikk målte temperaturføleren i avtrekkskanalen en lufttemperatur på ca. 18 °C. Da settpunktet for minste temperatur i bygget er satt til 20 °C, forsøkte anlegget å heve innnetemperaturen ved å tilføre maksimal effekt i det vannbårne og det elektriske varmebatteriet.

Service-teknikeren endret på aggregatets innstillinger og fikk avtrekksviften i gang igjen, noe som resulterte i at tilluftstemperaturen sank ned mot normale verdier. Om avtrekksviftens stans var et engangstilfelle eller en feil som har inntruffet før og over lengere tid, er ikke avklart.

### **3.6 Belysningsanlegg**

Belysningen inne i bygningen består hovedsakelig av lysrørarmaturer montert i underkant av himling. Utendørs belysning inkluderer reklameskilt samt armaturer ved inngangsparti og lasterampe. Den innvendige belysningen styres av enkle av/på-brytere, mens den utvendige styres av en fotocelle.

## 4 Energimålinger i REMA 1000 Dragvoll

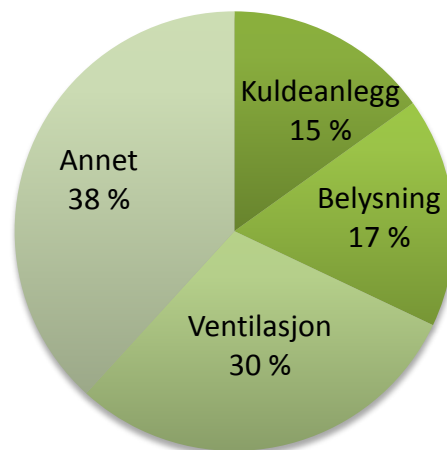
### 4.1 Målinger gjennomført av SINTEF Energi

Det er installert et anlegg for sentral driftskontroll (SD) i butikken, og ved hjelp av SD-anlegget samler Intent AS energidata på løpende basis.

Energidata fra perioden 1. april 2010 til 31. mars 2011, ble behandlet av SINTEF og resultatene er gjengitt i Tabell 4-1 og Figur 4.1 som energibruk pr. m<sup>2</sup> og år. Totalt årlig energibruk ble målt til 553 242 kWh. Posten *Kuldeanlegg* inkluderer medgått energi til både kjøl- og frysdelen av kuldeanlegget. Energibruken til det frittstående utstyret er inkludert i posten *Annet* (Berner, 2011). Alle data for perioden er vist i vedlegg N.1.

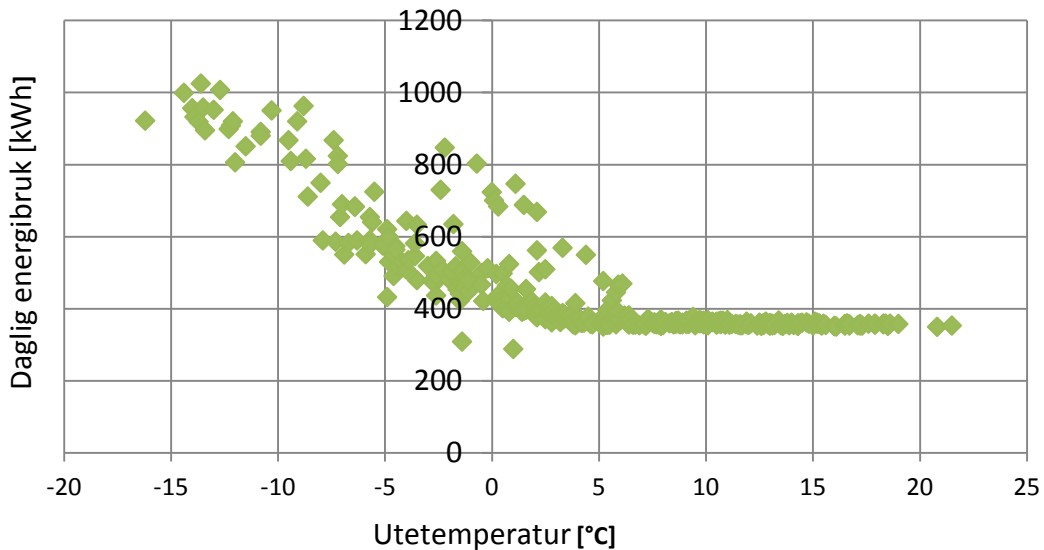
Tabell 4-1 Energibruk og gjennomsnittlig effektbehov i REMA 1000 Dragvoll pr. m<sup>2</sup> og år

Energipost	[kWh/m <sup>2</sup> ]	[W/m <sup>2</sup> ]
Kuldeanlegg	66	7,5
Ventilasjon	130	14,8
Belysning	74	8,5
Annet	167	19,1
Total energibruk	437	49,9



Figur 4.1 Prosentvis fordeling av årlig energibruk i REMA 1000 Dragvoll

Sammenlignet med Enovas tall fra 2008 har REMA 1000 Dragvoll en total, årlig energibruk på 85 % av gjennomsnittet til dagligvarebutikker i Norge (Enova, 2010).



Figur 4.2 Ventilasjonsanleggets daglige energibruk kontra utetemperatur

Ventilasjonsanlegget energibehov utgjør en vesentlig del av butikkens totale energibehov. Figur 4.2 viser den daglige energibruken i forhold til målt utetemperatur for ventilasjonsanlegget i REMA 1000 Dragvoll. Ved utetemperaturen over 6 °C er energibehovet tilnærmet stabilt, med en gjennomsnittsverdi på 359 kWh/dag. Dette er trolig energi medgått til drift av vifter, sirkulasjonspumpe i varmegjenvinningskretsen og den roterende gjenvinneren, når sistnevnte klarer å dekke hele oppvarmingsbehovet. Under 6 °C øker energibruken til anlegget vesentlig, noe som tyder på at det elektriske varmebatteriet har vært i drift. Hadde varmegjenvinningskretsen virket optimalt, burde denne økningen i energibruk forekommet ved en lavere utetemperatur.

## 4.2 Frittstående utstyr

Siden energibruken til det frittstående utstyret ikke måles direkte, men inkluderes i posten *Annet*, ble det gjennomført egne energimålinger for dette utstyret i perioden 17.10.2011 til 24.11.2011. Dette tilsvarer 38 døgn, eller 912 timer. Utstyr nr. 1 ble tatt ut av butikk 3 døgn før målingene ble avsluttet. Måleutstyret som ble benyttet var enkle energimålere som plugges inn i stikkontakten før utstyrets støpsel. Måleresultatene kan sees i Tabell 4-2.

Tabell 4-2 Målinger av det frittstående utstyrets energibruk i REMA 1000 Dragvoll

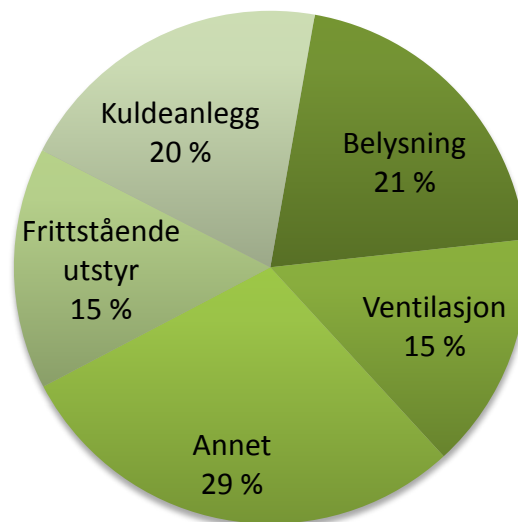
Utstyrsnr	Beskrivelse	Utforming	Energibruk [kWh]	Maks effekt [W]	Midlere effekt [W]
1	Mineralvannkjøler	Åpent skap	417,3	1570	457,6
2	Mineralvannkjøler	Skap m/dør	236,7	417	259,5
3	Mineralvannkjøler	Skap m/dør	136,2	1207	149,3
4	Frysedisk	Åpen disk	717,7	4409	786,9
5	Frysedisk	Åpen disk	643,1	1854	705,1
6	Rekedisk	Lukket disk	50,6	163	55,5
7	Frysedisk	Åpen disk	718,7	4252	788,1
8	Øl-kjøler	Skap m/dør	302,9	629	332,2
9	Øl-kjøler	Skap m/dør	272,3	602	298,5
10	Øl-kjøler	Skap m/dør	332,5	651	364,5
11	Øl-kjøler	Skap m/dør	301,5	723	330,6
12	Kjøledisk	Åpen disk	195,5	1253	214,3
13	Meieriprodukter	Åpen reol	615,2	2163	674,5
14	Diverse mat	Åpen reol	556,5	1140	610,2
15	Mineralvannkjøler	Skap m/dør	169,1	496	185,4
16	Is-disk	Åpen disk	793,8	1691	870,4
17	Is-disk	Lukket disk	421,9	814	462,6
18	Is-disk	Åpen disk	952,8	1852	1044,8
19	Tobakkskap	Lukket skap	176,7	255	193,7
<b>Totalt energibruk i måleperioden:</b>			<b>8011</b>	<b>kWh</b>	

Etter at målingene av energibruken til det frittstående utstyret var avsluttet, ble det gjennomført en test av energimålerne for å avdekke eventuelle feil. Testen gikk ut på at alle målerne ble koblet i serie og tilkoblet en elektrisk varmeovn i et laboratorium. Varmeovnen var en frittstående modell som normalt brukes til romoppvarming, og hadde tre trinn på 750, 1250 og 2000 Watt i tillegg til en termostat for av/på-regulering. Ved teststart ble varmeovnen slått på med en effekt på 1250 W, men etter noen timer ble det oppdaget varmeutvikling mellom energimålerne og effekten ble besluttet redusert til 750 W. Dette, kombinert med at termostaten slo av ovnen når romtemperaturen ble for høy, gjorde at det ikke var mulig å beregne antall kWh for testperioden. Total varighet på perioden var ca. 72 timer.

Testen av energimålerne avdekket at måler nummer 6 og 8 var defekt. Disse målerne var installert på utstyr med tilsvarende nummerering. De andre målerne viste noe forskjellige verdier – måleren med høyeste differanse fra gjennomsnittlig verdi hadde et avvik på 2,69 %. Oppgitt feilmargin i instruksjonsboken til energimålerne er +/- 3 % av målt verdi.

På grunn av de defekte målerne, ble det gjennomført nye målinger for utstyr 6 og 8 over en periode på 10 døgn (10.02 - 20.02.2012). Resultatene fra de nye målingene er behandlet slik at de er sammenlignbare med de første målingene, og tatt med i Tabell 4-2. Alle data er vist i vedlegg N.2.

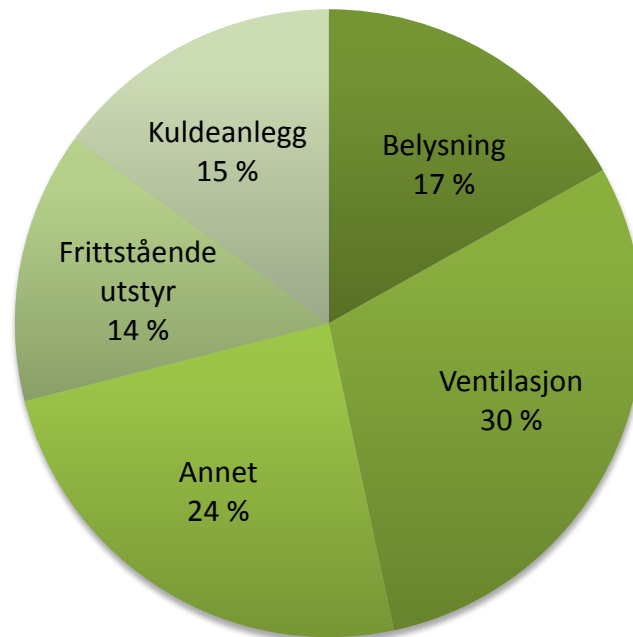
I Figur 4.3 er det frittstående utstyret inkludert i den prosentvise fordelingen av energibruken i REMA 1000 Dragvoll, i perioden 17.10.2011 til 24.11.2011. Energibruken til utstyr 6 og 8 er omregnet til denne perioden og medtatt i diagrammet. Total energibruk var 52 798 kWh og omregnet til årlig energibruk pr. areal ville dette utgjort 401 kWh/m<sup>2</sup>, noe som er 36 kWh/m<sup>2</sup> lavere enn den målte verdien i Tabell 4-1. Denne differansen i totalt energibehov skyldes trolig at periodemålingen foregikk over en begrenset tid, hvor en ikke fikk med de kaldeste periodene av året.



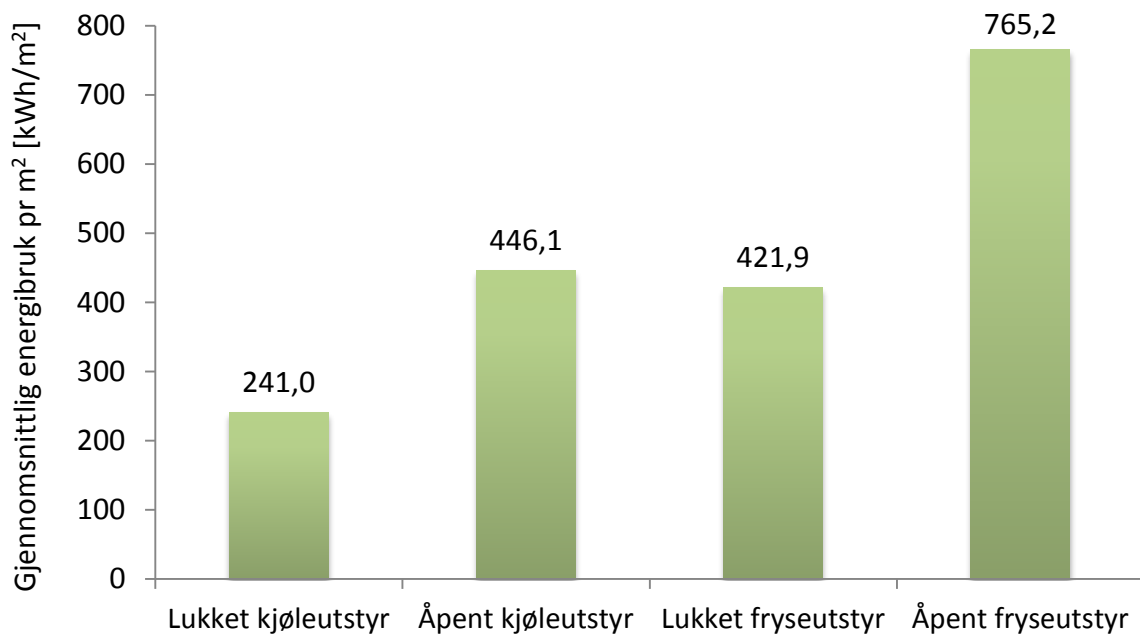
**Figur 4.3 Prosentvis fordeling av energibruk inkl. frittstående utstyr i perioden 17.10-24.11.2011**

Siden innetemperaturen i butikken vil være tilnærmet konstant over året, kan en anta at energibehovet til det frittstående utstyret også vil være konstant. Det samlede årlige energibehovet til det frittstående utstyret ble derfor beregnet til 77 294 kWh/år eller 61,1 kWh/m<sup>2</sup>år. Inkluderer en dette i den tidligere energimålingen over et år (1. april 2010 – 31. mars 2011), blir den prosentvise fordelingen som vist i Figur 4.4. Alle data er vist i vedlegg N.3.3. Som figuren illustrerer, utgjør det frittstående utstyret en betydelig del av butikkens totale årlige energibruk, med et energibruk på størrelse med behovet til det sentraliserte kuldeanlegget. Det frittstående utstyret avgir store deler av denne energien til butikken i

form av varme. Varmen vil redusere butikkens oppvarmingsbehov i oppvarmingssesongen, men vil måtte fjernes ved hjelp av ventilasjonsluften om sommeren.



Figur 4.4 Prosentvis fordeling av årlig energibruk inkludert frittstående utstyr



Figur 4.5 Gjennomsnittlig energibruk for de forskjellige typene frittstående utstyr

Gjennomsnittet av målt energibruk pr. m<sup>2</sup> gulvareal fordelt på utstyrstype er vist i Figur 4.5. Utstyr nr. 6 (lukket frysedisk) er ikke medtatt da energibehovet til dette utstyret er langt



lavere enn behovet til alt det andre utstyret, noe som ville medføre at figuren ga en uriktig fremstilling forskjellene i energibruk. Kategorien lukket fryseutstyr består derfor kun av utstyr nr. 18 (lukket is-disk). Som figuren illustrerer, har utstyret uten dører eller luker et tilnærmet doblet energibehov i forhold til lukket utstyr. Dette gjelder for både kjøle- og fryseutstyr. Gjennomsnittlig energibehov for det åpne kjøleutstyret tilsvarer 446,1 kWh/m<sup>2</sup> og overstiger dermed energibehovet til det lukkede fryseutstyret. Måledataene kan sees i vedlegg N.2.

### 4.3 Varmegjenvinningskrets og ventilasjonsanlegg

For å kunne analysere ventilasjonsanleggets energibruk ble det gjennomført målinger ved hjelp av utstyr lånt hos SINTEF Energi. Sikkerheten rundt målingene i butikken og i laboratoriet på NTNU ble evaluert og et HMS-skjema ble utarbeidet (vedlegg M).

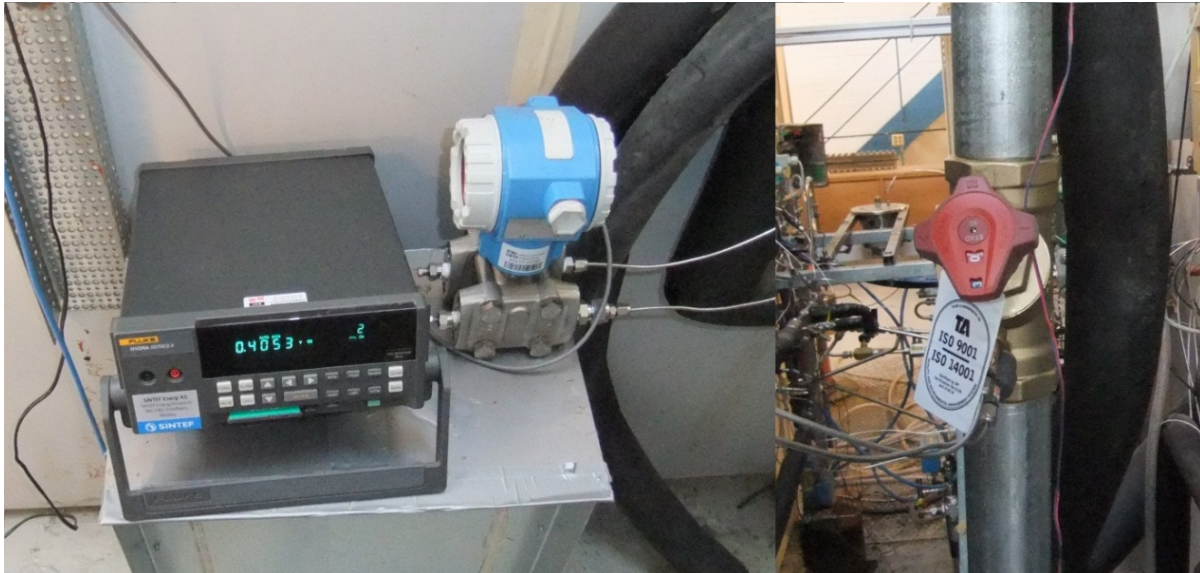
Termoelementer tilkoblet en Fluke Hydra series II datalogger ble benyttet til å logge temperaturer i varmegjenvinningskretsen og ventilasjonsanlegget. I tillegg ble massestrømmen i gjennom varmebatteriet i varmegjenvinningskretsen logget. Tabell 4-3, Figur 3.8 og Figur 3.9 viser en oversikt over målepunktene.

Tabell 4-3 Oversikt over målepunkter i varmegjenvinningskrets og ventilasjonsanlegg

Beskrivelse	Målernr.	Enhet
Ventilasjon – tilluft, mellom gjenvinner og væskebatteri	1	°C
Ventilasjon – tilluft, mellom væske- og elektrobatteri	2	°C
Ventilasjon – tilluft, ut i lokalene	3	°C
Ventilasjon – avtrekk, fra lokalene	4	°C
Varmegjenvinningskrets – tur, oppstrøms for væskebatteri	5	°C
Varmegjenvinningskrets – retur, nedstrøms for væskebatteri	6	°C
Varmegjenvinningskrets – massestrøm gjennom væskebatteri	7	V
Ventilasjon – inntakskanal (utetemperatur)	8	°C
Kuldeanlegg – tur, fra kompressorer inn på varmeveksler	9	°C
Kuldeanlegg – retur, ut av varmeveksler	10	°C

For å kunne måle massestrømmen i varmegjenvinningskretsen ble det kjøpt inn en reguleringsventil tilsvarende den som var montert i kretsen etter varmebatteriet (TA Stad DN 50 reguleringsventil). Denne ble modifisert for å kunne måle trykkdifferansen over ventilen ved hjelp av en trykkcelle (Differential Pressure Transmitter). Siden trykkcellens utgangssignal var i volt, ble ventilen kalibrert i en rigg som sirkulerer etylenglykol med en

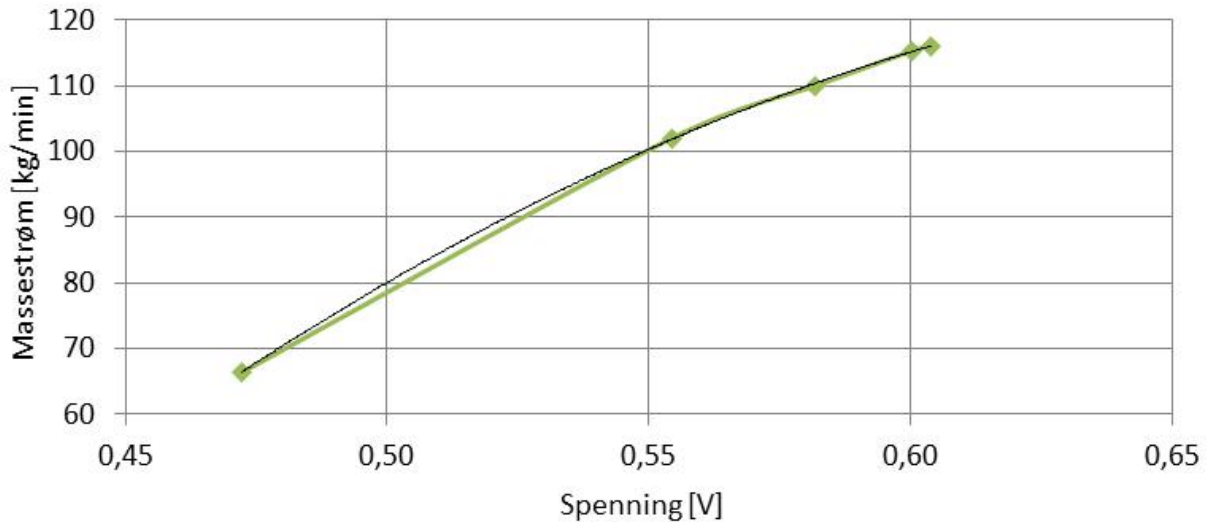
innebygd massestrømsmåler og frekvensstyrt pumpe, i Varmeteknisk laboratorium på NTNU. Kalibreringen foregikk ved å måle trykkdifferansen over ventilen ved varierende massestrøm. Figur 4.6 viser utstyret oppkoblet i laboratoriet.



**Figur 4.6 Ventilkalibrering i laboratorium. Fra venstre: Fluke Hydra logger, trykkcelle, TA Stad reguleringsventil**

Riktig volumprosent etylenglykol ble funnet ved å ta en prøve av sekundærmediet som sirkulerer i butikkens gjenvinningskrets. Prøven ble testet med en LEICA Duo-Chek Engine Coolant/Battery Tester, og frysepunktet til væsken ble fastslått til  $-27\text{ }^{\circ}\text{C}$ . Dette tilsvarer 44,7 % volumprosent etylenglykol i følge programvaren CoolPack. Med en væsketemperatur på  $38\text{ }^{\circ}\text{C}$  er mediets spesifikke varmekapasitet,  $C_p$ , oppgitt til  $3,446\text{ kJ}/(\text{kg}\cdot\text{K})$  (CoolPack).

Resultatet av kalibreringen kan sees i Figur 4.7. Alle verdier er vist i vedlegg L. Trendlinjen for grafen ble funnet ved hjelp av Excel og den tilhørende formelen (se formel (4.1)) ble benyttet til å omregne trykkcellens måleresultater fra volt til massestrøm [ $\text{kg}/\text{min}$ ]. Etter at kalibreringen var gjennomført, ble den opprinnelige reguleringsventilen i varmegjenvinningskretsen i REMA 1000 Dragvoll erstattet med den modifiserte ventilen.



Figur 4.7 Resultat av ventilkalibreringen

$$y = -1092,389463940x^2 + 1552,499815791x - 423,140880135 \quad (4.1)$$

### 4.3.1 Måleresultater

Det ble gjennomført flere loggninger med forskjellig oppløsning og lengde. En oversikt over alle målingene er vist i Tabell 4-4.

Tabell 4-4 Oversikt over målinger gjennomført i ventilasjonsanlegget i REMA 1000 Dragvoll

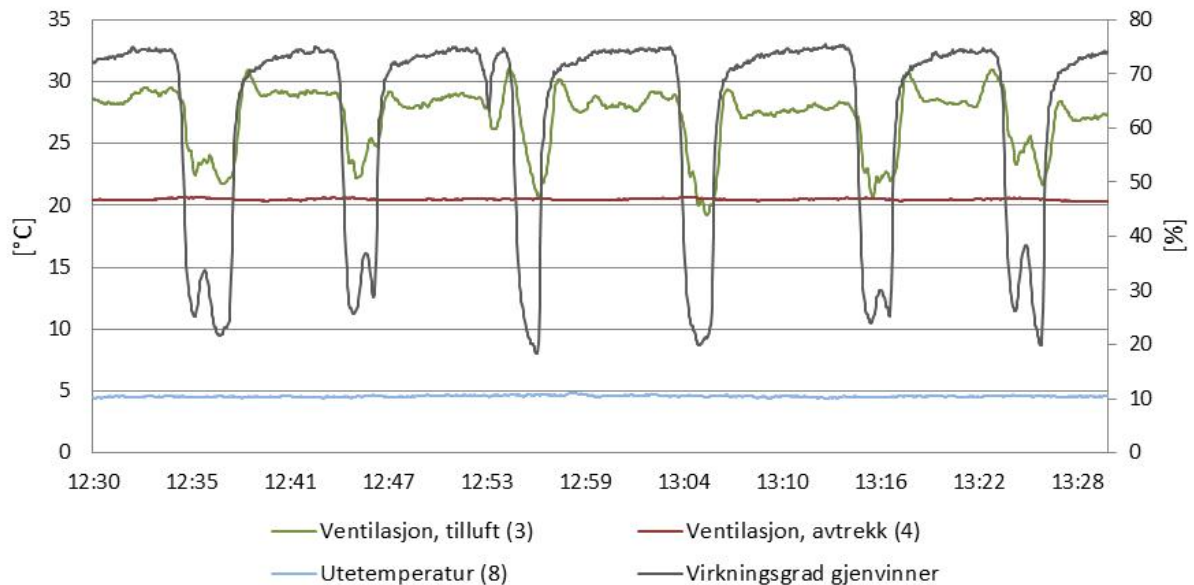
Navn	Dato	Intervall	Vedlegg
Måling 1	17.2. – 20.2.2012	5 minutter	N.4.1
Måling 2	29.2.2012	Kontinuerlig	N.4.2
Måling 3	29.2. – 1.3.2012	2 minutter	N.4.3
Måling 4	1.3. – 5.3.2012	1 minutt	N.4.4
Måling 5	12.3.2012	Kontinuerlig	N.4.5
Måling 6	28.3. – 16.4.2012	5 minutter	N.4.6
Måling 7	14.5. – 18.5.2012	5 minutter	N.4.7
Måling 8	25.5. – 1.6.2012	1 minutt	N.4.8

### Måling 5

Den 12. mars 2012 ble det gjennomført en kontinuerlig logging fra kl. 10.30 til 16.20. Figur 4.8 viser resultatene av loggingen av tillufts-, avtrekks- og utetemperaturene mellom kl. 12.30 og 13.30 denne dagen. I tillegg viser figuren beregnet virkningsgrad til den roterende varmegjenvinneren i samme tidsperiode.

Virkningsgraden til den roterende gjenvinneren i ventilasjonsaggregatet er estimert ved hjelp av formel (4.2) (Novakovic, et al., 2007).

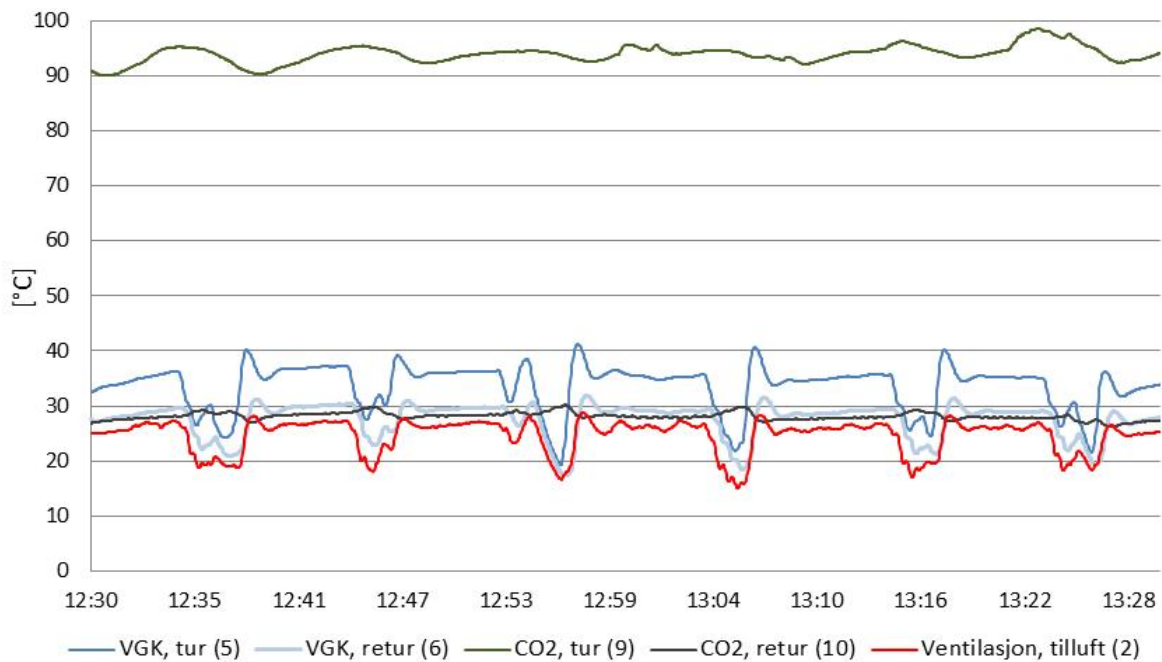
$$\eta = \frac{T_1 - T_8}{T_4 - T_8} \quad (4.2)$$



**Figur 4.8 Kontinuerlig logging av lufttemperaturer, samt beregnet virkningsgrad for roterende gjenvinner kl. 12.30-13.30, den 12.3.2012**

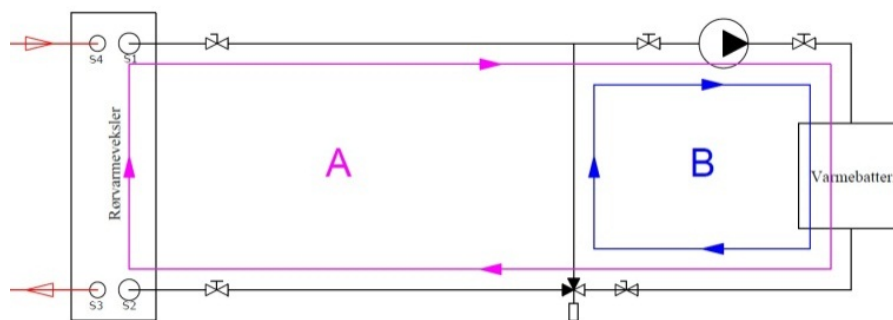
Som vist i figuren varierte virkningsgraden til den roterende gjenvinneren og temperaturen på tilluften ut i butikken (målepunkt 3) veldig, samtidig som avtrekkstemperaturen (4) og utetemperaturen (8) var forholdsvis konstant. Den roterende gjenvinnerens virkningsgrad varierte mellom 18,3 % og 75,4 %, og fallet i virkningsgrad inntraff med ca. 9 minutters mellomrom.

Figur 4.9 viser temperaturforløpet til væsken i varmegjenvinningskretsen før og etter væskebatteriet i ventilasjonsanlegget (5 og 6), temperaturen på tilluften etter væskebatteriet (2) og CO<sub>2</sub>-temperaturen i kuldeanlegget før og etter rørvarmeveksleren (9 og 10). Måleperioden var den samme som i Figur 4.8. CO<sub>2</sub>-temperaturen inn på rørvarmeveksleren (9) varierte mellom 90 og 98,5 °C, mens temperaturen på kuldemediet ut av veksleren (10) lå mellom 26,3 og 30,2 °C.



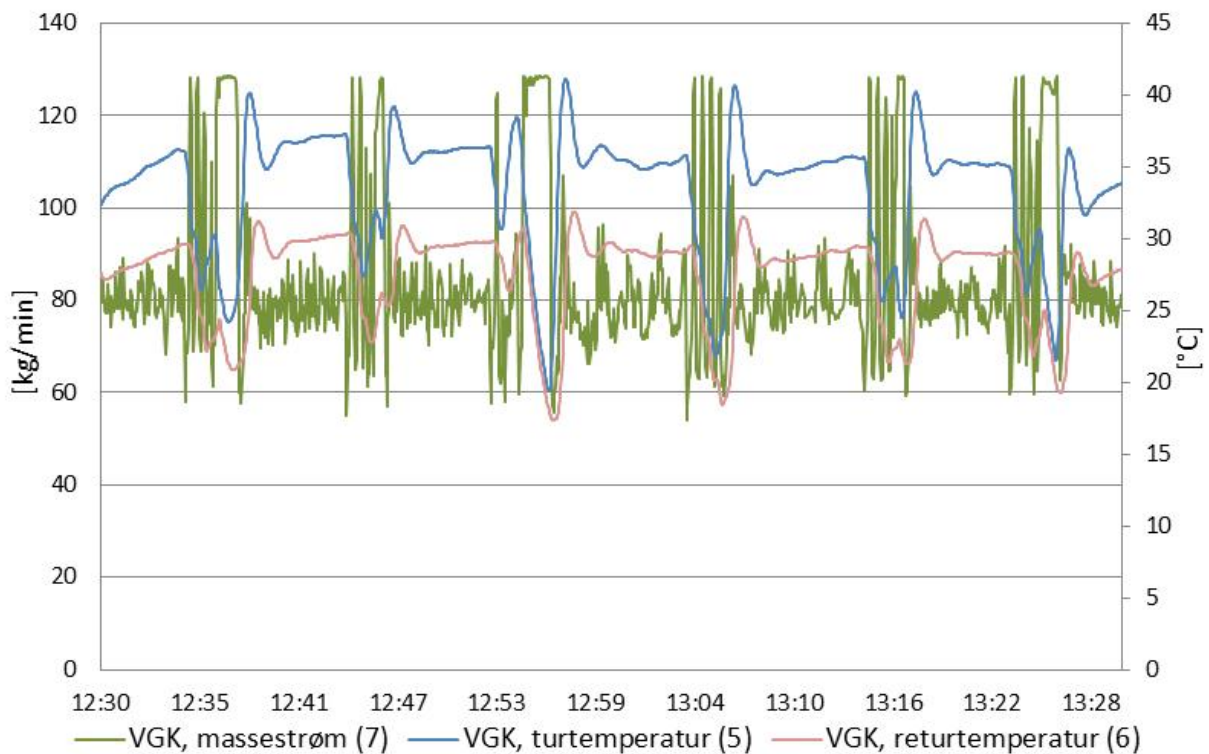
**Figur 4.9** Kontinuerlig logging av temperaturer i varmegjenvinningskrets og tilluftstemperatur kl. 12.30-13.30, den 12.3.2012

Som figuren illustrerer, oppsto de høyeste returtemperaturene til kuldemediet samtidig som tur- og returtemperaturene på væsken i varmegjenvinningskretsen var lavest. Dette tyder på at løp A i ventilen var helt stengt (se Figur 3.6, men med snudde strømningspiler) i disse periodene. Væsken sirkulerte da kun gjennom væskebatteriet i ventilasjonsaggregatet (strømningsmønster merket B i Figur 4.10). Ved en slik ventilposisjon sirkulerer det ikke væske gjennom rørvarmeveksleren som kan avkjøle CO<sub>2</sub>-gassen i kuldeanlegget. Dette fører til at CO<sub>2</sub>-temperaturen ut av veksleren øker. Samtidig kjøles væsken som sirkulerer gjennom væskebatteriet ned av luften i ventilasjonsaggregatet, noe som resulterer i at temperaturen på både væsken og tilluften reduseres.



**Figur 4.10** Varmegjenvinningskrets med strømningsmønstre

Etter et par minutter åpner shuntventilen gradvis løp A til det er helt åpent, og stenger løp B tilsvarende. Dette tilsvarer strømningsmønster A i Figur 4.10. Når løp A i ventilen er fullt åpen, øker turtemperaturen inn på væskebatteriet som vist i Figur 4.9. Høyeste turtemperatur på varmegjenvinningsvæsken var i måleperioden (kl. 10.30-16.20) 46,2 °C, mens laveste turtemperatur var i samme periode 18,6 °C.

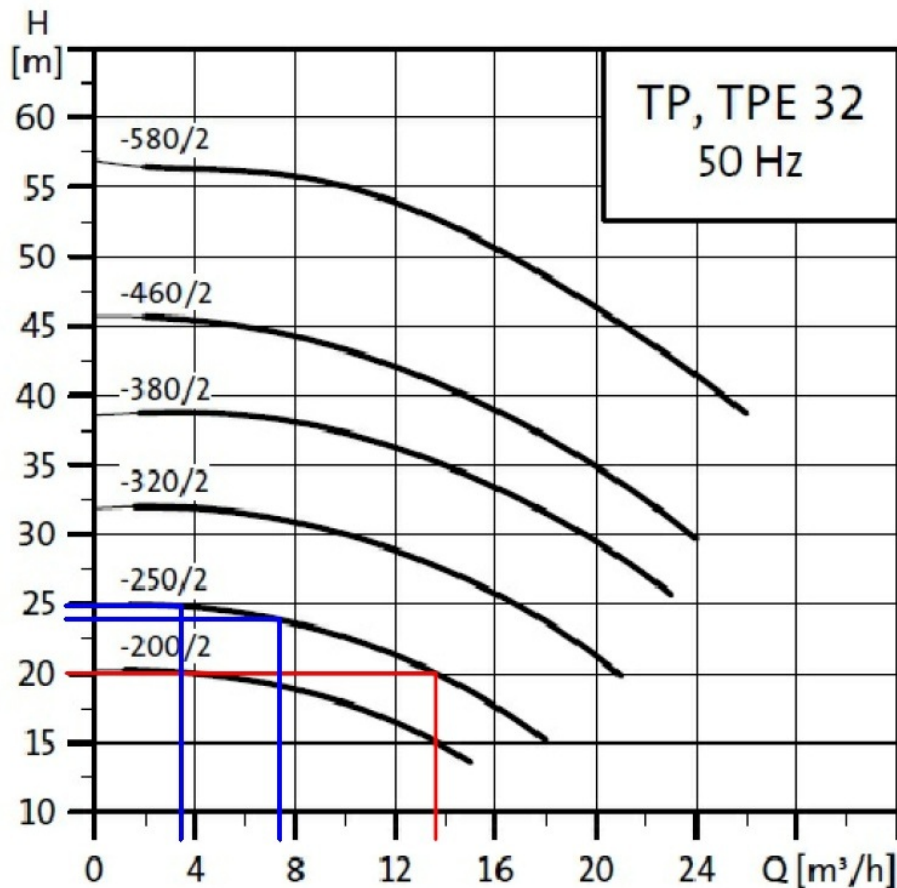


**Figur 4.11 Kontinuerlig logging av massestrøm og væsketemperatur i varmegjenvinningskretsen i tidsrommet 12.30-13.30, 12.3.2012**

Resultatene av den kontinuerlige loggingen av massestrømmen i varmegjenvinningskretsen (kl. 12.30-13.30 den 12. mars 2012) er vist i Figur 4.11. I tillegg er væsketemperaturen før og etter væskebatteriet inkludert for å vise sammenhengen mellom temperatur og massestrøm. Målingene viser en stor variasjon i massestrøm. Minste og største mengde ble målt til henholdsvis 54,1 kg/min (3,25 m<sup>3</sup>/h) til 128,5 kg/min (7,71 m<sup>3</sup>/h) i løpet av hele perioden. Variasjonen i mengde er sammenfallende med temperaturvariasjonene i systemet. Dette kan derfor tilsa en trykkforskjell mellom sløyfe A og B (Figur 4.10). Målingene viser også at den største målte massestrømmen i kretsen er vesentlig lavere enn mengden sirkulasjonspumpen er tatt ut for (pumpen er beskrevet i kapittel 3.3).



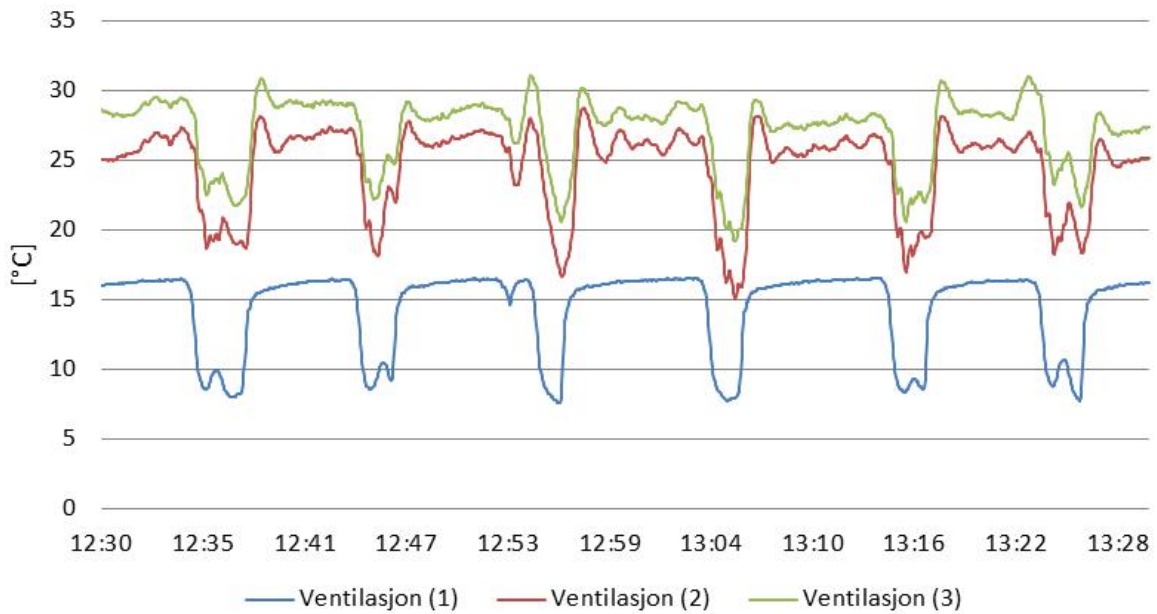
Pumpekarakteristikken til sirkulasjonspumpen er vist i Figur 4.12, hvor prosjektert driftspunkt er merket med rødt og driftspunktene for minste og største målte mengde er merket blå. Datablad for pumpen kan sees i vedlegg O.



Figur 4.12 Pumpekarakteristikk for Grundfos TP 32-250/2

Karakteristikken viser de store forskjellene mellom prosjektert og målte verdier. Den viser også at de store variasjonene i de målte mengdene skyldes en forholdsvis lav endring i trykkforhold på ca. 10 kPa. I følge karakteristikken er forholdet mellom prosjektert og målt massestrøm en trykkdifferanse på ca. 45 kPa.

Figur 4.13 viser tilluftstemperaturene i ventilasjonsaggregatet etter henholdsvis gjenvinneren (1), væskebatteriet (2) og det elektriske batteriet (3), mellom kl. 12.30 og 13.30 den 12.3.2012. Grafene viser at reguleringen av varmelegemene er varierer synkront.



Figur 4.13 Kontinuerlig logget tilluftstemperatur i tidsrommet 12.30-13.30, 12.3.2012

Effektbehovet til væskebatteriet og det elektriske batteriet i samme periode er vist i Figur 4.14. Formel (4.3) ble benyttet til å beregne batterienes effekt.  $T_{før}$  og  $T_{etter}$  er henholdsvis før og etter det respektive varmebatteriet.

$$\dot{Q} = \frac{\dot{V} \cdot \rho_{luft} \cdot c_p (T_{etter} - T_{før})}{3600} \quad (4.3)$$



Figur 4.14 Beregnet effekt i væskebatteri og elektrisk varmebatteri (12.30-13.30, 12.3.2012)



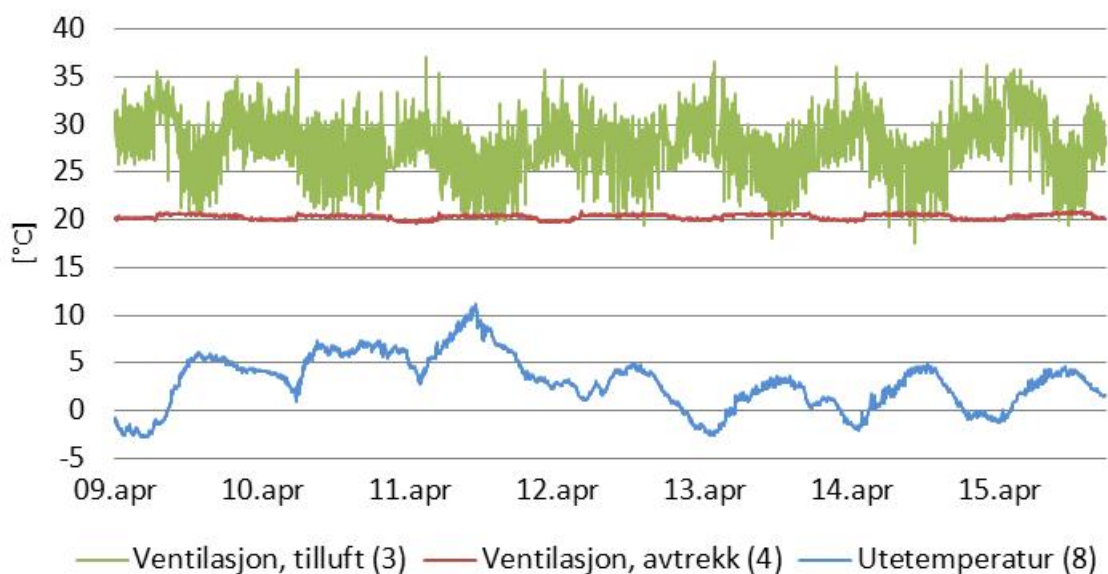
Bare en gang i løpet av perioden avgir væskebatteriet tilnærmet maks effekt (væskebatteriets kapasitet er evaluert i kapittel 5). Likevel er det elektriske batteriet nesten konstant i drift og har et strømforbruk på ca. 8,5 kWh. Dette skyldes pendlingen i ønsket temperatur på tilluften. Tregheten i væskebatteriet gjør at det elektriske batteriet ofte må bidra for å heve tilluftstemperaturen.

Variasjonene i temperaturer og massestrøm opptrådte med jevne mellomrom gjennom hele måleperioden. Siden trykk og temperatur i kuldeanleggets gasstrekk reguleres ut fra ventilasjonsanleggets varmebehov, forplanter ustabiliteten seg fra ventilasjonsanlegget, noe som kan resultere i en uheldig drift av kuldeanlegget.

Fjerner man ustabiliteten vil en få en jevnere tilluftstemperatur i anlegget, slik at en kan utnytte væskebatteriet og den roterende gjenvinneren bedre, og dermed redusere strømforbruket i det elektriske batteriet. Arbeidsforholdene til komponentene i kulde- og ventilasjonsanlegget vil også bedres, noe som kan redusere komponentenes vedlikeholdsbehov og øke levetiden.

### Måling 6

Figur 4.15 viser tillufts-, avtrekks- og utetemperatur i perioden 9. april til 15. april 2012. Avtrekkstemperaturen, som tilsvarer temperaturen i butikken, lå forholdsvis konstant rundt 20 °C. Utetemperaturen varierte rolig mellom minimum -3 °C og maksimalt 11 °C. Tilluftstemperaturen pendlet derimot med høy frekvens mellom 17,6 og 35 °C.

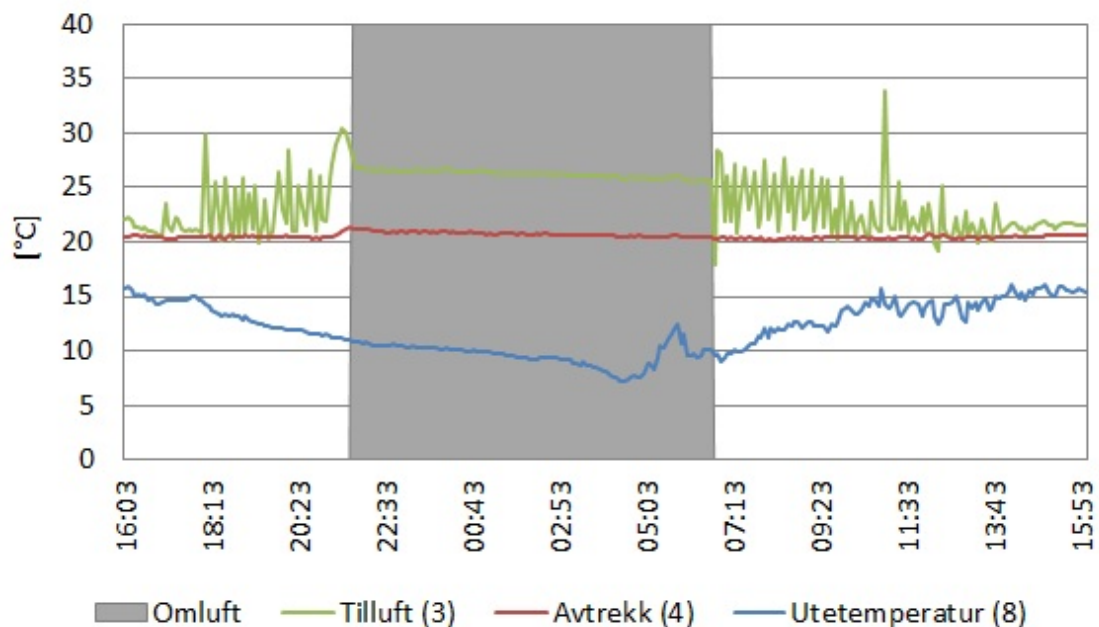


Figur 4.15 Temperaturlogginger gjennomført 9. april til 15. april 2012 med 5 min. intervall

Resultatene fra måling 6 bekrefter funnene gjort i de tidligere målingene og viser at ustabiliteten har forekommet over lengere perioder.

### Måling 7

Figur 4.16 viser målte tillufts-, avtrekks- og utetemperaturer over 24 timer fra kl. 16.00 den 14. mai 2012. Perioden hvor anlegget resirkulerer avtrekksluften er merket med grått. Ved vanlig drift var tilluftstemperaturen like ustabil som i de tidligere målingene, men mens anlegget var i omluftsmodus stabiliserte tilluftstemperaturen seg. Dette er ikke påvist i de tidligere målingene (se blant annet vedlegg N.4.6). Hva dette skyldes er vanskelig å fastslå siden det ikke ble gjort noen observasjoner av anlegget i dette tidspunktet.



Figur 4.16 Temperaturlogginger gjennomført 14. til 15. mai 2012

### Mulige årsaker til anleggets ustabilitet

Reguleringsproblematikken ble tatt opp med fagansvarlig automatikk Ronny Danielsen hos Systemair. Danielsen mente at ustabiliteten i ventilasjonsanlegget kan spores til shuntventilen i varmegjenvinningskretsen. Dette fordi ventilens autoritet er for dårlig, da ventilen er overdimensjonert i forhold til den målte massestrømmen i systemet. En lav ventilautoritet gir en ulineær ventilkarakteristikk som resulterer i ustabil regulering. Når anlegget ber om mer varme fra væskebatteriet starter shuntventilen å regulere. På grunn av den lave autoriteten, gir ventilen for stor mengde på en gang, noe som fører til at

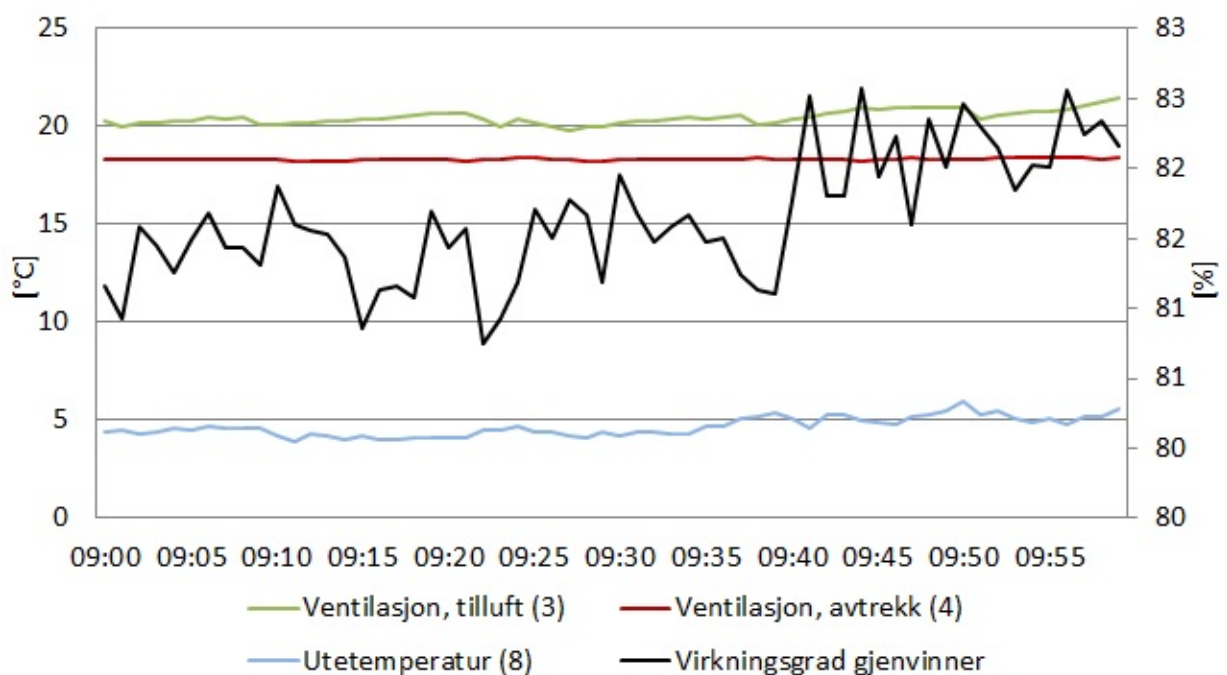
ventilasjonsluften blir for varm. Dermed trinner anlegget ned effekten til alle varmeavgiverene.

En annen, eller medvirkende, årsak kan være feil innstilling av PID-leddene i regulatoren til shuntventilen (P -proporsjonalleddet, I – integrasjonsleddet og D – derivasjonsleddet). Hvis I-leddet er feil innstilt med for kort integrasjonstid, vil forsterkningen grunnet P-leddet bli for stor og systemet begynner å svinge.

For å utbedre reguleringen av tilluftstemperaturen i ventilasjonsanlegget, bør en først sjekke PID-innstillingene til shuntventilens regulator. Dette fordi operasjonen er lite kostbar og ikke krever ombygning av anlegget. Hvis dette ikke bedrer reguleringen av systemet bør en vurdere å bytte ut shuntventilen.

### Måling 8

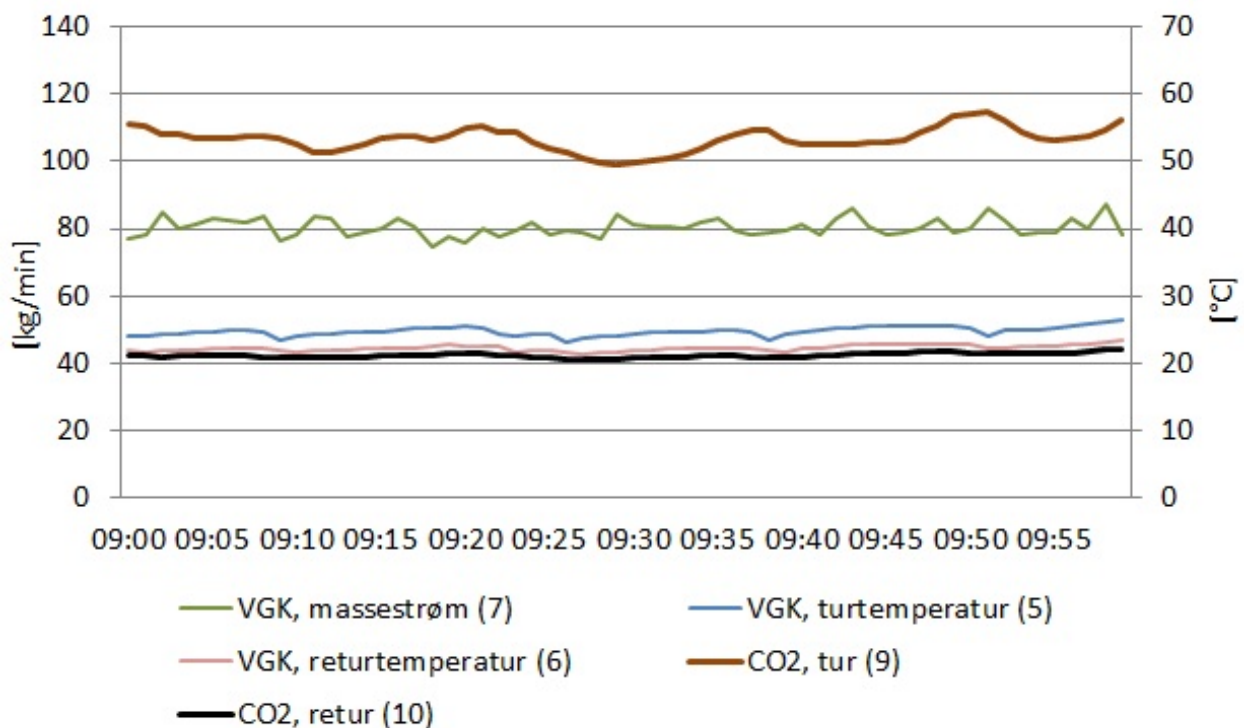
Figur 4.17 viser tillufts-, avtrekks- og utetemperaturen i tidsrommet 09.00-10.00, 31.5.2012. I tillegg er beregnet virkningsgrad for den roterende gjenvinneren inkludert i figuren. I motsetning til i alle de tidligere målingene, var tilluftstemperaturen forholdsvis stabil gjennom hele måleperioden. Virkningsgraden til den roterende gjenvinneren er beregnet til i overkant av 80 % i denne perioden, noe som tilsier en stabil drift hvor rotoren roterer med et jevnt turtall.



Figur 4.17 Lufttemperaturer og gjenvinnerens virkningsgrad kl. 09.00-10.00, 31.5.2012

Sammenligner man Figur 4.11 og Figur 4.18 ser man en klar forbedring i anleggets stabilitet. Massestrømmen i måling 8 lå jevnt rundt 80 kg/min, uten de store variasjonene som inntraff i alle de tidligere målingene. Temperaturen til væsken før det vannbårne varmebatteriet ble målt til mellom 24 og 27 °C, og differansen til væsketemperaturen etter batteriet var 3-4 °C. Temperaturreduksjonen på kuldemediet (CO<sub>2</sub>) var rundt 30 °C gjennom hele perioden, noe som betyr at varme overføres til sekundærmediet.

Endringen i anleggets atferd skyldes at reguleringen av shuntventilen var mer stabil. Den kontinuerlige endringen av ventilposisjon stoppet, noe resulterte i at de store variasjonene i væskebatteriets effekt opphørte. Dette gjorde igjen at reguleringen av den roterende gjenvinneren og det elektriske varmebatteriet ble mer stabil. For å få avdekket om det var gjort noen endringer på anlegget eller i reguleringssystemet, ble Bjørnar Strand (driftssjef hos REMA 1000) kontaktet. Ifølge Strand var det ikke gjort noen inngrep på systemet. Hvorfor anlegget har begynt å opptre mer «fornuftig», og om dette er en varig endring, var ikke mulig å fastslå i denne oppgaven grunnet tidsmangel.

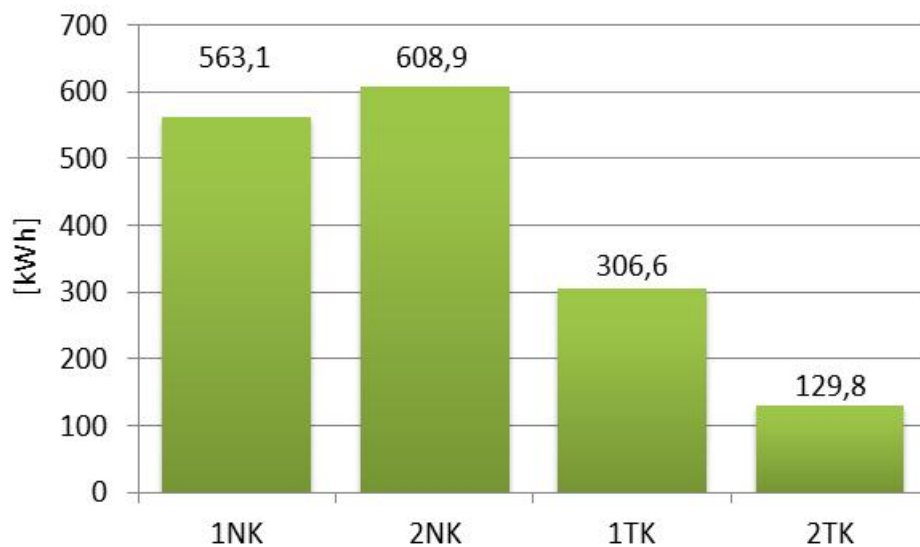


Figur 4.18 Massestrøm og væsketemperaturer i varmegjenvinningskretsen kl. 09.00-10.00, 31.5.2012

#### 4.4 Kuldeanlegg

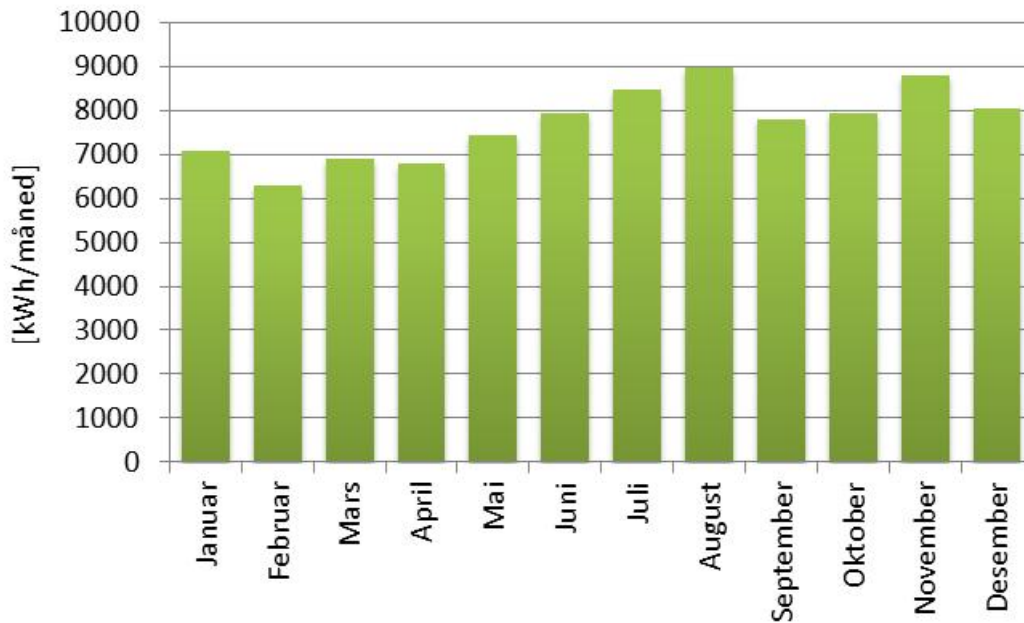
Det ble gjennomført en måling av kompressorene strømforbruk fra 25. mai til 1. juni 2012. Måleinstrumentene som ble benyttet var HIOKI Clamp On Power HiTester strømmålere, som logget det gjennomsnittlige forbruket for hvert minutt.

Det totale forbruket til alle kompressorene mellom 25.5. kl. 14.00 og 1.6.2012. kl. 14.00 ble målt til 1608 kWh. Figur 4.19 viser strømforbruket i perioden for hver kompressor og alle verdiene er vist i vedlegg N.5.1. Kompressorenes energibruk i samme periode ble av SD-anlegget målt til 1523 kWh (vedlegg N.3.1). Siden SD-anlegget ikke logger strømforbruket til hver kompressor, men kun det totale forbruket, var det ikke mulig å sammenligne målingene ytterligere for å finne årsaken til måledifferansen.



Figur 4.19 Kompressorenes energibruk i perioden 25.5.-1.6.2012.

Figur 4.20 viser det månedlige strømforbruket til kompressorene i 2011. Verdiene er hentet fra butikkens SD-anlegg via Intent og alle verdier kan sees i vedlegg N.3.2. Februar hadde ifølge målingene det laveste strømforbruket, med totalt et månedlig forbruk på 6288 kWh. Dette skyldes i hovedsak at februar har to/tre mindre dager enn de andre månedene. En annen faktor som spiller inn er innetemperaturen i butikken. Varmetilskuddet til butikken er på denne delen av året redusert, noe som gir en stabil innetemperatur og dermed en minimal kjølelast for kuldeanlegget.

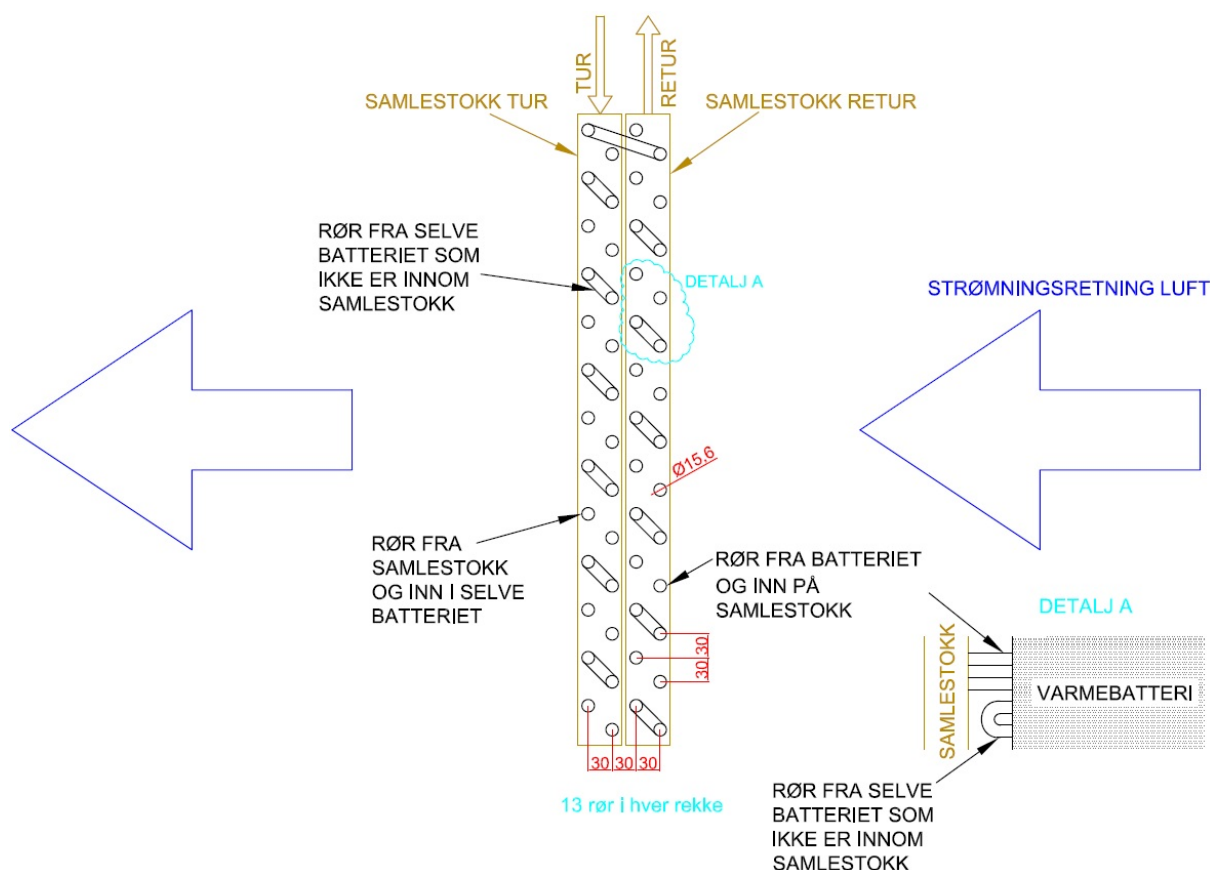


Figur 4.20 Kompressorenes månedlige energibruk logget av SD-anlegget i 2011

Det høyeste månedlige strømforbruket til kompressorene oppsto i august, hvor forbruket ble logget til 8979 kWh. Dette skyldes trolig høye utetemperaturer som øker temperaturen i butikken, og dermed kjølelasten for anlegget. Månedens med det nest høyeste strømforbruket var noe overraskende november. Forbruket var ca. 800 kWh høyere enn resultatene for oktober og desember. Dette kan ha vært en kombinasjon av høyt varmebehov i ventilasjonsanlegget og ustabil regulering, noe som har medført en uøkonomisk drift av kuldeanlegget.

## 5 Analyse av det vannbårne varmebatteriet

Det ble gjennomført en analyse av ventilasjonsanleggets væskebatteri ved hjelp av simuleringsprogrammet HXSIM. Dette ble gjort for å undersøke batteriets maksimale effekt. Merkeeffekten ble beregnet til 60 kW av leverandør med 25 % etylenglykol som sirkulasjonsmedium. Som tidligere beskrevet i kapittel 4.3 ble volumprosenten etylenglykol som sirkulerer i kretsen målt til 44,7 %.



Figur 5.1 Skisse av det vannbårne varmebatteriet i ventilasjonsaggregatet

Modelleringen av batteriet i programvaren ble gjennomført av overingeniør Håvard Rekstad ved NTNU. Figur 5.1 viser en skisse av varmebatteriet. Batteriet består av 13 rørrader i høyden og 4 i bredden.

På grunn av den øverste rørradens oppbygning var det ikke mulig å ta denne med i simuleringen. Simuleringen ble derfor gjennomført med 12 rørrader. Maksimal effekt under de samme forutsetninger som beskrevet batteriets spesifikasjon, men med et sirkulerende medium med 45 volumprosent etylenglykol, ble beregnet til 48,6 kW. Antar en at den

Øverste rørraden bidrar med like stor effekt som de øvrige, blir væskebatteriets totale effekt 52,7 kW som vist i formel (5.1).

$$\dot{Q} \approx 48,6 \cdot \frac{13}{12} = 52,7 \text{ kW} \quad (5.1)$$

Beregningene av væskebatteriets maksimale effekt i HXSIM tilsvarer 87,8 % av den oppgitte effekten til batteriet. Resultatrapporten av evalueringen i HXSIM kan sees i vedlegg Q.

Som beskrevet i kapittel 4.3.1 ble det gjennomført kontinuerlig logging av temperaturene i ventilasjonsaggregatet over ca. 6 timer den 12.3.2012. Ved å bruke de målte lufttemperaturer før og etter væskebatteriet, er det beregnet overført effekt i batteriet. En antok da at luftmengden (10 000 m<sup>3</sup>/h), luftens tetthet (1,2 kg/m<sup>3</sup>) og luftens spesifikke varmekapasitet (1,005 kJ/kg·K) var konstant i hele måleperioden. Beregningene viste at maksimal overført effekt i væskebatteriet i denne perioden var 51,2 kW. Ved denne maksimale effekten var effekten til det elektriske varmebatteriet 0,3 kW. Siden det laveste trinnet til det elektriske batteriet er oppgitt til 2,3 kW, er det fornuftig å anta at den reelle effekten til batteriet var 0 kW og at de beregnede 0,3 kW skyldes målefeil. På bakgrunn av dette kan en anta at en ikke utnyttet væskebatteriets maksimale effekt.

Ved et annet tidspunkt ble væskebatteriets effekt beregnet til 50,4 kW, samtidig som det elektriske batteriets effekt ble beregnet til 10,3 kW. Tar en beregningene gjort med måledataene og eventuelle målefeil i betraktning, underbygger de resultatene fra HXSIM og en kan anta at væskebatteriets maksimale effekt er 52,7 kW, ved ideelle forutsetninger.

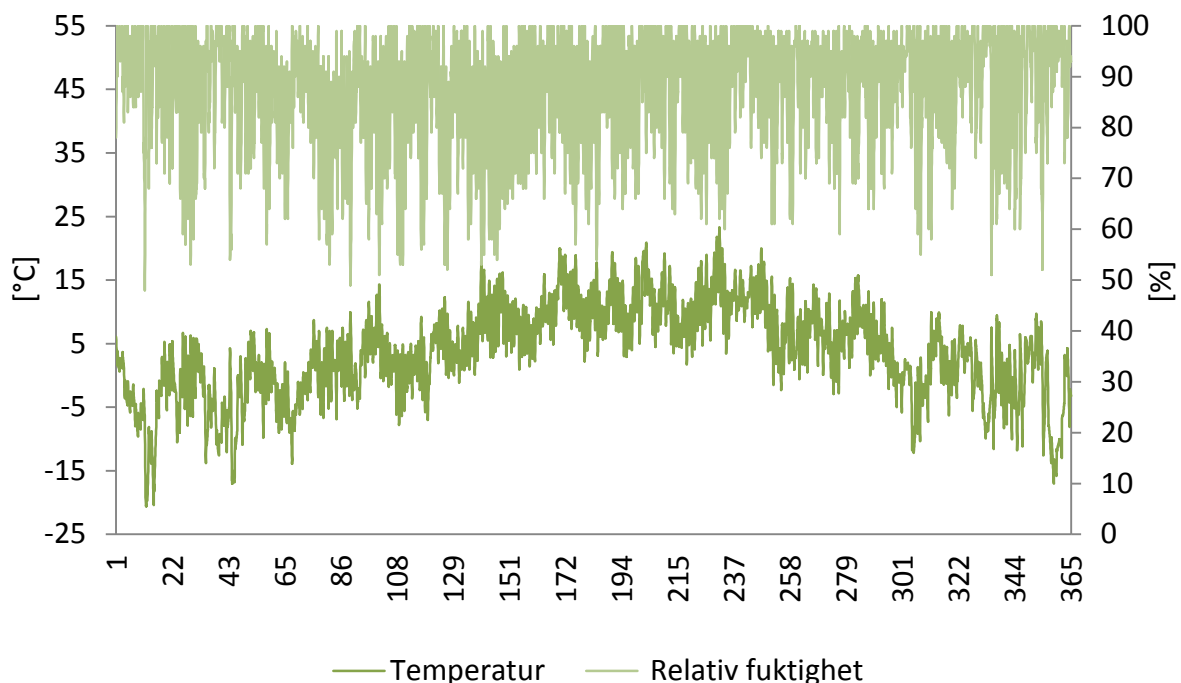


## 6 Modell for energikalkulasjon

Stefano Poppi utviklet i sin masteroppgave ved NTNU en energimodell for beregning av varme- og kjølebehov i en REMA 1000-butikk lokalisert på Hell i Nord-Trøndelag. Poppis modell ble evaluert og tilpasset REMA 1000 Dragvoll. På bakgrunn av data om butikken og dens tekniske systemer, beregner modellen effekt- og energibehov, innetemperatur og CO<sub>2</sub>-nivå i inneluften for hver time gjennom et år.

### 6.1 Inndata og metode

Timesverdier med klimadata om temperatur, relativ fuktighet, reflektert global stråling, vertikal global stråling og vertikal diffus stråling ligger i modellen. Dataene er de samme som Stefano Poppi benyttet i sin energimodell (Poppi, 2010), og er hentet fra Meteonorm. Meteonorm er en database hvor klimatiske data fra forskjellige tidsperioder er samlet. Dataene benyttet i modellen er fra Meteonorms målestasjon i Stjørdal, som er den nærmeste stasjonen til Trondheim, og basert på målinger gjort i perioden 2000-2009. Figur 6.1 viser dataene for utetemperatur og relativ fuktighet over ett år som er benyttet i modellen.



Figur 6.1 Data for temperatur og relativ fuktighet benyttet i modellen (ett år)

### 6.1.1 Klimaskjerm

Varmegjennomgangskoeffisientene benyttet i modellen er basert på de oppgitt av arkitekt og beregnet i kapittel 3.1. Transmisjon og infiltrasjon er beregnet vha. henholdsvis formel (6.1) og (6.3), og tilsvarer de Poppi benyttet i sin modell (Poppi, 2010). Innetemperaturen (settpunkt) benyttet i beregningene av byggets varmebalanse er satt til å være konstant 20 °C, da det er antatt at den termiske massen i lokalene er av en slik størrelsesorden at temperatursvingninger er neglisjerbare.

$$\dot{Q}_{\text{Transmisjon}} = U_{\text{tot}} \cdot A (T_{\text{sp}} - T_{\text{se}}) \quad (6.1)$$

Beregning av  $U_{\text{tot}}$  ble gjort med formel (6.6). Den ekvivalente overflatetemperaturen på fasadene,  $T_{\text{se}}$ , ble beregnet vha. formel (6.2). Denne tar hensyn til eventuell global, reflektert og diffus solstråling som bidrar til å øke fasadens overflatetemperatur (ibid).

$$T_{\text{se}} = T_{\text{out}} + \frac{\alpha (G + R + D)}{a_{\text{ext}}} \quad (6.2)$$

$$\dot{Q}_{\text{Infiltrasjon}} = \frac{n \cdot V_{\text{bygg}} \cdot \rho_{\text{luft}} (h_{\text{ext}} - h_{\text{int}})}{3600} \quad (6.3)$$

### Fasader

U-verdiene for de forskjellige fasadetyperne (Sandwichelementer og Leca) ble slått sammen til en vektet verdi for å forenkle modellen. Kjellerveggene er tatt med i den felles U-verdien for gulvarealet, siden forutsetningen for varmegjennomgang i disse veggene er lik den gjennom gulvet. Den vektete U-verdien for fasadetyperne er beregnet ved hjelp av formel (6.4). Totalt brutto fasadeareal er beregnet til 769 m<sup>2</sup>.

$$U = \frac{\sum_{i=1, j=1}^n (U_i \cdot A_j)}{\sum_{j=1}^n A_j} \quad (6.4)$$

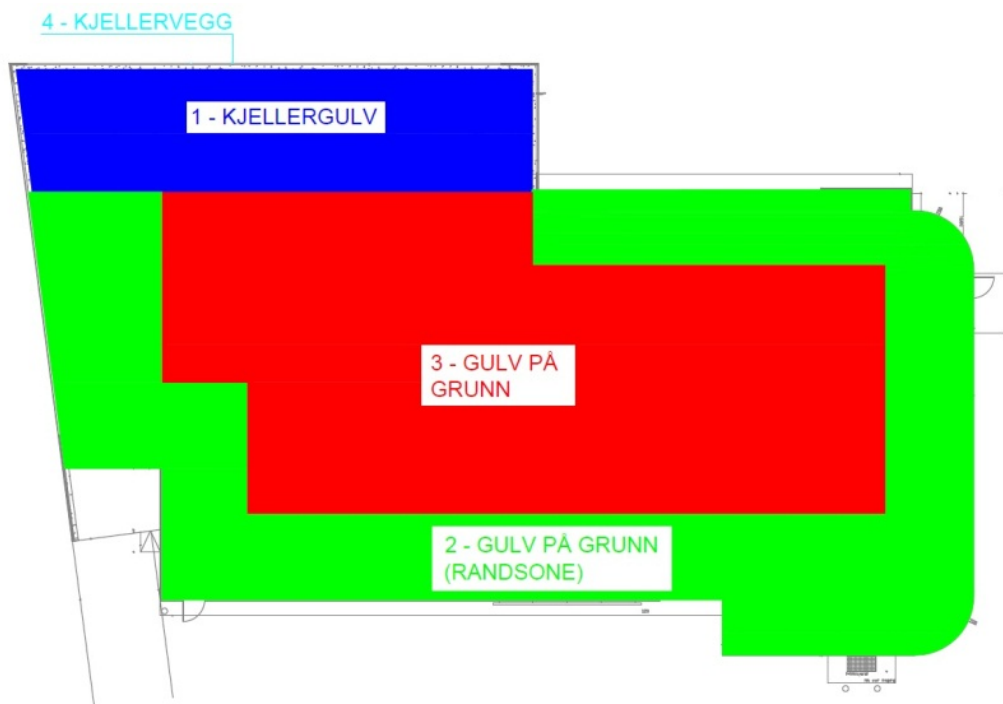
U-verdi for vinduer, dører og porter ble satt til 2,5 W/m<sup>2</sup>K og vinduenes solfaktor til 0,65, som oppgitt i kapittel 3.1.4. Modellen beregner en total U-verdi for alle fasadene ( $U_{\text{tot}}$ ) basert på U-verdi og areal for selve veggkonstruksjonen og vinduene på den respektive fasaden ( $U_s$ ), i tillegg til innvendig og utvendig varmeovergangsmotstand.

$$U_s = \frac{U_{vindu} \cdot A_{vindu} + U_{vegg} \cdot A_{vegg}}{A_{vegg}} \quad (6.5)$$

$$U_{tot} = \frac{1}{\frac{1}{a_{ext}} + \frac{1}{U_s} + \frac{1}{a_{int}}} \quad (6.6)$$

### Gulv

I likhet med U-verdiene for fasadene, ble U-verdiene for de forskjellige delene av gulvet vektet og slått sammen til en verdi. Oppdelingen av gulvarealet i forhold til isolasjonstykkelse og beregningsmetode kan sees i Figur 6.2. Den vektete U-verdien for gulvet og kjellerveggene ble beregnet med formel (6.4). Totalt brutto gulvareal på grunn er 1118 m<sup>2</sup>. Beregningene er vist i vedlegg C.



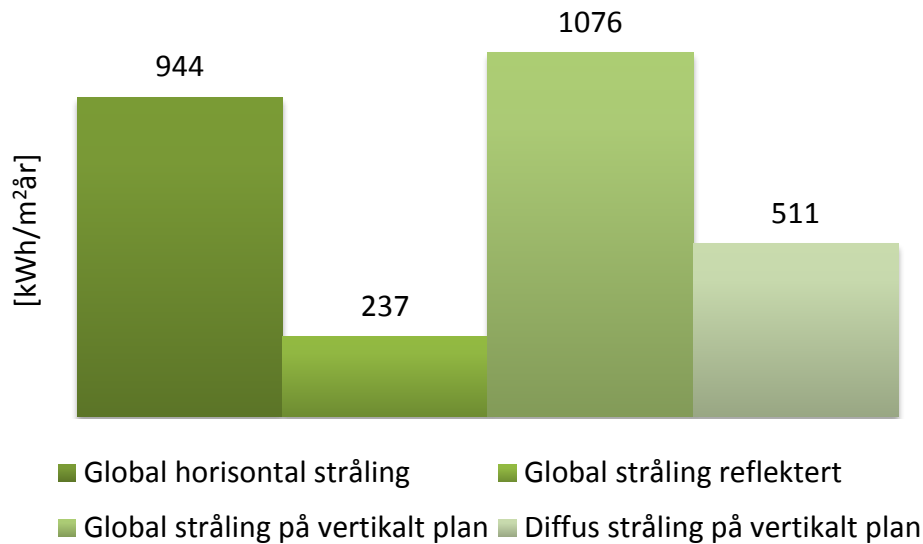
Figur 6.2 Oppdeling av gulvarealer i forhold til isolasjonstykkelser og varmegjennomgang

### Tak

Selv om enkelte deler av taket har noe helning (446,1 m<sup>2</sup> av taket har en 10 graders helning mot nord og 335,9 m<sup>2</sup> har en helning på 1 grad mot sør) ble hele takflaten lagt inn som et flatt tak. Dette ble gjort for å gjøre modellen enklest mulig, da den forholdsvis lave helningen ikke har vesentlig innvirkning på beregningene. Total U-verdi for takkonstruksjonen var oppgitt til 0,19 W/m<sup>2</sup>·K av arkitekt og arealet ble beregnet til 1118 m<sup>2</sup>.

## Solstråling

Det ble benyttet de samme data for solstråling i Trondheim som Poppi brukte i sin masteroppgave (Poppi, 2010). Figur 6.3 viser varmetilskuddet i kWh per m<sup>2</sup> fra solen over et år i Trondheim.



Figur 6.3 Årlig solstråling i Trondheim

Som i oppgaven til Poppi ble følgende antagelser gjort med tanke på solens posisjon over et døgn:

- Øst: fra klokken 03.00 til 09.00,
- Sør: fra klokken 09.00 til 15.00,
- Vest: fra klokken 15.00 til 21.00,
- Nord: fra klokken 21.00 til 03.00.

Formel (6.7) ble benyttet til å beregne solstrålingens varmetilskudd.

$$\dot{Q}_{Sol} = \sum \left( (G_n + R_n + D_n) A_{vindu,n} \right) \cdot s_f, n \in \{nord, sør, øst, vest\} \quad (6.7)$$

$G$  er den globale strålingen på vertikalt plan ( $W/m^2$ ),  $R$  er den reflekterte strålingen,  $D$  er diffus stråling og  $s_f$  er vinduenes solfaktor.

## 6.1.2 Internlaster

### Personbelastning

Metabolske aktiviteter i menneskekroppen resulterer nesten helt i varme som må kontinuerlig fjernes fra kroppen, slik at normal kroppstemperatur kan opprettholdes. En hvilende voksen person avgir rundt 100 Watt varme. Siden det meste av denne varmen overføres til omgivelsene via huden, er det vanlig å uttrykke metabolsk aktivitet som varmeproduksjon per enhet hud. For en hvilende person blir dette da  $58 \text{ W/m}^2$  eller 1 met. Dette er basert på en gjennomsnittlig europeisk mann, med et hudareal på ca.  $1,8 \text{ m}^2$  (ASHRAE, 2009).

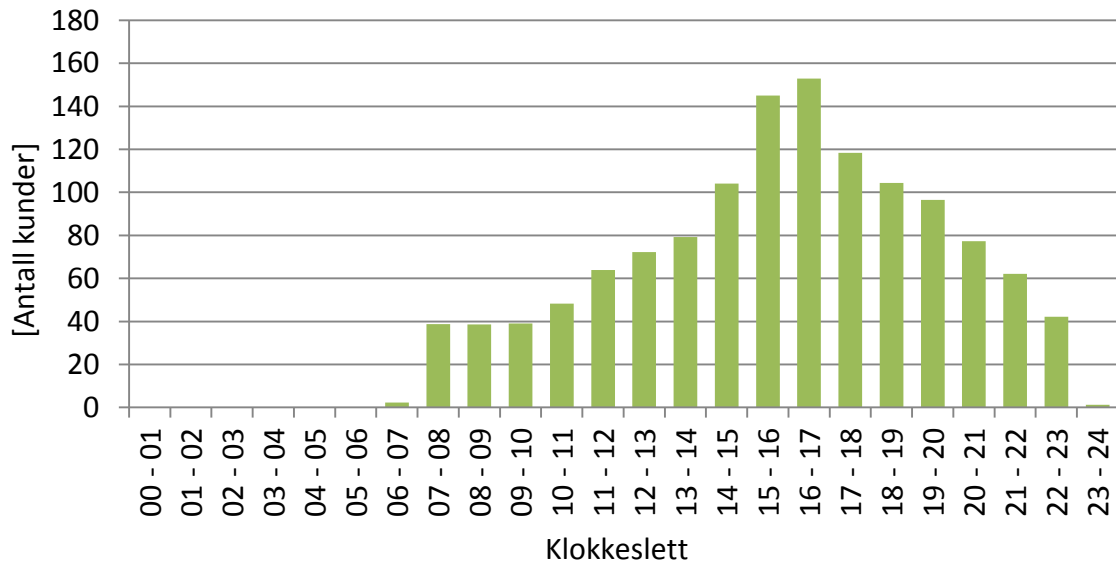
I 2009 ASHRAE Handbook – Fundamentals er det listet opp typisk metabolsk varmeproduksjon for forskjellige aktiviteter. Siden en persons aktivitet i en dagligvarebutikk består av en kombinasjon av flere aktiviteter, må en regne ut et vektet gjennomsnitt av varmeproduksjonen. For kundene som besøker butikken ble det antatt de bruker tiden til 50 % rolig, stående aktivitet og 50 % rolig gange. Dette ga følgende varmeproduksjon per kunde:

$$\dot{Q}_{Kunde} = (0,50 \cdot 70 + 0,50 \cdot 100)1,7 = 144,5W \quad (6.8)$$

Aktiviteteene til de ansatte i butikken ble antatt til å bestå av 70 % kundebetjening, 10 % gange og 20 % varepåfylling. Dette ga følgende varmeproduksjon:

$$\dot{Q}_{Ansatt} = (0,70 \cdot 80 + 0,10 \cdot 115 + 0,20 \cdot 120)1,7 = 155,6W \quad (6.9)$$

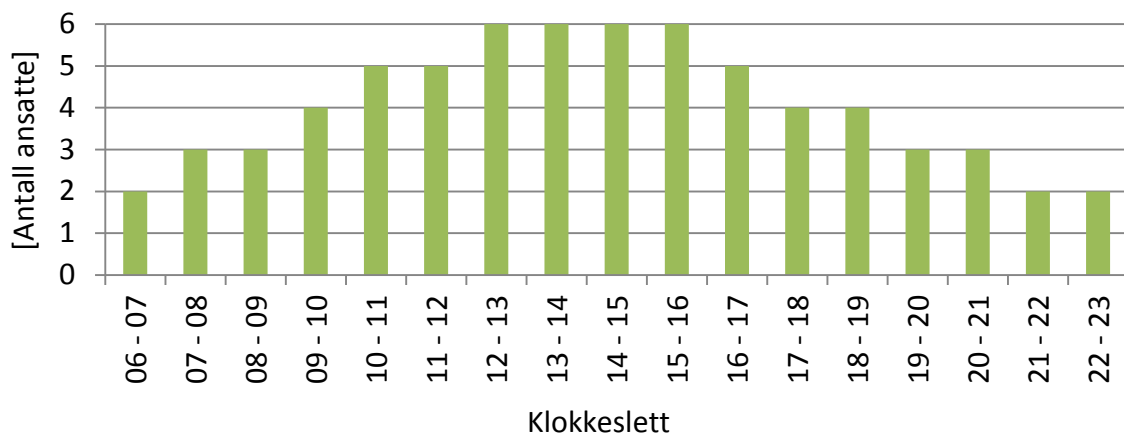
I beregningene av varmeproduksjon ble gjennomsnittet av hudarealet til en voksen mann og kvinne benyttet. Dette tilsvarer et areal på  $1,7 \text{ m}^2$  (ibid).



Figur 6.4 Antall kunder per time i REMA 1000 Dragvoll

Figur 6.4 viser en statistikk over antall betalende kunder per time i REMA 1000 Dragvoll. Kundestatistikken ble hentet ut fra butikkens interne systemer, og er et gjennomsnitt per time for året 2011. Hver enkelt kundes oppholdstid i butikken er antatt å være i gjennomsnitt en halv time. Antallet kunder per time ble derfor halvert i modellen.

Bemanningen i butikken varierer i forhold til klokkeslett og dag. Det er for eksempel 3 ansatte på jobb mandager mellom kl. 06.00 og 07.00, mens det på onsdager i samme tidsrom kun er 1 ansatt på jobb. For å forenkle modellen ble det derfor besluttet å legge gjennomsnittlig antall ansatte inn i modellen. Gjennomsnittlig antall ansatte på jobb hver time (hverdager) kan sees i Figur 6.5.



Figur 6.5 Gjennomsnittlig antall ansatte per time, mandag - fredag, i REMA 1000 Dragvoll

Det totale varmetilskuddet per time fra kundene og de ansatte ble beregnet ved hjelp av formel (6.10):

$$\dot{Q}_{Person} = \dot{Q}_{kunde} \cdot n_{kunde} + \dot{Q}_{ansatt} \cdot n_{ansatt} \quad (6.10)$$

Hvor  $n_{kunde}$  er antall kunder og  $n_{ansatt}$  er antall ansatte den spesifikke timen.

### Frukt- og grønnsaksrespirasjon

Alle levende matvarer respirerer. Ved respirasjon kombineres sukker og oksygen, og dette danner CO<sub>2</sub>, H<sub>2</sub>O og varme. Generelt har de fleste grønnsaker en høy respirasjonsrate de første dagene etter innhøsting, før raten etter et par dager raskt faller til en likevektsrate. Verdier for varme- og CO<sub>2</sub>-produksjon grunnet respirasjon ble hentet i 2010 ASHRAE Handbook – Refrigeration, og beregnet ved hjelp av formel (6.11).

$$W = \frac{10,7 \cdot f}{3600} \left( \frac{9 \cdot t}{5} + 32 \right)^g \quad (6.11)$$

Det er ikke oppgitt  $f$ - og  $g$ -koeffisienter for alle typene frukt og grønt som finnes i butikken, og derfor ble varmeproduksjonen til de resterende matvarene ble hentet ut fra tabeller. Tabellene benyttet for de resterende varene oppgir forskjellige verdier for de enkelte frukt/grønnsakene i forhold til innhøstingstidspunkt og temperatur. De laveste verdiene ved 20 °C er valgt, da det er rimelig å anta respirasjonen til varene i butikken ligger rundt varens likevektsrate (ASHRAE, 2010).

Det totale varmetilskuddet fra frukt- og grønnsaksrespirasjon ble beregnet med formel (6.12):

$$\dot{Q}_{Respirasjon} = \sum (W_i \cdot m_i + Q_j \cdot m_j) \quad (6.12)$$

Her er  $W_i$  beregnet ved hjelp av formel (6.11),  $Q_j$  er hentet fra tabeller (ASHRAE, 2010), og  $m_i$  og  $m_j$  er mengden frukt/grønnsak.

Statistikk over type og mengde frukt og grønt i butikken ble innhentet fra butikkens vareregister, og kan sees i vedlegg C. Mengden varer i butikken ble antatt konstant.

### Frittstående utstyr

I kapittel 4.2 ble den midlere effekten til hvert utstyr beregnet ut fra målingene gjennomført i butikken. Den midlere effekten er benyttet i modellen, da det antas at effekten vil være tilnærmet konstant gjennom året. Varmetilskuddet fra det frittstående utstyret over et døgn tilsvarer 212,4 kWh.

### Kuldeanlegget

Siden det ikke ble gjennomført målinger av kompressorenes strømforbruk over en lengere periode, var det ikke mulig å lage en modell for beregning av forbruket. Derfor ble kompressorenes strømforbruk, logget av SD-anlegget for hver time gjennom 2011, benyttet i modellen. Måledataene er behandlet i kapittel 4.4.

### Kuldeutstyr tilknyttet det sentralisert anlegget

Det er benyttet de samme formlene for beregning av varmetapet til kabinettene i butikken (som er tilknyttet det sentraliserte kuldeanlegget) som Poppi benyttet i sin modell.

Poppi har i modellen definert kuldeutstyrets kjølelast som:

$$\dot{Q} = HER_n = \dot{Q}_1 + \dot{Q}_2 + \dot{Q}_3 + \dot{Q}_4 + \dot{Q}_5 + \dot{Q}_6 + \dot{Q}_7 \quad (6.13)$$

De forskjellige leddene i formel (6.13) er som følger:

- $Q_1$  = Varmetilskudd gjennom isolerte overflater på utstyret (transmisjon)
- $Q_2$  = Varmetilskudd gjennom åpninger (infiltrasjon)
- $Q_3$  = Varmetilskudd grunnet stråling fra omgivelsene
- $Q_4$  = Varmetilskudd fra belysning i utstyret
- $Q_5$  = Varmetilskudd fra interne vifter/rør
- $Q_6$  = Varmetilskudd grunnet avising
- $Q_7$  = Varmetilskudd grunnet varepåfylling

Temperatur og relativ fuktighet (RH) kan endres i nærheten av kabinettene på grunn av personer i umiddelbar nærhet, interaksjon mellom utstyr, varmekilder osv.. Det er derfor utledet korreksjonsfaktorer for å kunne beregne en mer korrekt kjølelast (formel (6.14)). Beregning av korreksjonsfaktoren gjøres ved hjelp av formel (6.15) og formel (6.16). De polynomiske koeffisientene benyttet i formlene er vist i Tabell 6-1 (Poppi, 2010).



$$HER = HER_n \cdot F_c \quad (6.14)$$

$$F_c = a_1 \cdot RH \cdot T_{ac} + a_2 \cdot T_{ac} + a_3 \cdot RH_{ac} + a_4 \quad (6.15)$$

$$\begin{cases} T_{ac} = 0,0065 \cdot T_a^{1,472} \cdot RH_a^{0,6067} \\ RH_{ac} = RH_{ac}(T_{ac}, x_a) \end{cases} \quad (6.16)$$

Tabell 6-1 Polynomiske koeffisienter (Poppi, 2010)

Kabinettreferanse	a <sub>1</sub>	a <sub>2</sub>	a <sub>3</sub>	a <sub>4</sub>
MT vertikal	0,000508	0,0246	-0,00288	-0,177
MT gondol	0,000173	0,0295	-0,000317	0,0338
LT vertikal	0	0,024	0	0,4
LT gondol	8,21E-5	0,0184	6,41E-5	0,415

Som beskrevet i kapittel 3.2.2 tildekkes kun gondolene i butikken med aluminiumsplater for å redusere kjølelasten utenfor driftstiden. I sin masteroppgave viser Poppi til at slike «night blinds» reduserer utstyrets kjølelast med 20 % (Poppi, 2010). Denne reduksjonen er inkludert i modellen for det aktuelle utstyret.

### Kjøle- og fryserom

For beregning av kjøle- og fryserommenes kjølelast er formlene Poppi brukte i sin modell også her benyttet. Formel (6.17) definerer kjølelasten,  $\dot{Q}_e$ , for kjøle- og fryserom. Leddene i formelen er beskrevet i formlene (6.18) - (6.22).

$$\dot{Q}_e = \dot{Q}_1 + \dot{Q}_2 + \dot{Q}_3 + \dot{Q}_4 + \dot{Q}_5 \quad (6.17)$$

Varmestrøm gjennom vegger, tak og gulv:

$$\dot{Q}_1 = U \left( A_{gulv} (T_{rom} - T_{gulv}) + A_{tak} (T_{rom} - T_{butikk}) + 4 \cdot A_{vegg} (T_{rom} - T_{butikk}) \right) \quad (6.18)$$

Varmetilskudd grunnet nedkjøling av varer:

$$\dot{Q}_2 = \frac{F \cdot \rho_{varer} \cdot c_{p, varer} \cdot V_{rom} (T_{rom} - T_{varer})}{24 \cdot 3600} \quad (6.19)$$

Det er antatt at 10 og 20 % av henholdsvis kjølevarerne og frysevarerne i rommene byttes ut i løpet av en time ( $F$  = gjennomtrekk av matvarer). Videre er det antatt at tettheten av varer i

rommene er 300 kg/m<sup>3</sup> kjølevarer og 250 kg/m<sup>3</sup> frysevarer, med en spesifikk varmekapasitet på henholdsvis 3910 J/kg·K og 2750 J/kg·K (Poppi, 2010).

Varme grunnnet matrespirasjon:

$$\dot{Q}_3 = \rho_{\text{varer}} \cdot V_{\text{rom}} \cdot c_m \quad (6.20)$$

Det lagres ikke noe frukt og grønnsaker i kjøle- eller fryserommene. Ligning (6.20) for Q<sub>3</sub> er derfor null i modellen for REMA 1000 Dragvoll.

Varme tilført rommene grunnnet infiltrasjon:

$$\dot{Q}_4 = \frac{n \cdot V_{\text{rom}} \cdot \rho_{\text{luft}} (h_{\text{luft,rom}} - h_{\text{luft,inn}})}{24 \cdot 3600} \quad (6.21)$$

Varmetilskudd fra internt utstyr (vifter, belysning etc.):

$$\dot{Q}_5 = A_{\text{gulv}} \cdot P_{\text{interne laster}} \quad (6.22)$$

### Belysning og andre internlaster

Effektbehovet for belysning og andre internlaster (utstyr og varmtvann) ble valgt etter standardiserte inndata beskrevet i NS 3031:2007, vedlegg A.

- Belysning: 15 W/m<sup>2</sup>
- Andre internlaster: 3,7 W/m<sup>2</sup>

Det antas at effektbehovet for belysning reduseres med 90 % utenfor driftstid (butikkens åpningstider), mens de andre internlastenes effektbehov reduseres med 20 %. Belysningens og andre internlasters varmetilskudd ble beregnet ved hjelp av følgende formel:

$$\dot{Q}_{\text{Intern}} = (\dot{Q}_{\text{lys}} + \dot{Q}_{\text{annet}}) A \quad (6.23)$$

### 6.1.3 Oppvarmingsbehov

Byggets energibehov ble beregnet ved hjelp av formel (6.24).

$$\dot{Q}_{\text{behov}} = \dot{Q}_1 + \dot{Q}_2 + \dot{Q}_3 + \dot{Q}_4 + \dot{Q}_5 + \dot{Q}_6 + \dot{Q}_7 + \dot{Q}_8 + \dot{Q}_9 \quad (6.24)$$

Formelen består av følgende ledd:

- $Q_1$  = Transmisjon (formel (6.1)).
- $Q_2$  = Infiltrasjon (formel (6.3)).
- $Q_3$  = Solstråling (formel (6.7)).
- $Q_4$  = Personbelastning (formel (6.10))
- $Q_5$  = Frukt- og grønnsaksrespirasjon (formel (6.12)).
- $Q_6$  = Frittstående utstyr.
- $Q_7$  = Kuldeutstyr tilknyttet det sentraliserte kuldeanlegget (formel (6.13)).
- $Q_8$  = Kjøle- og fryserom (formel (6.17)).
- $Q_9$  = Belysning og andre interne laster (formel (6.23)).

Oppvarmingsbehovet i REMA 1000 Dragvoll dekkes av ventilasjonsanlegget. Eventuelle varmetap grunnet ventilasjonen er derfor ikke inkludert i formel (6.24), men beregnes i formel (6.27).

#### 6.1.4 Ventilasjonsanlegg

Nødvendig friskluftmengde i bygget ble beregnet etter kravene for ventilasjon i arbeidsbygning (§ 13-3) i Byggteknisk forskrift 2010. Forskriften krever at frisklufttilførselen skal være minimum  $26 \text{ m}^3/\text{h}$  pr. person i tillegg til  $2,5 \text{ m}^3/\text{h}/\text{m}^2$  gulvareal. Beregningene ble gjennomført ved hjelp av følgende formel:

$$\dot{V} = 26 \cdot N + 2,5 \cdot A \quad (6.25)$$

$N$  er personbelastningen i bygget og  $A$  er byggets gulvareal. Siden beregningene omfattet REMA 1000 Dragvoll, hvor luftmengden var bestemt, ble personbelastningen i formelen tilpasset slik at den totale friskluftmengden blir  $10\,000 \text{ m}^3/\text{h}$  i driftstiden. Utenfor driftstid ble luftmengden halvert til  $5000 \text{ m}^3/\text{h}$ . Driftstiden til ventilasjonsanlegget ble satt til 07.00 – 22.00 hver dag gjennom hele året, med full omluft utenfor driftstiden.

#### Oppvarming

Nødvendig temperatur på tilluften i ventilasjonssystemet beregnes ut fra formel (6.26). Denne tar hensyn til bygningens totale oppvarmingsbehov (se kapittel 6.1.3) siden ventilasjonsanlegget benyttes som oppvarmingsanlegg.

$$T_{behov} = T_{inne} + \frac{\dot{Q}_{behov} \cdot 3600 \cdot 1000}{\dot{V} \cdot \rho_{luft} \cdot c_{p,luft}} \quad (6.26)$$

Det nødvendige effektbehovet for oppvarming av ventilasjonsluften ble deretter beregnet med formel (6.27).

$$\dot{Q}_{ventilasjon} = \frac{\dot{V} \cdot \rho_{luft} \cdot c_{p,luft} (T_{behov} - T_1)}{3600 \cdot 1000} \quad (6.27)$$

$T_1$  er temperaturen på luften etter den roterende varmegjenvinneren. Når gjenvinneren var i drift (når kun friskluft tilføres byggets lokaler) ble  $T_1$  beregnet etter følgende formel:

$$T_1 = T_{ute} + \eta (T_{inne} - T_{ute}) \quad (6.28)$$

Gjenvinnerens virkningsgrad,  $\eta$ , ble satt til 74,6 %. Når ventilasjonsanlegget var i omluftsmodus (avtrekksluften resirkuleres) ble temperaturen etter varmegjenvinneren satt lik innetemperaturen i bygget ( $T_1 = T_{inne}$ ).

Formel (6.29) ble benyttet til å beregne varmen gjenvunnet i den roterende varmegjenvinneren.

$$\dot{Q}_{RW} = \dot{V} \cdot \rho_{luft} \cdot c_{p,luft} (T_1 - T_{ute}) \quad (6.29)$$

Nødvendig effekt på væskebatteriet tilknyttet varmegjenvinningskretsen ble beregnet ved hjelp av formel (6.30). I de tilfeller hvor den nødvendige effekten oversteg batteriets maksimale effekt, ble levert effekt fra væskebatteriet satt til dets maksimale effekt. I modellen er maksimal effekt for væskebatteriet 52,7 kW (som omtalt i kapittel 5). Det ble antatt at varme fra kuldeanlegget alltid var tilgjengelig, slik at væskebatteriet kunne levere maksimal effekt til enhver tid.

$$\dot{Q}_{RC} = \frac{\dot{V} \cdot \rho_{luft} \cdot c_{p,luft} (T_{behov} - T_1)}{3600 \cdot 1000} \quad (6.30)$$

Væsketemperaturen inn på batteriet ble satt til å være konstant 38 °C. Høyest mulige temperatur på tilluften etter væskebatteriet ble derfor satt til 33 °C, da det ble antatt en nødvendig temperaturdifferanse på 5 °C mellom væske og luft i batteriet for å oppnå varmeveksling.

I de tilfeller hvor væskebatteriets maksimale effekt og/eller maksimal temperatur på tilluften etter batteriet ble oppnådd, og tilluften fortsatt har et oppvarmingsbehov, slås det elektriske varmebatteriet på. Følgende formel ble benyttet til beregning av nødvendig effekt på det elektriske batteriet:

$$\dot{Q}_{EL} = \frac{\dot{V} \cdot \rho_{luft} \cdot c_{p,luft} (T_{behov} - T_2)}{3600 \cdot 1000} \quad (6.31)$$

I formel (6.31) er  $T_2$  temperaturen på tilluften etter væskebatteriet. Temperaturen beregnes ved hjelp av følgende formel:

$$T_2 = T_1 + \frac{\dot{Q}_{RC} \cdot 3600 \cdot 1000}{\dot{V} \cdot \rho_{luft} \cdot c_{p,luft}} \quad (6.32)$$

Det elektriske varmebatteriet hadde en maksimal effekt på 34 kW og maksimal temperatur på tilluften etter batteriet ble satt til 43 °C.

#### Annet elektrisitetsbehov

Effektbehovet til tilluft- og avtrekksviften i driftstiden er satt til henholdsvis 3,75 og 3,41 kW. Utenfor driftstid er tilluftsviften effektbehov 1,54 kW. Effektbehovet tilsvarer verdiene diskutert i kapittel 3.5.

Det ble antatt at medgått energi til drift av den roterende gjenvinneren var lineær med utnyttelsesgraden til gjenvinneren. Formel (6.33) viser hvordan effektbehovet til rotormotoren ble beregnet.  $P_{maks}$  ble satt til 100 W og tilsvarer motorens oppgitte effekt (vedlegg I).

$$P = \frac{T_1 - T_{ute}}{T_{1,maks} - T_{ute}} \cdot P_{maks} \quad (6.33)$$

$T_{1,maks}$  er den maksimale temperaturen som er mulig å oppnå etter varmegjenvinneren. Utnyttelsesgraden til gjenvinneren ble utledet ved å innføre en variabel  $u$  til beregningen av gjenvinnerens virkningsgrad, når ønsket temperatur etter gjenvinneren er lavere enn  $T_{1,maks}$ .

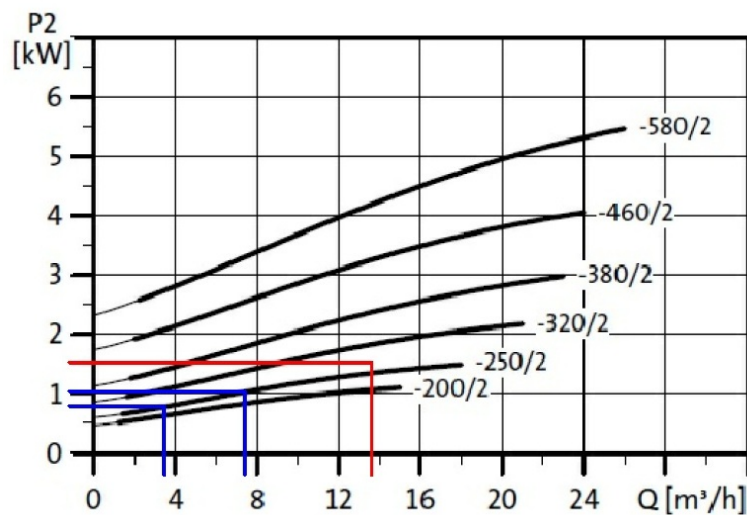
$$u \cdot \eta = \frac{T_1 - T_{ute}}{T_{avtrekk} - T_{ute}} \quad (6.34)$$

Setter man formel (4.2) inn i ligning (6.34) i stedet for  $\eta$  og gjør noen omforminger, får man følgende uttrykk:

$$u = \frac{(T_1 - T_{ute})}{(T_{avtrekk} - T_{ute})} \cdot \frac{(T_{avtrekk} - T_{ute})}{(T_{1,maks} - T_{ute})} = \frac{T_1 - T_{ute}}{T_{1,maks} - T_{ute}} \quad (6.35)$$

Utnyttelsesgraden vil variere fra 0, når gjenvinneren ikke er i drift, til 1, når  $T_1 = T_{1,maks}$ .

Sirkulasjonspumpen i varmegjenvinningskretsen er i kontinuerlig drift og har et konstant turtall. Som vist i kapittel 4.3.1 varierer massestrømmen i varmegjenvinningskretsen mellom 3,25 m<sup>3</sup>/h og 7,71 m<sup>3</sup>/h. Figur 6.6 viser effektkarakteristikken til pumpen, hvor de røde strekene merker prosjektert driftspunkt og de blå viser målte driftspunkter. Ut fra de målte mengdene i kretsen har pumpen en effekt mellom 0,8 kW og 1,0 kW. For å forenkle modellen ble pumpeeffekten satt konstant til gjennomsnittet av de målte verdiene. Dette tilsvarer en effekt på 0,9 kW.



Figur 6.6 Effektkarakteristikk for Grundfos TP 31-250/2

## 6.1.5 Inneklima

### Innetemperatur

Termisk komfort defineres som en sinnstilstand der vi uttrykker full tilfredshet med de termiske omgivelser. Lufttemperaturen er den vanligste parameteren som benyttes når en snakker om termisk komfort (Novakovic, et al., 2007). Innetemperaturen påvirker også butikkens energibalanse. Det er derfor ønskelig å holde denne på et konstant nivå. Ønsket

innetemperatur (settpunktstemperatur) ble satt til 20 °C, da målinger på Dragvoll viste en lufttemperatur rundt 20-21 °C (kapittel 4.3.1).

Formel (6.36) ble benyttet til å beregne innetemperaturen.  $Q_{avvik}$  er den eventuelle differansen mellom nødvendig oppvarming av ventilasjonsluft og virkelig oppvarming av ventilasjonsluft, som vist i formel (6.37).

$$T_{inne} = T_{inne,n-1} + \frac{\dot{Q}_{avvik} \cdot 3600 \cdot 1000}{V \cdot \rho_{luft} \cdot c_{p,luft}} \quad (6.36)$$

$$\dot{Q}_{avvik} = \dot{Q}_{RC} + \dot{Q}_{EL} - \dot{Q}_{ventilasjon} \quad (6.37)$$

### CO<sub>2</sub>-konsentrasjon

I et butikklokale er det i hovedsak to kilder til CO<sub>2</sub>-produksjon; mennesker og frukt/grønnsaker. For høy konsentrasjon av CO<sub>2</sub> fører til ulike kroppslige reaksjoner og i verste fall bevisstløshet. ASHRAE anbefaler derfor en øvre grense på 1000 ppm CO<sub>2</sub> i romluften (ASHRAE, 2009). Det var derfor ønskelig å estimere CO<sub>2</sub>-konsentrasjonen i romluften i REMA 1000 Dragvoll. Formlene benyttet for beregning av CO<sub>2</sub>-konsentrasjonen ble hentet fra Erwan Vaujany's masteroppgave (Vaujany, 2012).

CO<sub>2</sub>-konsentrasjon i bygget når ventilasjonsanlegget er avslått eller i omluftsmodus beregnes på følgende måte:

$$C = \left( \frac{q}{n \cdot V} \right) (1 - e^{-nt}) + (C_o - C_i) e^{-nt} + C_i \quad (6.38)$$

Når ventilasjonssystemet tilfører friskluft beregnes romluftens konsentrasjon av CO<sub>2</sub> ved hjelp av formel (6.39).

$$C = \frac{q}{V} \cdot 10^6 + C_o \quad (6.39)$$

$V$  er her mengden tilført friskluft via ventilasjonsanlegget (m<sup>3</sup>/h). CO<sub>2</sub>-produksjonen i lokalet ble beregnet med formelene (6.40)– (6.42).

$$q = q_{folk} + q_{mat} \quad (6.40)$$

$$q_{folk} = G \cdot N \quad (6.41)$$

$$q_{mat} = \sum \frac{f_n \left( \frac{9}{5}t + 32 \right)^{g_n}}{\rho_{CO_2} \cdot 10^6} \cdot m_n \quad (6.42)$$

Som nevnt tidligere (kapittel 6.1.2 «frukt- og grønnsaksrespirasjon») er det ikke oppgitt  $f$ - og  $g$ -koeffisienter for alle typene frukt og grønt som finnes i butikken. Dette medførte at en ikke fikk beregnet CO<sub>2</sub>-produksjonen til alle varetypene. Da dette bare gjaldt et fåtall typer frukt og grønt, er det rimelig å anta at dette ikke har stor innvirkning på beregningene av CO<sub>2</sub>-produksjonen i butikken.

## 6.2 Beregningsresultater

### 6.2.1 Beregning 1

I beregning 1 er alle inndata beskrevet i kapittel 6.1 benyttet.

#### Bygningens varme- og kjølebehov

Figur 6.7 viser beregnet varme-/kjølebehov for butikken over et år. Butikken har et varmebehov gjennom nesten hele året, mens kjølebehovet er begrenset til enkelte timer mellom midten av februar til starten av november. I Tabell 6-2 er dimensjonerende effekt for bygningsoppvarming og -kjøling vist. Bygningens største varmebehov er på 52,1 kW og inntreffer i følge beregningene 15. januar kl. 07.00, som er et troverdig resultat siden det er i vintersesongen og utenfor butikkens åpningstid. Største nødvendige effekt for kjøling av bygget oppstår 18. august kl. 16.00 og er beregnet til 20,0 kW. Det største kjølebehovet oppstår i en time hvor det er mest mennesker i butikken og på en varm sommerdag.

Tabell 6-2 Dimensjonerende effekt for bygningsoppvarming og -kjøling

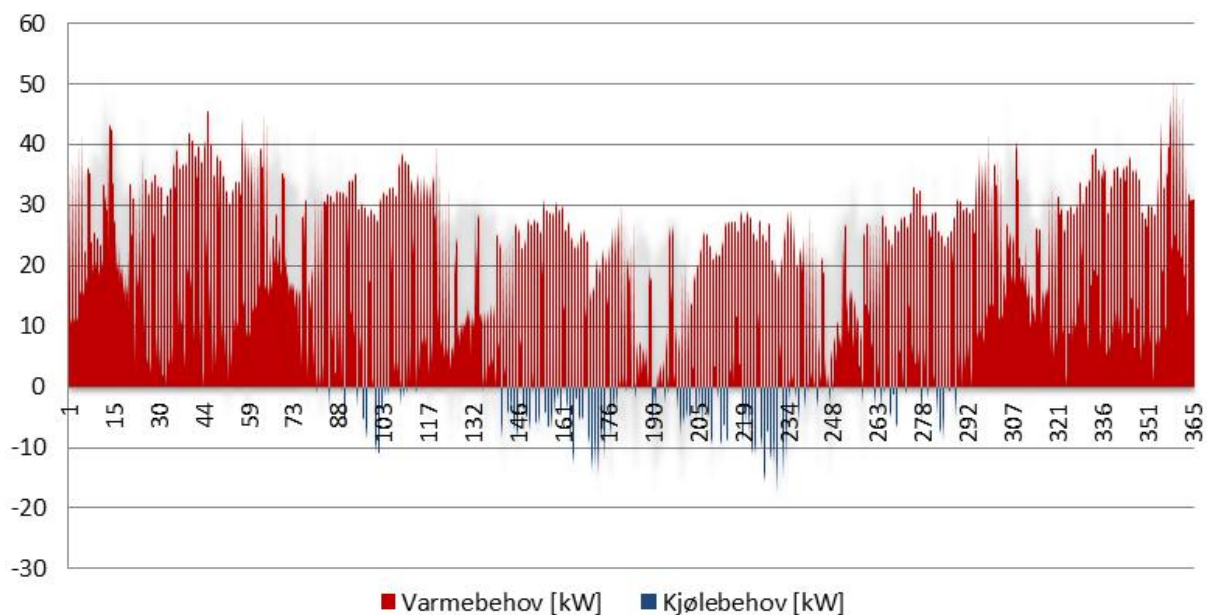
Dimensjonerende effekt	[kW]	[W/m <sup>2</sup> ]	Dato	Tid
Maks. varmebehov	52,1	41,2	15. jan.	07.00
Maks. kjølebehov	20,0	15,8	18. aug.	16.00



Tabell 6-3 Byggets årlige varme- og kjølebehov

Årlig behov	[kWh]	[kWh/m <sup>2</sup> ]
Varmebehov	153 288	121,1
Kjølebehov	6145	4,9

Byggets totale oppvarmings- og kjølebehov er vist i Tabell 6-3. Det årlige varmebehovet tilsvarer 121,1 kWh/m<sup>2</sup>. Kjølebehovet er lavt, med en verdi lik 4,9 kWh/m<sup>2</sup> over ett år.



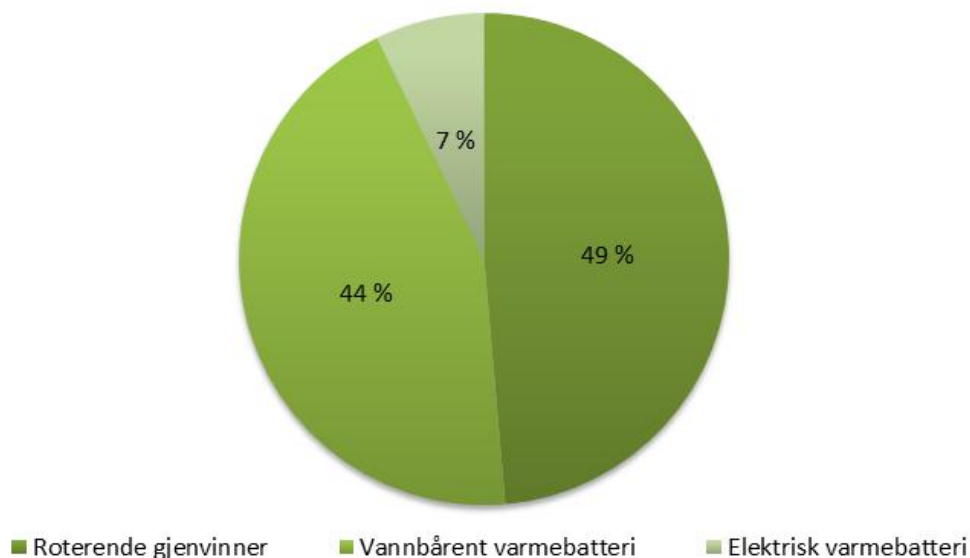
Figur 6.7 Varme- og kjølebehov i løpet av et år

### Ventilasjonsanleggets energibehov

Det totale oppvarmingsbehovet til ventilasjonsluften, samt oppvarmingsbehovet fordelt på varmeavgiverene i anlegget, er vist i Tabell 6-4. I tillegg viser tabellen medgått energi til drift av ventilasjonsvifter, motoren til den roterende gjenvinneren og sirkulasjonspumpen i varmegjenvinningskretsen. Oppvarmingsbehovet er prosentvis fordelt på varmeavgiverene i Figur 6.8.

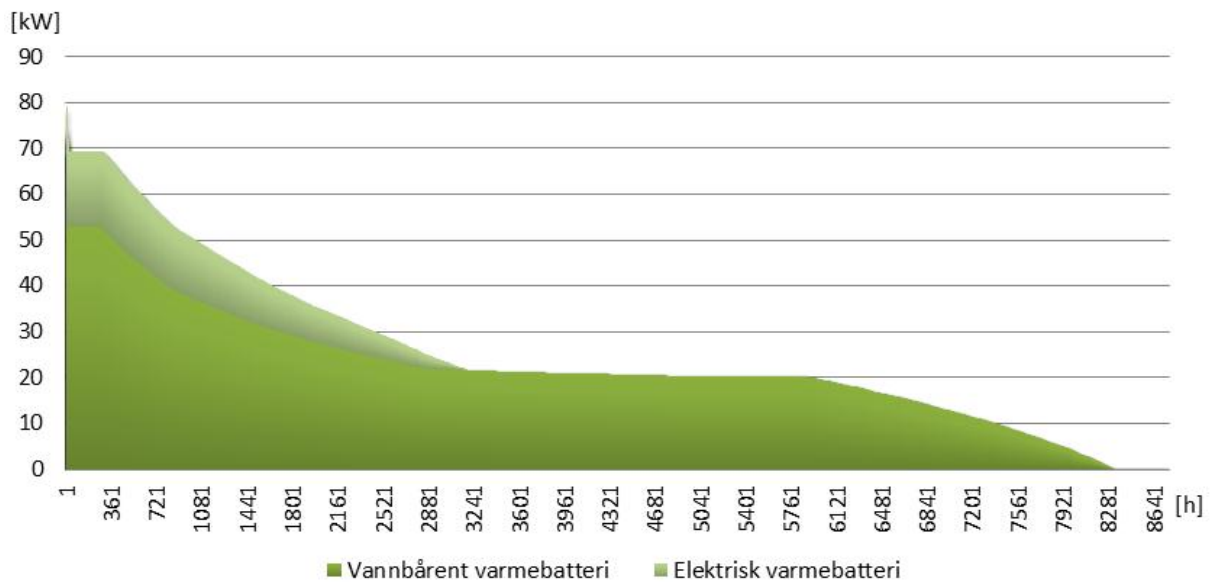
Tabell 6-4 Ventilasjonsanleggets årlige energibehov

Energibehov	Årlig behov [kWh]	Spesifikt årlig behov [kWh/m <sup>2</sup> ]	Maks. effektbehov [kW]
Totalt oppvarmingsbehov	430 667	340,2	173,4
Roterende varmegjenvinner	209 439	165,4	105,2
Vannbårent varmebatteri	190 313	150,3	52,7
Elektrisk varmebatteri	30 917	24,4	26,5
Ventilasjonsvifter	44 260	35,0	
Rotormotor (roterende gjenvinner)	525	0,4	
Sirkulasjonspumpe i varmegjenvinningskrets	7884	6,2	



Figur 6.8 Ventilasjonsluftens oppvarmingsbehov prosentvis fordelt på varmeavgiverene

Det elektriske varmebatteriet dekker totalt 7 % av oppvarmingsbehovet til ventilasjonsluften i løpet av et år. Maksimal effekt på batteriet er beregnet til 26,5 kW, noe som tilsvarer 78 % av merkeeffekten. Siden innetemperaturen i bygget i perioder synker under 20 °C (se Figur 6.12), betyr dette på at tilluftstemperaturen i disse periodene har nådd maksimalt nivå (43 °C). Ved å øke grensen for maksimal tilluftstemperatur kan en utnytte det elektriske varmebatteriet i større grad. Det vannbårne varmebatteriet utnyttes maksimalt ved behov og står for 44 % av oppvarmingen av ventilasjonsluften. Den roterende gjenvinneren dekker nesten 50 % av oppvarmingsbehovet.



Figur 6.9 Varighetskurve for effektbehovet til det vannbårne og det elektriske varmebatteriet

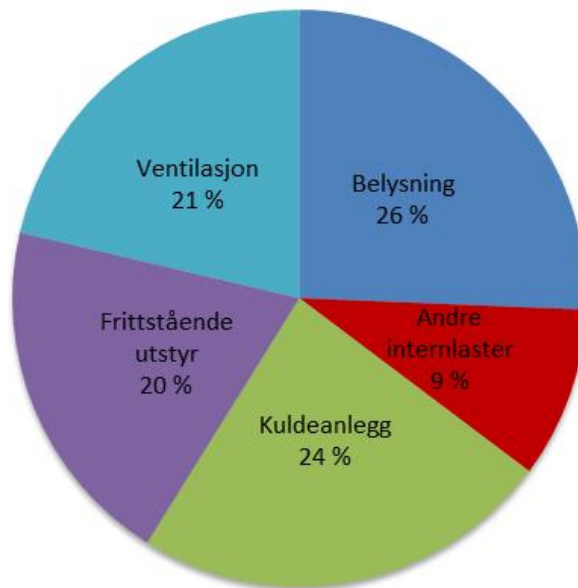
Varighetskurven for effektbehovet til det vannbårne og elektriske varmebatteriet er vist i Figur 6.9. Ut fra kurven ser en at det elektriske batteriet er i drift ca. 3170 timer i løpet av et år, mens det vannbårne batteriet har en driftstid på rundt 8310 timer/år.

### Totalt energibehov

Resultatene fra beregningen av årlig energibehov i REMA 1000 Dragvoll er vist i Tabell 6-5, og den prosentvise fordelingen av behovet illustreres i Figur 6.10.

Tabell 6-5 Totalt energibehov

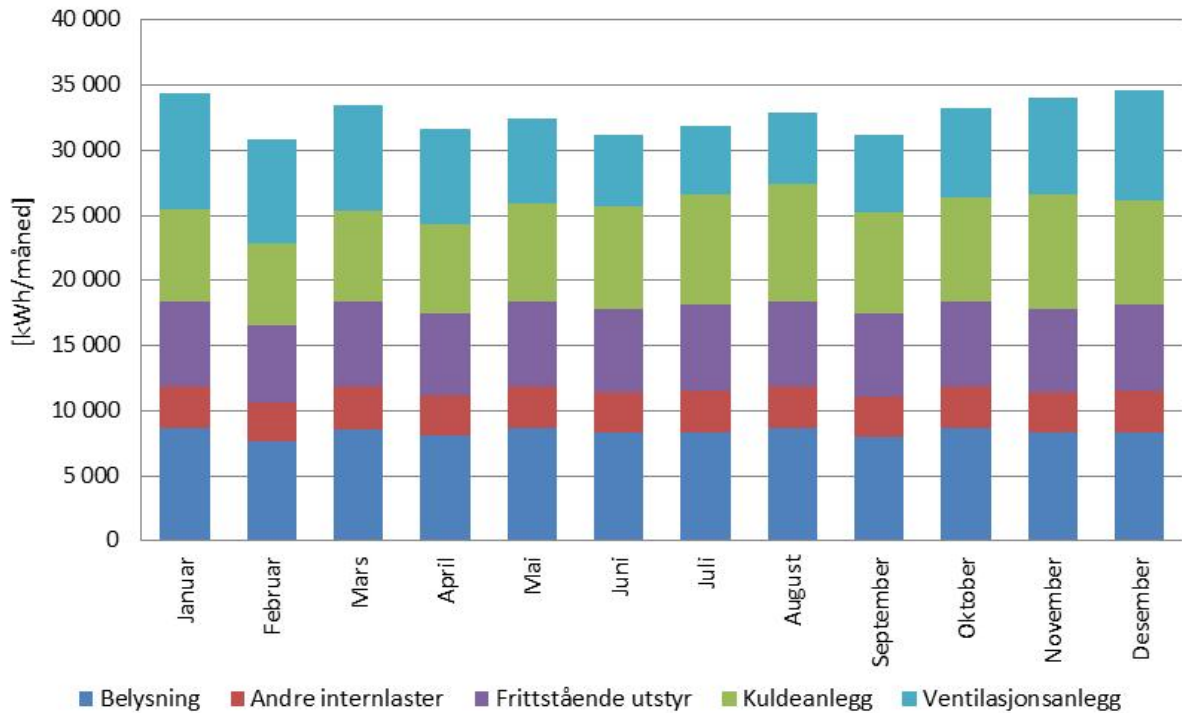
Post	Årlig behov [kWh]	Spesifikt årlig behov [kWh/m <sup>2</sup> ]
Belysning	100 450	79,3
Andre internlaster	37 666	29,8
Kuldeanlegg	92 581	73,1
Frittstående utstyr	77 522	61,2
Ventilasjonsanlegg	83 586	66,0
- Elektrisk varmebatteri	30 917	24,4
- Vifter	44 260	35,0
- Rotormotor, roterende gjenvinner	525	0,4
- Sirkulasjonspumpe, varmegjenvinningskrets	7 884	6,2
<b>Totalt elektrisitetsbehov</b>	<b>391 804</b>	<b>309,5</b>



**Figur 6.10 Prosentvis fordeling av totalt energibehov**

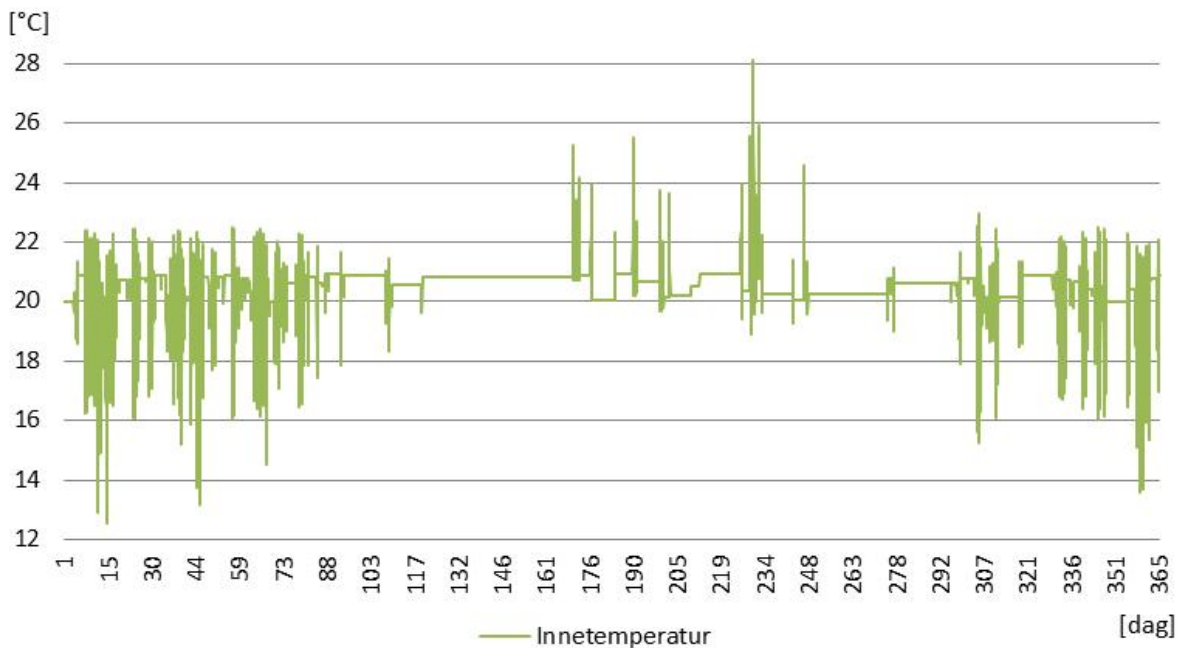
Det totale energibehovet til butikken er beregnet til 391 804 kWh/år, eller 309,5 kWh/m<sup>2</sup>/år. Sammenlignet med Enovas byggstatistikk utgjør det beregnede behovet 60 % av gjennomsnittet i Norge (kapittel 1). I forhold til TEK 10 er energibehovet 99,5 kWh/m<sup>2</sup>/år høyere enn energirammen satt for forretningsbygg.

Figur 6.11 viser energibehovet fordelt på hver måned. Behovet er forholdsvis jevnt og ligger mellom 30 829 (februar) og 34 625 (desember). Det lave behovet i februar skyldes i hovedsak at måneden kun har 28 dager. Figuren viser at energibehovet til ventilasjonsanlegget er lavest om sommeren og øker i vintermånedene, noe som kan forklares med et økende oppvarmingsbehov. Energiforbruket til kuldeanlegget har en motsatt utvikling, og er størst når utetemperaturen er høyest for så å avta med synkende utetemperatur.



Figur 6.11 Månedlig fordeling av energibehovet

### Innetemperatur og CO<sub>2</sub>-nivå



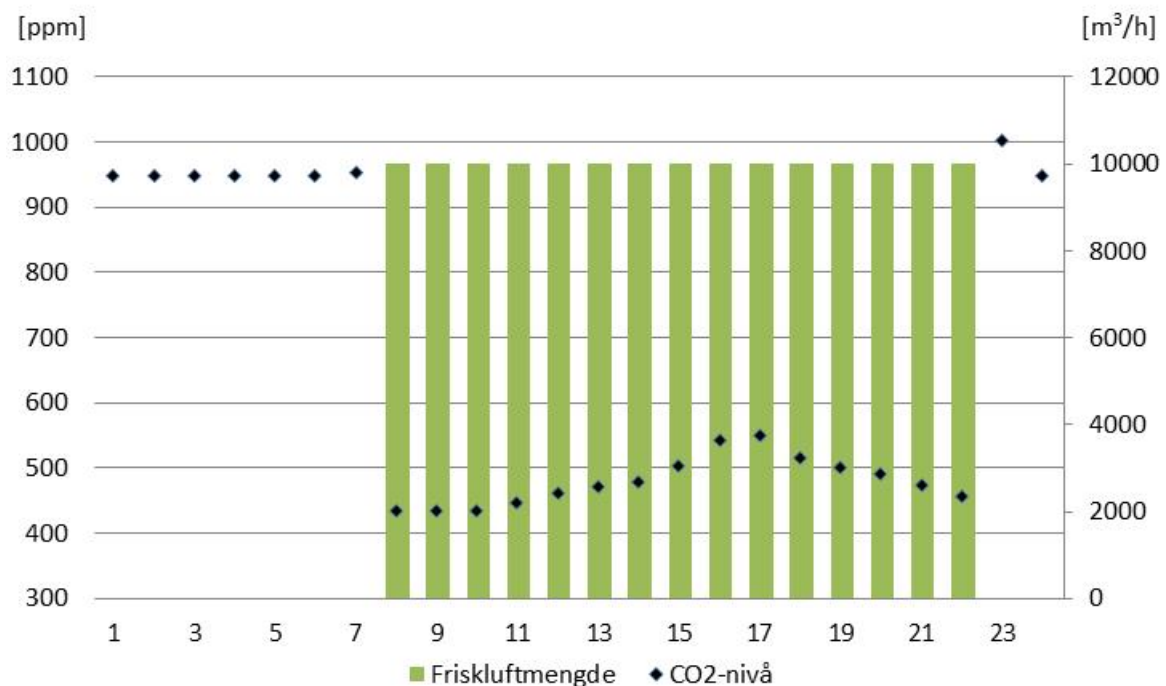
Figur 6.12 Innetemperatur i bygget gjennom ett år

Innetemperaturens utvikling gjennom hele beregningsperioden vises i Figur 6.12. Temperaturen ligger hovedsakelig mellom 20 og 21 °C. På grunn av begrensninger i oppvarmingssystemet faller temperaturen under 20 °C ved lave utetemperaturer. Dette

gjelder hovedsakelig utenfor butikkens åpningstider på vinterstid. Laveste innetemperatur ble beregnet til 12,6 °C 15. januar kl. 07.00.

Siden ventilasjonsanlegget i butikken har kjølebatteri for avkjøling av tilluften, vil innetemperaturen i butikken øke på varme sommerdager. Høyeste temperatur ble beregnet til 28,1 °C 18. august kl. 16.00. Den høye temperaturen er resultatet av høye interne laster (mange kunder i butikken på dette tidspunktet) kombinert med høy utetemperatur (21,8 °C).

Beregningen av CO<sub>2</sub>-produksjonen vil være lik for hver dag gjennom hele året, da det er antatt konstant mengde frukt og grønt i butikken, samt lik personbelastning hver dag. Figur 6.13 viser derfor CO<sub>2</sub>-nivået og friskluftmengden for et døgn. I døgnetts 23. time vil CO<sub>2</sub>-nivået stige til høyeste verdi, 1002 ppm. Dette skjer fordi ventilasjonsanlegget går over i omluftsmodus kl. 22.00, mens butikken har åpent (og kunder) frem til kl. 23.00.



Figur 6.13 CO<sub>2</sub>-nivå i forhold til frisklufttilførselen gjennom et døgn

### 6.2.2 Beregning 2

I målingene beskrevet i kapittel 4.2 utgjør belysning og andre internlaste henholdsvis 17 og 24 % av det årlige energibehovet på 437 kWh/m<sup>2</sup>. Det tilsvarer en gjennomsnittlig effekt over året lik 8,5 W/m<sup>2</sup> for belysning og 12 W/m<sup>2</sup> for andre internlaste. Siden verdiene avviker veldig fra de oppgitt i NS 3031 som ble benyttet i beregning 1, ble det gjennomført en ny beregning med de målte verdiene. Alle andre inndata er lik de i beregning 1.

### Bygningens varme- og kjølebehov

De økte internlastene reduseres bygningens effektbehov for oppvarming samtidig som effektbehovet for kjøling øker, som vist i Figur 6.14. Dimensjonerende effekt og tidspunkt er vist i Tabell 6-6. Tidspunktene for de dimensjonerende verdiene endres ikke fra beregning 1, siden utetemperaturen er uendret.

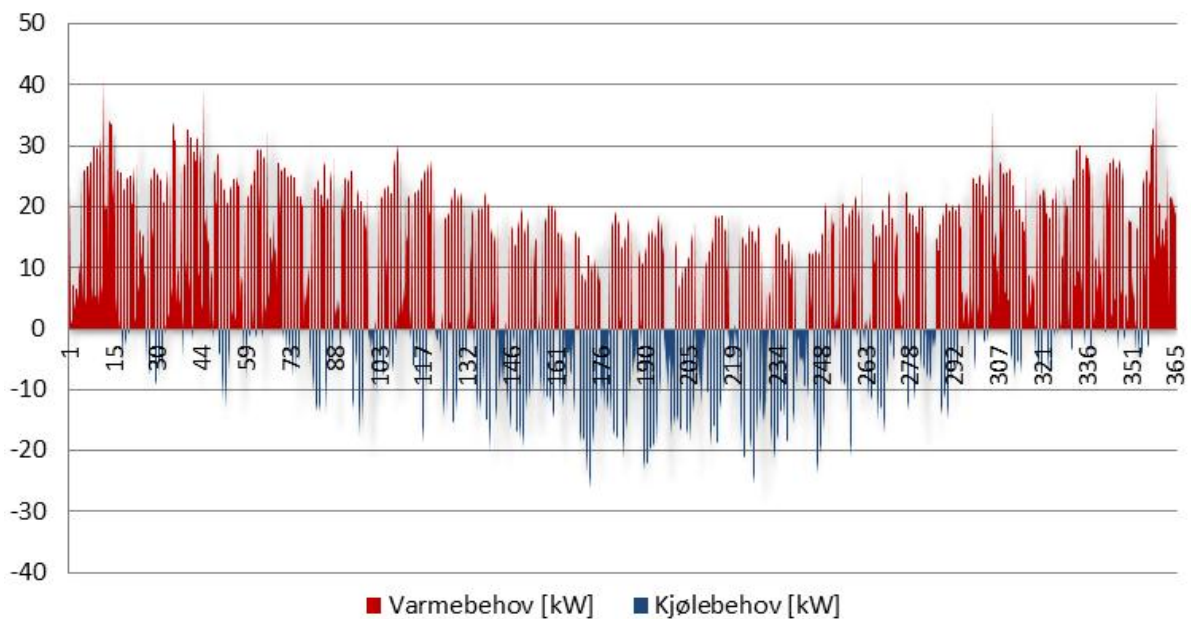
Tabell 6-6 Dimensjonerende oppvarmings- og kjøleeffekt

Dimensjonerende effekt	[kW]	[W/m <sup>2</sup> ]	Dato	Tid
Maks. varmebehov	40,5	32,0	15. jan.	07.00
Maks. kjølebehov	29,9	23,6	18. aug.	16.00

Det årlige oppvarmings- og kjølebehovet til bygget er vist i Tabell 6-7. I forhold til beregning 1 er varmebehovet redusert med 42,1 %, mens kjølebehovet er mer enn firedoblet.

Tabell 6-7 Bygningens årlige varme- og kjølebehov

Årlig behov	[kWh]	[kWh/m <sup>2</sup> ]
Varmebehov	88 850	70,2
Kjølebehov	26 408	20,9



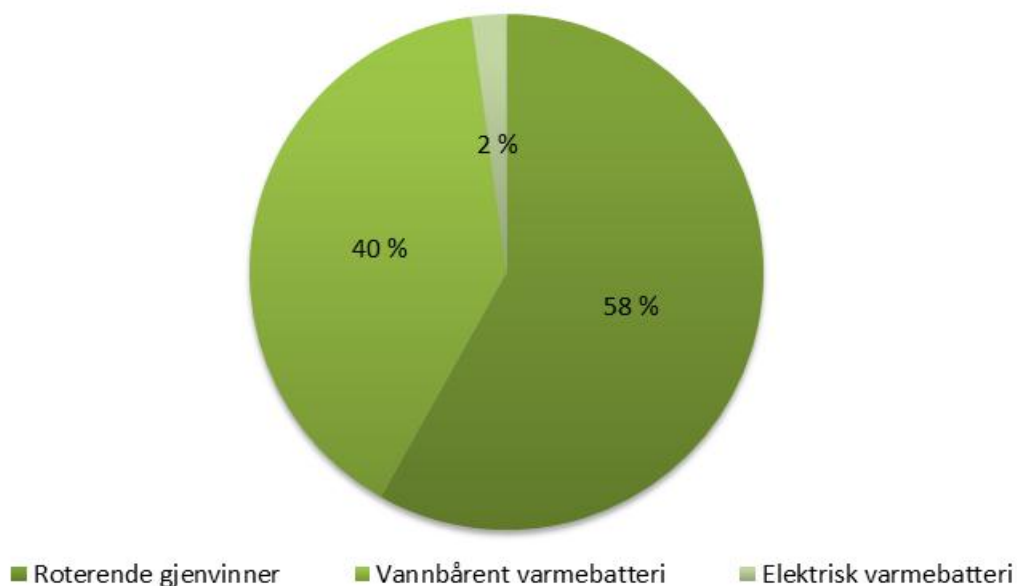
Figur 6.14 Varme- og kjøleeffekt over et år

### Ventilasjonsanleggets energibehov

Bygningens reduserte oppvarmingsbehov gjenspeiles i Tabell 6-8, hvor oppvarmingsbehovet til ventilasjonsluften er redusert med 9,7 % i forhold til beregning 1. Reduksjonen er størst for det elektriske varmebatteriet, hvor energibruken synker til 7 591 kWh/år, som er en reduksjon på 75 %. En prosentvis fordeling av oppvarmingsbehovet er vist i Figur 6.15.

Tabell 6-8 Ventilasjonsanleggets årlige energibehov

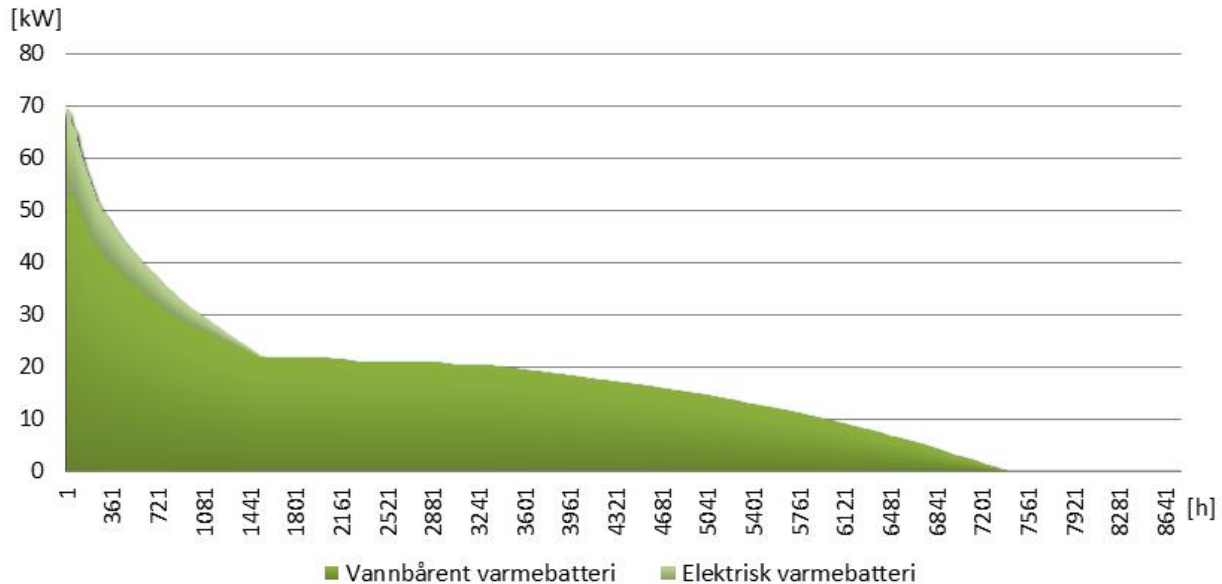
Energibehov	Årlig behov [kWh]	Spesifikt årlig behov [kWh/m <sup>2</sup> ]	Maks. effektbehov [kW]
Totalt oppvarmingsbehov	346 160	273,4	162,4
Roterende varmegjenvinner	201 283	159,0	103,3
Vannbårent varmebatteri	137 287	108,4	52,7
Elektrisk varmebatteri	7 591	6,0	16,8
Ventilasjonsvifter	44 260	35,0	
Rotormotor (roterende gjenvinner)	482	0,4	
Sirkulasjonspumpe i varmegjenvinningskrets	7884	6,2	



Figur 6.15 Prosentvis fordeling av ventilasjonsluftens oppvarmingsbehov



Som vist i varighetskurven for det vannbårne og det elektriske varmebatteriet (Figur 6.16), forekommer en vesentlig reduksjon i driftstidene til batteriene. Tiden det elektriske batteriet og væskebatteriet er i drift er nå ca. 1540 og 7380 timer.



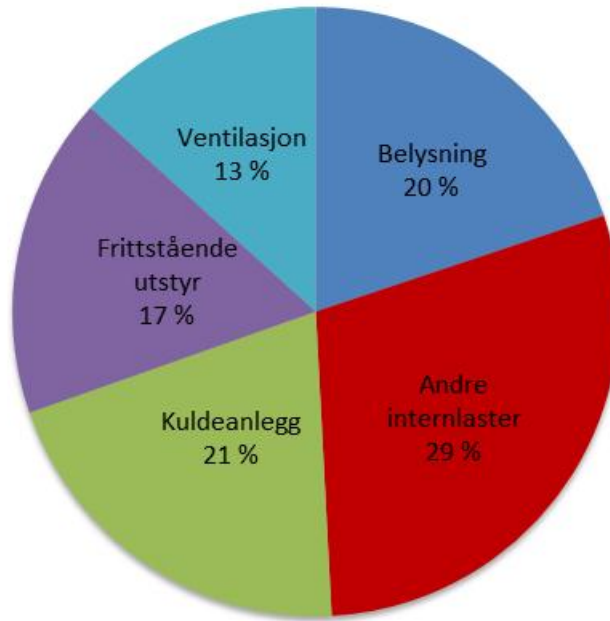
Figur 6.16 Varighetskurve for effektbehovet til det vannbårne og det elektriske varmebatteriet

### Totalt energibehov

Tabell 6-9 og Figur 6.17 viser en oversikt over det totale energibehovet over et år. På grunn av de økte internlastene, steg behovet med 15,6 % til 357,9 kWh/m<sup>2</sup>·år, selv om oppvarmingsbehovet ble redusert. «Andre internlaster» står nå for 29 % av det totale energibehovet.

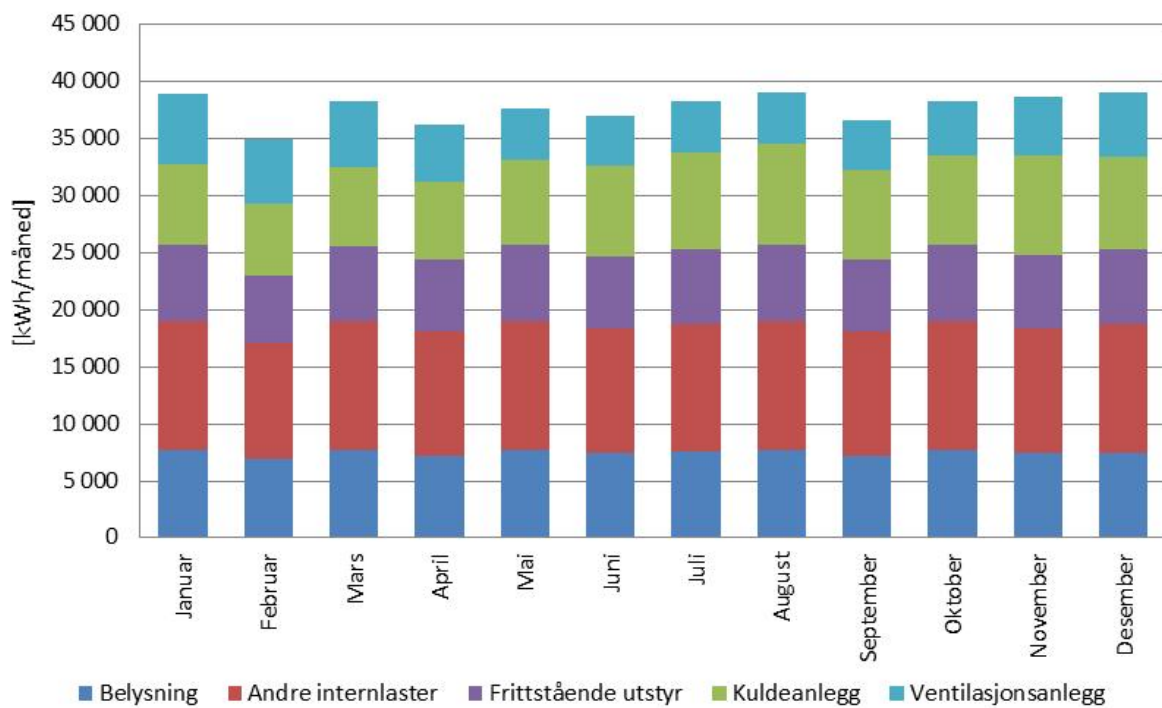
Tabell 6-9 Totalt energibehov

Post	Årlig behov [kWh]	Spesifikt årlig behov [kWh/m <sup>2</sup> ]
Belysning	90 070	71,1
Andre internlaster	132 746	104,9
Kuldeanlegg	92 581	73,1
Frittstående utstyr	77 522	61,2
Ventilasjonsanlegg	60 217	47,6
- Elektrisk varmebatteri	7 591	6,0
- Vifter	44 260	35,0
- Rotormotor, roterende gjenvinner	482	0,4
- Sirkulasjonspumpe, varmegjenvinningskrets	7 884	6,2
<b>Totalt elektrisitetsbehov</b>	<b>453 135</b>	<b>357,9</b>



Figur 6.17 Prosentvis fordeling av totalt energibehov

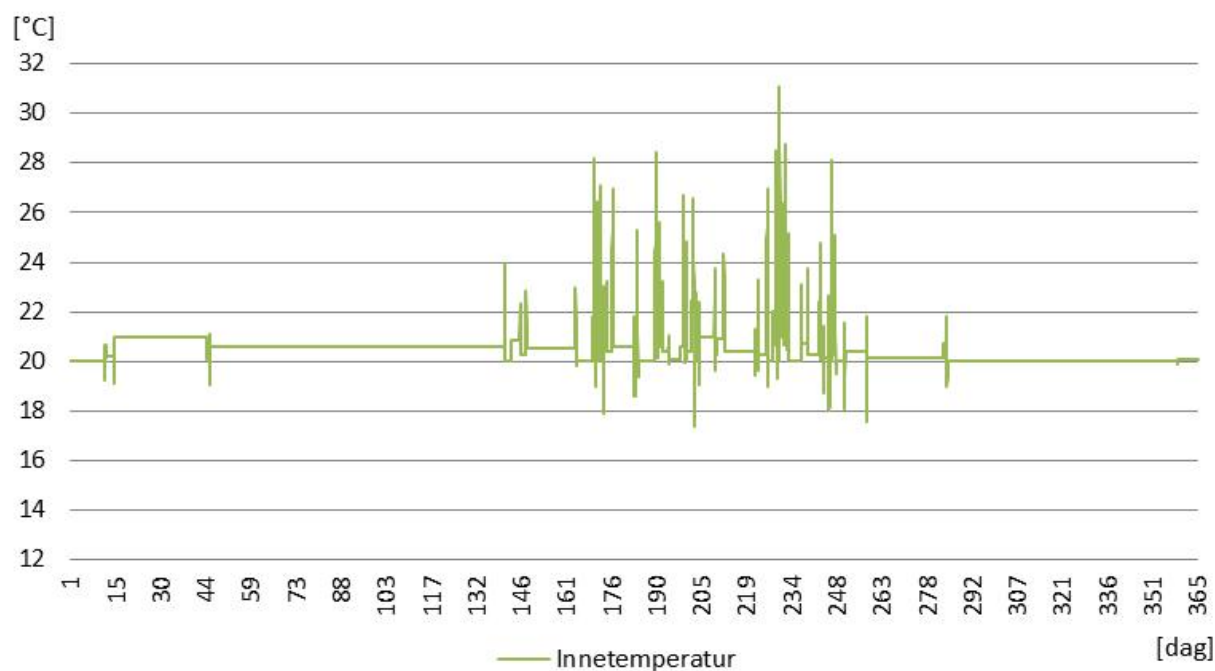
I følge beregningene av totalt energibehov per måned (Figur 6.18), oppstår det største behovet nå i august. Fordelingen er fortsatt jevn mellom månedene, noe som i hovedsak skyldes de mange konstante lastene i butikken.



Figur 6.18 Månedlig fordeling av energibehovet

### Innetemperatur

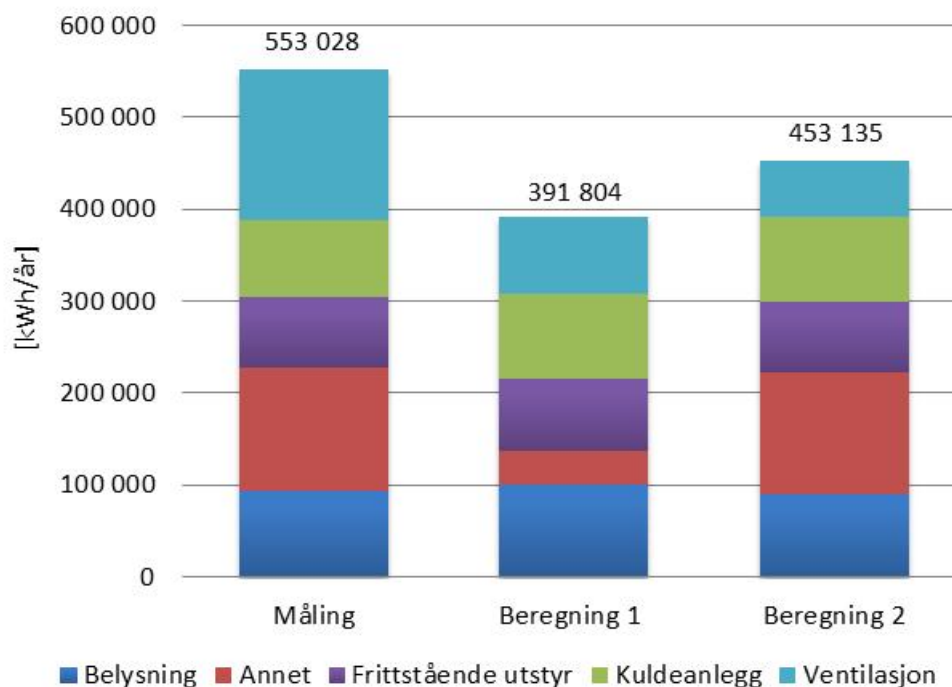
Figur 6.19 viser innetemperaturutviklingen gjennom beregningsperioden. Temperaturen holder seg jevnt rundt 20 – 21 °C store deler av året, med unntak av enkelte dager om sommeren hvor temperaturen er over 25 °C. Høyeste temperatur ble beregnet til 31 °C kl. 16.00 den 18. august. Laveste temperatur inntraff kl. 22.00 den 21. juli og ble beregnet til 17,4 °C.



Figur 6.19 Innetemperatur i bygget gjennom ett år

Temperaturene under 20 °C i sommerhalvåret skyldes beregningsmetodene i modellen, og vil trolig ikke oppstå i virkeligheten. Forekomstene er sjeldne og det antas derfor at innvirkningen på beregningene av byggets energibehov er neglisjerbar.

## 7 Sammenligning av målt og beregnet energibruk

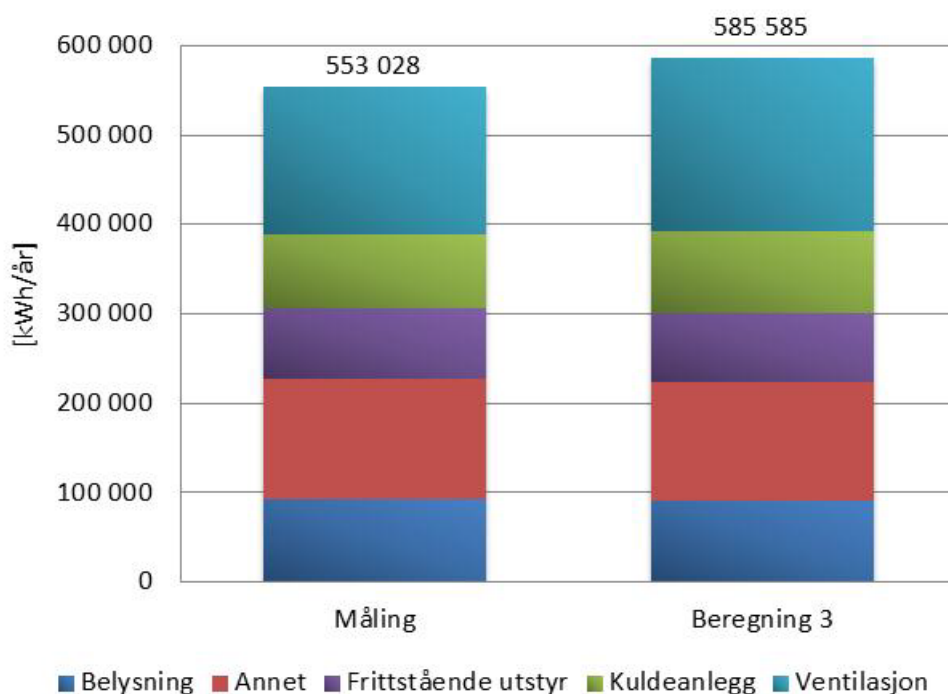


Figur 7.1 Sammenligning av målt og kalkulert årlig energibehov (beregning 1 og 2)

Figur 7.1 viser en sammenligning av energibehovet i REMA 1000 Dragvoll målt mellom 1.4.2010 og 31.3.2011 (beskrevet i kapittel 4.1 og 4.2), og resultatene fra beregningene beskrevet i kapittel 6.2. Det totale energibehovet kalkulert i beregning 1 og 2 er henholdsvis 161 224 kWh og 99 893 kWh lavere enn det målte behovet. Det tilsier at beregning 2 er mest anvendelig for sammenligning med det målte energibehovet. Resultatene viser også at verdiene for belysningens og andre internlasters effektbehov benyttet i beregning 1, hentet fra NS 3031, ikke er representativ for REMA 1000 Dragvoll.

Differansen i årlig totalt energibehov mellom beregning 2 og målingen skyldes i hovedsak energibehovet til ventilasjonsanlegget. I resultatene fra beregning 2 utgjør drift av ventilasjonsanlegget 47,6 kWh/m<sup>2</sup>, mens målingen viste et nesten 3 ganger så stort energibehov på 130 kWh/m<sup>2</sup>. Energebhovsmålingene ble gjennomført i et tidsrom hvor varmegjenvinningskretsen (det vannbårne varmebatteriet) ikke var i drift, noe som kan forklare ventilasjonsanleggets høye målte energibehov. Det ble derfor gjennomført en tredje beregning hvor det vannbårne varmebatteriet ikke var i drift. Sammenligningen mellom målt

og kalkulert energibehov (beregning 3) vises i Figur 7.2. Ventilasjonsanleggets energibehov ble nå beregnet til 192 667 kWh eller 152,2 kWh/m<sup>2</sup>, som er en økning på 132 450 kWh fra beregning 2.



**Figur 7.2 Sammenligning av målt og beregnet årlig energibehov (beregning 3)**

Det totale energibehovet kalkulert i beregning 3 er 32 557 kWh høyere enn det målte behovet. En vesentlig del av denne differansen kan tilskrives forskjell i utetemperaturen. I perioden målingene ble gjennomført var gjennomsnittlig utetemperatur 4,6 °C, mens den i modellen var 3,9 °C. Gjennomsnittstemperaturen for måleperioden ble funnet ved hjelp av klimadata fra eklima.no og kan sees i vedlegg P.

På bakgrunn av beregnings- og måleresultatene er potensiale for energibesparelse ca. 104 000 kWh, hvis varmgjenvinningskretsen utbedres slik at det vannbårne varmebatteriet kan avgi varme til enhver tid.

## **8 Forslag til utbedring av de tekniske anleggene**

### **8.1 Kuldeanlegget**

#### **Installere kuldeutstyr med luker/dører**

Dagens kuldeutstyr i butikken (gondoler/reoler) som er tilknyttet det sentraliserte anlegget, er åpent utstyr som kun lukkes utenfor driftstid. Forskning har vist at en kan redusere kjølelasten til utstyret med opptil 40 % ved å bruke utstyr med luker/dører i stedet for åpent utstyr (Kauffeld, 2010).

En utskiftning av kuldeutstyret i butikken vil være omfattende og kreve stenging av butikken. Det gjør at operasjonen vil være kostbar, i form av tapte inntekter og installasjonskostnader, men energibesparelsene vil være betydelige. Tilbakebetalingstiden vil derfor ikke være avskrekkende.

#### **Erstatte frittstående utstyr (plug-in) med kuldeutstyr tilknyttet det sentraliserte anlegget**

Som nevnt i kapittel 2.1.1 har kompressorene i frittstående utstyr generelt lavere virkningsgrad enn større kompressorer i et sentralisert kuldeanlegg. Dette medfører at det frittstående utstyret har et større energibehov i forhold til kjøleytelsen. I tillegg har en ikke kontroll på varmen som avgis fra utstyret. Det frittstående utstyret bidrar derfor til å øke butikkens kjølebehov i sommerhalvåret.

Erstattes det frittstående utstyret med gondoler/reoler som er tilkoblet det sentraliserte anlegget, vil en kunne redusere butikkens energibruk, samt få muligheten til å utnytte utstyrets avkastvarme ved behov. Denne utbedringen vil kreve større ombygninger av salgslokalene. I tillegg må kanskje kuldeanlegget (kompressorer, rørdimensjoner o.l.) gjennomgå en ombygning for å kunne håndtere den økte kjølelasten. En grundig analyse bør derfor gjennomføres for å undersøke lønnsomheten i dette alternativet.

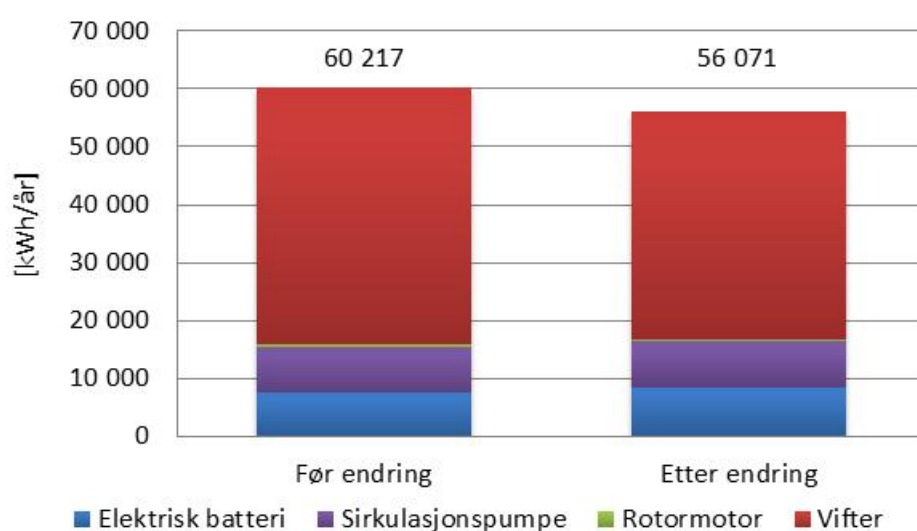
### **8.2 Ventilasjonsanlegg og varmegjenvinningskrets**

#### **Endre innstillingene for resirkulasjon av avtrekksluft (omluft)**

Anlegget driftes likt på dager hvor butikken har stengt (søndager, andre helligdager), som vanlige arbeidsdager. Hvis en endrer innstillingene slik at ventilasjonsanlegget er i omluftmodus hele døgnet på faste helligdager, kan en redusere det årlige energibehovet til

anlegget. Kostnadene ved å implementere denne løsningen vil være lave, da inngrepene i anlegget vil være begrenset til endring av innstillinger i regulator, eller utskiftning av denne.

I følge beregninger gjort i energimodellen, vil en endring av omluftsinnstillingene bidra til en reduksjon i ventilasjonsanleggets energibehov med 4146 kWh/år. En sammenligning av anleggets energibehov før og etter utbedring er vist i Figur 8.1. Viftenes energibehov reduseres med 4968 kWh og motoren til den roterende gjenvinnerens energibehov synker med 86 kWh. På grunn av tilluftsmengden reduseres til 5000 m<sup>3</sup>/h når anlegget går med omluft, må tilluftstemperaturen økes for at samme mengde varme skal kunne leveres til bygget. Dette gjør at det elektriske varmebatteriet må bidra mer, siden tilluftstemperaturen oftere stiger over maksimal temperatur etter det vannbårne varmebatteriet. Energiforbruket til det elektriske varmebatteriet øker derfor med 908 kWh/år.



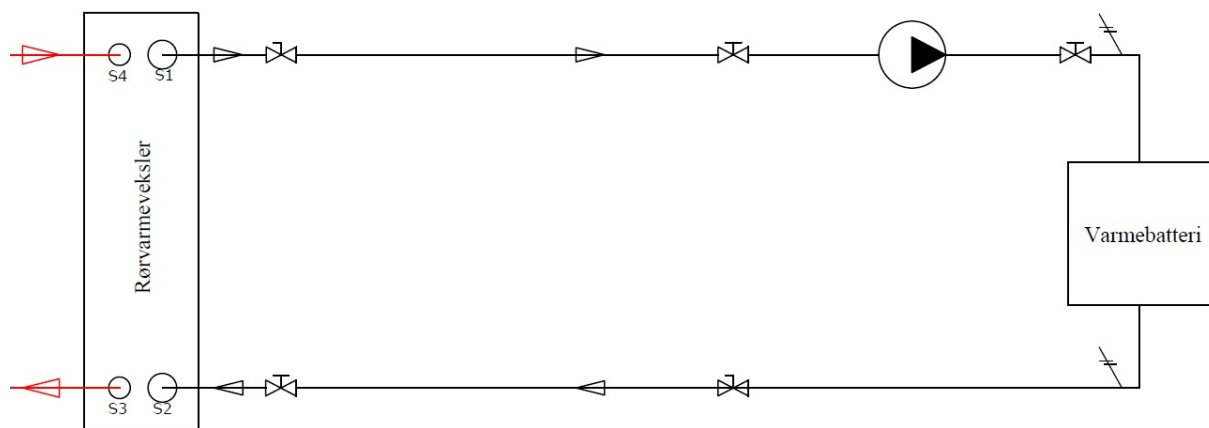
**Figur 8.1 Sammenligning av ventilasjonsanleggets energibehov før og etter endring av omluftsinnstillinger**

I «Før endring» er samme inndata benyttet som i beregning 2 i kapittel 6.2.2. I beregningene for «Etter endring» er kun tidspunktene for når anlegget går i omluftsmodus endret. Det vil si omluft hele døgnet hver søndag, samt til før kl. 09.00 og etter 21.00 på lørdager.

Ved å ombygge anlegget til et VAV-anlegg hvor luftmengden reguleres i forhold til CO<sub>2</sub>-konsentrasjonen i romluften, er potensialet for energibesparelse desto større. Dette vil imidlertid kreve større inngrep i anlegget enn alternativet beskrevet ovenfor.

### Ombygge varmegjenvinningskretsen til en mengeregulert krets med frekvensstyrt pumpe

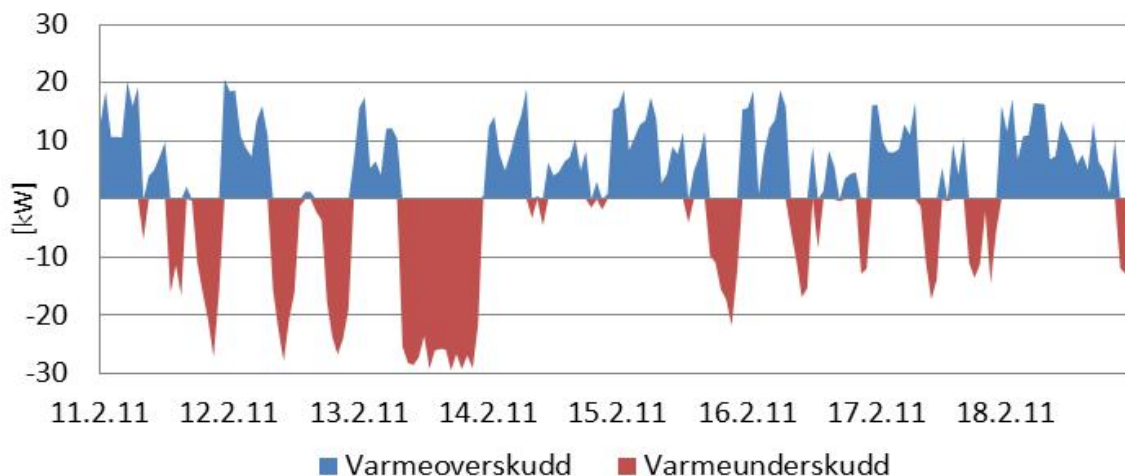
Ved å fjerne shuntventilen og benytte en frekvensregulert pumpe, kan en redusere energibehovet til sirkulasjonspumpen. Pumpen vil kun være i drift når ventilasjonsanlegget ber om varme fra varmegjenvinningskretsen. Pådraget fra varmegjenvinningskretsen vil skje gradvis. Det betyr at pumpen ikke vil gå med konstant maksimal effekt, men øke effekten etter behov. Figur 8.2 viser en skisse over varmegjenvinningskretsen med frekvensregulert pumpe.



Figur 8.2 Skisse over varmegjenvinningskrets med frekvensstyrt pumpe

### Installere varmeakkumulasjonstanker for å lagre varme fra kuldeanlegget

Med varmeakkumulasjonstanker kan en i stedet for å slippe varmen ut i det fri, lagre varmen som ikke benyttes direkte til oppvarming, for så å benytte den når varmeunderskudd oppstår. I Figur 8.3 er varmeoverskuddet og -underskuddet i perioden 11.2.-18.2.2011 vist. I denne perioden opptrådte butikkens høyeste varmebehov i løpet av 2011.



Figur 8.3 Beregnet varmeoverskudd og -underskudd i perioden 11.2.-18.2.2011



Dataene benyttet i figuren er målt energibruk for ventilasjons- og kuldeanlegget, hentet fra Intent. For å beregne tilgjengelig varme som avgis fra kuldeanlegget er formel (8.1) benyttet (Novakovic, et al., 2007). COP er antatt til å være konstant 1,5. Alle måledata og beregninger kan sees i vedlegg N.3.2.

$$\dot{Q}_k = \dot{Q}_o + W = COP \cdot W + W \quad (8.1)$$

Byggets oppvarmingsbehov er beregnet ut fra ventilasjonsanleggets energibruk, ved å trekke ifra anleggets grunnlast. Grunnlasten er antatt å være 8,16 kW ved vanlig drift og 2,54 kW når anlegget er i omluftsmodus (utenfor åpningstid). Lasten består av medgått energi til drift av vifter, sirkulasjonspumpe og motor til roterende gjenvinner, som er beskrevet i kapittel 6.1.4. Beregningsmetoden er vist i formel (8.2).

$$\dot{Q}_{behov} = \dot{Q}_{ventilasjon} - \dot{Q}_{grunnlast} \quad (8.2)$$

Varmeoverskuddet/-underskuddet ble deretter beregnet ved hjelp av formel (8.3).

$$\dot{Q}_{differanse} = \dot{Q}_k - \dot{Q}_{behov} \quad (8.3)$$

Som Figur 8.3 viser, var det flere perioder med varmeoverskudd hvor varmen ble avgitt til omgivelsene, etterfulgt av perioder med varmeunderskudd der underskuddet måtte dekkes av det elektriske varmebatteriet. Natt til 16. februar oppsto et varmeunderskudd på 88 kWh i løpet av 6 timer, mens det i timene før (på 15. februar) var et overskudd av varme fra kuldeanlegget på 166 kWh. Det var med andre ord rikelig med varme tilgjengelig som kunne dekke underskuddet, hvis varmeakkumulasjon hadde vært tilgjengelig.

Et forenklet overslag tilsier at ved dagens forutsetninger (6 grader temperaturdifferanse over batteriet) vil en trenge tanker med et samlet volum på 14,5 m<sup>3</sup> for å kunne lagre 88 kWh med varme. Hvis en øker varmebatteriets areal slik at en kan øke temperaturdifferansen til 20 grader, vil 4,35 m<sup>3</sup> være tilstrekkelig for å dekke varmeunderskuddet. En grundig analyse av den årlige varmebalansen i butikken bør gjennomføres, slik at en tallfeste potensialet for varmeakkumulasjon bedre. I tillegg bør muligheten for økning av væskebatteriets areal undersøkes. Høyere temperaturdifferanse over batteriet reduserer nødvendig akkumulasjonsvolum.

## **9 Kommentarer til de tekniske anleggene i REMA 1000 Dragvoll**

Under analysen og kartleggingen av de tekniske anleggene i REMA 1000 Dragvoll ble det avdekket noen feil og avvik. For å forenkle eventuelt videre arbeid i butikken er avvikene opplistet her.

Det var ikke mulig å oppdrive elektroniske tegninger av kuldeanlegget. Leverandøren av anlegget har kun tegninger av nesten tilsvarende anlegg i andre butikker. En systemskisse som henger i butikkens maskinrom er det eneste tegningsgrunnlaget som finnes.

Det tekniske skjema til kuldeanlegget inneholder feil. Antall og type kompressorer på høytrykksnivået oppgitt på skjemaet stemmer ikke med hva som er installert. Det elektriske koblingsskjemaet til anlegget stemmer heller ikke helt med de reelle forholdene. Det ble avdekket da en elektriker skulle tilkoble måleutstyr på kompressorene.

Sirkulasjonspumpen i varmegjenvinningskretsen er av en annen type enn hva entreprenøren prosjekterte. Fra entreprenøren ble det mottatt tekniske spesifikasjoner for en Flygt pumpe, med en prosjektert mengde på 2,4 l/s og en effekt på 0,6 kW. Pumpen installert er en Grundfos pumpe. Tekniske spesifikasjoner er oppgitt i kapittel 3.3.

## 10 Diskusjon

Målingene av lufttemperaturene i ventilasjonsanlegget ble gjennomført med ett enkelt termoelement i hvert målepunkt. I tillegg var avstanden mellom enkelte av målepunktene og varmebatteriene i anlegget liten. Det kan ha medført direkte stråling fra batteriene på termoelementene. De nevnte faktorene kan ha resultert i unøyaktige og for høye målinger. Målingene av væsketemperaturen i varmegjenvinningskretsen kan også være noe unøyaktige, da termoelementene ble festet på utsiden av rørene siden kretsen ikke hadde noen innebygde målepunkter. Varmeovergangen mellom væske og rør, samt tregheten i rørmaterialet vil trolig ha påvirket temperaturmålingene noe.

I beregningene av varmegjenvinnerens virkningsgrad på grunnlag av de gjennomførte temperaturmålingene, ble temperaturen etter gjenvinneren målt etter tilluftsviften. Tilluftsviften avgir noe varme og som øker tilluftstemperaturen. Det er derfor trolig at den beregnede virkningsgraden er noen høyere enn den reelle.

Ventilkalibreringen foregikk i en testrigg hvor den maksimale massestrømmen var begrenset til 120 kg/min, mens massestrømmen i varmegjenvinningskretsen var, ifølge sirkulasjonspumpen spesifisering, på 230 kg/min. Den målte massestrømmen i gjenvinningskretsen kan derfor være noe unøyaktig.

I modellen utviklet for kalkulasjon av butikkens energibehov er det benyttet klimadata for et gjennomsnittsår i Stjørdal, da dette var nærmeste klimastasjon. På grunn av klimatiske forskjeller mellom Trondheim og Stjørdal, vil beregningsresultatene være noe unøyaktige.

## 11 Konklusjon

Analysen av de tekniske anleggene i REMA 1000 Dragvoll avdekket flere feil og avvik fra prosjekteringsunderlaget. I forprosjektet til denne oppgaven kom det frem at varmegjenvinningskretsen i butikken ikke har fungert siden butikken ble bygget. Derfor ble shuntventilen i kretsen ble remontert for å rette opp feilen. Målingene gjennomført etter ombyggingen viste at remonteringen ikke løste alle problemer. Ytterligere analyse avdekket at shuntventilen var overdimensjonert i forholdt til vannmengdene i kretsen, samt at PID-innstillingene i ventilens regulator trolig er feil. Problemene i varmegjenvinningskretsen forplanter seg til hele ventilasjonsanlegget og resulterer i et unødvendig høyt strømforbruk.

Ifølge beregningene gjennomført i energimodellen, har butikken et potensiale for energibesparelse på ca. 104 000 kWh/år hvis en utbedrer varmegjenvinningskretsen. Utbedringen inkluderer installasjon av varmeakkumulasjonstanker. En grundigere analyse bør gjennomføres for å tallfeste lønnsomheten ved installasjon av akkumulasjonstanker.

Videre analyse av ventilasjonsanlegget viste at anleggets driftstid er den samme for hver dag gjennom hele året. Anlegget leverer derfor friskluft ved full tilluftsmengde på dager hvor butikken er stengt (for eksempel søndager), noe som er helt unødvendig. En endring av anleggets driftstid, slik at luftmengdene reduseres og avtrekksluften resirkuleres når butikken er stengt, er beregnet til å redusere det årlige energibehovet med 4146 kWh/år.

For å optimalisere varmegjenvinningen i REMA 1000 Dragvoll og redusere butikkens energibehov, anbefales det i første omgang å gjennomføre en ombygning varmegjenvinningskretsen, samt endre tidsinnstillingene for omluft i ventilasjonsanlegget. Etter at utbedringene er gjennomført bør nye målinger og analyser utføres for å sjekke effekten av utbedringene. Målingene vil også gi muligheten for en bedre analyse av byggets oppvarmingsbehov, slik at en kan optimalisere varmegjenvinningen og oppvarmingen ytterligere.

I nye prosjekter bør det kreves større samhandling mellom de tekniske entreprenørene, samt krav om funksjonstesting av alle anlegg før overlevering, slik at en unngår feilene på Dragvoll. I tillegg bør det stilles krav til entreprenørene om at oppdatert dokumentasjon medfølger anleggene. Det vil lette arbeidet ved senere rehabilitering eller ombygging.

## **12 Forslag til videre arbeid**

For å oppnå mer nøyaktige beregninger av potensialet for varmegjenvinning i REMA 1000 Dragvoll, bør kuldeanlegget undersøkes grundigere. Det kan oppnås ved å logge massestrøm, trykk og temperaturer i anlegget ved forskjellige omgivelsestemperaturer. Måleresultatene kan integreres i energimodellen som er utviklet for butikken, slik at en får et mer helhetlig bilde av butikkens energibalanse.

Butikkens salgsareal gjennomgikk en ombygning i perioden 19.5.-25.5.2012, hvor noe av kuldeutstyret ble byttet ut. Hvis det blir gjennomført en utbedring av de tekniske anleggene, vil det være interessant å måle den kombinerte effekten av ombygningen og de eventuelle utbedringene. En oppdatering av energimodellen og videre beregninger basert på måleresultatene kan benyttes til ytterligere anleggsoptimalisering.

## 13 Litteraturliste

Arias, J., 2005. *Energy Usage in Supermarkets - Modelling and Field Measurements*, s.l.: Royal Institute of Technology (KTH).

ASHRAE, 2009. *2009 ASHRAE Handbook Fundamentals, SI Edition*. Tullie Circle NE, Atlanta: American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, Inc..

ASHRAE, 2010. *2010 ASHRAE Handbook Refrigeration, SI Edition*. Tullie Circle NE, Atlanta: American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, Inc..

Berner, M., 2011. *Notat - Befaring hos REMA Dragvoll*. Trondheim: s.n.

Carrier Refrigeration Norway AS, 2011. *Dokumentasjon Carrier standard CO2 boosteranlegg*. s.l.:s.n.

Enova, 2010. *Enovas byggstatistikk 2008*, Trondheim: Enova.

Finnebäcks AB, 2011. *Webområde for Finnebäcks AB*. [Internett]

Available at:

[http://www.finnebacks.se/dokument/bibliotek/File/support/bygganvisningar/teknisk\\_beskrivning\\_rev\\_2011-12-19.pdf](http://www.finnebacks.se/dokument/bibliotek/File/support/bygganvisningar/teknisk_beskrivning_rev_2011-12-19.pdf)

[Funnet 4 Juni 2012].

Holst, J., 2008. *Ventilasjonsprinsipper*. s.l.:s.n.

IEA, 2003. *IEA Annex 26: Advanced Supermarket Refrigeration/Heat Recovery Systems, Final Report Volume 1 - Executive Summary*, Oak Ridge, TN, USA: International Energy Agency (IEA).

Kauffeld, M., 2010. Trends and perspectives in supermarket refrigeration. *IEA Heat Pump Centre Newsletter*, Issue 4, pp. 18-23.

KRD, 2010. *Byggteknisk forskrift 2010*, s.l.: Kommunal- og regionaldepartementet.

Minea, V., 2010. Using heat pumps for energy recovery in supermarket refrigeration systems. *IEA Heat Pump Centre Newsletter*, Issue 4, pp. 24-30.

Novakovic, V. et al., 2007. *ENØK i bygninger*. Trondheim: Gyldendal Norsk Forlag AS.

Poppi, S., 2010. *Development of Commercial Refrigeration Systems*, Trondheim: Norges Teknisk-Naturvitenskapelige Universitet.

Reulens (ed.), W., 2009. *Natural Refrigerant CO2*, Diepenbeek: Katholieke Hogeschool Limburg.

Sawalha, S. & Chen, Y., 2010. *Investigations of Heat Recovery in Different Refrigeration System Solutions in Supermarkets*, s.l.: Royal Institute of Technology (KTH).

SINTEF Byggforsk, 1999. *Beregning av U-verdi og varmestrøm for konstruksjoner mot grunnen etter NS-EN ISO 1337*. Sending 1 red. Oslo/Trondheim: SINTEF Byggforsk.

Stensaas, L. I., 1996. *Vannbaserte oppvarmings- og kjølesystemer*. 1. red. Oslo: Skarland Press AS.

Stensaas, L. I., 2008. *Ventilasjonsteknikk I - Grunnlaget og systemer*. 4. red. Oslo: Skarland Press AS.

Systemair, 2008. *Oversikt for aggregat nr: 1*. s.l.:s.n.

UNEP, 2011. *2010 Report of the Refrigeration, Air Conditioning and Heat Pumps Technical Options Committee*, s.l.: United Nations Environment Programme (UNEP) Nairobi.

Vaujany, E., 2012. *Design and optimization of heat recovery system in a supermarket*, Trondheim: NTNU.

Wikipedia, 2011. *Wikipedia*. [Internett]

Available at: <http://no.wikipedia.org/wiki/Dagligvareforretning>  
[Funnet 5 12 2011].

## 14 Vedlegg

A	Årssimulering (energiregnskap) REMA 1000 Dragvoll.....	I
B	Arkitekttegninger .....	I
C	Inndata REMA 1000 Dragvoll .....	I
D	Teknisk skjema og systemskisse for kuldeanlegget .....	I
E	Tekniske spesifikasjoner til kompressorene i kuldeanlegget .....	II
F	Datablad Finnebäcks elementer (Finnebäcks AB, 2011) .....	III
G	Belimo R348 (DN50) Shuntventil, trykkfallsdiagram .....	IV
H	Innreguleringsprotokoll ventilasjonsanlegg.....	V
I	Ventilasjonsanleggets spesifikasjoner .....	VI
J	Beregning av vifteeffekt ved nattdrift .....	XIII
K	Målt energibruk i REMA 1000 Dragvoll (timesverdier).....	XIV
L	Ventilkalibrering.....	XIV
M	HMS-sjekkliste.....	XV
N	Måledata .....	XX
N.1	Måledata behandlet av SINTEF Energi .....	XX
N.2	Måleresultater frittstående utstyr i REMA 1000 Dragvoll.....	XX
N.3	Måledata fra SD-anlegget (Intent).....	XX
N.3.1	Energibruk kuldeanlegg 1.5.-2.6.2012 .....	XX
N.3.2	Energibruk kuldeanlegg 1.1.-31.12.2011 .....	XX
N.3.3	Energibruk 1.1.-25.11.2011 .....	XX
N.4	Resultater fra målinger gjort i ventilasjonsanlegget .....	XX
N.4.1	Måling 1 .....	XX
N.4.2	Måling 2 .....	XX
N.4.3	Måling 3 .....	XXI
N.4.4	Måling 4 .....	XXI
N.4.5	Måling 5 .....	XXI
N.4.6	Måling 6 .....	XXI
N.4.7	Måling 7 .....	XXII
N.4.8	Måling 8 .....	XXII
N.5	Resultater fra målinger gjort i kuldeanlegget.....	XXII
N.5.1	Måling 1 .....	XXII
O	Datablad Grundfos In-Line sirkulasjonspumper .....	XXIII
P	Klimadata fra eklima.no .....	XXIII
Q	HXSIM Resultatrapport .....	XXIV



## **A Årssimulering (energiregnskap) REMA 1000 Dragvoll**

Årssimuleringen er en rapport på 38 sider som beskriver beregnet energibehov for REMA 1000 Dragvoll. Beregningen ble gjennomført av arkitekt under byggingen av butikken.

På grunn av det høye sideantallet er rapporten ikke inkludert her, men kan sees på CD-en som følger med denne oppgaven.

## **B Arkitekttegninger**

Plan-, snitt- og fasadetegninger av REMA 1000 Dragvoll mottatt fra Arc Arkitekter AS. Tegningene finnes både i pdf- og dwg-format og er inkludert på CD-en til denne oppgaven.

## **C Inndata REMA 1000 Dragvoll**

Excel-fil som inneholder beregninger av U-verdier, statistikk over kundebesøk og bemanning i butikken, varebeholdning av frukt og grønnsaker, samt beregning av ventilasjonsviftenes effektbehov. Filen kan sees på den medfølgende CD-en.

## **D Teknisk skjema og systemskisse for kuldeanlegget**

Bilder av det tekniske skjemaet og systemskissen for kuldeanlegget som henger i maskinrommet på Dragvoll, er inkludert på oppgavens CD. Tegning av standard Carrier kuldeanlegg med varmegjenvinningskrets i dwg-format og anleggsbeskrivelse er også inkludert.

<b>Instruks for drift og vedlikehold</b>			
Prosjekt:	Pro.nr:	Dato:	Utarbeidet av: Carrier Refrigeration Norway AS

**Beskrivelse systemløsning: 1 stk transkritisk boostersystem med remote frys.**

Systemløsningen som er Carrier sin standard booster-systemløsning med CO2 DX på både kjøle- og fryseanlegget. Det er tatt med tilkobling til 1 stk. kanalbatteri ventilasjon.

Det er 1 stk. transkritisk boostersystem. Kjølesystemet består av 3 kompressorer på kjøle, hvorav 1 stk er frekvensregulert. Frysesystemet består av 2 kompressorer hvorav 1 stk er frekvensregulert. Maskinaggregatet er Carrier sitt standardaggregat og kommer ferdig utrustet med styreskap. Nødkjøleaggregat er medtatt med tanke på å hindre tap av kuldemedie ved eventuell driftsstopp.

Kjøleanlegget er dimensjonert for 40 bar mens frys er dimensjonert for 25 bar. Dette for å unngå høye trykk i områder der kundene befinner seg. Kort responstid fra service vil også være av betydning med tanke på å hindre tap av kuldemedie. Gasstrekket er dimensjonert for 115 bar.

## **E Tekniske spesifikasjoner til kompressorene i kuldeanlegget**

Katalogene med de tekniske spesifikasjonene til kompressorene er inkludert på oppgavens CD. Katalogene ble funnet på Bitzer sine hjemmesider; <http://www.bitzer.cn/eng/Home>.

## F Datablad Finnebäcks elementer (Finnebäcks AB, 2011)

### Konstruktioner av förtillverkade isolerelement för kyl- och frysrum

#### Inomhusplacerade kyl- och frysrum av injekterad uretancellplast

Samtliga kyl- och frysrum skall levereras i prefabricerat utförande. Inget trä eller annat organiskt material får finnas dolt i konstruktionen.

#### Fabrikatförslag:

Finnebäcks AB, Frysen, 671 70 Edane

(T: 0570-727770; E-post: [office@finnebacks.se](mailto:office@finnebacks.se) Webb-site: [www.finnebacks.se](http://www.finnebacks.se))

eller likvärdigt utförande.

#### Ytskikt:

Ytmaterial skall vara väl lämpade för den miljö de skall användas i. Observera att miljöer med intensiv rengöring ställer mycket höga krav på korrosionsresistens och kemikalietålighet.

Ytskikt, standard är en Plastisolbelagd, varmgalvaniserad, stålplåt med nedanstående uppbyggnad:

Basmaterial med  $t_{\min}=0,6$  mm.

Varmgalvanisering: 275 g/m<sup>2</sup>.

Primer med aktivt korrosionsskydd.

Beläggningen, Plastisol och min. 150 my tjock, skall vara i en livsmedelssäker kvalite.

Kulör: Vit, RAL 9010.

(alt. Rostfritt, EN 1.4301, mönster Dekor 9 väljs i speciellt korrosiva miljöer).

#### Isolering:

Högtrycksskummad polyuretan, med en densitet av min. 41 kg/m<sup>3</sup>. Tjocklekar enl. nedan.

**Frysrum:** 100 mm, max.  $k=0,21$  W/m<sup>2</sup>, C (alt. 125 mm, max.  $U=0,17$  W/m<sup>2</sup>, C).

Frysrum förses med eluppvärmd, 220V, tryckutjämningsventil.

Antal och storlek anpassas till rumsvolym, kapaciteten är ca. 40 m<sup>3</sup> rumsvolym/ventil.

Invändig rumshöjd: 2400 mm (alt. 2100, 2700 eller annan höjd i modulsteg om 150 mm).

**Kylrum:** 75 mm, max.  $U=0,273$  W/m<sup>2</sup>, C (alt. 100 mm, max.  $U=0,21$  W/m<sup>2</sup>, C; alt. 125 mm, max.  $U = 0,17$  W/m<sup>2</sup> ).

Invändig rumshöjd: 2400 mm (alt. 2100, 2700 eller annan höjd i modulsteg om 150 mm).

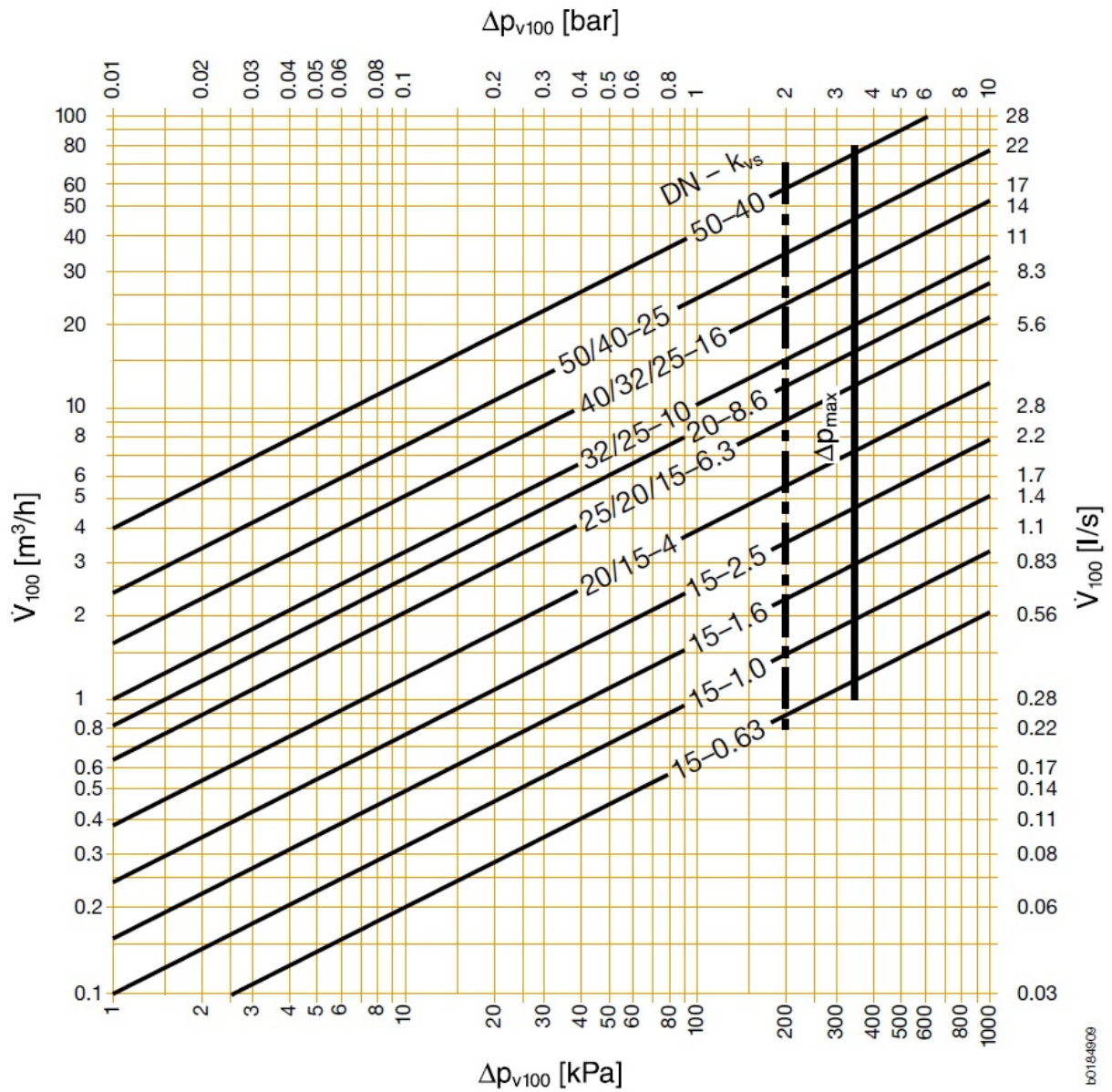
#### Måttanpassning:

Prefabricerade rum tillverkas i moduler med modulsteg om max. 150 mm.

Hänsyn skall tas bl.a. till:

- Byggnadens tillgängliga mått
- Önskad lagringsfunktion/volym
- Godsflödet/logistiken
- Lämpliga dörrstorlekar
- Inredningsdetaljer samt hyllinredning


## G Belimo R348 (DN50) Shuntventil, trykkfallsdiagram



Hele produktinformasjonen til shuntventilen er inkludert på CD-en.



## H Innreguleringsprotokoll ventilasjonsanlegg

	Tittel <b>PROSJEKTHÅNDBOK (PR)</b>		
	3.1.2 Prosjektavslutning / overlevering <b>Luftmengdemåling</b>		
Dokumenttype	Godkjent dato	Revidert dato	Godkjent av
PRM 6.3.1.1	14.02.05	25.09.07	Ola Blokkum

### Luftmengdemåling

Anlegg:	Rema 1000 Dragvold	System nr.:	3601
Måleutstyr	SwemaAir 300	Vedlegg nr.:	1
Tilluft	Omluft	Dato / Sign	21.08.08 Nilsen
Avtrekk	Målenøyaktighet +/- 10%	Side	1

ROM		TILLUFT			FRALUFT			Anmerkninger
Navn	Nr	Prosjektert m3/h	Målt m3/h	Avvik (%)	Prosjektert m3/h	Målt m3/h	Avvik (%)	
Butikklokale		8250	8410	1,9393939	9090	9190	1,10011	
Lager		840	870	3,5714286				
Spiserom/Moterom		300	317	5,6666667	300	300	0	
Kontor		150	155	3,3333333	150	150	0	
Garderobe		120	117	-2,5				
WC					60	60	0	
Dusj					60	60	0	
Garderobe		120	116	-3,3333333				
WC					60	60	0	
Dusj					60	60	0	
Sum		9780	9985	2,0961149	9780	9880	1,022495	

# I Ventilasjonsanleggets spesifikasjoner



Systemair A/S - Produktutvalgsprogram

25.02.2008

SystemairCAD - Versjon C2007.4.3

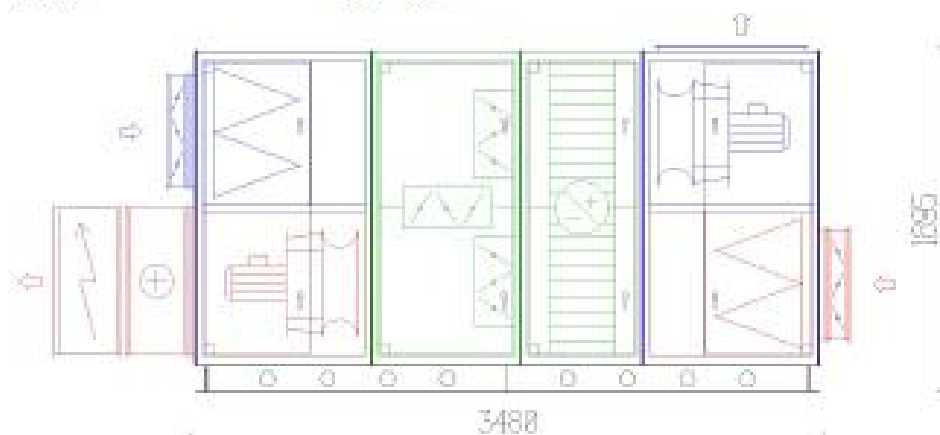
Side 1

Prosjekt:

Aggregat: DV 40N

## Oversikt for aggregat nr: 1

Aggregatstørrelse 40  
 Aggregatbredde 1720 mm  
 Vekt 1289 kg



	Tilluft		Fraluft	
Luftmengde	10000.00	m <sup>3</sup> /h	10000.00	m <sup>3</sup> /h
Luftfartighet i aggregat	2.18	m/s	2.18	m/s
Ekstern trykktap	300	Pa	300	Pa
Filter	F7		F7	
Vifte	81	%	81	%
	767	Pa	697	Pa
	1550	o/min	1506	o/min
Motor	4.00	kW	4.00	kW
	3x400	V	3x400	V
	8.70	A	8.70	A

SFP, ved rent filter inklusiv frekvensomformer	2.02	kW/(m <sup>3</sup> /s)
SFP, ved rent filter eksklusiv frekvensomformer	1.92	kW/(m <sup>3</sup> /s)
Varmeveksler	74.6	%
Varmebatteri	60.00	kW - Luft 10.3/28.0°C - Etylenglykol(25%) 38/32°C - 11.8 kPa - 2.51 l/s
Rørtilkobling	2 1/2" / 2 1/2"	
Varmebatteri, elektrisk	34.00	kW - Luft 28.0/38.0°C - 3x400 V

Lydeffekt nivå	63	125	250	500	1k	2k	4k	8k	Hz	Total
Tilluft, innblåsning	65	73	80	74	71	65	60	57	dB	77 dB(A)
Uteluft, inntak	60	68	75	66	61	51	43	37	dB	69 dB(A)
Fraluft, avkast	70	84	83	75	73	68	64	61	dB	79 dB(A)
Fraluft, avtrekk	64	78	77	66	61	51	44	37	dB	70 dB(A)
Lyd, omgivelser	60	72	62	51	48	41	36	32	dB	59 dB(A)

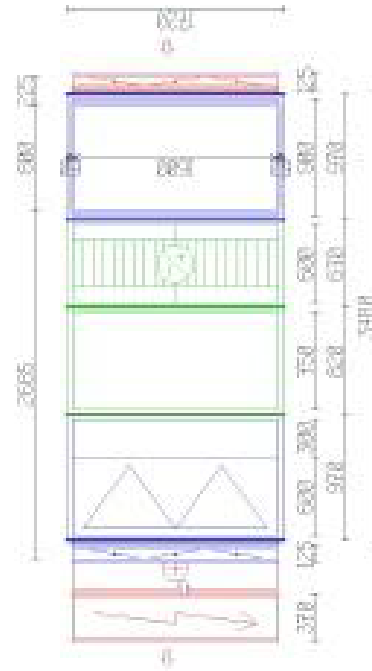
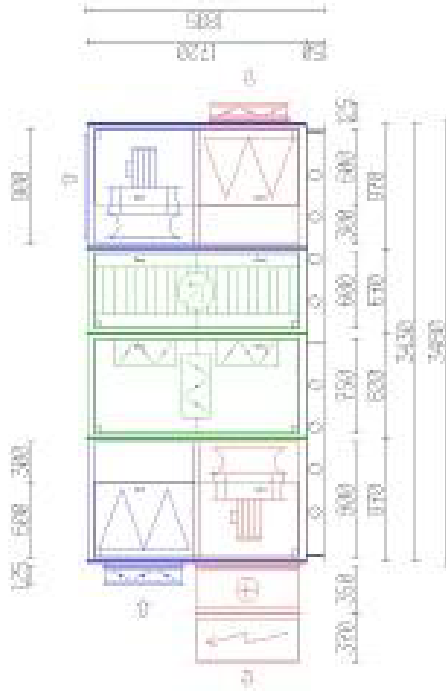
Telefon:  
 Faks:

Prosjekt:

Aggregat: DV 40N

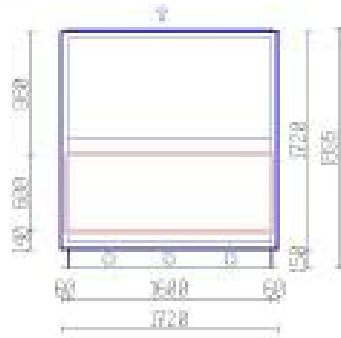
Inspeksjonside

Plantegning

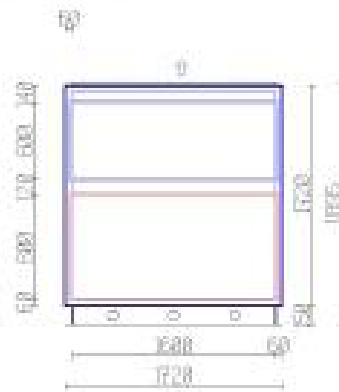


Telefon:  
Faks:

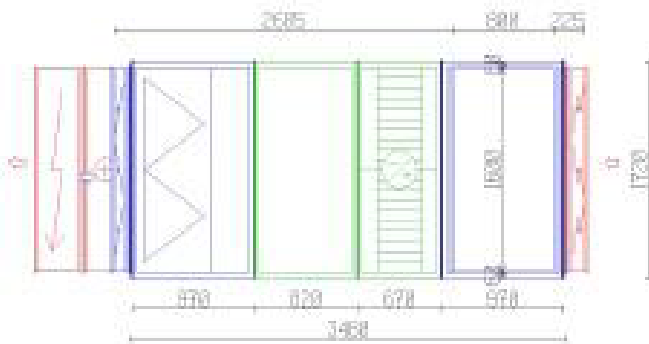
### Høyre gavf



### Venstre gavf



### Plantegning





Prosjekt:

Aggregat: DV 40N

**Kommentar**
**Teknisk spesifikasjon**
**Tilluftsaggregat består av**

<b>Spjeld</b>	DVA-40-2-1-1-1-1		
Trykktall	6		Pa
Spjeldblad	Standard		
<b>Filter</b>	DVF-40-2-0-1-1-7		
Dimensjonerende trykktall	155		Pa
Start trykktall/Slutt trykktall	96/214		Pa
Lufthastighet, frontareal	2.55		m/s
Lufthastighet, filterareal	0.18		m/s
Filterklasse	F7		
Filterstørrelse	3x[490x742]		
Filterlengde	650		mm
<b>Torndel</b>	DVC-40-2-300-1-1		
Trykktall	3		Pa
Lengde	300		mm
<b>Roterende varmereksler</b>	DVC-40-2-0-1-2-1-2		
	<u>Tillufts aggregat</u>	<u>Avtrekks aggregat</u>	
Luftmengde	10000	10000	m <sup>3</sup> /h
Trykktall	137	137	Pa
Lufttemperatur, vinter forløtter	-20.0/11.3	22.0/4.3	°C
Relativ luftfuktighet, vinter forløtter	80/65	60/100	%
Merke effekt	105.64		kW
Temperatur virkningsgrad	74.6		%
Varmegjenvinner type		Standard	
Drivsystem for rotor		Variabel drift	
Elektriske-data		1x230V, 100W, 1.3Amp	
<b>Blandespjeld</b>	DVP-40-2-0-1-2-1		
	<u>Tillufts aggregat</u>	<u>Avtrekks aggregat</u>	
Trykktall	6	6	Pa
Blandespjeld		3 spjeld	
Spjeldblad		Standard	
<b>Vifte, Kammer</b>	DVE-40-2-1-0-1-1-1-4.0		
Direkte drift			
Luftmengde		10000	m <sup>3</sup> /h

Telefon :

Faks :

Prosjekt

Aggregat DV 40H

Trykktall	43	Pa
Statisk trykk, vifte	720	Pa
Ekstern trykktap	300	Pa
Totaltrykk	767	Pa
Viftehastighet	1550	o/min
Vifte vinklingsgrad	81	%
Aksel effekt	2.64	kW
Max vifte hastighet	2400	o/min
Driftsfrekvens	54	Hz
Max. Driftsfrekvens	63	Hz

Motor

M-10-3-400-1-0-4-0-4.00-0

Motor type	Integrert i vifte	
IEC normstr.	112M	
Termosikring	Termistor	
Merke effekt	4.00	kW
Nominal hastighet	1430	o/min
Strøm, amp	8.70	A
Vinklingsgrad	87	%
Spenning	3x400	V
Effektorbruk fra hovedtilførsel, ekskl frekvensomformer	3.04	kW
Effektorbruk fra hovedtilførsel, inkl frekvensomformer	3.20	kW

Varmebatteri MAX, Væske

DVH-40-2-1-1-1-2-4

Luftmengde	10000	m <sup>3</sup> /h
Trykktall	57	Pa
Lufttemperatur, inn/ut	10.3/28.0	°C
Merke effekt	60.00	kW
Luft hastighet	2.22	m/s
Væske medie	Etylenglykol	(25%)
Væsketemperatur inn/ut	38.0/32.0	°C
Væskemengde	2.51	l/s
Væske trykktap	11.8	kPa
Væske hastighet	1.04	m/s
Batteri volum	23.2	l
Anslutningsside	Venstre	
Tilkoblingsmål inn/ut	2 1/2" / 2 1/2"	
Rørmateriale	Cu	
Lamellmateriale	Al	
Lamellavstand	2.0	mm
Rørrader	4	
Overflate areal	136.4	m <sup>2</sup>
Vekt, batteri	68.8	kg
Batteri type	DVH-40-W-Y-4-13-780-1605-2.0-CU-AL-V-* MAX	

Varmebatteri

DVH-40-2-2-1-1-34

Luftmengde	10000	m <sup>3</sup> /h
Trykktall	13	Pa
Lufttemperatur, inn/ut	28.0/38.0	°C
Merke effekt	34.00	kW
Antall trinn	4	

Telefon :

Faks :

Prosjekt:

Aggregat: DV 40N

Trinn	1	2	3	4	
Oppdeling	1	2	4	8	
Merke effekt	2.3	4.5	9.1	18.1	kW
Spenning	2x400	3x400	3x400	3x400	V
Strøm, amp	5.7	6.5	13.1	26.2	A

## Fraluftsaggregat består av

<b>Spjeld</b>	DVA-40-1-1-1-1-1			
Trykkfall			6	Pa
Spjeldblad			Standard	
<b>Filter</b>	DVF-40-1-0-1-1-7			
Dimensjonerende trykkfall			155	Pa
Start trykkfall/Slutt trykkfall			96/214	Pa
Lufthastighet, frontareal			2.55	m/s
Lufthastighet, filterareal			0.18	m/s
Filterklasse			F7	
Filterstørrelse			3x[490x742]	
Filterlengde			650	mm
<b>Tomdel</b>	DVO-40-1-300-1-1			
Trykkfall			3	Pa
Lengde			300	mm
<b>Blandespjeld</b>	DVP-40-2-0-1-2-1			
		Tillufts aggregat	Avtrekks aggregat	
Trykkfall		6	6	Pa
Blandespjeld			3 spjeld	
Spjeldblad			Standard	
<b>Roterende varmeveksler</b>	DVC-40-2-0-1-2-1-2			
Data vises på tiluft				
<b>Vifte, Kammer</b>	DVE-40-1-3-0-1-1-1-4.0			
Direkte drift				
Luftmengde			10000	m <sup>3</sup> /h
Trykkfall			43	Pa
Statisk trykk, vifte			650	Pa
Ekstern trykktap			300	Pa
Totaltrykk			697	Pa

 Telefon :  
 Faks :

Prosjekt:

Aggregat: DV 40N

Viftehastighet	1506	o/min
Vifte vinkningsgrad	81	%
Aksel effekt	2.40	kW
Max vifte hastighet	2400	o/min
Driftsfrekvens	54	Hz
Max. Driftsfrekvens	63	Hz

**Motor**

M-10-3-400-1-0-4-0-4.00-0

Motor type	Integrert i vifte	
IEC normstr.	112M	
Termosikring	Termistor	
Merke effekt	4.00	kW
Nominell hastighet	1430	o/min
Strøm, amp	8.70	A
Vinkningsgrad	87	%
Spenning	3x400	V
Effektforbruk fra hovedtilførsel, eksl frekvensomformer	2.76	kW
Effektforbruk fra hovedtilførsel, inkl frekvensomformer	2.90	kW

## Andre komponenter

**Seksjoner**

Produkt	Dimensjoner (Bredde x høyde x lengde)	Vekt
CS-40-1-970-1-2	1720 x 1720 x 970 mm	237 kg
CS-40-0-670-1-2	1720 x 1720 x 670 mm	258 kg
CS-40-0-970-1-2	1720 x 1720 x 970 mm	353 kg
CS-40-0-820-1-5	1720 x 1720 x 820 mm	188 kg

**Bunnramme**

Produkt	Dimensjoner (Bredde x høyde x lengde)	Vekt
DVZ-40-3-150-3540	1720 x 150 x 3430 mm	85 kg

Base frame is supplied apart for the casing and should be mounted locally before sections are placed on it.

Fast forbindelse, 20mm L§ profil	DVT-40-1-D
Fast forbindelse, 20mm L§ profil	DVT-40-1-D
Fast forbindelse, 20mm L§ profil	DVT-40-1-D
Fast forbindelse, 20mm L§ profil	DVT-40-1-D

 Telefon :  
 Faks :

## J Beregning av vifteeffekt ved nattdrift



Fan type ER56C-4DN.F7.1R Art.No. 130571/0F01

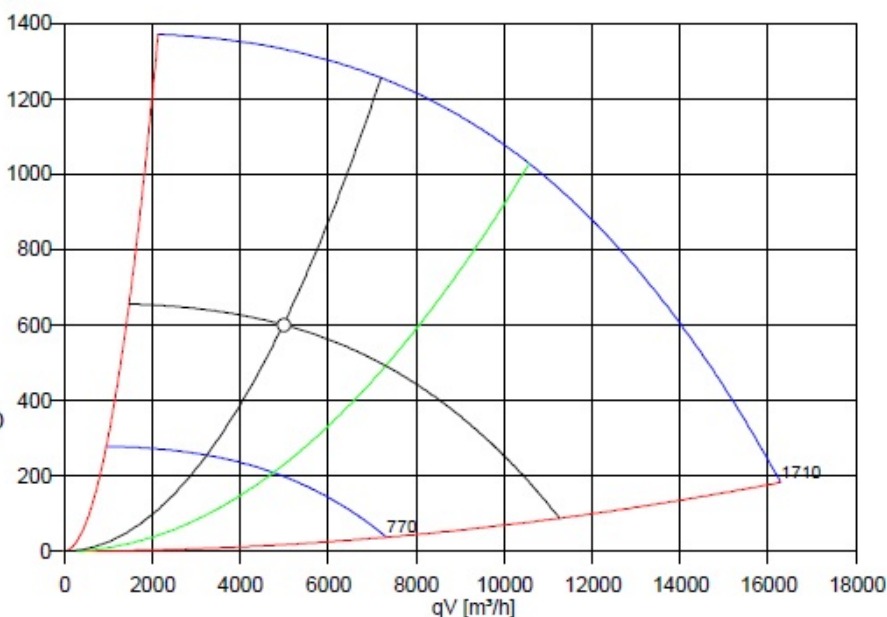
05/29/12 Version 5.0c / 3128

### Fan data

qV 5000 m<sup>3</sup>/h psF [Pa]  
 psF 600 Pa  
 pd2 12 Pa  
 n 1183 1/min  
 PL 1.20 kW  
 PLmax 1.33 kW  
 η<sub>tL</sub> 70.6 %  
 η<sub>faL</sub> 69.3 %  
 ρ 1.21 kg/m<sup>3</sup>  
 at 20°C, 0m

### Motor data

BG 112M / B3 IP55  
 Th.Cl.155, 3~ 400 V/50 Hz D  
 P<sub>nom</sub> 4.00 kW  
 n<sub>nom</sub> 1450 1/min  
 η<sub>M</sub> 88.5 %  
 I<sub>nom</sub> 7.96 A  
 M<sub>nom</sub> 26.53 Nm  
 fop 41 Hz



### Sound power sum level (w/o tonal noise)

Lw5 suction side	73	76	80	79	75	71	66	62	85 dB
Lw6 pressure side	75	78	82	81	77	73	68	64	87 dB
Lw(A)5 suction side	46	60	71	76	75	72	67	61	81 dB
Lw(A)6 pressure side	48	62	73	78	77	74	69	63	83 dB
Octave centre freq.	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000	Hz sum

### Supplements

P1 1.54 kW (incl. Motor and VFD efficiency)  
 PSFP 1108 W/(m<sup>3</sup>/s)  
 f<sub>max</sub> 59 Hz  
 n<sub>max</sub> 1710 1/min

### Additional information

k-factor (C-nozzle, ρ = 1.2 kg/m<sup>3</sup>) 308 (effective pressure 263 Pa)  
 max. dimensions WxHxL 760 x 813 x 767 mm  
 Recommended housing width 1030 x 1030 mm  
 Weight 87 kg

### Accessories (optional)

Rubber damper 30/30/M8/55 Art.No. 00090144  
 Spring suspens. SN 7 Art.No. 02006448  
 Protective grid suction side Art.No. 00409765  
 Flex. connector suction side Art.No. 00405986  
 Freq.inv. IP54 FXDM8.5A Art.No. 308151

Beregningene ble gjennomført av Ronny Danielsen hos Systemair.

## **K Målt energibruk i REMA 1000 Dragvoll (timesverdier)**

Excel-fil med måleresultater er inkludert på CD i mappen Målinger.

Filnavn: 2011.01.01-2011.11.25 Timesverdier REMA1000 Dragvoll

## **L Ventilkalibrering**

Resultatene fra ventilkalibreringen er inkludert på CD-en i mappen Målinger.

Filnavn: Ventilkalibrering

# M HMS-sjekkliste



## Risikovurdering av feltaktivitet (Grovanalyse)

**Enhet:** Energibruk **Dato:** Mars-April 2012  
**Adresse for oppdraget:** REMA 1000 Dragvoll **Prosjektnummer:** 16X898.01  
**Deltakere:** Lars Kristian Nerum (STUDENT NTNU) og Armin Hafner 92857730 **Linjeleder:** I. Camilla Clausen

Aktivitet	Mulig uønsket hendelse/belastning	Eksisterende barrierer/risikoreducerende tiltak	> Økonomi/ materiell > Omdømme > Ytre miljø > Menneske	Nye barrierer/risikoreducerende tiltak (handlingsplan)	❖ Økonomi/ materiell ❖ Omdømme ❖ Ytre miljø ❖ Menneske	Ansv- arlig Frist	Status
Oppkobling av Strømmåler	Strømslag -> DØD	Kun autoriserte Elektriker utfører jobben med godkjent utstyr og kabler som duger for dette.	E5 D4 D4 D4	Gunnar Lohse går gjennom installasjonen i henhold til 'HMS-prosedyrer for strøm- og spenningsrelaterete feltoppdrag utført av SINTEF Energi AS'	B2 B2 B2 B2	GL/ASA P	
Avlesing av energibruk til Kompressor	At datautstyr/ logger ikke fungerer	Tar kontakt med GL, ikke lov for uvedkomne å fikle med kabler	1A 1A 1A 1A	ingen			
Temperaturmåling i ventilasjonsanlegg	At datautstyr/ logger ikke fungerer	Tar kontakt med Jostein Bakken	1A 1A 1A 1A	ingen			
> I dette feltet skal en sette sannsynlighet x konsekvens, f.eks. 1A (Gir risikoverdi med eksisterende barrierer). ❖ I dette feltet skal en sette sannsynlighet x konsekvens, f.eks. 1A (Angir den nye risikoverdi etter at de fast satte tiltak er gjennomført)							

- Sannsynlighet**
1. Svært liten
  2. Liten
  3. Middels
  4. Stor
  5. Svært stor

- Konsekvens**
- A. Svært liten
  - B. Liten
  - C. Moderat
  - D. Alvorlig
  - E. Svært alvorlig

- Kan risikovurdere:**
- Menneske = Sannsynlighet & Konsekvens Menneske
  - Ytre miljø = Sannsynlighet & Konsekvens Ytre miljø
  - Økonomi/materiell = Sannsynlighet & Konsekvens Øk/materiell
  - Omdømme = Sannsynlighet & Konsekvens Omdømme



### Sannsynlighet vurderes etter følgende veiledende kriterier:

Svært liten 1	Liten 2	Middels 3	Stor 4	Svært stor 5
Sjeldnere enn en gang hvert 50. år.	Mellom en gang hvert 10. år og en gang hvert 50. år.	Mellom en gang hvert år og en gang hvert 10. år.	Mellom en gang hver måned og en gang hvert år.	Oftere enn hver måned.

### Konsekvens vurderes etter følgende veiledende kriterier:

Gradering	Menneske	Ytre miljø	Øk/materiell	Omdømme
<b>E</b> Svært Alvorlig	Død	Varig skade. Brudd på lov, forskrifter eller egne krav/mål med svært alvorlige følger.	Drifts- eller aktivitetsstans > 1 år. Tap > 5 mill.	Troverdighet og respekt betydelig og varig svekket
<b>D</b> Alvorlig	Alvorlig personskade. Mulig uførhet.	Alvorlig miljøskade. Lang restitusjonstid. Brudd på lov, forskrifter eller egne krav/mål med alvorlige følger.	Drifts- eller aktivitetsstans Fra ½ år opp til 1 år Tap < 5 mill.	Troverdighet og respekt betydelig svekket
<b>C</b> Moderat	Alvorlig personskade. Skade m/fravær	Større miljøskade kort restitusjonstid. Brudd på retningslinjer/prosedyre/tradisjon.	Drifts- eller aktivitetsstans Fra 1 måned og opp til ½ år Tap < 1 mill.	Troverdighet og respekt svekket
<b>B</b> Liten	Skade som krever medisinsk behandling, men ikke nødvendigvis skade m/fravær	Mindre miljøskade. Indikasjoner på at retningslinjer/prosedyrer ikke følges i tilstrekkelig grad.	Drifts- eller aktivitetsstans fra 1 uke opp til 1 måned. Tap < ¼ mill.	Negativ påvirkning på troverdighet og respekt
<b>A</b> Svært liten	Skade som krever førstehjelp	Ubetydelig miljøpåvirkning. . Dårlig visuelt inntrykk i kortere tid. Forholdet er ikke knyttet til brudd på retningslinjer eller prosedyrer.	Drifts- eller aktivitetsstans < 1uke. Tap < 50.000 NOK	Liten påvirkning på troverdighet og respekt

### Risikoverdi = Konsekvens & Sannsynlighet (f.eks. "C4")

Beregn risikoverdi for Menneske. Enheten vurderer selv om de i tillegg vil beregne risikoverdi for Ytre miljø, Økonomi/materiell og Omdømme. I så fall beregnes disse hver for seg.

### Til kolonnen "Kommentarer/status, forslag til forebyggende og korrigierende tiltak":

Tiltak kan påvirke både sannsynlighet og konsekvens. Prioriter tiltak som kan forhindre at hendelsen inntreffer, dvs. sannsynlighetsreducerende tiltak foran skjerpet beredskap, dvs. konsekvensreducerende tiltak.



	Risikovurdering (grovanalyse)		
	Utarbeidet av	Dato	
	Godkjent av	Gradering	

### MATRISSE FOR RISIKOVURDERINGER I SINTEF

KONSEKVENNS		E1	E2	E3	E4	E5
Svært alvorlig						
Alvorlig		D1	D2	D3	D4	D5
Moderat		C1	C2	C3	C4	C5
Liten		B1	B2	B3	B4	B5
Svært liten		A1	A2	A3	A4	A5
		Svært liten	Liten	Middels	Stor	Svært stor
		SANNSYNLIGHET				

Prinsipp over akseptkriterium. Forklaring av fargene som er brukt i risikomatrisen.

Farge	Beskrivelse
Rød	Uakseptabel risiko. Tiltak skal gjennomføres for å redusere risikoen.
Gul	Vurderingsområde. Tiltak skal vurderes.
Grønn	Akseptabel risiko. Tiltak kan vurderes ut fra andre hensyn.

**Skjema for Sikker Jobb Analyse (SJA)**

S

SJA tittel: <i>Test av TA-Ventil</i>	
Dato: 31.01.2012	Sted: <i>Lab-Sinkef i bil-rigg</i>
Kryss av for utfylt sjekklister:	

Deltakere:		
Lars Kristian Nerum		
Armin Hafner		
SJA-ansvarlig: Armin Hafner		

Arbeidsbeskrivelse: (Hva og hvordan?)  
 En reguleringsventil skal monteres i en testrigg som sirkulerende etylenglykol. Ventilen skal deretter kalibreres ved hjelp av en trykkcelle.

Risiko forbundet med arbeidet:  
 Etylenglykol er en fargeløs, lite flyktig væske med søtlig smak. Etylenglykol er i seg selv lite toksisk, men brytes ned til de sure metabolittene glykolsyre og oksalsyre som kan gi metabolsk acidose og nyresvikt. Antidot er fomepizol eller etanol.

Beskyttelse/sikring: (tiltaksplan, se neste side)  
 Personlig verneutstyr:  
*hansker når vi fyller glykol*

Konklusjon/kommentar:  
*ingen far*

Anbefaling/godkjenning:	Dato/Signatur:	Anbefaling/godkjenning:	Dato/Signatur:
SJA-ansvarlig:	<i>1.2.2012</i> 	Områdeansvarlig:	
Ansvarlig for utføring:		Annen (stilling):	

### Skjema for Sikker Jobb Analyse (SJA)

S

HMS aspekt	Ja	Nei	Ikke aktuelt	Kommentar / tiltak	Ansv.
<b>Dokumentasjon, erfaring, kompetanse</b>					
Kjent arbeidsoperasjon?	X				
Kjennskap til erfaringer/uønskede hendelser fra tilsvarende operasjoner?		X			
Nødvendig personell?		X			
<b>Kommunikasjon og koordinering</b>					
Mulig konflikt med andre operasjoner?		X			
Håndtering av en evt. hendelse (alarm, evakuering)?	X				Amis
Behov for ekstra vakt?		X			
<b>Arbeidsstedet</b>					
Uvante arbeidsstillinger?		X			
Arbeid i tanker, kummer el.lignende?		X			
Arbeid i grøfter eller sjakter?		X			
Rent og ryddig?	X				
Verneutstyr ut over det personlige?		X			
Vær, vind, sikt, belysning, ventilasjon?		X			
Bruk av stillaser/lift/seler/stropper?		X			
Arbeid i høyden?		X			
Ioniserende stråling?		X			
Rømningsveier OK?	X				
<b>Kjemiske farer</b>					
Bruk av helseskadelige/giftige/etsende kjemikalier?	X			bruk av latex-handsk	A
Bruk av brannfarlige eller eksplosjonsfarlige kjemikalier?		X			
Må kjemikalierne godkjennes?		X			
Biologisk materiale?		X			
Støv/asbest?		X			
<b>Mekaniske farer</b>					
Stabilitet/styrke/spenning?		X			
Klem/kutt/slag?		X			
Støy/trykk/temperatur?		X			
Behandling av avfall?		X			
Behov for spesialverktøy?		X			
<b>Elektriske farer</b>					
Strøm/spenning/over 1000V?		X			
Støt/krypstrom?		X			
Tap av strømtilførsel?		X			
<b>Området</b>					
Behov for befarings?		X			
Merking/skilting/avsperring?		X			
Miljømessige konsekvenser?		X			
<b>Sentrale fysiske sikkerhetssystemer</b>					
Arbeid på sikkerhetssystemer?		X			
Frakobling av sikkerhetssystemer?		X			
<b>Annet</b>					



## **N Måledata**

### **N.1 Måledata behandlet av SINTEF Energi**

Excel-fil med energidata er inkludert på CD i mappen Målinger/.

Filnavn: 10.04.01-11.03.31 Energidata REMA-butikker SINTEF

### **N.2 Måleresultater frittstående utstyr i REMA 1000 Dragvoll**

Excel-fil med måleresultater er inkludert på CD i mappen Målinger/.

Filnavn: 2012.02.20 Plug-in-utstyr – Målinger

### **N.3 Måledata fra SD-anlegget (Intent)**

Alle måledata hentet fra butikkens SD-anlegg er inkludert på CD i mappen Målinger/Intent/.

#### **N.3.1 Energibruk kuldeanlegg 1.5.-2.6.2012**

Filnavn: 2012.05.01-06.02 Timesverdier Kuldeanlegg REMA1000 Dragvoll

#### **N.3.2 Energibruk kuldeanlegg 1.1.-31.12.2011**

Filnavn: 2011.01.01-2011.12.31 Timesverdier REMA1000 Dragvoll

#### **N.3.3 Energibruk 1.1.-25.11.2011**

Filnavn: 2011.01.01-2011.11.25 Timesverdier REMA1000 Dragvoll

### **N.4 Resultater fra målinger gjort i ventilasjonsanlegget**

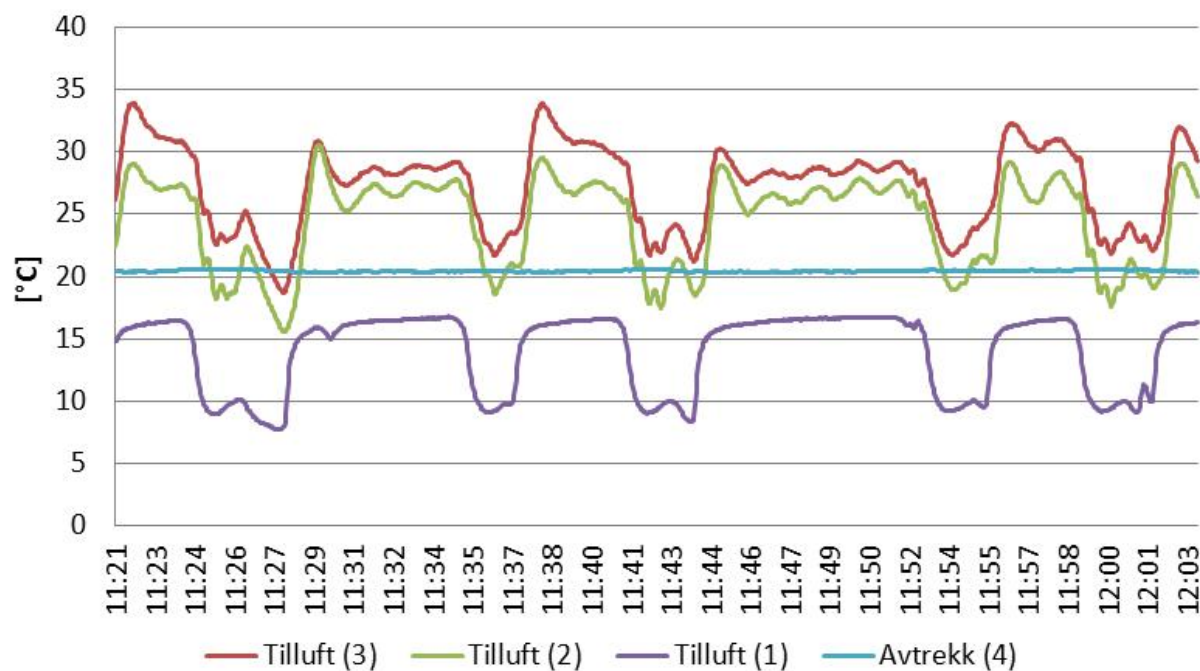
Alle måleresultater er inkludert på oppgavens medfølgende CD i mappen Målinger/Ventilasjon/.

#### **N.4.1 Måling 1**

Filnavn: DAT00 02.17-20 Logging 1

#### **N.4.2 Måling 2**

Filnavn: DAT01 02.29 Logging 2 – kontinuerlig



Figuren viser temperaturen etter de forskjellige varmeavgiverene i ventilasjonsanlegget og avtrekkstemperaturen. Loggingene er kontinuerlige og gjennomført 29. februar 2012.

#### N.4.3 Måling 3

Filnavn: DAT02 02.29-03.01 logging 3

#### N.4.4 Måling 4

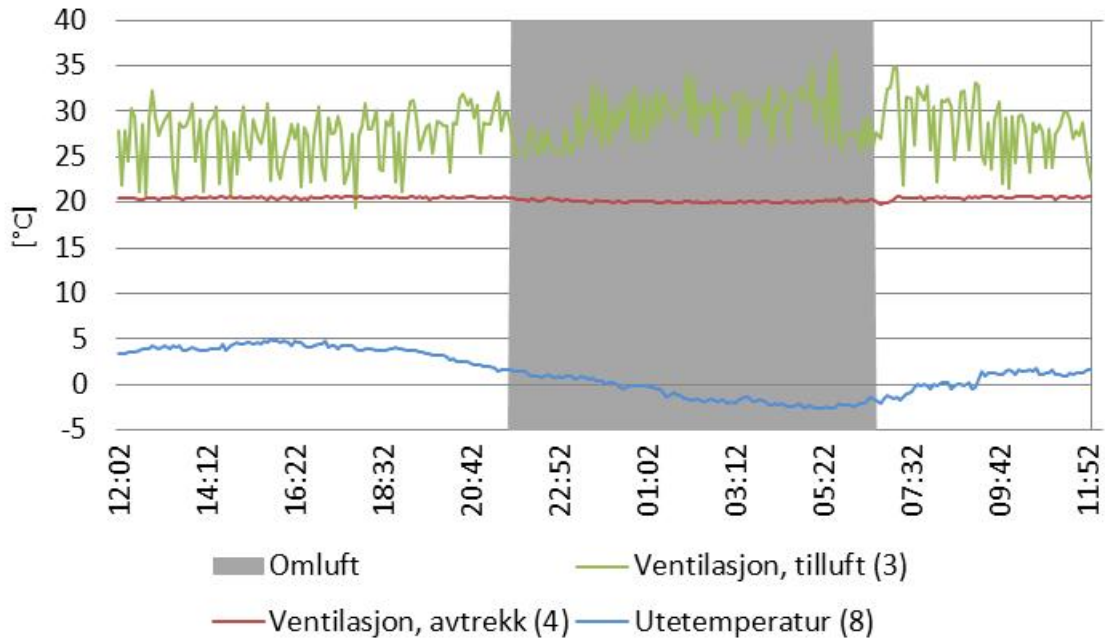
Filnavn: DAT03 03.01-05 Logging 4

#### N.4.5 Måling 5

Filnavn: DAT04 Logging 5 – kontinuerlig

#### N.4.6 Måling 6

Filnavn: DAT05 Logging 6



Figuren viser tillufts-, avtrekks- og utetemperaturene over 24 timer den 12. og 13. april 2012. Tidspunktet for når ventilasjonsanlegget er i omluftsmodus er markert med grått i figuren.

#### N.4.7 Måling 7

Filnavn: DAT06 Logging 7

#### N.4.8 Måling 8

Filnavn: DAT07 Logging 8

### N.5 Resultater fra målinger gjort i kuldeanlegget

#### N.5.1 Måling 1

Måleresultatene for hver kompressor, samt en sammenstilling av kompressorenes effektbehov er inkludert på CD i mappen Målinger/Kuldeanlegg/.

Kompressor	Filnavn
1NK	04.1 1NK 1min logging
2NK	04.2 2NK 1min logging
1TK	04.3 1TK 1min logging
2TK	04.4 2TK 1min logging
Sammenstilling	04 Sammenstilling

## **O Datablad Grundfos In-Line sirkulasjonspumper**

Hele katalogen for Grundfos In-Line sirkulasjonspumper (144 sider) er inkludert på oppgavens CD, i mappen Litteratur.

Filnavn: Grundfos sirkulasjonspumper

## **P Klimadata fra klima.no**

Klimadataene er inkludert på CD.

Filnavn: 2010-11 Klimadata for Voll, Flesland og Drammen

# Q HXSIM Resultatrapport

SIMULATION RESULTS FROM HXSIM

Page 1 of 9

## HEAT EXCHANGER CALCULATION, USING HXSIM

```
H A H X  --  HXSIM v5.0 2007
Simulation
results          ID: IndoorNewHX3
Date: 21-MAY-2012   Dataset: rema_systemair_LK
Time: 17:42

Status: Case did      converge after 15 iterations

Type of heat exchanger: Freecooler

Tube concept: Tube-in-fin   Fin concept: Plate
Tube variant: Round        Fin variant: Plain
```

---

### GEOMETRY:

---

MAIN DIMENSIONS:		TUBE BUNDLE AND LAMELLAS:	
Core length	: 1.605 m	Tube diameter(s)	: 15.60 / 14.20 mm H
Finned tube length	: 1.885 m		: 15.60 / 14.20 mm V
Core height	: 0.720 m	Fin thickness	: 0.15 mm
Core depth	: 0.120 m	Fin spacing	: 2.00 mm
Air side area	:125.93 m <sup>2</sup>	Fin material	:HA-Aluminium
Tube inner area	: 3.52 m <sup>2</sup>	Tube material	:Copper
Area ratio	: 37.10 -	Tube arrangement	:Staggered_down
		Number of vertical tubes	: 12
Core weight	:48.693 kg	Vertical tube pitch :	60.00 mm
Tube weight	:23.431 kg	Number of horizontal tubes :	4
Fin weight	:25.261 kg	Horizontal tube pitch:	30.00 mm

---

### OPERATING CONDITIONS:

---

#### Refrigeration side:

```
Refrigerant          : EthyleneGlycol
Refrigerant freezing temperature : -26.17
Refrigerant glycol concentration : 45.00 %
Inlet refrigerant temperature. : 38.00 °C
```

file://C:\hxsim2007\basic\data\rema\_systemair\_LK.html

5/21/2012



Inlet glycol specific heat capacity : 3617.8J/kg K  
 Outlet glycol specific heat capacity : 3596.0J/kg K

Inlet glycol density : 1040.5kg/m3  
 Outlet glycol density : 1043.4kg/m3

Refrigerant flow :2.5000 kg/s (9000.0 kg/h)

**Air side:**

Inlet air temperature : 10.30 °C  
 Relative humidity : 30.00 %  
 Air flow direction : East  
 Air face velocity : 2.43 m/s  
 Air flow : 2.778 m<sup>3</sup>/s (10000 m<sup>3</sup>/h)  
 Air flow (standard) : 2.818 Sm<sup>3</sup>/s (10145 Sm<sup>3</sup>/h)

**HEAT PERFORMANCE CALCULATION SUMMARY:****Main results**

Performance :48607.03 W  
 Overall heat transfer coefficient : 14.38 W/m<sup>2</sup>°C  
 Exit temperature difference : 26.84 K

**Air side:**

Mean heat flux : 385.98 W/m  
 Pressure drop : 116.09 Pa  
 Theoretical fan power demand : 322.48 W

**Refrigerant side:**

Mean heat flux :13801.82 W/m  
 Pressure drop (including headers) : 34.61 kPa ( 0 K)  
 (Without headers) : 43.00 kPa  
 Theoretical pumping power : 62.99 W  
 Total refrigerant flow : 2.5000 kg/s (150.00kg/min)  
 Refrigerant content :13366.09 g  
 Outlet temperature : 37.14 °C

**GEOMETRY CALCULATIONS:****MAIN DIMENSIONS:**

Core length : 1.605 m Air side area : 125.93 m

Finned tube length:	1.585 m	Tube inner area	: 3.52 m
Core height :	0.720 m	Area ratio	: 37.10 -
Core depth :	0.120 m	Air face area	: 1.141 m
Core weight	: 48.693 kg	Fin area	: 122.48 m
Tube weight	: 23.431 kg	Air side	
Fin weight	: 25.261 kg	tube area	: 3.45 m
		Contraction ratio	: 0.92 -

---

## TUBE BUNDLE AND FIN DATA:

### Tube Data

Tube variant	: Round
Tube diameter	: 15.60 / 14.20mm
Return bend diameter	: 15.60 / 17.00mm
Tube wall thickness	: 0.70 mm
Tube enhancement factors,	
- Refrigerant side heat transfer	: 1.00
- Corresponding pressure drop increase	: 1.00
- Refrigerant side surface	: 1.00
- Air side heat transfer	: 1.00
- Corresponding pressure drop increase	: 1.00
- Air side surface	: 1.00
Tube material,	: Copper
- Thermal conductivity	: 400.00 W/m K
- Density	: 8950.00 kg/m <sup>3</sup>
Tube weight,	
- Total weight	: 23.43 kg
- Weight per meter	: 0.2933 kg/m

### Fin data

Fin variant	: Plain
Fin thickness	: 0.15 mm
Fin spacing	: 2.00 mm
Total number of fins	: 793 -
Fixed fin efficiency	: 1.00 %
Fin enhancement factors	
- Surface enhancement	: 90.00 -
- Heat transfer enhancement	: 1.25 -
- Corresponding pressure drop increase	: 1.24 -
Fin material,	: HA-Aluminium
- Thermal conductivity	: 180.00 W/m K
- Density	: 2750.00 kg/m <sup>3</sup>

**Refrigerant circuits**

Arrangement:	:	Staggered_down
Number of vertical tubes	:	12
center distance, vertical tubes	:	60.00 mm
Number of horizontal tubes	:	4
center distance, horizontal tubes	:	30.00 mm
Number of refrigerant circuits	:	12 -
Number of tube groups	:	4 -
Tubes per refrigerant circuit	:	48 -
Circuit length/diameter - ratio	:	452.11 -
Total number of tube positions	:	48 -
Total tube length	:	77.04 m
Total inner geometrical volume:	:	12.68 dm <sup>3</sup> (1)

**Outlet manifold**

Hydraulic diameter	:	60.00 mm
Flow area	:	2827.43 mm <sup>2</sup>
Obstruction ratio	:	0 m/m
Obstruction loss coefficient	:	0.18 -
Outside diameter	:	63.50 mm
Outlet tube diameter	:	63.50 mm
Estimated weight	:	2093.85 g

---

**TUBE CIRCUIT LAYOUT:****Circuit layout:****AIR SIDE RESULTS:****Heat transfer:**

Heat transfer on the fins	:	66.88 W/m <sup>2</sup> °C
Heat transfer, tube air side	:	81.44 W/m <sup>2</sup> °C
Total heat transfer coefficient	:	

referred to air side area and  
air side tube wall temperature. 60.77 W/m<sup>2</sup>°C

Fin efficiency, mean value 90.00 -

**Louver data:****Bulk air properties**

Moist air properties	Temperature °C	Enthalpy J/kg	Specific humidity kg/kg d.air	Relative humidity %
Inlet air condition	10.30	16173.95	0.00232	30.00
Outlet air condition	35.08	42131.76	0.00232	7.74

**Heat transfer resistance**

## Distribution of total heat transfer resistance

Air side	:	53.65 %
Tube walls	:	0.75 %
Contact conductivity resistance	:	2.18 %
Refrigerant side	:	43.41 %
Refrigerant side, pressure drop	:	0 %

**REFRIGERANT SIDE RESULTS:**

Average refrigerant side heat transfer  
coefficient 2685.72 W/m<sup>2</sup>K

Mean value for refrigerant mass flow rate  
for all the refrigerant circuits. 1315.50 kg/m<sup>2</sup> s

**Pressure drop**

Heat exchanger pressure drop	Pa	K
Inlet header pressure drop	-2260.6	
- redirection	462.4	
- gravitational	-3674.6	
- acceleration	532.1	
- friction	23.6	
- mixing	156.9	
- obstruction	238.9	
Total refrigerant side pressure drop	34609.9 -	
In tubes	31922.1 -	
In headers/bends	2687.8 -	
Outlet header pressure drop	-6133.4	
- redirection	894.6	
- gravitational	-7352.3	
- acceleration	-1063.8	
- friction	60.0	
- mixing	714.5	
- obstruction	613.8	
Total pressure drop	26215.9	

### Circuit performance

Conditions in refrigerant circuits no.		1	2
Inlet refrigerant temperature, °C		38.00	38.00
Outlet refrigerant temperature, °C		37.44	36.84
Mass velocity, kg/m <sup>2</sup> s		1314.0	1317.0
Refrigerant flow, kg/min		74.66	74.66
Refrigerant velocity		1.26	1.27
Re-number		3052	3059
Laminar/Transition/Turbulent flow		Turb.	Turb.
Refrigerant circuit performance, W		2626.55	5474.62
Refrigerant circuit pressure drop, bar		0.35	0.35
Vapour quality, inlet,	-	0	0
Vapour quality, outlet,	-	0	0

---

### MEAN VALUES FOR EACH REFRIGERANT TUBE

---

Circuit no	1	1	1	1
Tube no.	1	2	3	4



Geometry grid location:					
x-position (mm)		0	0	30.0	60.0
y-position (mm)		630.0	690.0	660.0	690.0
Refrigerant side:					
Mass velocity,	kg/m <sup>2</sup> s	1314.00	1314.00	1314.00	1314.00
(Saturation) temperature,	°C	37.95	37.88	37.79	37.56
Wall temperature,	°C	35.85	36.41	34.87	30.22
Vapour fraction,	-	0	0	0	0
Void fraction,	-	0	0	0	0
Heat flux,	W/m <sup>2</sup>	5584.98	3913.82	7751.87	19433.04
Heat transfer coefficient,	W/m <sup>2</sup> °C	2695.81	2692.81	2688.79	2679.30
Pressure drop,	Pa	3994.13	3997.15	4001.20	4007.50
Air Side:					
Heat flux,	W/m <sup>2</sup>	152.42	106.81	211.56	530.35
Heat transfer on fins,	W/m <sup>2</sup> °C	66.88	66.88	66.88	66.88
Heat transfer on tube wall,	-'-	81.44	81.44	81.44	81.44
Fin efficiency,	-	0.900	0.900	0.900	0.900
Tube wall temperature,	°C	35.843	36.401	34.853	30.187
Average fin temperature,	°C	35.566	36.196	34.492	29.281
Inlet air temperature,	°C	31.520	33.157	29.328	16.320
Outlet air temperature,	°C	34.615	35.541	33.157	25.922
Outlet air relative humidity,	%	8.50	6.98	8.15	8.84
Sum capacity refrigerant side	W	399.885	280.229	555.034	1391.406
Sum capacity air side	W	358.637	223.439	621.613	1390.237
□	- 1 -			21-MAY-2012	
Circuit no		2	2	2	2
Tube no.		5	6	7	8
Geometry grid location:					
x-position (mm)		30.0	60.0	90.0	90.0
y-position (mm)		600.0	630.0	600.0	660.0
Refrigerant side:					
Mass velocity,	kg/m <sup>2</sup> s	1317.00	1317.00	1317.00	1317.00
(Saturation) temperature,	°C	37.88	37.67	37.36	36.99
Wall temperature,	°C	32.85	32.42	28.01	27.73
Vapour fraction,	-	0	0	0	0
Void fraction,	-	0	0	0	0
Heat flux,	W/m <sup>2</sup>	13403.23	13961.63	24743.70	24352.55
Heat transfer coefficient,	W/m <sup>2</sup> °C	2697.91	2689.04	2675.91	2660.06
Pressure drop,	Pa	4013.06	4022.04	4025.16	4018.04
Air Side:					
Heat flux,	W/m <sup>2</sup>	365.79	381.03	675.28	664.61
Heat transfer on fins,	W/m <sup>2</sup> °C	66.88	66.88	66.88	66.88
Heat transfer on tube wall,	-'-	81.44	81.44	81.44	81.44
Fin efficiency,	-	0.900	0.900	0.900	0.900
Tube wall temperature,	°C	32.829	32.393	27.964	27.685
Average fin temperature,	°C	32.204	31.742	26.809	26.548
Inlet air temperature,	°C	23.270	22.437	10.300	10.300

Outlet air temperature,	°C	29.885	29.328	22.533	22.340
Outlet air relative humidity,	%	11.63	9.34	13.15	12.67
Sum capacity refrigerant side	W	959.672	999.653	1771.650	1743.643
Sum capacity air side	W	993.018	998.811	1770.740	1742.734

---

### MEAN VALUES FOR EACH REFRIGERANT CIRCUIT

---

Refrigerant circuit no.		1	2
Refrigerant mass flow rate,	kg/m <sup>2</sup> s	1314.00	1317.00
(Saturation) temperature,	°C	37.79	37.48
Wall temperature,	°C	34.34	30.25
Void fraction,	-	0	0
Vapour quality,	-	0	0
Heat flux,	W/m <sup>2</sup>	9170.92	19115.28
Heat transfer, refrigerant,	W/m <sup>2</sup> °C	2689.17	2680.73
Heat flux air side,	W/m <sup>2</sup>	250.28	521.68
Heat transfer, fins,	W/m <sup>2</sup> °C	66.88	66.88
Heat transfer, tube air side, -'-	-	81.44	81.44
Fin efficiency,	-	0.900	0.900
Air side tube wall temperature,	°C	34.321	30.218
Fin temperature, mean value,	°C	33.884	29.326
Inlet air temperature,	°C	27.581	16.577
Outlet air temperature,	°C	32.309	26.022
Refrigerant side capacity	W	2626.554	5474.618
Air side capacity	W	2593.927	5505.303

---

### SIMULATION CONTROL:

---

Number of calculations:		
Maximum number of allowed iterations:		15
Minimum number of iterations:		3
Actual number of iterations used		15
Simulation accuracy:		
Maximum enthalpy difference:	Specified	Actual
	2.00 (	0.02) %
Max pressure variation between circuits	500.00 (	75.48) Pa

```

Max temperature difference          1.00 ( 0.45) K

Heat exchanger grid:
Number of calculation steps between bends      6

Heat transfer and pressure drop correlation used:
Single phase heat transfer:          Kakac
Supercritical heat transfer:         Kakac (Jackson/Fewster 1970)
Two-phase flow heat transfer:        Travis
Single-phase pressure drop:          Neraas
Supercritical pressure drop:         Neraas
Two-phase flow pressure drop:        Neraas

Mass flow distribution (Equal Pressure )
Method used:                          Simple
Number of calculation steps suppressing
  massflow distribution:                10
'Non-linear' exponent when using the 'simple' update method: 0.10

```

**SIMULATION LOG:**


---

```

Number of iterations:                15
Enthalpy deviation:                  0.02 %

Pressure deviation between circuits:  0.08 kPa

Temperature deviation:                0.45 K

Used CPU time:                       0.47 seconds

```

---