

# Utvikling av varmepumpesystem med skøytebane som en av energikildene for oppvarming av tilliggende bygninger og forbrukssteder

**Sigurd Berger Lindstøl**

Master i energi og miljø

Innlevert: juni 2018

Hovedveileder: Trygve Magne Eikevik, EPT

Medveileder: Kay Henning Holum, Risør Kommune

Norges teknisk-naturvitenskapelige universitet  
Institutt for energi- og prosesseteknikk



## Sammendrag

Det har blitt vurdert utbygging av kunstisbane på Kjempesteinsmyra i Risør kommune. I lys av verdens klimautfordringer vil et tidsriktig energisystem være aktuelt ved eventuell gjennomførelse. En kunstisbane er i virkeligheten et solenergisystem der varme fanges opp og transporteres fra isdekket. En varmepumpe bringer varmen opp til høyere temperaturer før det leveres til omgivelsene. Denne fornybare energien har betydelig samfunnsmessig verdi.

I området på Kjempesteinsmyra befinner det seg flere offentlige bygninger. Det finnes to skoler, to idrettshaller og en barnehage, alt innenfor en radius på 300 meter fra isbanens aktuelle plassering. Per dags dato benytter alle bygningene seg av elektriske panelovner til romoppvarming, bortsett fra i barnehagen. For et varmepumpeanlegg innebærer det at deler av bygningsmassene må konverteres til vannbåren varme. I tillegg er det nylig bygget en kunstgressbane like ved, med varmerør under banedekket til tining av is. Alt dette har behov for varme.

Varmebehovet ble hovedsakelig beregnet ved bruk av simuleringsprogrammet SIMIEN. Totalt utgjorde dette 1591 MWh per år. Målt totalt strømforbruk for bygningene var tilgjengelig. Norges vassdrag- og energidirektorat har beregnet at oppvarming i gjennomsnitt utgjør en andel på 60-75 % av totalt energiforbruk, avhengig av bygningstype. Når dette utgjorde 1337 MWh per år, ble simuleringene vurdert til å være relativt virkelighetsnære.

En overordnet modell for energitutveksling i isbanen ble utviklet ved å beregne alle varmelastene inn på banen i løpet av en driftssesong. Dette er avgjørende for kjølebehovet, og dermed potensialet til varmepumpen. For solinnstråling ble en modell produsert i Excel, som blant annet kalkulerer hvor stor andel av banen som er skyggelagt. Resten av modellen ble produsert i MATLAB, og brukte klimadata for de siste fire sesongene som input.

De to idrettsbygningene på Kjempesteinsmyra har et stort varmtvannsbehov. Grunnet dette er en direkte systemløsning med CO<sub>2</sub> som arbeidsmedium valgt. God volumetrisk varmeytelse gjør at CO<sub>2</sub> egner seg for høye trykktemperaturer som nettopp varmtvann krever. REFPROP, en database med termodynamiske egenskaper, er brukt i kombinasjon med MATLAB, for å beregne varmetilskuddet fra et slikt system. For en

driftssesong fra 1. november til 28. februar er netto varmeleveranse på 396 896 kWh (fratrukket energibehovet til kompressoren). Selv om dette dekker 41 % av varmebehovet denne perioden, vil ikke isbanen som eneste varmekilde harmonere optimalt med varmebehovet. Når lufttemperaturen går ned mot -10 °C vil det ikke være behov for kjøling av isbanen, samtidig som det vil være et stort, tilliggende oppvarmingsbehov. Derfor anbefales en supplerende varmekilde. I oppgaven trekkes energibrønner fram som en fornuftig løsning, ettersom overskuddsvarme kan dumpes tilbake til berggrunnen på varme dager. Med rundt 54 brønner på 200 meter hver, vil varmepumpen kunne yte 1250 kW. Energidekningsgraden vil da utgjøre 90-100 % av det totale varmebehovet.

Før en eventuell utbygging blir gjennomført, bør dette energisystemet sammenlignes opp mot andre løsninger. Dette vil være en betydelig investering for Risør kommune. På sikt bør reduksjonen i energiforbruk utgjøre en økonomisk fordel.

## Abstract

At Kjempesteinsmyra in the municipality of Risør, a construction of an ice rink has been considered. Regarding the climate challenges we are facing today, a timely energy system is applicable in the case of execution. An ice rink is a solar heating system, where heat is caught up and transported from the ice surface. A heat pump brings the heat to a higher temperature, before it is delivered to its surroundings. This renewable energy cuts yearly electric energy consumption and is a good impact on the environment.

There are several public buildings at Kjempesteinsmyra. Two schools, two sports halls, and a kindergarten. All of these are within a 300-meter radius from the ice rinks location. Except for the kindergarten, these buildings are today using electric panel heaters to warm up the premises. This means that larger parts of the heating system they have today should be converted to waterborne heat. In addition to these buildings, there is a synthetic turf close to the ice rink, which has heat pipes underneath the surface for melting of ice.

The total heat requirement for these buildings and the synthetic turf is mainly calculated using the simulation program SIMIEN. This amounted to 1591 MWh per year. The total power consumption for the buildings was available. Norways Water Resources and Energy Directorate has calculated that the heating in average will amount to 60-75% of the total energy consumption, depending on the types of buildings. When this amounted to 1337 MWh per year, the simulated numbers were relatively realistic.

A superior model for energy exchange in the ice rink was developed to calculate all the heat loads that goes through the rink during the season. This is crucial for the cooling requirements, and the potential for the heating pump. A model for the solar radiation was then produced in Excel, that among other things calculates the proportions of which the rink is shaded. The rest of the model was produced in MATLAB, and climate data from the past four seasons was used as input here.

The two sports halls at Kjempesteinsmyra has a sizable requirement for hot water. Based on this, a direct system solution with CO<sub>2</sub> was chosen. Good volumetrically thermal performance makes CO<sub>2</sub> is suitable for higher pressure temperatures that hot water requires. REFPROP, a database for thermodynamic properties, is used in a combination with

MATLAB to calculate the thermal energy delivered from a system like this. During a season from 1<sup>st</sup> of November to 28<sup>th</sup> of February the net energy delivered is 396.896 kWh (where the compressors energy consumption is subtracted). Even though this covers 41 % of the required heating for this period, the ice rink alone will not be sufficient as the only source for heat. When the air temperature is at -10 °C there will not be a need for cooling the ice rink. At the same time the heating requirement will approach its maximum. Therefore, a secondary source for heating is recommended. Geothermal energy is a suitable alternative, as surplus heat can be dumped back to the bedrock on warm days. The heat pump will be able to provide 1250 kW with about 54 wells, each 200 meters deep. The energy coverage will then amount to 90-100 % of the total heating requirements.

Before any construction will be carried out, this energy system should be compared up against other solutions. This will be a significant investment for the municipality of Risør, and should in the long run pose an economic advantage with the reduction in energy consumption.

## Forord

Denne masteroppgaven er utført våren 2018 hos Norges teknisk-naturvitenskapelige universitet (NTNU), ved Institutt for energi- og prosessteknikk. Dette som avsluttende del av studieprogrammet «Energi og Miljø».

Jeg vil gjerne rette en stor takk til min veileder Trygve M. Eikevik for gode innspill og råd i løpet av denne perioden. Hjelpen fra Kay H. Holum og Geir Lyngaas i Risør kommune, har vært viktig for utredelsen av varmebehovet på Kjempesteinsmyra.

Takk til mamma, som alltid er der når det trengs. Tusen takk til min samboer Line. Du er min støttespiller og gjør livet mitt bedre, gjennom gode og dårlige tider.

Til slutt vil jeg bruke anledningen til å takke min pappa. Du er mitt store forbilde og en inspirasjon. Tusen takk for alt.

## Innhold

|  |      |
|--|------|
| Sammendrag .....   | I    |
| Abstract .....   | III  |
| Forord .....   | V    |
| Figurliste .....   | VIII |
| Tabelliste .....   | X    |
| 1 Introduksjon .....   | 1    |
| 2 Teori.....   | 2    |
| 2.1 Energibruk til skøytebaner .....                             | 2    |
| 2.1.1 Kjølesystem.....   | 3    |
| 2.1.2 Belysning.....   | 4    |
| 2.2 Energibruk i bygg.....                                       | 4    |
| 2.2.1 Varmetap i bygg.....                                       | 5    |
| 2.2.2 Varmeavgivere.....   | 7    |
| 2.3 Geotermisk energibrønn .....                                 | 8    |
| 2.4 Arbeidsmedier .....  | 10   |
| 2.5 CO <sub>2</sub> som arbeidsmedium.....                       | 11   |
| 3 Litteraturstudie.....  | 13   |
| 3.1 Direkte/indirekte system.....                                | 13   |
| 3.2 CO <sub>2</sub> som sekundærmedium .....                     | 14   |
| 3.3 Varmelaster på skøytebanen.....                              | 16   |
| 3.3.1 Konveksjon – Kondensering .....                            | 16   |
| 3.3.2 Konduksjon.....  | 17   |
| 3.3.3 Stråling.....  | 18   |
| 4 Kjempesteinsmyra.....  | 19   |
| 4.1 Systemvalg.....  | 23   |
| 5 Metode .....   | 28   |
| 5.1 Oppvarmingsbehov til nærliggende bygg og forbrukssteder..... | 28   |
| 5.1.1 SIMIEN .....   | 29   |
| 5.1.2 Excel.....   | 30   |
| 5.2 Varmelaster på skøytebanen.....                              | 31   |
| 5.2.1 Solstråling .....  | 32   |
| 5.2.2 Konveksjon .....   | 33   |
| 5.2.3 Kondensering.....  | 34   |
| 5.2.4 Lys.....   | 34   |
| 5.2.5 Varme fra grunn .....                                      | 35   |



|   |  |     |
|---|--|-----|
| 5.2.6   | Samlemanifolder .....                                    | 35  |
| 5.2.7   | Ispreparering .....                                      | 36  |
| 5.2.8   | Pumpearbeid .....  | 36  |
| 5.2.9   | Brukere .....  | 37  |
| 5.3   | Klimadata .....  | 37  |
| 5.4   | Varmelaster i varmepumpen .....                          | 38  |
| 6   | Resultater .....   | 41  |
| 6.1   | Energibehov til nærliggende bygg og forbrukssteder ..... | 41  |
| 6.1.1   | Excel .....  | 42  |
| 6.1.2   | SIMIEN .....   | 43  |
| 6.2   | Varmelaster .....  | 48  |
| 6.3   | Varmetilskudd fra varmepumpen .....                      | 51  |
| 7   | Analyse og diskusjon .....                               | 53  |
| 7.1   | Bygningene .....   | 53  |
| 7.2   | Kunstisbanen .....                                       | 59  |
| 7.2.1   | Varmelaster .....  | 59  |
| 7.2.2   | Varmetilskudd .....                                      | 63  |
| 7.3   | Sammenligning .....                                      | 65  |
| 8   | Konklusjon .....   | 71  |
| 9   | Forslag til videre arbeid .....                          | 73  |
| 10  | Referanser .....   | 74  |
| Vedlegg A – Utfyllende data fra SIMIEN .....          |  | 78  |
|   | Risørhallen .....  | 78  |
|   | Idrettsbygget .....                                      | 82  |
|   | Barneskolen .....  | 87  |
|   | Ungdomsskolen .....                                      | 92  |
| Vedlegg B – Simulert varmetilførsel (2013-2016) ..... |  | 97  |
|   | Sesong 13/14 .....                                       | 97  |
|   | Sesong 14/15 .....                                       | 101 |
|   | Sesong 15/16 .....                                       | 105 |
|   | Sesong 16/17 .....                                       | 109 |

## Figurliste

|  |    |
|--|----|
| Figur 1 – Fordeling av energibehov i ishall (Rogstam & Hjert, 2010) .....  | 2  |
| Figur 2 – Prinsipiell skisse av et kjølesystem .....   | 3  |
| Figur 3 - Spesifikk energibruk i yrkesbygg. For sykehus og forretning inneholder posten "Elspesifikk" også energibruk til belysning (Norges vassdrag- og energidirektorat, 2016) ..... | 5  |
| Figur 4 - Typiske vertikale temperaturgradienter for varmeavgivere (Zijdemans, 2014) .....   | 7  |
| Figur 5 - Illustrativ skisse for varmeoverføring mellom BHE og grunnen (Stene, 2015) .....   | 9  |
| Figur 6 – Prinsipielt eksempel på temperaturgradienten i fjellgrunnen (Gehlin, 2002) .....   | 9  |
| Figur 7- Eksempel på en transkritisk prosess .....   | 11 |
| Figur 8 - Konvensjonell og transkritisk varmepumpe (Stene, 2016) .....   | 12 |
| Figur 9 - Direkte system og indirekte system .....   | 13 |
| Figur 10 – 2. generasjons kjølesystem med CO <sub>2</sub> som sekundærmedium (Rogstam & Bolteau, 2015, revidert 2016).....   | 14 |
| Figur 11 – Estimert fordeling av varmelaster på utendørs skøytebane uten isolasjon under banedekke (Connelly, 1976) .....  | 16 |
| Figur 12 – Kart over Kjempesteinsmyra .....  | 19 |
| Figur 13 - Grusbanen på Kjempesteinsmyra .....   | 20 |
| Figur 14 – Mål for kortbaneløp (International Skating Union, 2014, p. 123).....  | 21 |
| Figur 15 - Kart over berggrunnen i Risør, med Kjempesteinsmyra markert i rødt (Norges Geologiske Undersøkelse, 2017).....  | 22 |
| Figur 16 – Resultater fra varmeledningsevne målinger av bergartsprøver hovedsakelig fra Asker og Bærum kommune, presentert som boksplokk (Ramstad, et al., 2005, p. 37) .....          | 23 |
| Figur 17 - Tverrsnitt av isbanedekket (Shahzad, 2006) .....  | 24 |
| Figur 18 - Samlemanifolder med kjølerør (Karampour, 2011) .....  | 24 |
| Figur 19 - Isentropisk og volumetrisk virkningsgrad for en piston kompressor (Eikevik, 2018) .....   | 25 |
| Figur 20 - Systemtegning for vinterdrift av anlegget på Kjempesteinsmyra (CO <sub>2</sub> i grønn farge).....  | 26 |
| Figur 21 - Effekt for oppvarming, med hensyn på utetemperatur.....   | 31 |
| Figur 22 - Spiseeffekt og energi som kan bli vannbåren (Skjevraak, 2016).....  | 31 |
| Figur 23 - Beregnet solinnstråling på banen .....  | 33 |
| Figur 24 - Fordelt belyningsstyrke inn på isbanen (Terje Larsen, 2010) .....   | 35 |
| Figur 25 - Temperaturfordeling i tverrsnittet av en isbane med 12,7 mm kobberør (Shahzad, 2006).....   | 38 |
| Figur 26 - Trykk/entalpi-diagram for varmepumpeprosessen .....   | 40 |
| Figur 27 – Månedlig beregnet varmebehov fra Excel .....  | 42 |
| Figur 28 - Risørhallen: Månedlig netto energibehov.....  | 44 |
| Figur 29 - Idrettsbygget: Månedlig netto energibehov .....   | 45 |
| Figur 30 - Barneskolen: Månedlig netto energibehov.....  | 46 |
| Figur 31 - Ungdomsskolen: Månedlig netto energibehov.....  | 47 |
| Figur 32 - Ulike varmelaster og lufttemperatur gjennom sesongen 2016/17 .....  | 48 |
| Figur 33 – Totale varmelaster inn på banen for sesongen 2016/17 .....  | 49 |
| Figur 34 - Varmelaster over en uke i november 2016.....  | 49 |
| Figur 35 - Varmelaster over en uke i februar 2017 .....  | 50 |
| Figur 36 - Andeler av de ulike varmelastene .....  | 50 |
| Figur 37- Månedlig beregnet varmetilskudd fra varmepumpen.....   | 52 |
| Figur 38 –Månedlige varmebehov sammenstilt.....  | 55 |
| Figur 39 – Konsekvens energiforbruk med hensyn på antall soner uten solskjerming (venstre) og med solskjerming (høyre) (O'brien, et al., 2011).....                                    | 57 |
| Figur 40 - Varmelaster i Risør, 1. november 2016.....  | 60 |

|  |    |
|--|----|
| Figur 41 - Varmelaster i Norrtälje, 1. november 2010 (Khalid, 2012) .....  | 61 |
| Figur 42 – Andeler av varmelastene for 1. november på isbanen i Norrtälje og Risør .....                             | 62 |
| Figur 43 - Andeler av varmelastene for hele driftssesonger på isbanen i Norrtälje og Risør .....                     | 63 |
| Figur 44 - Gjennomsnittlig varmetilskudd for varmepumpen i Risør (tidligere og oppdaterte beregninger) .....         | 64 |
| Figur 45 - Sammensatt varmebehov fra SIMIEN .....  | 65 |
| Figur 46 - Varmeleveranse fra varmepumpen og effektbehov til nærliggende bygg for en uke i februar 2017 .....        | 66 |
| Figur 47 - Totalt månedlig varmebehov for skolene og idrettsbygningene, samt varmetilskudd for driftssesongen .....  | 67 |
| Figur 48 - Varmeleveranse fra varmepumpen og effektbehov til nærliggende bygg for en uke i november 2016 .....       | 68 |
| Figur 49 - Varmebehovet etter varmetilskuddet fra isbanen .....  | 69 |
| Figur 50 - Eksempel på luftkjøler: "LSE luft/vann 360 – 1200 kW- Multiscroll " (Energi & Klimateknikk AS, 2017)..... | 70 |

## Tabelliste

|  |    |
|--|----|
| Tabell 1 – Standardverdier for gjennomsnittlig varmetilskudd fra interne laster i driftstiden (Standard Norge, 2014, p. 39)..... | 8  |
| Tabell 2 - Fordeler/Ulemper med direkte- og indirekte system .....   | 14 |
| Tabell 3 - Valgte U-verdier og lekkasjetall for simuleringen .....   | 29 |
| Tabell 4 - Normert data for driftsstrategi, settpunkttemperaturer og minimum ventilasjonsluftmengde.....                         | 30 |
| Tabell 5 - Fysiske egenskaper til samlemanifolderne.....   | 36 |
| Tabell 6 - Termisk konduktivitet for materialer i banedekket.....  | 39 |
| Tabell 7 - Reelt, målt strømforbruk.....   | 41 |
| Tabell 8 – Årlig maksimaleffekt .....  | 41 |
| Tabell 9 – Beregnet oppvarmingsbehov i Excel.....  | 42 |
| Tabell 10 – Beregnet oppvarmingsbehov for romoppvarming, ventilasjonsvarme og varmtvann, samt totalt energibehov.....            | 43 |
| Tabell 11 - Beregnet spisslast for oppvarming.....   | 43 |
| Tabell 12 – Energibruk for kompressoren, effektfaktor og totalt varmetilskudd fra varmepumpen for de siste fire sesongene .....  | 51 |
| Tabell 13 - Energital fra samtlige simuleringer og vurderinger .....   | 53 |
| Tabell 14 – Beregnet oppvarmingsbehov basert på reelle strømmålinger.....  | 54 |
| Tabell 15 – Totalt spesifikt energiforbruk .....   | 56 |
| Tabell 16 – Varmelaster for 1. november på isbanen i Norrtälje og Risør .....  | 61 |
| Tabell 17 - Varmelaster for en hel sesong i Risør og Norrtälje.....  | 62 |
| Tabell 18 - Spisslast for forbruksstedene .....  | 69 |

## Forkortelser

|      |  |
|------|--|
| BHE  | Borehullsvarmeveksler                    |
| BTA  | Bruttoareal                              |
| BRA  | Bruksareal                               |
| CAV  | Constant Air Volume                      |
| COP  | Coefficient of Performance/effektfaktor  |
| DUT  | Dimensjonerende utetemperatur            |
| GWP  | Global Warming Potential                 |
| LED  | Light-emitting diode                     |
| NIHF | Norges ishockeyforbund                   |
| N/A  | Not Available                            |
| ODP  | Ozone Deployment Potential               |
| PB   | Polybutylene/plastmateriale              |
| PEX  | Cross-linked polyethylene/plastmateriale |
| ppm  | Parts per Million                        |

## Latinske bokstaver

| <b>Symbol</b> | <b>Enhet</b>   |
|---------------|----------------|
| A Areal       | m <sup>2</sup> |
| W Arbeid      | kW             |

|           |                              |                            |
|-----------|------------------------------|----------------------------|
| E         | Energi                       | kWh eller Btu              |
| T         | Temperatur                   | °C eller K                 |
| Q         | Varmestrøm                   | kW                         |
| q         | Spesifikk varmestrøm         | kJ/kg                      |
| $c_p$     | Spesifikk varmekapasitet     | kJ/(kg·K) eller kWh/(kg·K) |
| $\dot{m}$ | Massestrøm                   | kg/s                       |
| $\dot{V}$ | Volumstrøm                   | m <sup>3</sup> /h          |
| P         | Trykk                        | bar eller Pa               |
| U         | Varmegjennomgangskoeffisient | W/(m <sup>2</sup> ·K)      |
| V         | Volum                        | m <sup>3</sup>             |
| n         | Luftutvekslingstall          | h <sup>-1</sup>            |
| lx        | Lux                          | lm/m <sup>2</sup>          |

### Greske symboler

| <b>Symbol</b> |                           | <b>Enhet</b>          |
|---------------|---------------------------|-----------------------|
| $\Delta$      | Forandring i parameter    | -                     |
| $\Sigma$      | Sum                       | -                     |
| $\rho$        | Massetetthet              | kg/m <sup>3</sup>     |
| $\eta$        | Virkningsgrad             | -                     |
| $\lambda$     | Termisk konduktivitet     | W/(m·K)               |
| $\alpha$      | Varmetransportkoeffisient | W/(m <sup>2</sup> ·K) |

## 1 Introduksjon

Risør er kjent som en sommerby. En av byens utfordringer er imidlertid å skape liv om vinteren. En måte å gjøre dette på er å styrke fritidstilbudene. I Risør er det flere som driver med skøyting på innsjøer og på Sørfjorden, men de siste tiårene har vært preget av korte sesonger. Byen mangler et stabilt anlegg som muliggjør fritidsskøyting og organisert trening over lengre perioder.

En moderne kunstisbane med varmeleveranse til omgivelsene ville ikke bare vært samfunnsmessig lønnsomt, men også energiøkonomisk. Verden står ovenfor en global miljøkrise som følge av klimagassutslipp. Norge signerte nylig Paris-avtalen, som innebærer strengere krav for utslipp av klimagasser. Med den store andelen av energi som går til byggsektoren betyr det at en må fokusere på ny teknologi og videreutvikling. Utbygging av en energieffektiv kunstisbane som reduserer nåværende energiforbruk, vil derfor være i tråd med fremtidig utvikling.

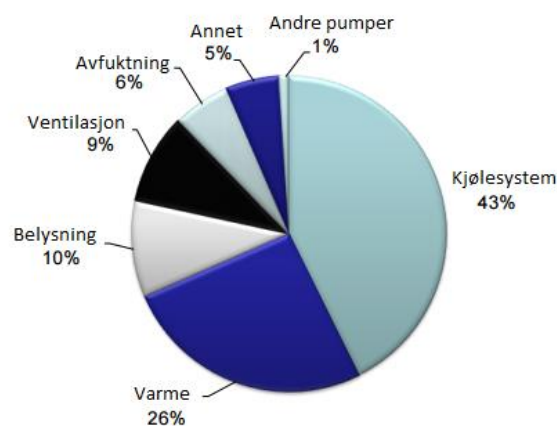
Formålet med denne oppgaven er å kartlegge varmetilførselen fra en eventuell isbane, og hvilke energibehov Kjempesteinsmyra har.

## 2 Teori

### 2.1 Energibruk til skøytebaner

Andersen og Rangul (2005) kartlagte totalt energibruk til om lag 40 % av norske ishaller, der hver hall hadde et gjennomsnittlig energiforbruk på 1904 MWh per år. Siden hallene varierer i størrelse, driftstid (timer åpent med is per år) og geografisk lokasjon er det naturlig nok stor variasjon i energibruken. Derfor blir den spesifikke energibruken per brukstid et nøkkeltall for å relatere det til skøytebanen i Risør. Her var gjennomsnittet på 0,2375 kWh/m<sup>2</sup>\*B.

En lignende utredning (Rogstam & Hjert, 2010) der de samlet energidata fra 102 svenske ishaller. Gjennomsnittsforbruket lå på 1185 MWh per år, med spesifikt forbruk på 2,2 kWh per m<sup>2</sup> og aktivitetsdag. De identifiserte kjølesystemet som den største energiforbrukeren med 43 % (Figur 1), der kompressoren brukte mest energi (77 %).



Figur 1 – Fordeling av energibehov i ishall (Rogstam & Hjert, 2010)

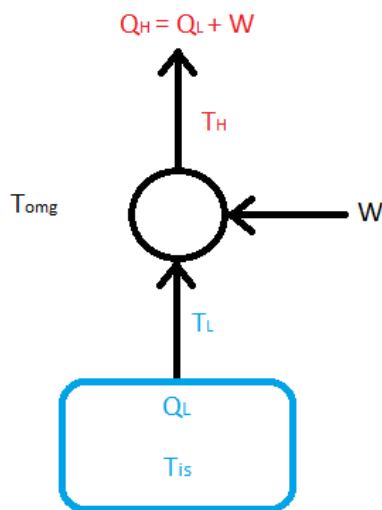
Siden kunstisbanen er tiltenkt å være utendørs uten garderobe og ingen/begrenset antall sitteplasser, vil det ikke gå noe energibruk til ventilasjon, avfuktning eller oppvarming av inneluft. Den eneste posten som eventuelt vil kreve oppvarming, er varmerør under den nedkjølte isen for å forhindre teleskader.

På grunn av dette kan man forvente en lavere spesifikk energibruk enn det ishaller krever. Arendal kommune drifter en utendørs skøytebane på 9500 m<sup>2</sup>, som bruker årlig mellom 950-1050 MWh med en driftstid fra starten av november til starten av mars. Selv om dette energiforbruket inkluderer et bygg med kiosk og garderobe, utgjør det ca. 0,877 kWh per m<sup>2</sup> og aktivitetsdag, som er betydelig mindre enn for ishallerne.



### 2.1.1 Kjølesystem

Kompressorene utgjør som nevnt størsteparten av energiforbruket i kjølesystemet, der de resterende 23 % hovedsakelig går til pumpene som driver kuldebærerene (Rogstam & Hjert, 2010). Kjølesystemets viktigste oppgave er å holde en jevn og lav nok temperatur i banedekket til skøytebanen, slik at ikke isen smelter på grunn av varme fra omgivelsene. Dette vil kunne forlenge skøytesesongen betraktelig, som i utgangpunktet ikke er så lang kysten på Sørlandet på grunn av relativt få dager med minusgrader.



Figur 2 – Prinsipiell skisse av et kjølesystem

Figur 2 viser en prinsipiell skisse av den termiske syklusen for kjølesystemet til kunstisbanen, som fungerer som en varmepumpe.  $T_{is}$  [°C] er temperaturen til isen,  $Q_L$  [W] er den varmen som blir tatt ut av isedekket, mens  $Q_H$  [W] er varmelasten som leveres fra varmepumpen. Termodynamikkens 2. lov kan formuleres slik: “Heat can never pass from a colder to a warmer body without some other change, connected therewith, occurring at the same time” (Clausius, 1856). Dette betyr at varme aldri vil spontant bevege seg fra et kaldt legeme til et varmt legeme, uten en ytre påvirkning. Derfor er temperaturen  $T_L$  i mediet som sirkulerer i rørene under isedekket, lavere enn temperaturen  $T_{is}$  til selve isedekket slik at varmen  $Q_L$  overføres fra banen til mediet.  $T_L$  vil gjennom rørsøyfene nærme seg temperaturen i isedekket.

Mediet som tar opp varmen  $Q_L$  i varmepumpen går gjennom en kompressor som utøver et arbeid  $W$ , slik at temperatur og trykk øker. Det ender opp med en temperatur  $T_H$ , som er høyere enn omgivelsestemperaturen  $T_{omg}$ . Deretter avgis varmen  $Q_H$  i en

varmeveksler, ofte en kondensator. Effektfaktoren (COP) angir hvor mye effekt systemet enten varmer ( $Q_H$ ) eller kjøler ( $Q_L$ ), i forhold til hvor mye stort arbeid som må tilføres ( $W$ ). Ligning 1 og 2 definerer COP for henholdsvis varmedrift og kjøledrift.

$$COP_{varme} = \frac{Q_H}{W} = \frac{Q_L + W}{W} \quad (1)$$

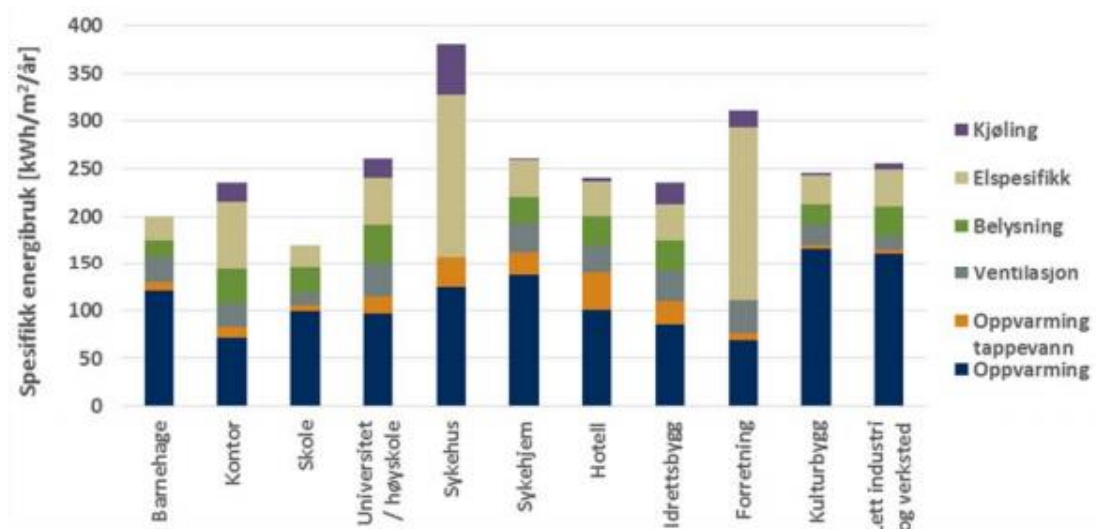
$$COP_{kjøl} = \frac{Q_L}{W} \quad (2)$$

### 2.1.2 Belysning

Belysningen er den 3. største energiposten i ishaller og står for 10 % av den totale energibruken, 17 % hvis man bort i fra oppvarming, ventilasjon og avfuktning. Norsk ishockeyforbund har satt følgende minimumskrav på ishalls belysning; 800 lux, jevnhet på 0,5 – 0,7, fargetemperatur på Ra 70 – 85 og høyde over isen på 5,5 meter. Dette er sertifisert for kamper i 1. divisjon og nedover. I tillegg settes det fokus på lysanleggets gjentenningsstid ved strømbrydd, noe som åpner for å bruke effekter rundt arrangementer (NIHF, 2016).

## 2.2 Energibruk i bygg

Det totale behovet for energi i bygg kan fordeles på oppvarming, kjøling, oppvarming av tappevann, belysning, ventilasjon og annet elektrisk utstyr (PCer, TV, hvitevarer etc.). Figur 3 viser blant annet hvor stor andel av energibruken i barnehage, skole- og idrettsbygg som går til oppvarming, som er de aktuelle bygningstypene på Kjempesteinsmyra (Norges vassdrag- og energidirektorat, 2016). Dette er studier fra Statistisk Sentralbyrå (SSB) som omhandler om lag 100 yrkesbygg, og bygningsstatistikk fra Enova. Norges Vassdrags- og energidirektorat har sammensatt all dataen som til sammen består av flere hundre yrkesbygninger.



Figur 3 - Spesifikk energibruk i yrkesbygg. For sykehus og forretning inneholder posten "Elspesifikk" også energibruk til belysning (Norges vassdrag- og energidirektorat, 2016)

### 2.2.1 Varmetap i bygg

Varmetap i bygg sammensettes av transmisjonstap, infiltrasjonstap og ventilasjonstap (Zijdemans, 2014).

#### Transmisjonstap

Transmisjonstapet beskriver varmetapet gjennom en begrensingsflate, som for eksempel yttervegg, innervegg, gulv, vindu og tak. Ligning 3 viser hvordan man beregner det totale transmisjonstapet  $Q_{tran}$  gjennom en flatene i et bygg. Temperaturdifferansen over bygningsdelen  $\Delta T$ , varmegjennomgangskoeffisienten  $U_n$  for flate nr.  $n$  og arealet  $A_n$  av flate nr.  $n$  må være kjent.

$$Q_{tran} = \sum(U_n \cdot A_n) \cdot \Delta T \quad [\text{kW}] \quad (3)$$

#### Infiltrasjonstap

Infiltrasjonstapet er uønsket luftstrømning via sprekker i flaten, såkalt *utilsiktet ventilasjon*. Dette skjer på grunn av trykkdifferanser som hovedsakelig oppstår ved forskjeller mellom inne- og utetemperatur og utvendig vindpåvirkning. For å beregne varmetapet  $Q_{inf}$  i ligning 4 må man vite luftvekslingstallet ( $n$ ) som angir det antall ganger per time romluften blir skiftet ut, romvolumet  $V$ , temperaturdifferansen, luftas spesifikke varmekapasitet  $C_p$  og luftas tetthet  $\rho$ .

$$Q_{inf} = n \cdot V \cdot \rho \cdot C_p \cdot \Delta T \quad [\text{kW}] \quad (4)$$

For å dimensjonere varmeanlegget måler man luftvekslingstallet ( $n_{50}$ ) ved en trykkforskjell inne/ute på 50 Pa, og temperaturforskjellen mellom romtemperaturen og dimensjonerende utetemperatur (DUT).

### Ventilasjonstap

Ventilasjonstapet er tap av varme i forbindelse med utskiftning av luft i et bygg, altså *tilsiktet ventilasjon*. Når kald uteluft tilføres et bygg må denne luften varmes opp slik at en får en ønsket romtemperatur for å oppnå termisk komfort. Man opererer med ulike ventilasjonsanlegg, som kan utføres etter følgende hovedprinsipper:

#### **Naturlig ventilasjon**

Som for infiltrasjon, forårsakes luftskiftet her av vindtrykket og termiske oppdriftskrefter som kommer av temperaturforskjellen inne og ute. Skorsteinseffekten er når varm, «forurenset» inneluft stiger oppover og føres vekk via avtrekkskanaler (ofte i våtrom) og skaper et undertrykk i bygget. Dette fører til at frisk uteluft lettere strømmer inn i bygget via for eksempel åpne vinduer og ventiler.

#### **Mekanisk ventilasjon**

Dette prinsippet gjør seg uavhengig av vær og vind, ved at lufta transporteres ved hjelp av en vifte. Det skilles mellom *avtrekksventilasjon* og *balansert ventilasjon*. Ved avtrekksventilasjon transporteres luft ut hjelp av en avtrekksvifte, der naturlig ventilering sørger for luftforsyning. Ved balansert ventilasjon tilføres like mye luft til bygget som det som blir transportert ut. Kjøle- og varmebatterier, samt en varmegjenvinner som overfører en del av varmen fra utgående romluft til innkommende uteluft, regulerer temperaturen til den innkommende luften. I tillegg vil et luftfilter kunne fjerne uønskede partikler. Ligning 5 viser varmetapet i et ventilasjonssystem ( $Q_{vent}$ ) med tilført luftmengde  $\dot{V}$  og varmegjenvinner med virkningsgrad  $\eta$ .

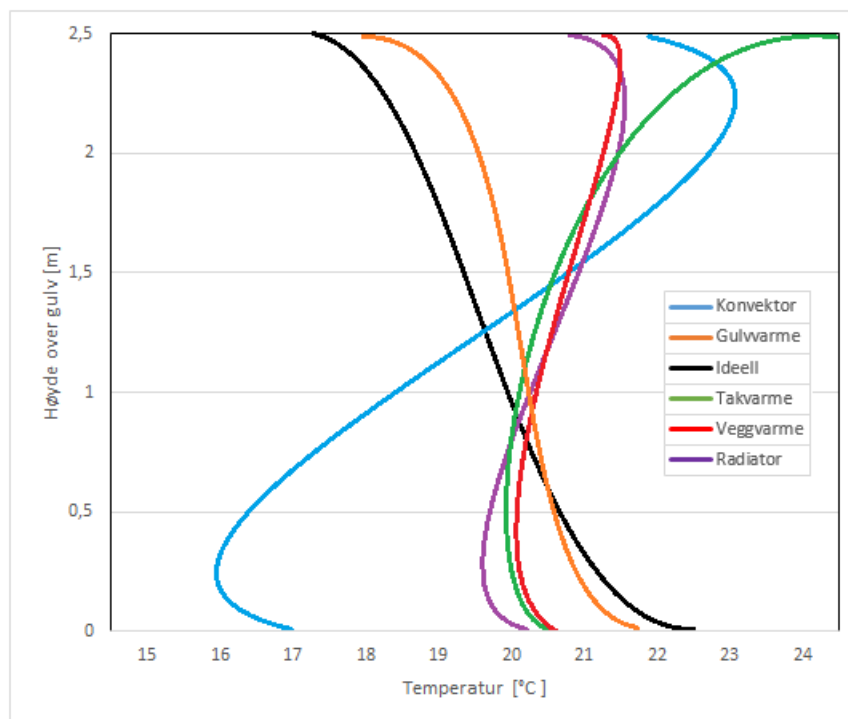
$$Q_{vent} = \dot{V} \cdot \rho \cdot C_p \cdot \Delta T \cdot (1 - \eta) \quad [\text{kW}] \quad (5)$$

### 2.2.2 Varmeavgivere

Klimaet i Norge er kaldt, og på store deler av vinterhalvåret dominerer varmetapet over varmetilførselen. Dette er grunnen til at det fokuseres på varmeavgivere i bygninger og ikke kjøleavgivere i denne oppgaven. For å direkte kunne utnytte varmen fra varmepumpen til kunstisbanen, vil det også fokuseres på vannbaserte varmeavgivere. Disse kan deles opp i bygningsflater og punktvarme.

For bygningsflater brukes det gulvvarme, takvarme og veggvarme. Det blir stadig mer populært å bruke vannbårne systemer da det gir god komfort og opererer med lave vanntemperaturer. Disse systemene består oftest av diffusjonstette plastrør (PEX- eller PB-rør) med utvendig diameter på 15-22 mm (Zijdemans, 2014).

Med punktvarme menes alle varmeavgivere som ikke er en del av bygningskonstruksjonen. De vanligste typene er radiatorer, konvektorer, varmelister og ventilasjonsvarme. Det er ikke entydig hvilken løsning som er best. Forskjellige varmeavgivere gir forskjellige vertikale temperaturgradienter (Figur 4) og installasjons- og driftskostnader.



Figur 4 - Typiske vertikale temperaturgradienter for varmeavgivere (Zijdemans, 2014)

I tillegg til ekstern forsyning av varme til bygg har man internt varmetilskudd i bygninger fra personer, teknisk utstyr og belysning. Personbelastningen avhenger av hvor mange personer som oppholder seg i bygget, deres aktivitetsnivå og størrelse. Varme fra belysning og utstyr avhenger av totalt installert effekt. Driftstiden vil også være en faktor som har stor påvirkning på varmetilskuddet. Tabell 1 viser standardverdier for interne varmetilskudd i bygninger per m<sup>2</sup> bruttoareal, hentet fra NS3031:2014. Soltilskudd er også en varmetilførsel, som beregnes ut ifra geografisk plassering, areal av vindusflater/fasader/tak og solskjerming fra nærliggende bygg og natur.

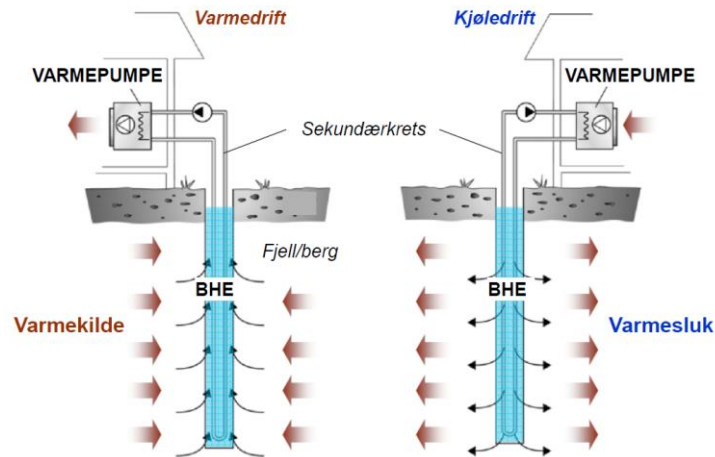
| Bygningskategori | Gjennomsnittlig varme per BTA<br>[W/m <sup>2</sup> ] |        |          | Driftstid<br>Timer/døgn/uker | Totalt årlig energi<br>[kWh/m <sup>2</sup> ·år] |
|------------------|--|--------|----------|------------------------------|---|
|                  | Belysning  | Utstyr | Personer |                              |   |
| Barnehage        | 8  | 2      | 6        | 10/5/52                      | 42  |
| Skolebygning     | 10   | 6      | 12       | 10/5/44                      | 61  |
| Idrettsbygning   | 8  | 1      | 10       | 12/5/44                      | 50  |

Tabell 1 – Standardverdier for gjennomsnittlig varmetilskudd fra interne laster i driftstiden (Standard Norge, 2014, p. 39)

### 2.3 Geotermisk energibrønn

På Kjempesteinsmyra befinner det seg som nevnt flere store, offentlige bygninger. For at en varmepumpe skal levere nok varme til alle byggene er det sannsynligvis nødvendig med en supplerende varmekilde i tillegg til skøytebanen. Dessuten vil det kreves oppvarming av bygg i perioder der kjølesystemet til banen ikke driftes.

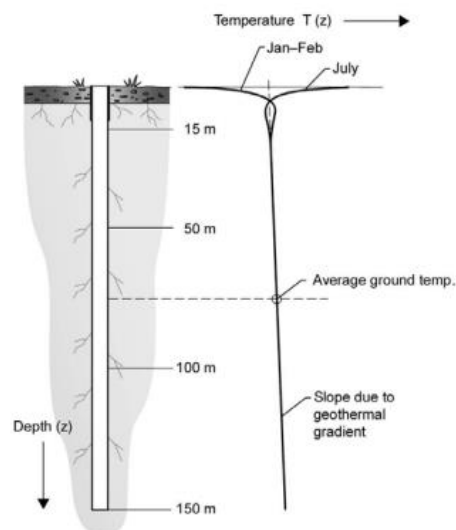
Med et økende behov for å redusere CO<sub>2</sub>-utslipp, har anvendelsen av geotermisk energi blitt en av de raskest økende anvendelsene av fornybar energi (Midttømme, et al., 2008). Slike anlegg består vanligvis av flere borehull med dybde på 30-200 m og en diameter på 0,15-0,9 m (Gehlin, 2002). I hvert borehull installeres en borehullsvarmeveksler (BHE) laget av helsveiste plastrør (Stene, 2015). En sirkulerende frostvæske (for eksempel etanol, saltlake eller etylenglykol) fungerer som varmebærer i borehullet, og utveksler varme eller kulde fra bakken til varmepumpen. Derfor kan energibrønner fungere til både oppvarming og kjøling, som vist i Figur 5. I Skandinavia benyttes oftest indirekte varmeopptakssystem, med sekundærkrets mellom fordampere og BHE (Midttømme, et al., 2008).



Figur 5 - Illustrativ skisse for varmeoverføring mellom BHE og grunnen (Stene, 2015)

Varmeuttaket til frostvæsken er blant annet avhengig av borehullsystemets utføring og dybde, systemets driftsbetingelser og berggrunnens egenskaper. Jo høyere termisk konduktivitet og spesifikk varmekapasitet berggrunnen har, desto bedre varmeoverføringseffektivitet. I tilfeller der grunnvannsstanden ikke er like høy som i Figur 5 kan det kreves å etterfylle med enten fyllmasse eller vann rundt kollektorslangen, siden luft rundt varmeveksleren gir lav konduktivitet.

En fordel med geotermisk energi, er at temperaturen holder seg relativt konstant over året slik at man får høyere temperaturer enn luft på vinterstid. I Figur 6 er temperaturgradienten til fjellgrunnen illustrert. Her ser man at sesongbasert variasjon i bakken kun når ned til rundt 15 m, der temperaturen forblir konstant over året ved større dybder (Gehlin, 2002).



Figur 6 – Prinsipielt eksempel på temperaturgradienten i fjellgrunnen (Gehlin, 2002)

Det er viktig å oppnå termisk energibalanse over året, altså en stabil midlere temperatur i grunnen. Hvis man over flere år ikke leverer varme til fjellgrunnen (for eksempel overskuddsvarme fra kjøling av bygg på sommerhalvåret), men kun henter ut varme på vinterhalvåret, vil den temperaturen i brønnen synke. Da vil det bli lavere temperatur i fordampere, som igjen fører til lavere effektfaktor (COP) for varmepumpen.

## 2.4 Arbeidsmedier

Arbeidsmediet, eller «refrigerant», er fluidet i varmepumpen som transporterer varme i en lukket, kontinuerlig prosess. Dette delkapittelet er en gjennomgang av de siste fire generasjonene av arbeidsmedier.

Frem til 1930 var det vanlig å bruke naturlige arbeidsmedier som blant annet svoveldioksid ( $\text{SO}_2$ ), metylklorid ( $\text{CH}_3\text{Cl}$ ), hydrokarboner, ammoniakk ( $\text{NH}_3$ ) og  $\text{CO}_2$ . I løpet av 30-tallet faset svoveldioksid og metylklorid raskt ut av markedet, på grunn av brannfarlighet og giftighet. Syntetiske arbeidsmedier som klorfluorkarboner (KFK) og hydroklorfluorkarboner (HKFK) ble introdusert. Fellestrekkene er at de verken er giftige eller brennbare, og skapte en lokal sikkerhet rundt anlegget (Stene, 2016). Dette skapte billigere systemløsninger, siden det ikke utgjorde like stor risiko ved lekkasje.

I 1987 kom Montreal-protokollen, en internasjonal traktat, ettersom det ble oppdaget at KFK- og HKFK-mediene viste seg å ha en nedbrytende effekt på stratosfærens ozonlag samtidig som de er sterke drivhusgasser (Stene, 2000). Mål som Ozon Deployment Potential (ODP) og Global Warming Potential (GWP) blir brukt for å beskrive hvorvidt mediets innvirkning til henholdsvis nedbrytning av ozonlaget og global oppvarming. Protokollen ble inngått for å fase ut disse arbeidsmediene. I Norge ble det forbudt å bruke KFK-gasser i varmepumpeanlegg fra juni 1991, mens i EU ble HKFK fullstendig faset ut i 2015 (Miljødirektoratet, 2015). Som et resultat av dette ble nye syntetiske medier som hydrofluorkarboner (HFK) introdusert, samtidig som bruken av naturlige arbeidsmedier som  $\text{CO}_2$  og  $\text{NH}_3$  økte.

I løpet av 90-tallet skiftet fokuset fra ødeleggelsene av ozonlaget, til å forebygge global oppvarming. Med veldig høye GWP-verdier for HFK-gasser, ble restriksjoner for bruk av arbeidsmediet satt gjennom Kyoto-protokollen i 1997 og EUs F-gass direktiv i 2006 (Calm,



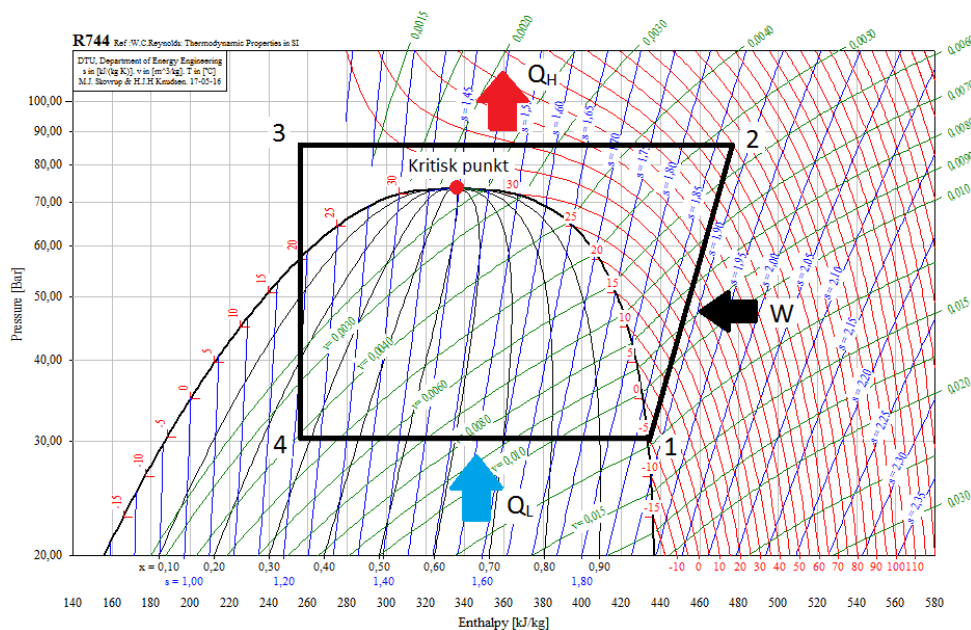
2008). Med enda strengere krav til klimagassutslipp fra Paris-avtalen i 2016, er dette stadiet man befinner seg på nå.

## 2.5 CO<sub>2</sub> som arbeidsmedium

CO<sub>2</sub>, med betegnelsen R744, er verken brennbart eller giftig. Dette bidrar til lokal sikkerhet i varmepumpeanlegget. Selv om det er en klimagass, er det ikke er noe miljøskadelige utslipp ved produksjon og utvinning av CO<sub>2</sub> til varmepumper. Derfor bidrar ikke prosessen til global oppvarming ( $GWP_{R744} = 0$ ). Arbeidsmediet har heller ingen negativ effekt på ozonlaget, som gir  $ODP_{R744} = 0$ .

CO<sub>2</sub> har lav kritisk temperatur (31,1 °C) og høyt kritisk trykk (73,8 bar). Siden CO<sub>2</sub>-varmepumper opererer med høyt driftstrykk (65-120 bar ved varmeavgivelse), har man en stor energitetthet og volumetrisk varmeytelse [kJ/m<sup>3</sup>]. Fordelen med dette er at kompressorvolumet blir redusert betraktelig i forhold til tilsvarende varmepumper, noe som reduserer anleggskostnadene (Stene, 2016).

Varmeavgivelsen i en CO<sub>2</sub>-varmepumpe er ofte en transkritisk prosess, altså at det skjer ved trykk over det kritiske punktet. Her går CO<sub>2</sub> via en gasskjøler i stedet for den tradisjonelle kondensatoren. Arbeidsmediet blir altså nedkjølt med glidende temperatur, ikke kondensert med konstant temperatur. Et eksempel på en transkritisk prosess er illustrert i et trykk/entalpi-diagram for R744 (Figur 7).

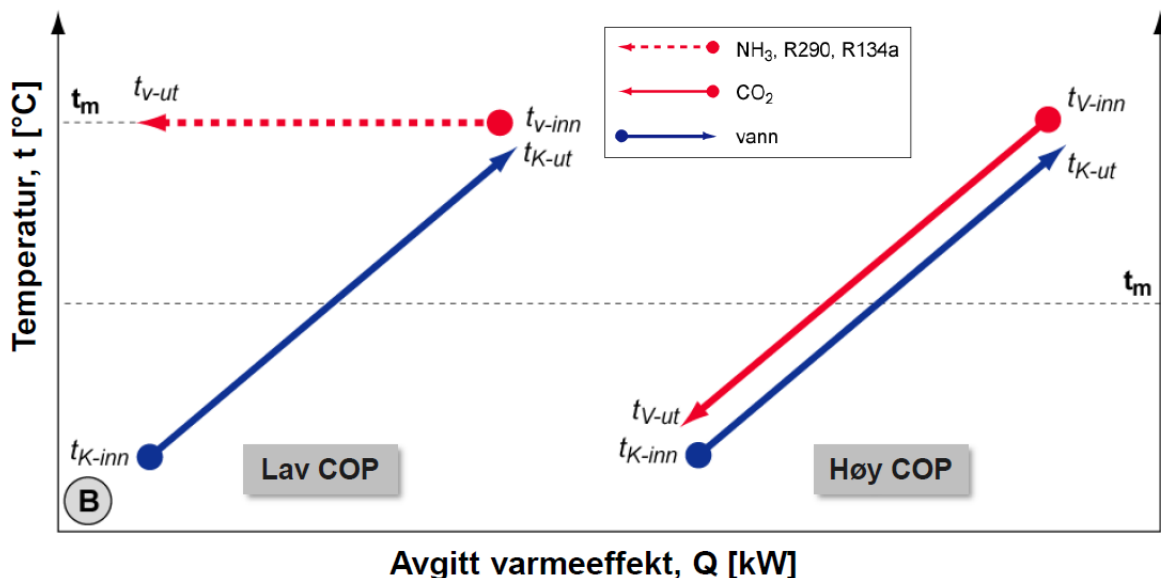


Figur 7- Eksempel på en transkritisk prosess

- 1-2: Kompressoren utfører et arbeid (W) på CO<sub>2</sub>, som oppnår høyere trykk og temperatur.
- 2-3: Varme avgis (Q<sub>H</sub>) fra CO<sub>2</sub> til f.eks. vann via gasskjøleren.
- 3-4: CO<sub>2</sub> ekspanderes til fordampningstrykk.
- 4-1: Varme tilføres (Q<sub>L</sub>) til CO<sub>2</sub> fra varmekilden via fordamperen.

Til tross for lavt trykkforhold mellom fordamperen og gasskjøleren, samt lav fordampningstemperatur, oppnår CO<sub>2</sub> høye trykkgasstemperaturer (punkt 2 i Figur 7). Typisk temperatur på utgående vann i gasskjøleren er 60-90 °C. Derfor er CO<sub>2</sub>-anlegg godt egnet til tappevannsberedning, og oppnår høyere COP enn lignende anlegg med samme kondensatorstemperatur (Stene, 2016). Tappevann må varmes opp til minimum 60-65 °C for å hindre vekst av legionella-bakterien (Stene, 2015). I Figur 8 sammenlignes CO<sub>2</sub>-varmepumpe med konvensjonell varmepumpe (ammoniakk, propan og HFK som arbeidsmedier), som viser nettopp dette. Hvis ønsket vanntemperatur derimot er lav, oppnår man høyere COP med konvensjonelle varmepumper.

Investeringskostnadene for CO<sub>2</sub>-anlegg er ofte høyere enn for eksempel HFK-anlegg. Men med lang levetid og et varmebehov som passer leveransen, blir det billigere i drift.



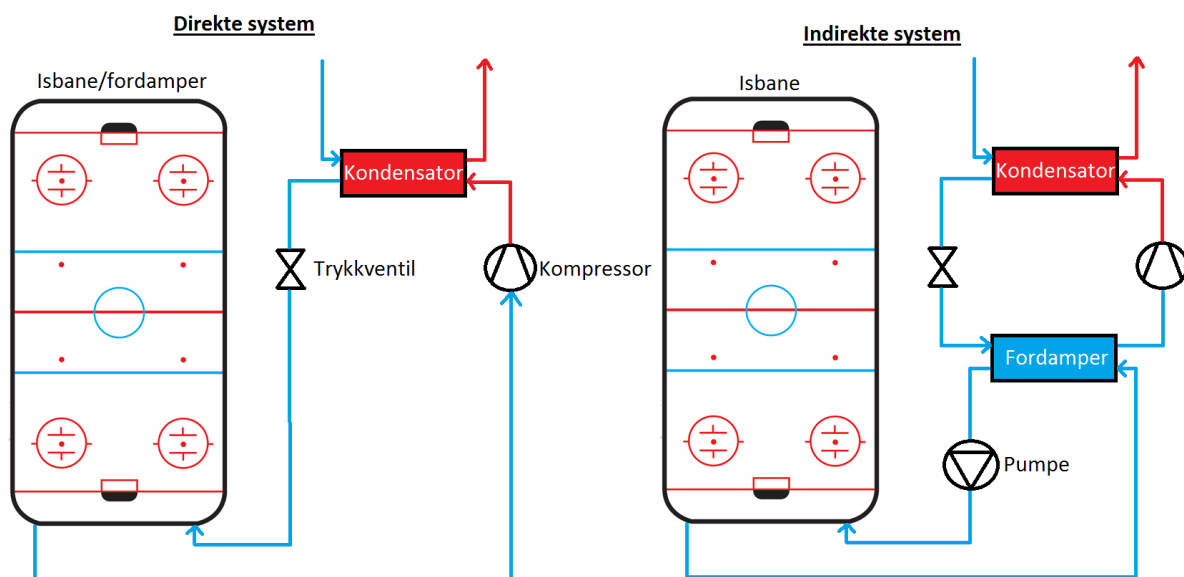
Figur 8 - Konvensjonell og transkritisk varmepumpe (Stene, 2016)

### 3 Litteraturstudie

I dette kapittelet presenteres resultatene av litteraturstudiet, for å gi en oversikt over det siste av relevant forskning og arbeid innenfor oppgaven.

#### 3.1 Direkte/indirekte system

Designet på en kunstisbanes kjølesystem kan gjøres på to måter; direkte eller indirekte. Indirekte system er den mest konvensjonelt brukte metoden ifølge «International Ice Hockey Federation» (IIHF, 2016). Prinsipielle skisser er vist i Figur 9.



Figur 9 - Direkte system og indirekte system

#### Direkte system

Her benyttes isbanen som fordamper, der arbeidsmediet går rett til kompressoren etter det har tatt opp varme. Siden det er kollektorrør under hele isdekket, krever dette designet store mengder arbeidsmedium. Som et resultat av dette blir investeringen høyere, og det utgjør større fare ved en eventuell lekkasje av giftige arbeidsmedier som ammoniakk ( $\text{NH}_3$ ).

#### Indirekte system

Et sekundært arbeidsmedium pumpes gjennom en lukket krets i skøytebanen. Deretter avgir det varme til fordamperen, der arbeidsmediet i varmepumpen komprimeres og overfører varme i kondensatoren. Her reduseres mengdebehovet til arbeidsmediet betraktelig. Men siden systemet har én varmeveksler (fordamper) mer enn det direkte systemet, reduseres også energieffektiviteten.

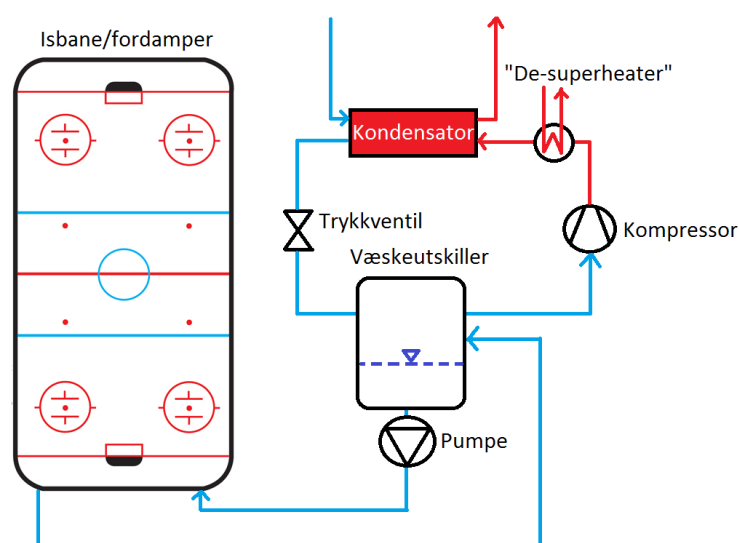
## Sammenligning

|          | Direkte system  | Indirekte system   |
|----------|---|--|
| Fordeler | <ul style="list-style-type: none"><li>+ Energieffektivt</li><li>+ Enkelt</li></ul>  | <ul style="list-style-type: none"><li>+ Kan bruke fabrikkbygde kjølesystem</li><li>+ Lite fylling av arbeidsmediet</li></ul> |
| Ulemper  | <ul style="list-style-type: none"><li>- Ikke mulig med enkelte arbeidsmedier (NH<sub>3</sub>)</li><li>- Installasjonskostnader</li><li>- Behov for profesjonell kompetanse i design og installering</li></ul> | <ul style="list-style-type: none"><li>- Lavere energieffektivitet enn direkte system</li></ul>                               |

Tabell 2 - Fordeler/Ulemper med direkte- og indirekte system

### 3.2 CO<sub>2</sub> som sekundærmedium

Den vanligste kuldebæreren for indirekte systemer i Sverige er kalsiumklorid i plastrør (Rogstam, et al., 2005). Fra slutten av 90-tallet økte også populariteten av CO<sub>2</sub> som sekundærmedium, som ble et alternativ til tradisjonelle kuldebærere som etanol, saltlake eller etylenglykol. Indirekte systemer med ammoniakk som hovedarbeidsmedium, og CO<sub>2</sub> som sekundært, refereres til som den første generasjonen. I 2007 var mer enn 100 Svenske supermarkeder utstyrt med slikt kjølesystem. På starten av 2000-tallet ble generasjon 2 introdusert, som er et direkte system med 100 % CO<sub>2</sub> (Rogstam & Bolteau, 2015, revidert 2016). Illustrert i Figur 10.



Figur 10 – 2. generasjons kjølesystem med CO<sub>2</sub> som sekundærmedium (Rogstam & Bolteau, 2015, revidert 2016)

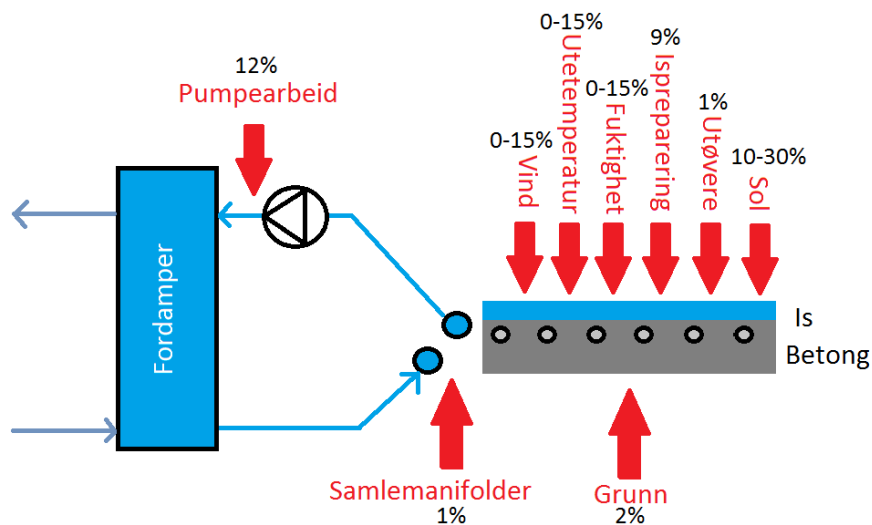
Fordelene med CO<sub>2</sub> sammenlignet med tradisjonelle kjølebærere er lavere mindre trykktap over kollektorrørene, flere ganger lavere pumpearbeid og jevnere temperatur i isdekket (Yadav, et al., 2014). Grunnen til jevn temperatur i isdekket, er fordi CO<sub>2</sub> fordamper (i motsetning til tradisjonelle kuldebærere) når det sirkulerer gjennom isbanen og holder konstant temperatur (se ledd 4-1 i Figur 7).

På grunn av det høye trykket som CO<sub>2</sub> holder i systemet, kreves metallrør i stedet for plastikkør. I Europa var stålrør det første som ble benyttet, med høy installasjonskostnad. For å redusere utgiftene, ble kobberør introdusert. Til tross for høyere materialkostnader i forhold til stål, ble installasjonen rimeligere siden kobberør kan kjøpes oppkveilet i større lengder. I motsetning leveres stål i fast lengde og krever sammensveising (Rogstam & Bolteau, 2015, revidert 2016).

Fordelen med metall over plastikk er høyere varmeoverføring. «Kungliga Tekniska högskolan» (KTH) utga i 2006 en studie der varmeoverføringsegenskapene til stål- og kobberør i skøytebaner, med CO<sub>2</sub> sirkulerende, ble sammenlignet. På grunn av begrenset tilgang til rørdimensjoner, ble stålrør på 21,3 mm og plastisolerte kobberør på 12,7 mm og 9,6 mm analysert. Ved istemperatur på -4 °C, 100 mm mellomrom mellom rørene og lik varmekraft [W/m<sup>2</sup>], ga stålrøret bedre resultat med høyere fordampningstemperatur for CO<sub>2</sub>. Men for å kompensere for nesten dobbelt så stor diameter på stålrørene, ble kobberørene lagt tettere mellomrom (75 mm). Dette ga lik fordampningstemperatur for det tykkeste kobberøret og stålrøret. Kobberøret på 9,6 mm hadde 4-5 ganger så stort trykkfall i forhold til det på 12,7 mm. Sistnevnte er derfor anbefalt for bruk med CO<sub>2</sub> i skøytebaner, med hensyn på varmeoverføring og trykktap (Shahzad, 2006).

### 3.3 Varmelaster på skøytebanen

Varmelastene på kjøleanlegget bestemmer hvor stort en må dimensjonere det for å oppnå lav nok temperatur, altså hvor stort kjølebehovet er ( $Q_L$ ). I dette kapittelet vil det gjennomgås hvilke typer varmelaster som virker på skøytebanen. Figur 11 viser estimert andelsfordeling av varmelastene (Connelly, 1976), som fortsatt brukes som veiledning av blant annet av «American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers» (ASHRAE).



Figur 11 – Estimert fordeling av varmelaster på utendørs skøytebane uten isolasjon under banedekke (Connelly, 1976)

#### 3.3.1 Konveksjon – Kondensering

Konvektiv varmetransport skjer når et fluid strømmer i form av gass eller væske, og transporterer varme. Det skilles mellom fri og tvungen konveksjon. Fri konveksjon skjer når et fluid settes i bevegelse på grunn av tetthetsforskjeller internt i fluidet, som igjen kommer av temperaturforskjeller. Tvungen konveksjon skjer når et fluid kommer i bevegelse på grunn av eksterne krefter (vind, vifter eller pumper). Den konvektive varmetransporten til skøytebanen er avhengig av temperaturdifferansen mellom uteluften og isdekket og vindhastigheten (ASHRAE, 2014). For en utendørs isbane vil man ha minimalt av kontroll på lufttemperaturen og vindhastigheten over banen. Derfor er det anbefalt å plassere utendørsbaner i terreng, skjermet fra vind (Havellen, 2010).

Kondensering forekommer når luft avkjøles og vanddamp går fra gass til væskeform. Jo høyere lufttemperaturen er, desto mer vannmasse klarer luften å holde på i gassform. Når

lufttemperaturen kjøles ned forbi duggpunktstemperaturen, begynner kondenseringen. Varmelasten kommer av at det under kondenseringen frigjøres latent varme lagret fra fordampningen. Her har også temperaturdifferansen og trykkforskjeller i luften mye å si, i tillegg til luftas relative fuktighet. Derfor vil sannsynligvis kystnære isbaner, med relativt fuktig og varm luft, være ekstra utsatt for varme fra kondensering.

### 3.3.2 Konduksjon

Konduksjon er overføring av varme ved termiske kollisjoner fra energirike til mindre energirike molekyler. Konduktiv varmeoverføring til skøytebanen kommer fra ispreparering, pumpearbeid, samlemanifolder langs isbanen, bakken, utøvere og akkumulert regn (ASHRAE, 2014).

Ispreparering gjøres for å jevne ut isdekke og opprettholde en blank flate, ved å legge et tynt lag med vann på banen ved typisk 55-60 °C (ASHRAE, 2014). Det kan også gjøres ved lavere temperaturer over 25 °C (Kaya, 2015).

Omtrent 12 % av varmelastene kommer fra pumpearbeid (Connelly, 1976). Dette kan reduseres ved å fordele arbeidet på flere mindre, frekvensstyrte pumper som bruker redusert turtall ved normal drift og maksimalt turtall ved full drift.

Samlemanifolder, forgreiningspunkt som samler kollektorrørene, mottar varme fra omgivelsene og akkumulerer ofte is rundt seg. Selv om dette reduserer varmetransporten, er det ikke hensiktsmessig med frostdannelse rundt manifolden. Dette kan motvirkes med isolering, men vanskeliggjør inspeksjon og er vanligvis upraktisk.

Med uisolert banedekke er varmelasten fra grunnen rundt 2 %. Ved for stor varmelast fra grunnen kan man risikere permafrost, som igjen kan lede til telehiv. Dette skjer når nok vann i underlaget fryser og utvider seg. Konsekvensen av dette er skader på rør og bane. Med isolering under banedekket, og eventuelt varmerør under isolasjonen, minimeres varmelasten vesentlig.

### 3.3.3 Stråling

Termisk stråling er overføring av varme i form av elektromagnetiske bølger. For skøytebaner utendørs utgjør solen en stor varmelast på isbanen, selv ved skydekke. Når belysning inkluderes er det estimert at 10-30 % av varmelasten kommer fra stråling.

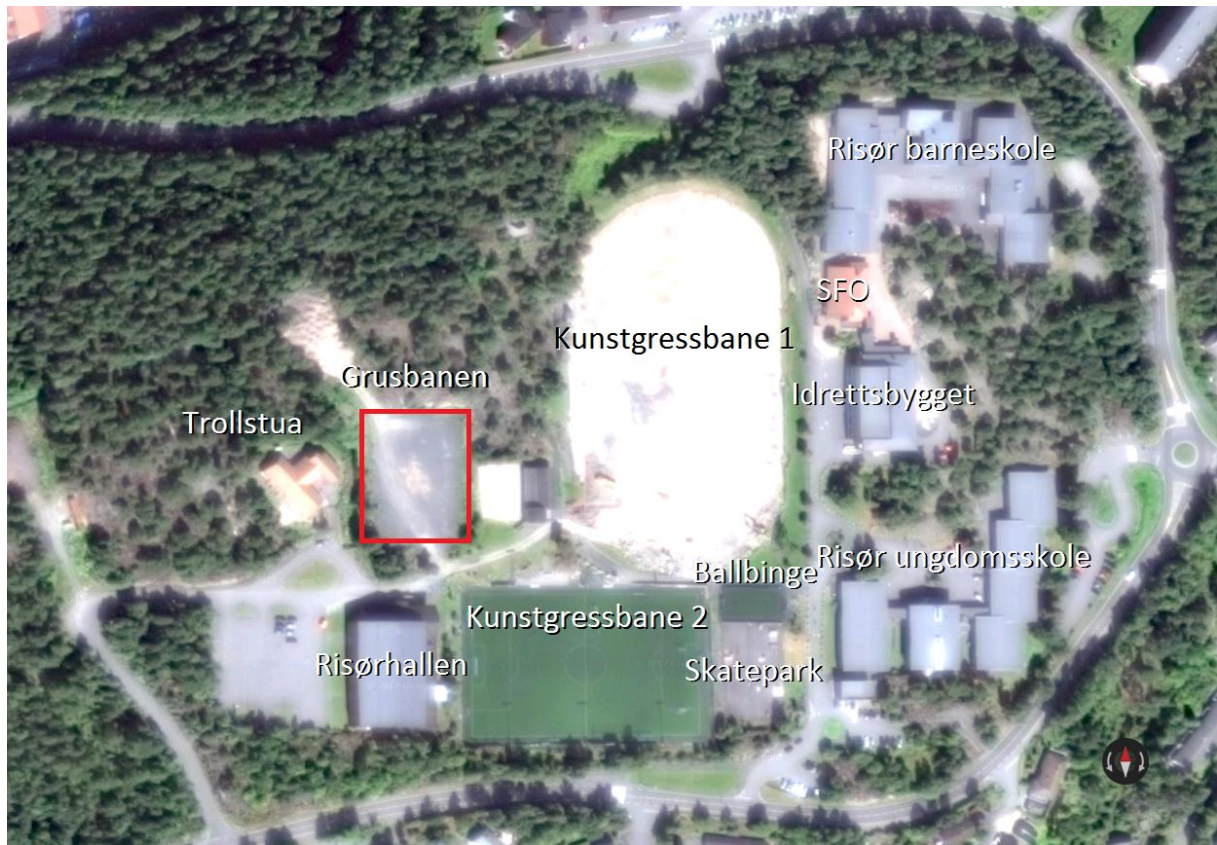
Solstråling kan reduseres betraktelig ved å installere tak over banen. Isbanen vil fortsatt varmes opp av indirekte solstråler fra omgivelsene rundt. I tillegg vil solstråling og konvektive vinder som treffer taket, konduktivt varme undersiden av taket som igjen utstråler varme til isdekket. Isolering av tak, og bruk av materialer med lav emissivitet (strålingsevne) i taket er med på å motvirke dette.

For belysning kan så mye som 60 % av installert effekt i lysanlegget bli omgjort til strålingsvarme mot isdekket (ASHRAE, 2014). For å redusere dette, anbefales energieffektive pærer som LED-lys, med høy lysstyrke per effekt [lx/W]. For eksempel brukes eldre lysrør (T8 armatur) i over halvparten av svenske ishaller, som igjen bruker forbruker opptil dobbelt så mye energi som mer moderne løsninger (Rogstam & Hjert, 2010).



## 4 Kjempesteinsmyra

I dette kapittelet vil det aktuelle området Kjempesteinsmyra beskrives. I tillegg vil det bli redegjort for grusbanens nåværende status.



Figur 12 – Kart over Kjempesteinsmyra

Det er ikke noe kjøling per dags dato i noen av byggene. I alle byggene bortsett fra Trollstua barnehage, brukes det hovedsakelig elektriske panelovner til romoppvarming. I barnehagen er det blitt lagt vannbåren gulvvarme. Idrettsbygget består av en gymsal, tre klasserom og en svømmehall. I Risørhallen er det en større gymsal, flere mindre treningsrom og skytebane.

I 2016 ble det lagt varmerør under kunstgressbane 1 for tining av is. Dette ble gjort i forbindelse med ombygging fra gress til kunstgressbane. Det er ennå ikke bestemt hvilken type varmekilde som skal brukes. Av den grunn er det per dags dato ikke mulighet å varme opp kunstgressbanen.

Grusbanen var ment som en reserve-fotballbane på Kjempesteinsmyra, men etter utbygging av både ballbinge og to kunstgressbaner blir banen sjelden brukt til dette. Nå brukes grusbanen hovedsakelig som «naturlig» skøytebane. Risør Ski- og Skøyteklubb investerte i 2011 i flombelysning, vanntilførsel og strømtilførsel til grusbanen. Det ligger en

isolert vannslange på 32 mm i diameter, stort sett på frostfri dybde, som sørger for vanntilførselen. En selvregulerende varmekabel følger vannslangen, for å sikre seg helt mot frost. Flombelysningen består av fire master, hver med tre 400 W metallhalogenlyskastere. Til sammen utgjør gjennomsnittlig belysningsstyrke 76 lx (Larsen, 2010). Dette er mye mindre enn kravet på 800 lx i ishaller (NIHF, 2016), men siden banen er utendørs vil behovet være mindre.

Fra 2010 til 2016 har banen blitt manuelt vannet i vintermånedene, under lengre perioder med minusgrader. Dette har enten blitt gjort ved å vanne banen med slange for hånd, eller ved bruk av vannspredere. For å få stor nok istykkelse, har isen blitt vannet for hånd 2-3 ganger daglig der ca. 2 arbeidstimer er medgått per økt. Vannspredene har stått på hele dagen og har måttet bli flyttet manuelt hver 2. – 3. time for å få jevn isflate. Dette krever derfor en del arbeidstimer.

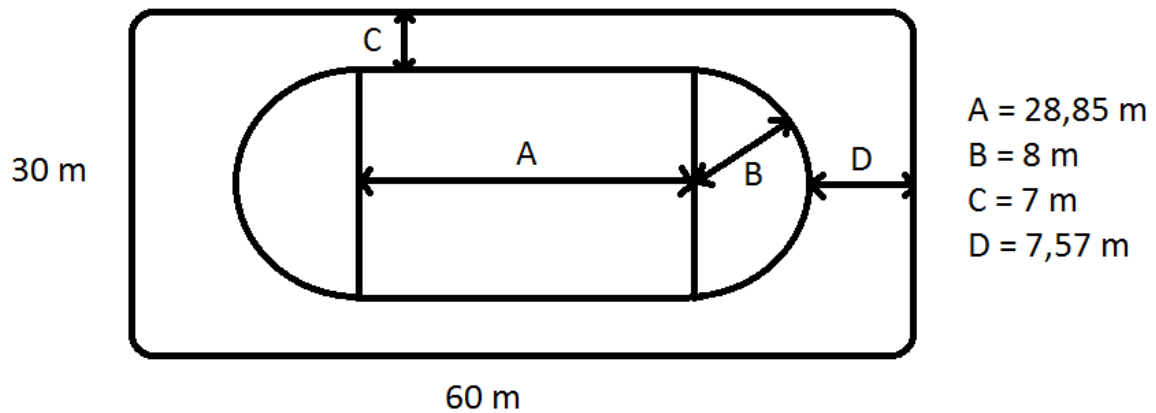
I forhold til kunstis, er sesongen mye kortere og kvaliteten på isen er mer ustabil. Klimaet i Risør om vinteren er preget av hyppige temperatursvingninger rundt 0 °C. Det har derfor vært kontakt mellom Risør Ski- og Skøyteklubb og nøkkelpersoner i Risør kommune om utbygging av grusbanen til kunstisbane.



*Figur 13 - Grusbanen på Kjempesteinsmyra*

Grusbanen har plass til kunstisbane med størrelse 30x60 meter (1800 m<sup>2</sup>), som er internasjonal størrelse på hockey-bane og kortbaneløp (som vist i Figur 14). I 2004 ble det

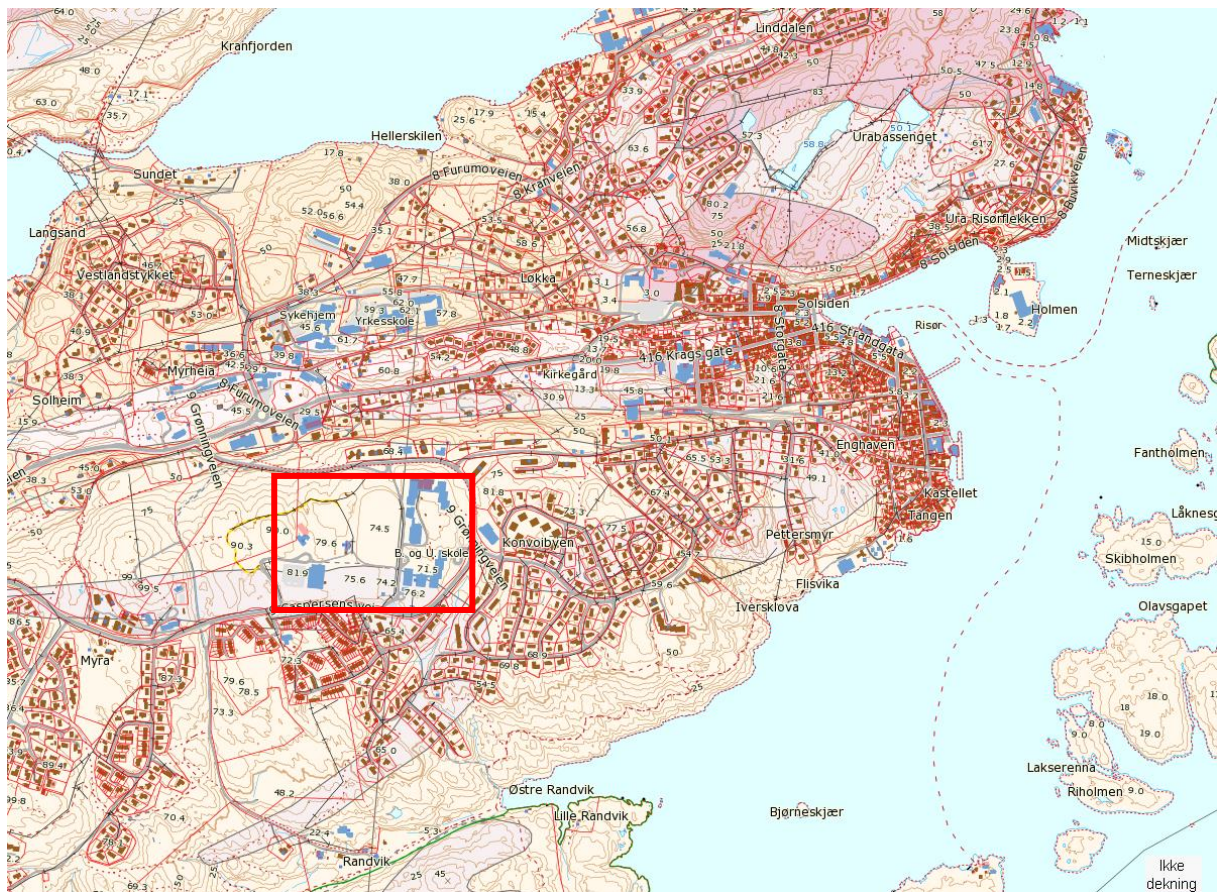
gjort en utredning av muligheten for en kunstisbane i Risør, der bredden ble vurdert til å kunne strekkes til 50 meter (Havellen, 2004).



Figur 14 – Mål for kortbaneløp (International Skating Union, 2014, p. 123)

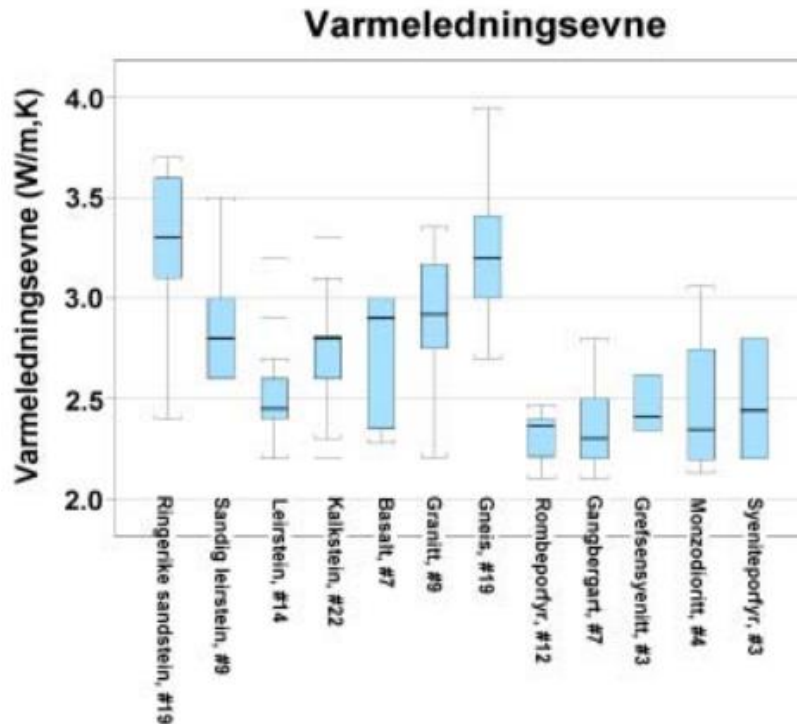
Det forekommer lave løsmassetykkelser på Kjempesteinsmyra, der mer enn 50 % av arealet er bart fjell (Norges Geologiske Undersøkelse, 2017). Det stemmer godt overens med observasjoner gjort i området. Dette reduserer installasjonskostnadene for borehull for geotermiske energibrønner. Store forekomster av migmatitt er kartlagt i området, illustrert i Figur 15. Migmatitt er en blanding av metamorfiske bergarter, utsatt av høye trykk og temperaturer og er blitt delvis smeltet og sterkt omvandlet i løpet av lengre tid.





Figur 15 - Kart over berggrunnen i Risør, med Kjempesteinsmyra markert i rødt (Norges Geologiske Undersøkelse, 2017)

Oftest består migmatitt av gneis, som har relativt høy termisk konduktivitet (Figur 16). Dette betyr at man potensielt kan få meget god varmeoverføringseffektivitet ved bruk av energibrønner i Risør.

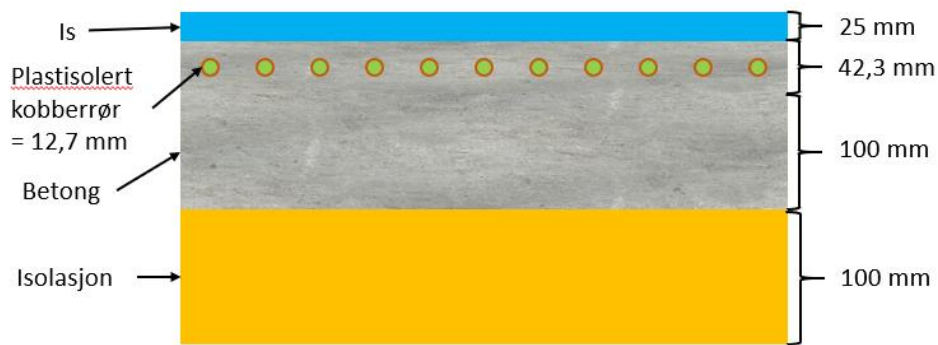


Figur 16 – Resultater fra varmeledningsevne målinger av bergartsprøver hovedsakelig fra Asker og Bærum kommune, presentert som boksplokk (Ramstad, et al., 2005, p. 37)

#### 4.1 Systemvalg

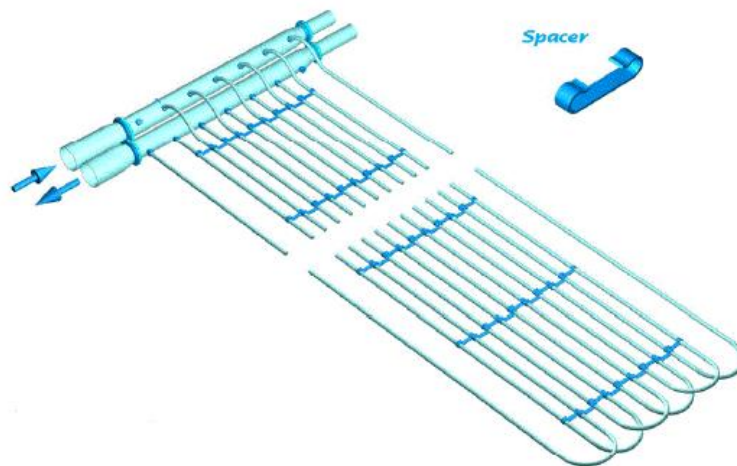
På Kjempesteinsmyra er det et stort tappevannsbehov. Det er to idrettsbygninger med dusjanlegg og en svømmehall. I litteraturstudiet kom det frem flere fordeler ved å bruke CO<sub>2</sub> som arbeidsmedium. Det er ikke giftig og har ingen direkte negativ effekt på global oppvarming eller ozonlaget. Men ikke minst er det effektivt når det trengs å levere varme med høy temperatur, slik som tappevann krever. Systemoppsettet ble altså et direkte 2. generasjons kjølesystem, med CO<sub>2</sub> som arbeidsmedium. Plastisolerte kobberør med diameter på 12,7 mm ble valgt, der avstanden mellom hvert rør ble 75 mm. Hvilke bygninger som egner seg best til å koble sammen med systemet blir avgjort i kapittel 7.

Banedekket ble dimensjonert etter samme måte som for CO<sub>2</sub>-varmepumpen i Sverige, se Figur 17.



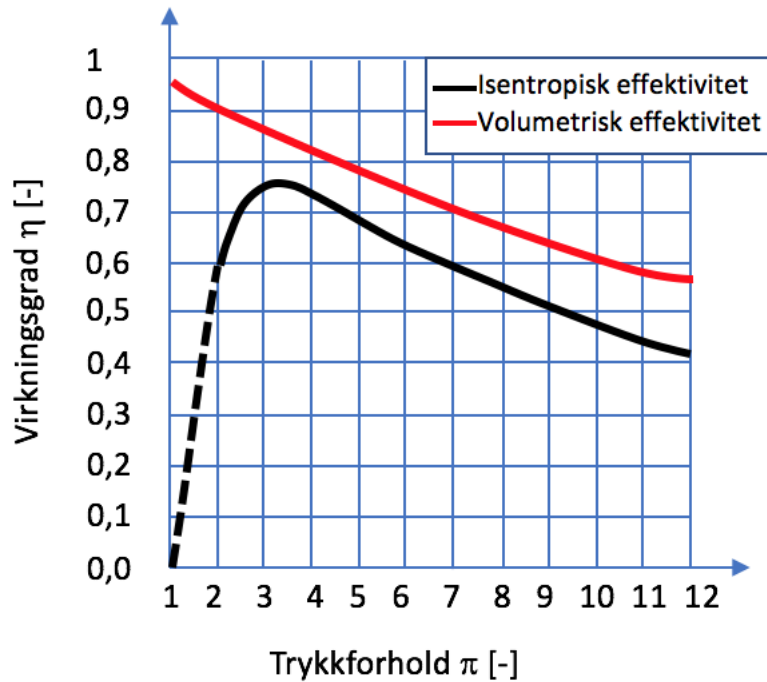
Figur 17 - Tverrsnitt av isbanedekket (Shahzad, 2006)

Samlemanifolderne blir lagt ned langs kortsiden av banen, som illustrert i Figur 18. Ved noen tilfeller kan det være et behov for kun å drifte halve banen, men er ikke aktuelt i denne situasjonen. Dette reduserer antall ledd i rørsystemet, og minsker derfor risiko for lekkasje.



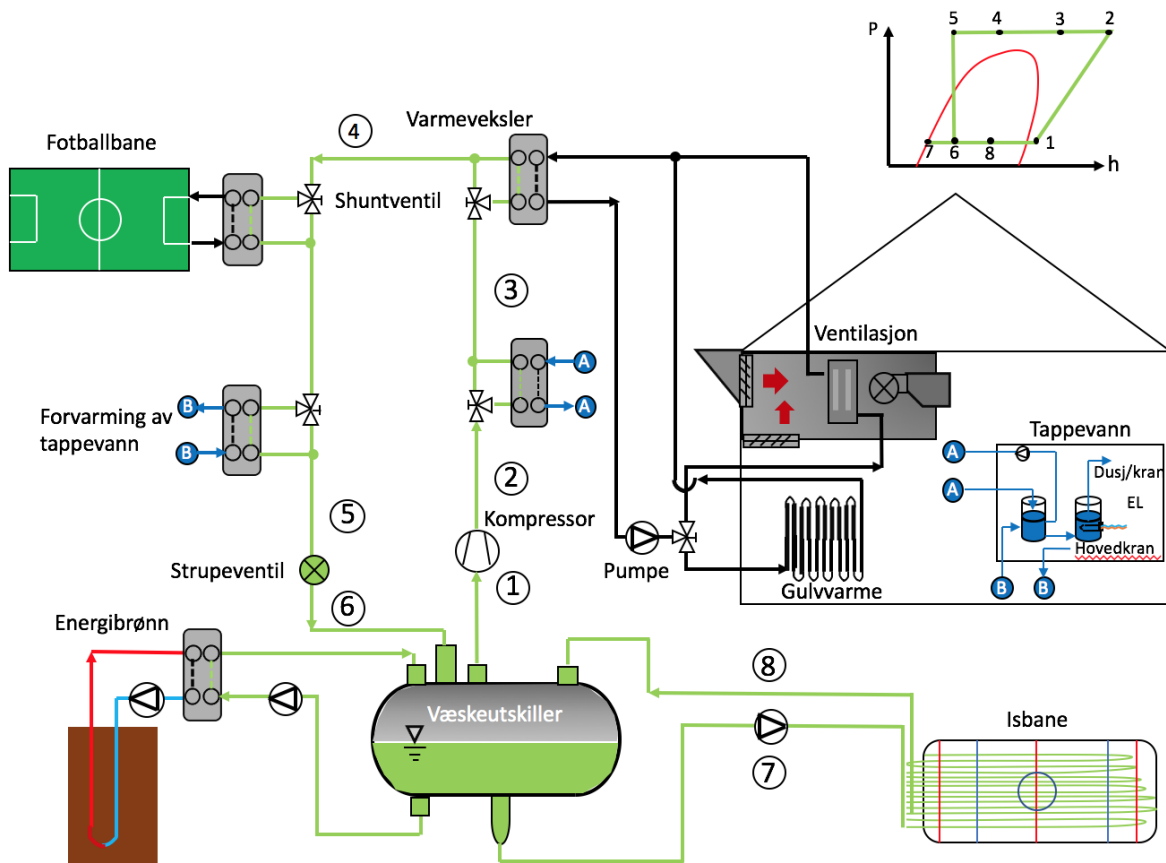
Figur 18 - Samlemanifolder med kjølerør (Karampour, 2011)

Trykkforholdet ( $\pi$ ) mellom høytrykk og lavtrykk-siden av varmepumpen vil ligge på rundt 3,2. For systemet vil det da egne seg best med én kompressor (se Figur 19).



Figur 19 - Isentropisk og volumetrisk virkningsgrad for en piston kompressor (Eikevik, 2018)

Figur 20 viser systemtegningen for anlegget. På høytrykksiden blir varme med høyest temperatur avgitt til tappevann først. Deretter er det koblet på varmeveksler til vannbåren romoppvarming, fotballbanen og til slutt forvarming av tappevann. Oppe til høyre i figuren er det et trykk/entalpi-diagram som indikerer entalpiendringen gjennom systemet. Shuntventiler er koblet opp til alle varmevekslerne, slik at de forskjellige andelene av varmetilførselen kan reguleres.



Figur 20 - Systemtegnning for vinterdrift av anlegget på Kjempesteinsmyra (CO<sub>2</sub> i grønn farge)

En supplerende varmekilde må kobles opp til systemet hvis varmepumpen skal kunne dekke større behov under kaldere perioder. I systemtegningen er energibrønner koblet opp til væskeutskilleren. Forholdene for varmeutnyttelse av berggrunnen på Kjempesteinsmyra virker gode. Det skal nevnes at uteluft også kan fungere som supplerende varmekilde. Det er ikke fokusert på vann som varmekilde i denne oppgaven. Dette fordi grusbanen ligger 80 moh. og nesten en kilometer fra havet. I tillegg antas grunnvannsnivået som lavt, siden banen ligger relativt høyt i forhold til omgivelsene.

For vinterdrift er energibrønner koblet slik at frostvæske pumpes ned i bakken og henter varme som leveres videre i varmeveksleren. Her fordampes CO<sub>2</sub>-en som pumpes i motsatt retning. På sommerhalvåret prosessen kunne reverseres ved at isbanen fungerer som en solfanger som dumper varme til energibrønnene. Da vil varmeveksleren gå fra å fungere som en fordampner, til å kondensere CO<sub>2</sub> fra væskeutskilleren. Slik kan energibrønnene unngås å "tappes tom", som nevnt i kapittel 2.3. I stedet for at CO<sub>2</sub> må pumpes gjennom kondensatoren, kan en naturlig sirkulasjon oppstå ved at varmeveksleren



til energibrønnene er plassert høyere enn væskeutskilleren. Sirkulasjonen oppstår når CO<sub>2</sub> i gassform blir presset opp og igjennom varmeveksleren på grunn av høyt trykk. Her blir gassen kondensert og strømmer ned til bunnen av væskeutskilleren.

Denne løsningen fungerer også som en sikkerhetsventil og forhindrer overtrykk i væskeutskilleren hvis det skulle skje en systemsvikt under drift (for eksempel i kompressoren).

Dette sikkerhetstiltaket er viktig i et direkte system som inneholder mye CO<sub>2</sub>. Selv om fluidet ikke er direkte giftig, er slike systemer fortsatt ikke helt risikofrie. Den største faren er antageligvis dersom gassen når en dødelig konsentrasjon (30 000 ppm) i et lukket område. Dette er mer relevant for innendørs isbaner, men utgjør også en risiko ved lekkasje i maskinrommet. I tillegg vil åpning av sikkerhetsventiler kunne produsere jetstrømmer på inntil -76 °C som kan forårsake alvorlige frostskafer hvis det skulle befinne seg personer i nærheten (CanmetENERGY, 2013). Derfor er det lurt å kvalitetssikre installasjonen av systemet, blant annet ved å bruke gode sveisemetoder og robuste materialer.

## 5 Metode

I dette kapittelet beskrives metodene som er blitt brukt i denne oppgaven. Først ble et nytt litteraturstudium gjennomført for å finne ny eller oppdatert informasjon fra rapporter, bøker og lignende oppgaver.

Denne masteroppgaven er en videreføring av prosjektoppgaven «Kuldeanlegg til Hockey-bane i Risør kommune som utgangspunkt for varmetilskudd for nærliggende bygg og anlegg». I denne oppgaven ble detaljerte energi og effekt-modeller for idrettsbyggene og skolene utviklet i SIMIEN (Simulering av Inneklima og Energibruk i bygninger). I tillegg ble en mer forenklet effektkurve for oppvarmingsbehovet laget i Excel. Dette for både idrettsbyggene, skolene, barnehagen og fotballbanen. I prosjektoppgaven ble også varmetilskuddet fra varmepumpen beregnet ved å sammenligne tilsvarende kjølesystem for utendørsbaner i Norge og Sverige.

Siden prosjektoppgaven fokuserte mest på oppvarmingsbehov i nærliggende bygninger, ble mye av arbeidet i masteroppgaven lagt til å modellere energiutveksling i isbanen. Dette ble gjort ved å simulere varmelastene inn på skøytebanen gjennom driftssesongen. Etter å ha bestemt systemoppbyggingen til varmepumpen, ble så varmetilskuddet fra varmepumpen beregnet.

Det er viktig å poengtere at simuleringer aldri kan defineres som virkelighet. En simulering er en forenklet modell av et komplekst system. Men med finjustering av parameterne, vil modellen kunne tilnærmes virkeligheten og forutsi oppførselen over tid. Det er ved beste evne forsøkt å sette realistiske parametere i modellene, slik at resultatene skal kunne gi et mest mulig virkelighetsnært bilde til Risør kommune ved en eventuell utbyggelse av kunstisbanen.

### 5.1 Oppvarmingsbehov til nærliggende bygg og forbrukssteder

Siden metodene for beregning av oppvarmingsbehov er redegjort i detalj i prosjektoppgaven, vil denne masteroppgaven kun gjengi hovedtrekkene. I tillegg til simuleringene gjort i Excel, ble tidligere estimeringer av energibehovet hentet inn. Konsulentfirmaet Rejlerts gjorde i 2005 energiberegninger for idrettsbyggene og skolene i SIMIEN. Konsulent Geir Skjevraak gjorde i 2016 beregninger for idrettsbyggene, barnehagen og fotballbanen. Dette i forbindelse med utbyggingen av kunstgressbanen. I tillegg var data

for bygningenes totale strømforbruk tilgjengelig for de siste 3 årene. Dette gjorde det mulig å sammenligne og kvalitetssikre resultatene.

### 5.1.1 SIMIEN

SIMIEN er et norsk program bygget opp rundt NS3031:2007/2010 (Beregninger av bygningers energiytelse: Metode og data), som er en norsk standard. Det inneholder forhåndslagrede egenskaper vedrørende ulike bygningskonstruksjoner, samt klimadata (normalår) for flere steder i Norge. I programmet finnes det flere beregningstyper, der det i oppgaven var fokus på vintersimulering og årssimulering. Dette resulterte i spisslaster for oppvarming av tappevann, ventilasjonsluft og gulvvarme, samt månedlig netto energibehov til bygningene.

#### 5.1.1.1 Antagelser og forenklinger

Så mye som mulig av reell informasjon ble innhentet. Plantegninger, type varmeavgivere, ventilasjonssystem og klimadata fra nærmeste målestasjon var med på å legge grunnlaget for modellen. Men da det fortsatt manglet data for å få en komplett modell, ble en del antagelser og forenklinger gjort for å kunne gjennomføre simuleringen.

Termofysiske egenskaper (som U-verdier og lekkasjetall) til bygningskroppene var ikke tilgjengelig. Siden de ulike byggeårene var kjent, ble eldre byggeforskrifter (TEK69 og TEK87) brukt til å anta dette (Standard Norge, 2016).

| Bygning (byggeår)    | U-verdi<br>yttervegg<br>[W/(m <sup>2</sup> ·K)] | U-verdi<br>tak<br>[W/(m <sup>2</sup> ·K)] | U-verdi<br>gulv på<br>grunn<br>[W/(m <sup>2</sup> ·K)] | U-verdi<br>vindu<br>[W/(m <sup>2</sup> ·K)] | Lekkasjetall<br>ved 50 Pa<br>trykkforskjell<br>[h <sup>-1</sup> ] |
|----------------------|---|---|--|---|---|
| Risørhallen (1992)   | 0,3   | 0,2                                       | 0,22   | 1,5   | 3   |
| Idrettsbygget (1972) | 0,45  | 0,4                                       | 0,3  | 1,7   | 6   |
| Barneskolen (1972)   | 0,45  | 0,4                                       | 0,3  | 1,7   | 6   |
| Lærerværelse (2013)  | 0,21  | 0,16                                      | 0,17   | 1,2   | 3   |
| SFO (1996)           | 0,28  | 0,2                                       | 0,22   | 1,5   | 3   |
| Ungdomsskolen (1971) | 0,45  | 0,4                                       | 0,3  | 1,7   | 6   |

Tabell 3 - Valgte U-verdier og lekkasjetall for simuleringen

Normerte verdier for driftsstrategi, driftstider, interne laster, settpunkttemperaturer og ventilasjonsluftmengde ble hentet fra NS 3031:2016. Dette er vist i Tabell 4.

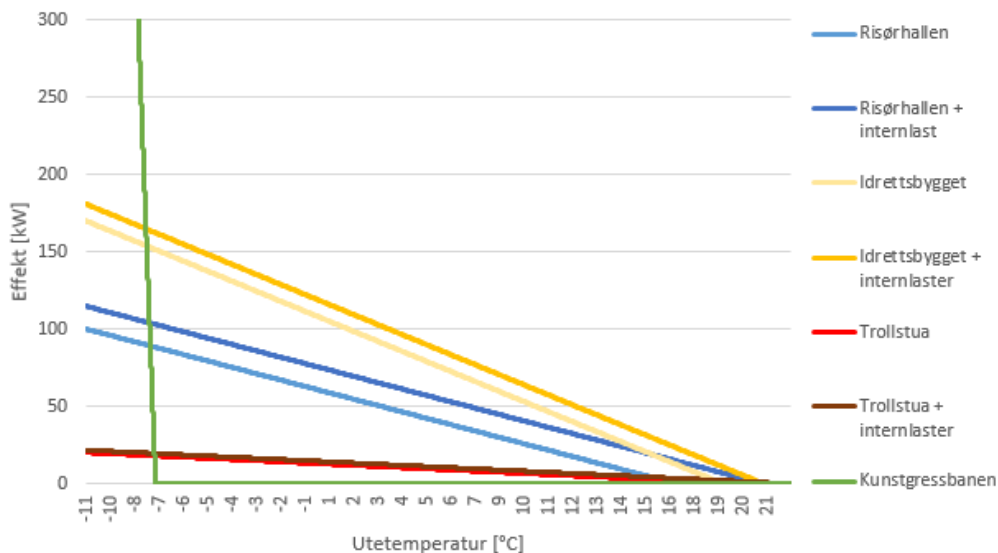
| Bygningstype | Driftsdøgn for varmtvann og interne laster [timer/døgn/ uker] | Driftstid for ventilasjon og oppvarming [timer/døgn/ uker] | Settpunkttemperaturer for oppvarming [°C] |               | Minimum spesifikke luftmengde ved CAV [m <sup>3</sup> /(h·m <sup>2</sup> )] |               |
|--------------|---|--|---|---------------|---|---------------|
|              |   |  | I drift                                   | Utenfor drift | I drift   | Utenfor drift |
| Skolebygg    | 8/5/44  | 10/5/44  | 21  | 19            | ≥ 10  | ≥ 2           |
| Idrettsbygg  | 10/5/44   | 12/5/44  | 19  | 17            | ≥ 8   | ≥ 2           |

Tabell 4 - Normert data for driftsstrategi, settpunkttemperaturer og minimum ventilasjonsluftmengde

I modellen til idrettsbygget ble selve svømmebassenget ikke inkludert.

### 5.1.2 Excel

I Excel-modellene var det færre parametere som avgjorde effektbehovet til oppvarming. Spisslastene for oppvarming ble antatt å gjelde for dimensjonerende utetemperatur i Risør (-18 °C). Deretter ble effektbehovet satt til å reduseres lineært med hensyn på utetemperaturen, helt til den var lik settpunkttemperaturen for bygningene. For fotballbanen var dette ved 0 °C. Da var effektbehovet null, som vist i Figur 21.



Figur 21 - Effekt for oppvarming, med hensyn på utetemperatur

De virkelige dimensjonene på bygningenes oppvarmingssystem var ikke kjent, så spisslast for oppvarming ble hentet fra tidligere beregninger (Figur 22).

| Caspersens vei nærvarme | Spisseeffekt   | Energi           |
|-------------------------|----------------|------------------|
| Risørhallen             | 100 kW         | 150 000 kWh      |
| Trollstua               | 20 kW          | 35 000 kWh       |
| Idrettsbygget           | 170 kW         | 340 000 kWh      |
| Ny kunstgressbane       | 1200 kW        | 350 000 kWh      |
| <b>Totalt</b>           | <b>250 kWh</b> | <b>0,875 GWh</b> |

Figur 22 - Spisseeffekt og energi som kan bli vannbåren (Skjevraak, 2016)

For barneskolen og ungdomsskolen ble spisslasten estimert som 60 % av spisslasten til det totale strømforbruket (Norges vassdrag- og energidirektorat, 2016). Dette resulterte i en spisslast på henholdsvis 273 og 220 kW. Totalt utgjør dette potensielt 1983 kW, 783 uten fotballbanen.

Deretter ble årlige effektbehov plottet opp mot målt utetemperatur.

## 5.2 Varmelaster på skøytebanen

I dette delkapittelet beskrives metodene for hvordan varmelastene inn på isbanen ble beregnet. Bortsett fra for solstråling, ble alt modellert i MATLAB. MATLAB er et matematikkverktøy som inneholder høynivå programmeringsspråk, og egner seg til å løse slike numeriske problem.

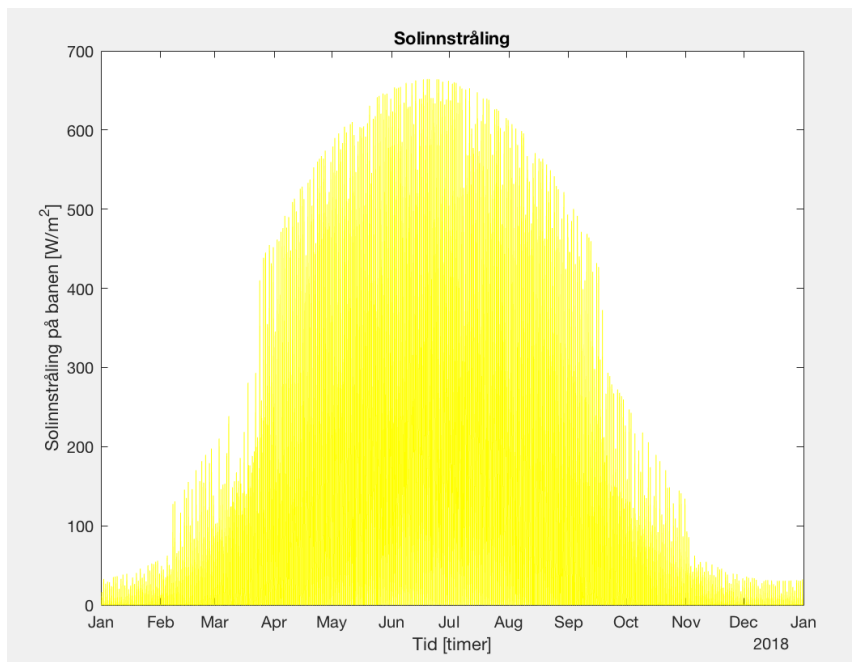
### 5.2.1 Solstråling

Solmodellen er bygget fra bunn i Excel, og gjelder spesifikt for banen på Kjempesteinsmyra. Først ble solas høyde og bredde hentet ut for årets to solvervdager. Disse ekstremverdiene ble brukt som grunnlag for solposisjonen de resterende dagene av året. Siden dette er de dagene der solen står høyest og lavest på himmelen, er solen satt til å variere parallelt med en cosinuskurve. Kurvens toppunkt og bunnpunkt er satt til henholdsvis solverv og vintersolverv. Den mest uforutsigbare faktoren for solinnstrålingen er skylaget. I denne modellen er dette simulert ved at skylaget er satt som en normalfordelt variabel. Denne kan strekke seg fra 0-100 %, henholdsvis fra skyfritt med full solinnstråling til skydekke med null solinnstråling. Forventningsverdien er satt til 22,6 %, med en varians på 30 % (Kiehl & Trenberth, 1996). Svakheten til denne metoden er at skylaget dannes på nytt for hver time. Det kan for eksempel gå fra 60 % skydekke til skyfri himmel, og tilbake til høyt skydekke på to timer. Et slikt skiftende skydekke er med på å jevne ut de store solskinsdagene, noe som kan påvirke spisslasten for varmepumpen.

Isen har relativt stor evne til å ta opp varmestrålingen ettersom isoverflatens albedo ligger på rundt 40 % (Mike Dietz, 2016). Det betyr at 60 % av innkommende solstråler blir absorbert, mens den resterende strålingen blir reflektert.

I tillegg er skyggelegging fra Risørhallen, som ligger sør for isbanen, inkludert i modellen. Siden det ikke er noe særlig terreng eller andre bygninger av betydelig størrelse i nærheten, er annen skyggelegging neglisjert. Taket til Risørhallen ble antatt helt flatt, slik at skyggen ble enklere å modellere. Solbredden, kombinert med høyden, ga, i prosent, hvor stort område av banen som var skyggelagt. For spesifikk solinnstråling på banen [ $W/m^2$ ] er altså gjennomsnittverdier brukt. Solens posisjon ble antatt å være den samme for alle punkter på banen.

Solbredden ble avrundet med to desimaler, mens skyggelengden fra Risørhallen ble avrundet med én desimal. Grunnet mange kryssreferanser og stor filstørrelse, ble Excel-dokumentet for tregt å jobbe med for større nøyaktigheter. Figur 23 viser solinnstrålingen over et år.



Figur 23 - Beregnet solinnstråling på banen

### 5.2.2 Konveksjon

Når lufttemperaturen er høyere enn temperaturen på isoverflaten, blir varme overført til isdekket via konveksjon. For konveksjon fra vind, benyttes formel 6 for å kalkulere varmelasten.

$$\dot{Q}_{konv} = \alpha_k \cdot A_{is} \cdot (t_{luft} - t_{is}) \quad [\text{W}] \quad (6)$$

$\alpha_k$  er den konvekktive varmetransportkoeffisienten. Formel 7 estimerer denne med vindhastigheten ved isoverflaten som variabel.

$$\alpha_k = 3.41 + 3.55 \cdot V_{luft} \quad \left[ \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}} \right] \quad (7)$$

Siden klimadata for vindhastighet er målt ved 10 meters høyde, må disse hastighetene korrigeres. Ved bakkenivå er det generelt sett flere hindringer, og en lavere vindhastighet vil ofte være tilfelle. Formel 8 brukes for å estimere  $V_{luft}$  ved  $h = 10$  cm (Heier, 2005).

Parameteren  $\alpha$  kalles Hellmann eksponent, og er satt til 0,1 for nøytral vind over åpen vannoverflate (Khalid, 2012). Nøytral vind er en kombinasjon av stabil og ustabil vind.

$$V_{luft} = V_{m\ddot{a}lt} \cdot \left( \frac{h}{h_{m\ddot{a}lt}} \right)^\alpha \quad \left[ \frac{\text{m}}{\text{s}} \right] \quad (8)$$

### 5.2.3 Kondensering

Formelen til varmelasten for kondensering ligner på den for konveksjon. Forskjellen ligger i varmetransportkoeffisienten, som i tillegg tar inn relativ fuktighet og damptrykk for luften og toppen av isoverflaten.

$$\dot{Q}_{diffusjon} = \alpha_d \cdot A_{is} \cdot (t_{luft} - t_{is}) \quad [\text{W}] \quad (9)$$

Formel 10 viser varmetransportkoeffisienten (Granryd, 2005).

$$\alpha_d = 1750 \cdot \alpha_k * \frac{\Delta P}{\Delta T} \quad \left[ \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}} \right] \quad (10)$$

I formel 11 er  $\varphi$  relativ fuktighet.

$$\Delta P = \varphi \cdot P_1 - P_2 \quad [\text{bar}] \quad (11)$$

Formel 12 og 13 kalkulerer damptrykket for  $P_1$  og  $P_2$ , henholdsvis i luft og toppen av isoverflaten. Formel 12 gjelder for temperaturer over null grader celsius, mens formel 13 gjelder for minusgrader.

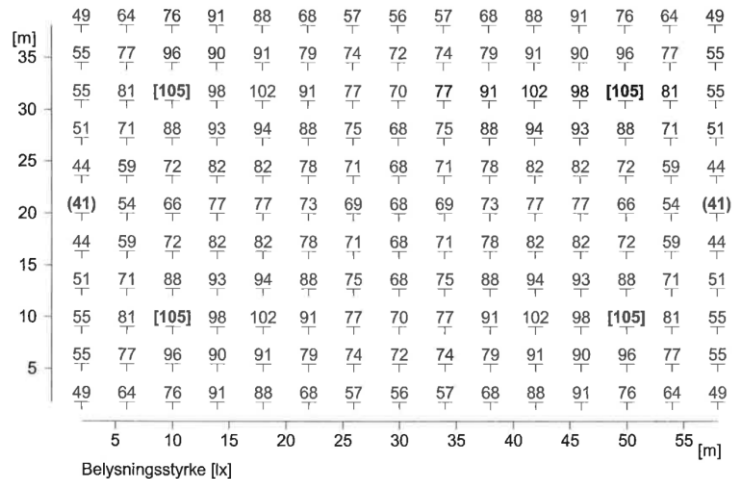
$$P_1 = e^{\left(12.03 - \frac{4025}{235 - t_{luft}}\right)} \quad [\text{bar}] \quad (12)$$

$$P_2 = e^{\left(17.391 - \frac{6142.83}{273.15 - t_{is}}\right)} \quad [\text{bar}] \quad (13)$$

### 5.2.4 Lys

Flombelysningen består som sagt av 4 master som hver har 3 metallhalogenlyskastere på 400 [W]. Lampetypen er av metallhalogen, som er en av de mer energieffektive typene. Disse sender kun ut ca. 10-15 % av energikonsumet som varme til omgivelsene (Stouch Lightning, 2018). Det antas at 70 % av denne varmestrålingen tas opp i isbanen (Figur 24). Isens albedo er også her satt til 40 %.





Figur 24 - Fordelt belysningsstyrke inn på isbanen (Terje Larsen, 2010)

For enkelthets skyld blir flombelysningen driftet etter samme betingelser gjennom hele sesongen. I modellen blir lysene skrudd på i tidsrommet 08:00-23:00, hvis solen ikke er gått ned eller stått opp.

#### 5.2.5 Varme fra grunn

Varmelasten fra grunn er som nevnt beregnet til å kun stå for 2 % av den totale lasten inn på en utendørs isbane (Connelly, 1976). Dette er i tillegg når banen er uisolert. Siden det er tenkt å ha et lag med isolasjon i banedekket, er varmelasten fra grunnen neglisjert i denne oppgaven.

#### 5.2.6 Samlemanifolder

Samlemanifolderne ligger i en grøft langs kortsiden av skøytebanen på 30 meter. Disse består av to rør, et som forsyner banen med kuldebæreren (CO<sub>2</sub>) og et som returnerer den. I tillegg fraktes kuldebæreren til varmpumpen i maskinrommet, som er satt til å være 5 meter unna kortsiden av banen.

$$\dot{Q} = 2\pi\lambda l \cdot \frac{(t_2 - t_1)}{\ln\left(\frac{D_o}{D_i}\right)} \quad [W] \quad (14)$$

Formel 14 bruker parameterne i Tabell 5, samt lufttemperatur og gjennomsnittlig kuldebærertemperatur til å beregne varmelasten. Gjennomsnittlig varmelast gjennom sesongen blir på 3,87 kW.

|              | Termisk konduktivitet – $\lambda$ [W/(m·K)] | Diameter - l [mm]   |
|--------------|---|---|
| 60 meter rør | Stålrør = 43<br><br>Is = 2,25               | $D_i = 72,5$<br><br>$D_o = 82,5$<br><br>Istykkelse = 20         |
| 10 meter rør | Stålrør = 43<br><br>Isolasjon = 0,033       | $D_o = 82,5$<br><br>$D_i = 72,5$<br><br>Isolasjonstykkelse = 20 |

Tabell 5 - Fysiske egenskaper til samlemanifolderne

### 5.2.7 Ispreparering

Formel 15 viser hvor mye varme som avgis til banen per ispreparering (ASHRAE, 2014).

$$Q_{preparering} = 1000 \cdot V_v \cdot [4.2(t_v - 0) + 334 + 2(0 - t_{is})] \quad [\text{Btu}] \quad (15)$$

$V_v$  er mengden vann [ $\text{m}^3$ ] som legges på banen per ispreparering. Tidligere er det sagt at denne varierte fra 0,4-0,7  $\text{m}^3$  (Karampour, 2011). Imidlertid viser nyere studier at typiske verdier ligger mellom 0,3-0,5  $\text{m}^3$  (Kaya, 2015). Dette reduserer varmelasten og energibruket noe. For å opprettholde en jevn isflate av god kvalitet, gjennomføres isprepareringen 5-10 ganger daglig (ASHRAE).

I modellen er det valgt 9 prepareringer daglig (mellom 08:00 og 23:00), hver på 0,4  $\text{m}^3$  vann med temperatur på 60 °C. Med denne inputen blir omtrent 70 kWh varme avgitt per ispreparering.

### 5.2.8 Pumpearbeid

Det er vanlig å installere to pumper for å sirkulere kuldebæreren. For å få mer optimal drift under lavere kjølebehov (f.eks. netter eller kaldere perioder), er det vanlig at minst én pumpe er frekvensstyrt. Dette reduserer energibruken, og derfor også varmelasten. For Kjempesteinsmyra er det tenkt to pumper med total, nominell effekt på 7 kW hver. All effektbruk for pumpene er satt til å overføres som varme inn på systemet.

### 5.2.9 Brukere

Bruken av banen vil variere med antall brukere, varighet og type aktivitet (hockey, bandy, kunstløp, lek etc.). Derfor er denne varmelasten vanskelig å estimere. Her følges derfor tidligere estimeringer fra kapittel 3.3, der varmelasten fra brukerne utgjør 4 % av total varmelast (ASHRAE). Siden banen ikke brukes hele døgnet, er disse 4 prosentene fordelt på timene mellom 08:00 og 23:00.

## 5.3 Klimadata

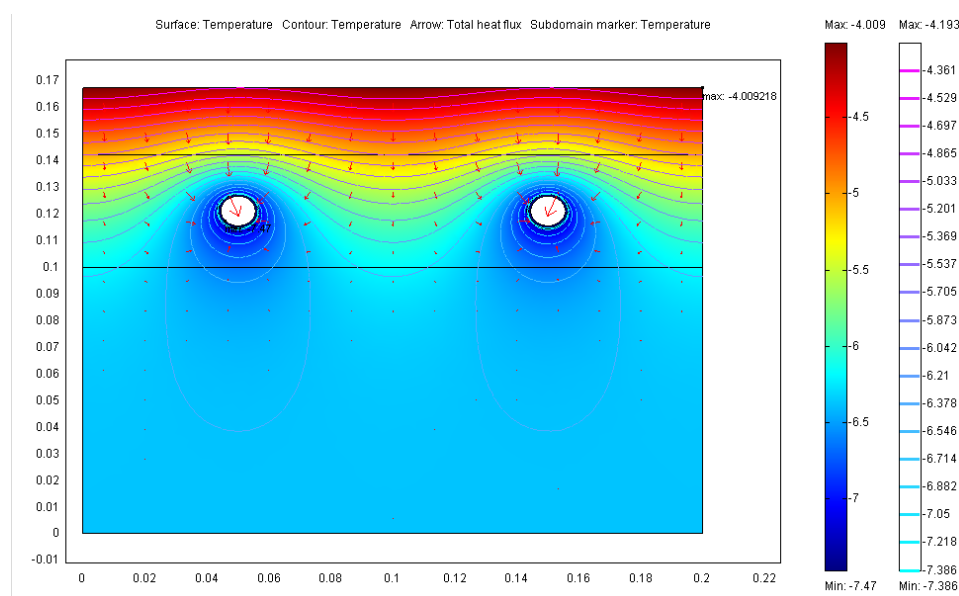
For SIMIEN ble nærmeste målestasjon Lyngør valgt. Programmet henter klimadata fra Meteonorm, som er en global database som blant annet produserer typisk være for et år. Denne datatypen kalles «Typical Meteorological Year» (TMY) og er en av de mest brukte for slike årssimuleringer. Dataen blir produsert ved å ta utgangspunkt i en periode på ~30 år. Måneder med ekstremt høye og lave verdier (lufttemperatur, vindhastigheter, duggpunktstemperatur og globalstråling) blir eliminert helt til en sitter igjen med 12 typiske måneder. Mer spesifikt bruker SIMIEN TMY2, som betyr at måleperioden er fra 1961-1990 og målingene er med én times nøyaktighet. Siden ekstremmåneder blir eliminert, må det opplyses om at dette kun blir brukt ved årlige energiberegninger. For vintersimulering av spisslast, bruker SIMIEN i stedet dimensjonerende utetemperatur.

I beregningene av effektbehovet for oppvarming (i Excel), ble reell utetemperatur for Lyngør brukt. For beregning av varmelastene inn på isbanen ble også reell klimadata brukt. Her ble utetemperatur hentet fra Lyngør målestasjon, mens vindhastighet og relativ fuktighet ble hentet fra Gjerstad målestasjon. Grunnen til dette valget var fordi målestasjonen på Lyngør befinner seg på en lite kupert øy uten særlig vegetasjon. Høye vindhastigheter og relativ fuktighet kan føre til overestimering av varmelastene. Klimadata med én times nøyaktighet er anskaffet (Meteorologisk Institutt, 2017). Det antas med andre ord at hver enkeltmåling er gjennomsnittet for den timen. Data for de siste fire årene ble hentet ut. For tidligere år var det en del perioder som manglet målinger. For å unngå å bruke klimadata i bruddstykker, ble derfor ikke flere år benyttet. Denne typen data kalles «Actual Meteorological Year» (AMY) og er nyttig for å sammenligne simulert og reell prestasjon for bygningen. Slik kan modellen eventuelt kalibreres. Svakheten er at det årlige energibehovet vil kunne ha større avvik hvis referanseåret som brukes, differerer med fremtidige år (Carlucci, 2017).

## 5.4 Varmelaster i varmepumpen

Etter at varmelastene inn på skøytebanen var beregnet, ble dette brukt til å lage en overordnet modell for varmepumpesystemet koblet til isbanen. Første ledd var å finne ut hvordan varmepumpen skulle driftes for å oppnå tilstrekkelig kjøling av banen. Siden det ble fokusert på et mer helhetlig resultat, med energiutveksling for hele sesonger, ble det ikke utviklet noen transient modell. En slik modell kunne for eksempel blitt gjort i simuleringsprogrammet COMSOL, der et mer detaljert temperaturbilde ville blitt produsert.

I Figur 25 vises beregnet temperaturfordeling for en utendørs isbane i Hällefors, Sverige. Dette er på omtrent samme breddegrader som Oslo, med CO<sub>2</sub> som sekundært arbeidsmedium og samme tykkelser i banedekket som for den på Kjempesteinsmyra (Figur 17). Med en avstand på 10 cm mellom hvert kjølerør, holder isoverflaten en relativt jevn temperatur som akkurat ikke overskrider -4 °C. Ved enda kortere mellomrom mellom rørene (7,5 cm), vil det være en enda jevnere temperatur under samme forhold.



Figur 25 - Temperaturfordeling i tverrsnittet av en isbane med 12,7 mm kobberrør (Shahzad, 2006)

Temperaturbildet ble forenklet ved at isoverflatetemperaturen rett over kjølerørene ble antatt å holde konstant temperatur på -4 ° ved drift av isbanen. Altså et system som responderer momentant med endring i varmelastene. Selv om dette ikke er 100 % oppnåelig, vurderes det som tilstrekkelig i denne modellen for å gi en fullstendig oversikt på sesongbasis. Resten av isdekket vil da holdes på tilfredsstillende temperaturer.

Ved bruk av Tabell 6 og Figur 17 ble U-verdien [ $W/m^2 \cdot K$ ] mellom isoverflaten og kjølerøret kalkulert. Kombinert med varmelastene inn på isbanen, viste dette hvilken temperatur  $CO_2$  i kjølerørene må ligge på gjennom sesongen. Dette er altså fordampningstemperaturen.

| Materiale | Termisk konduktivitet - $\lambda$ [ $W/(m \cdot K)$ ] |
|-----------|---|
| Vann (is) | 2,2   |
| Betong    | 1,3   |
| Kobber    | 401   |
| Isolasjon | 0,033   |

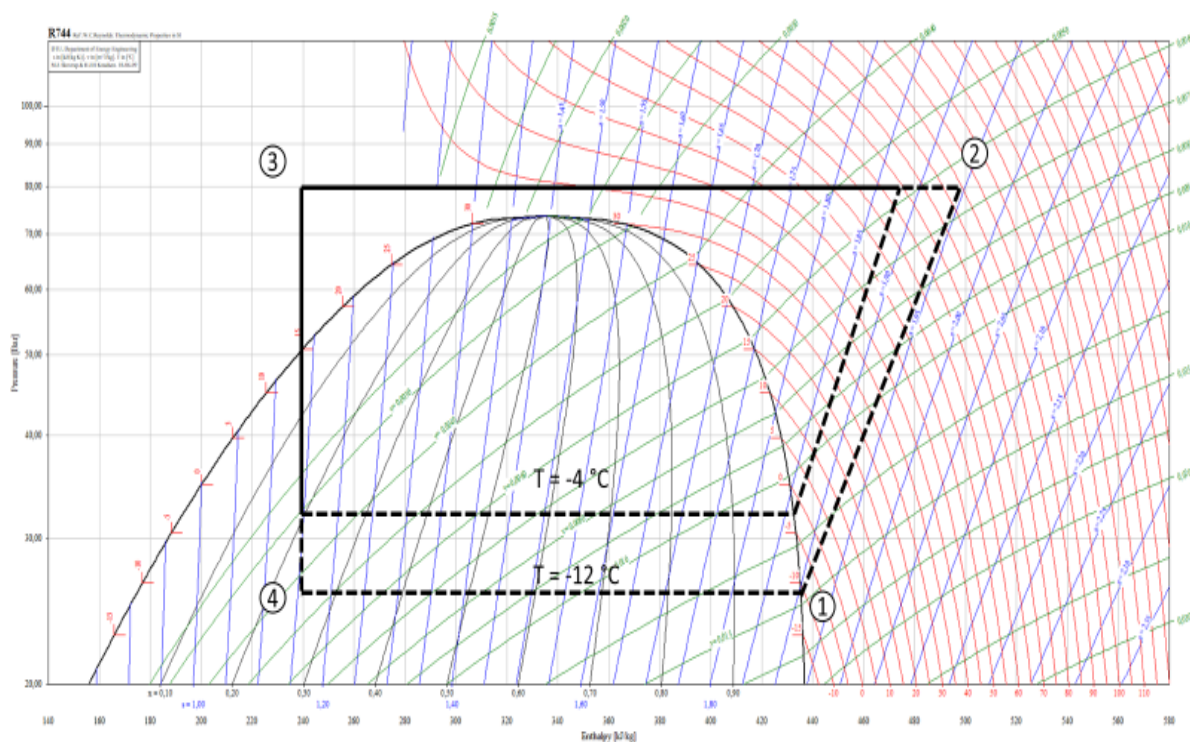
Tabell 6 - Termisk konduktivitet for materialer i banedekket

Driftssesong ble forhåndsbestemt til å vare 4 måneder, fra 1. november til og med 28. februar. Valget av denne perioden er et resultat av at nærmeste utendørs isbane driftes omtrentlig samme periode hvert år (Arendal isbane). På denne isbanen er det typisk at det forekommer perioder i starten, og spesielt mot slutten av sesongen, der varmelastene blir for store til å opprettholde skøyteis. Settpunktet for laveste  $CO_2$ -temperatur i fordamperen ble satt til  $-12$  °C for ikke å overdimensjonere anlegget. Ved veldig varme perioder på starten eller slutten av sesongen kan det vurderes å starte sesongen senere, eller slutte før. Men om det kun er snakk om korte perioder (timer), er driftsstrategien valgt slik at kompressoren fortsetter på makslast. Selv om varmepumpen da ved de største varmelastene ikke vil kunne trekke nok varme ut av isbanen, vil isen fortere kjøles ned til ønsket tilstand etter perioden.

Hvis kjølelasten settes lik total varmelast inn på banen, vil det resultere i veldig høyt varmetilskudd fra varmepumpen. Dette er sammenlignet med tre utendørs skøytebaner (Arendal, Norrtälje og Marienlyst) fra prosjektoppgaven. Her ville energibehovet til kompressoren nesten vært halvparten så stor. Derfor er forholdet mellom kjølelasten og varmelastene inn på banen satt til gjennomsnittlig forhold på Norrtälje bandybane. For sesongen 2010/2011 var forholdet her 73 %, altså at varmepumpen trakk til seg denne andelen av innkommende varmelast (Khalid, 2012, p. 24).

Programmet REFPROP (Reference Fluid Thermodynamic and Transport Properties Database) ble benyttet i kombinasjon med MATLAB, for å kalkulere varmetilskuddet fra

varmepumpen. REFPROP er en database med ulike fluiders termodynamiske egenskaper, og er effektivt for å løse utfordringer med skiftende klima som nettopp i dette tilfellet.



Figur 26 - Trykk/entalpi-diagram for varmepumpeprosessen

Trykket på høytrykksiden av varmepumpen ble satt til å holde konstant 80 bar. Isentropisk virkningsgrad ble satt til 80 %, med et varmetap på 10 % i kompressoren. Dette resulterte i trykk/entalpi-diagrammet i Figur 26.

Lisens for REFPROP ble anskaffet fra Eugen Uthaug, overingeniør på NTNU. Siden jeg har skrevet denne masteroppgaven i Oslo, ble det noe mer problematisk å installere programmet. Fjernstyring av PC-en måtte til for selve installasjonen, og når det var gjort viste det seg at det var noe kode i REFPROP-scriptet som måtte endres for at det kunne kjøres. I tillegg røyk strømforsyningen til PC-en i løpet av denne prosessen. Alt dette, kombinert med noe svartid mellom hver epost, resulterte i at det tok fire uker fra jeg trengte REFPROP til det var klart på PC-en. Derfor rakk jeg dessverre ikke å sette opp et system på Kjempesteinsmyra med for eksempel ammoniakk som arbeidsmedium. Da kunne dette blitt sammenlignet opp mot CO<sub>2</sub>-systemet.

## 6 Resultater

I dette kapittelet fremlegges først resultater for energi- og effektbehov til oppvarming av de nærliggende bygningene og forbruksstedene. Deretter blir de modellerte varmelastene inn på skøytebanen presentert, samt varmetilskuddet fra varmepumpen gjennom driftssesong.

### 6.1 Energibehov til nærliggende bygg og forbrukssteder

Reelt, målt strømforbruk for bygningene var kun tilgjengelig fra 2014. Dette fordi Risør kommune installerte nye strømmålerne da. Innad i hver krets inngår alt elektrisk for hvert bygg, slik at man ikke får skilt oppvarmingsbehov med annet behov (belysning, hvitevarer, PC-er etc.). Unntaket er barnehagen, som har egen krets for EL-kokeren. I Tabell 7 og Tabell 8 vises henholdsvis årlig strømforbruk og høyeste maksimaleffekt for hvert år.

| Bygning             | Årlig energiforbruk [kWh/år] |                        |         |         |         |
|---------------------|------------------------------|------------------------|---------|---------|---------|
|                     | 2014                         | 2015                   | 2016    | 2017    | Snitt   |
| Risørhallen         | 325 941                      | 327 308                | 355 558 | 374 454 | 345 815 |
| Idrettsbygget       | N/A                          | N/A                    | 610 573 | 642 142 | 626 358 |
| Barneskolen         | 399 915                      | 487 481                | 657 609 | 660 944 | 551 487 |
| Ungdomsskolen       | 1 528 010 <sup>1</sup>       | 1 165 702 <sup>1</sup> | 486 224 | 491 233 | 488 729 |
| Trollstua barnehage | N/A                          | 32 816                 | 35 960  | N/A     | 34 488  |

Tabell 7 - Reelt, målt strømforbruk

| Bygning             | Høyeste maksimaleffekt per år [kW] |                  |      |      |      |
|---------------------|------------------------------------|------------------|------|------|------|
|                     | 2014                               | 2015             | 2016 | 2017 | 2018 |
| Risørhallen         | 122                                | 125              | 133  | 158  | 160  |
| Idrettsbygget       | N/A                                | 187              | 197  | 192  | 230  |
| Barneskolen         | 137                                | 345              | 375  | 390  | 391  |
| Ungdomsskolen       | 661 <sup>1</sup>                   | 634 <sup>1</sup> | 314  | 285  | 304  |
| Trollstua barnehage | N/A                                | N/A              | N/A  | 28   | 26   |

Tabell 8 – Årlig maksimaleffekt

<sup>1</sup> Ungdomsskolen har over dobbelt så høyt forbruk og maksimaleffekt før 2016, siden idrettsbygget inngikk i samme krets som ungdomsskolen helt til august 2015.

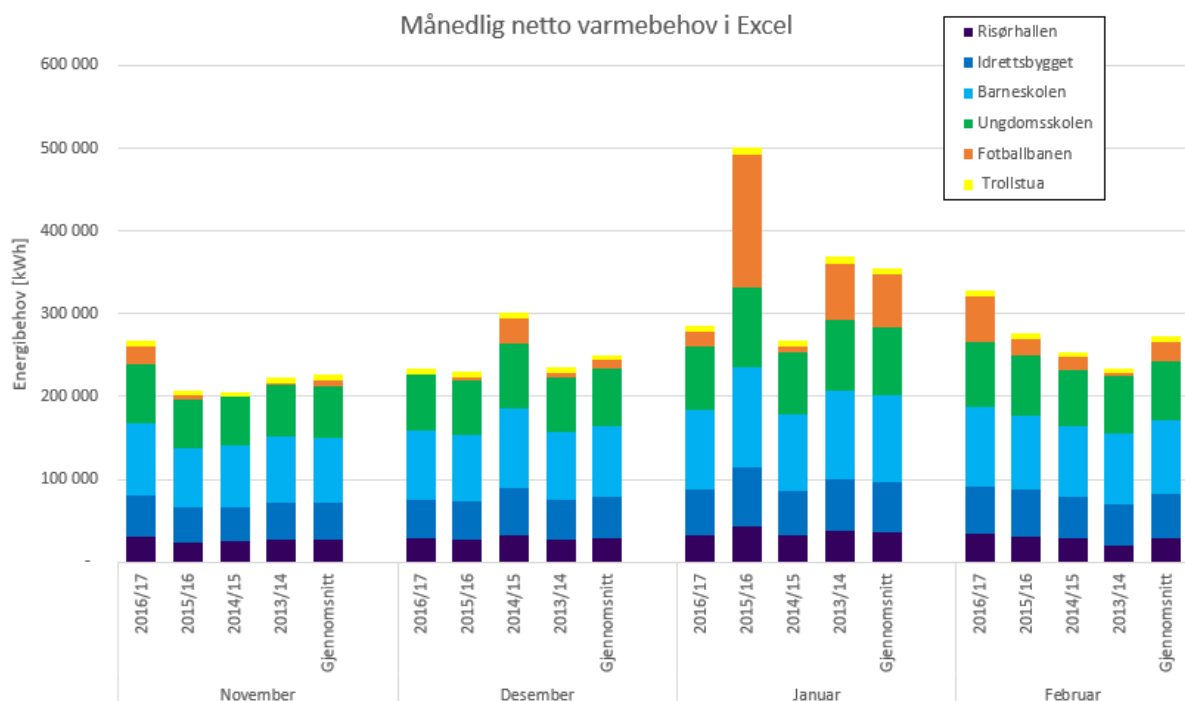
### 6.1.1 Excel

Dette er beregnet, årlig energiforbruk for oppvarming. Settpunkttemperatur for idrettsbyggene, skolene, barnehagen og fotballbanen er henholdsvis 19, 21, 22 og 0 °C.

| Bygning/område      | Årlig oppvarmingsbehov [kWh/år] |         |         |         |              |
|---------------------|---------------------------------|---------|---------|---------|--------------|
|                     | 2014                            | 2015    | 2016    | 2017    | Gjennomsnitt |
| Risørhallen         | 228 618                         | 233 893 | 243 472 | 244 028 | 237 504      |
| Idrettsbygget       | 388 652                         | 397 618 | 413 904 | 414 848 | 403 756      |
| Barneskolen         | 710 467                         | 722 061 | 751 737 | 752 605 | 734 218      |
| Ungdomsskolen       | 572 018                         | 581 351 | 605 245 | 605 943 | 591 140      |
| Trollstua barnehage | 55 075                          | 55 832  | 58 070  | 58 118  | 56 774       |
| Fotballbanen        | 79 053                          | 53 326  | 192 646 | 110 133 | 108 790      |

Tabell 9 – Beregnet oppvarmingsbehov i Excel

Figur 27 viser oppvarmingsbehovet for de siste fire driftssesongene, samt gjennomsnittet.



Figur 27 – Månedlig beregnet varmebehov fra Excel



### 6.1.2 SIMIEN

Tabell 10 viser et sammendrag av beregnet, årlig oppvarmingsbehov og totalt energibehov fra simuleringene.

| Bygning       | Totalt BTA [m <sup>2</sup> ] | Årlig oppvarmingsbehov [kWh/år] | Spesifikt oppvarmingsbehov [kWh/(m <sup>2</sup> ·år)] | Totalt årlig energibehov [kWh/år] | Spesifikt totalt energibehov [kWh/(m <sup>2</sup> ·år)] |
|---------------|------------------------------|---------------------------------|---|-----------------------------------|---|
| Risørhallen   | 2618                         | 365 659                         | 139,6   | 485 682                           | 185,5   |
| Idrettsbygget | 2053                         | 331 879                         | 161,7   | 413 818                           | 201,6   |
| Barneskolen   | 5161                         | 436 281                         | 84,5  | 719 450                           | 139,4   |
| Ungdomsskolen | 3267                         | 420 216                         | 128,7   | 599 505                           | 183,5   |

Tabell 10 – Beregnet oppvarmingsbehov for romoppvarming, ventilasjonsvarme og varmtvann, samt totalt energibehov

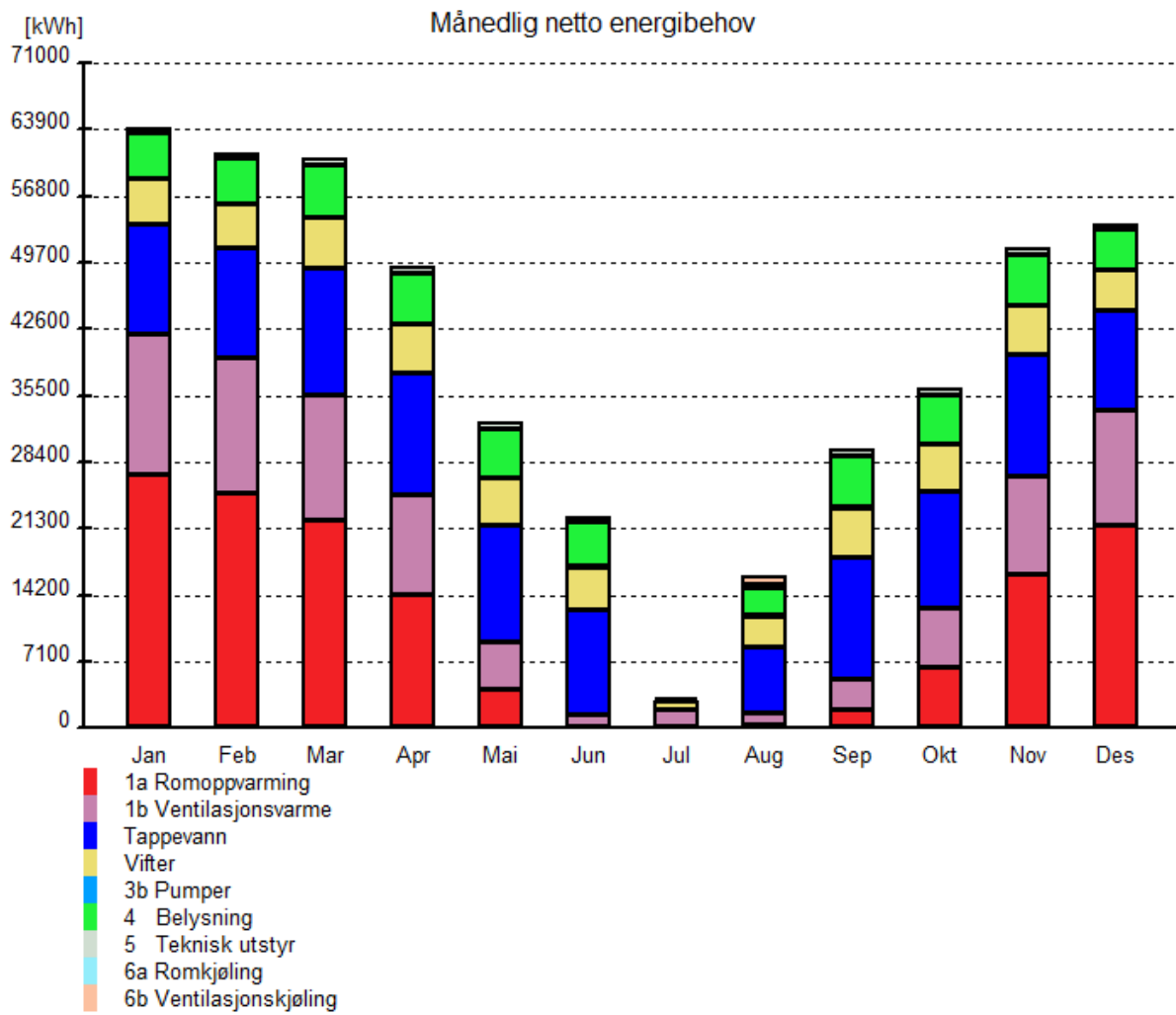
Spisslastene for oppvarming, fra vintersimuleringene, er vist i Tabell 11.

| Bygning       | Spisslast for oppvarming [kW] |
|---------------|-------------------------------|
| Risørhallen   | 209,4                         |
| Idrettsbygget | 164,2                         |
| Barneskolen   | 345,3                         |
| Ungdomsskolen | 261,4                         |
| <b>Total</b>  | <b>980,3</b>                  |

Tabell 11 - Beregnet spisslast for oppvarming

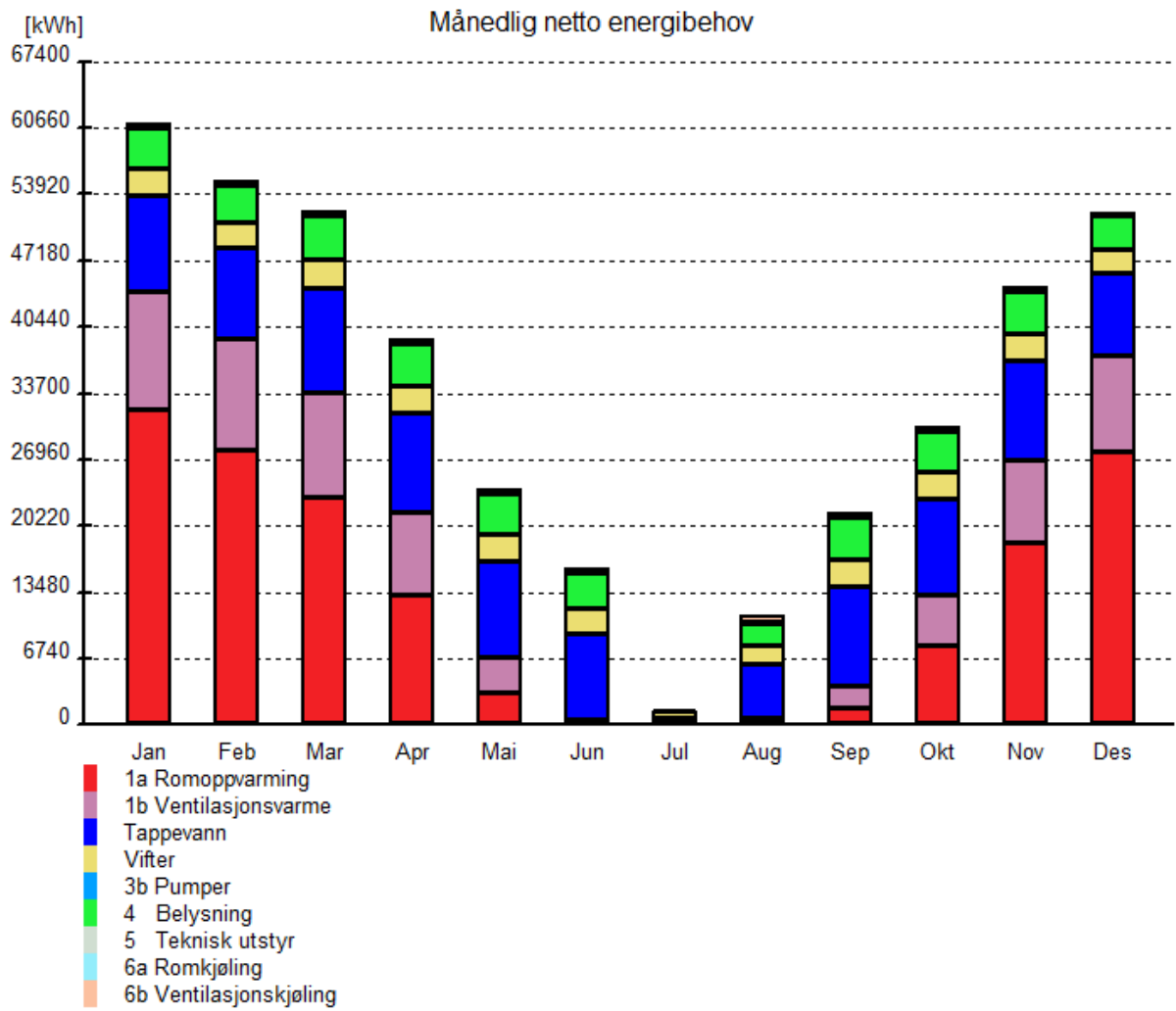
Månedlige energibehov er fremlagt i de neste delkapitlene. I tillegg er mer utdypende data fremlagt i Vedlegg A – Utfyllende data fra SIMIEN.

6.1.2.1 Risørhallen



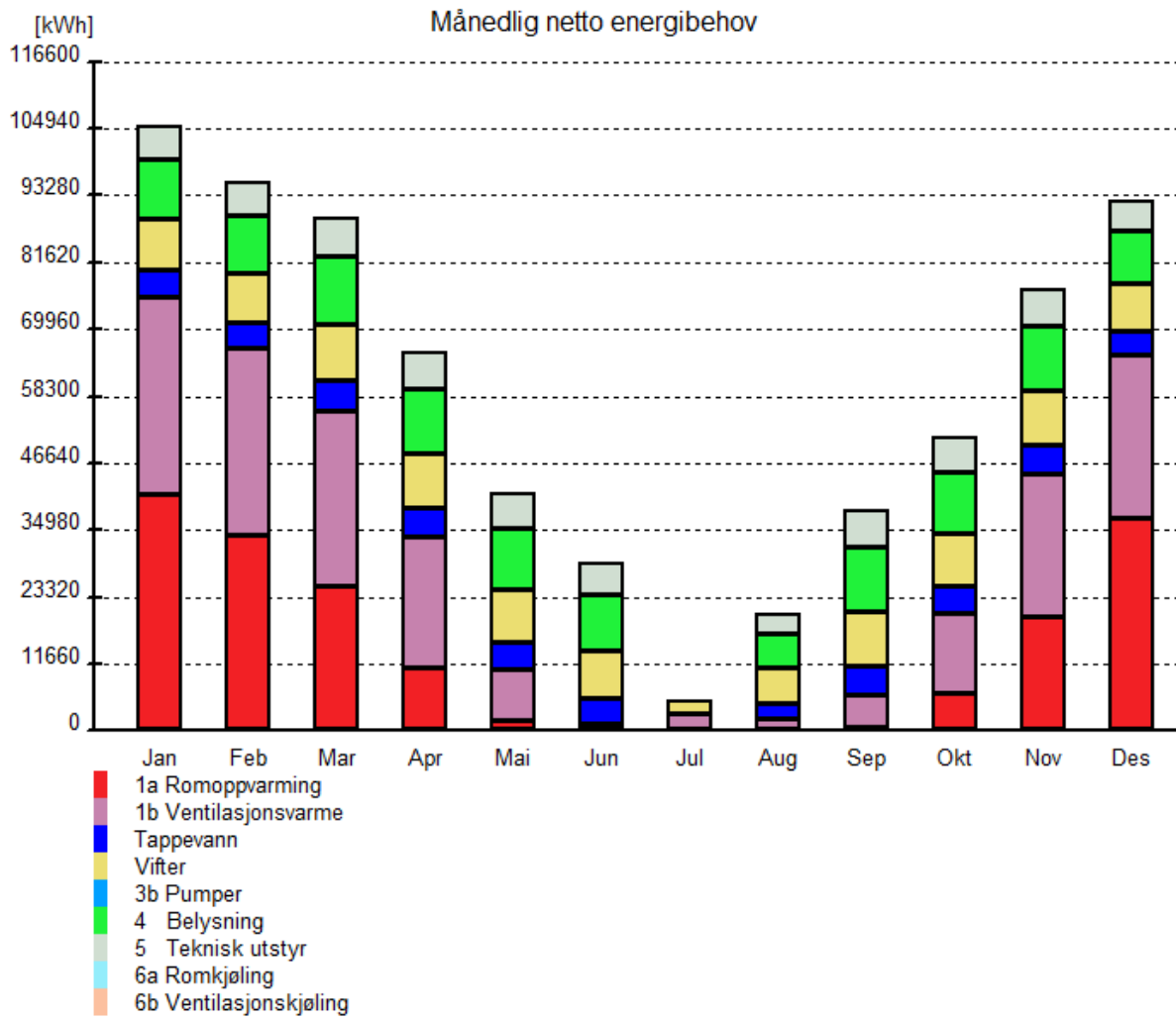
Figur 28 - Risørhallen: Månedlig netto energibehov

### 6.1.2.2 Idrettsbygget



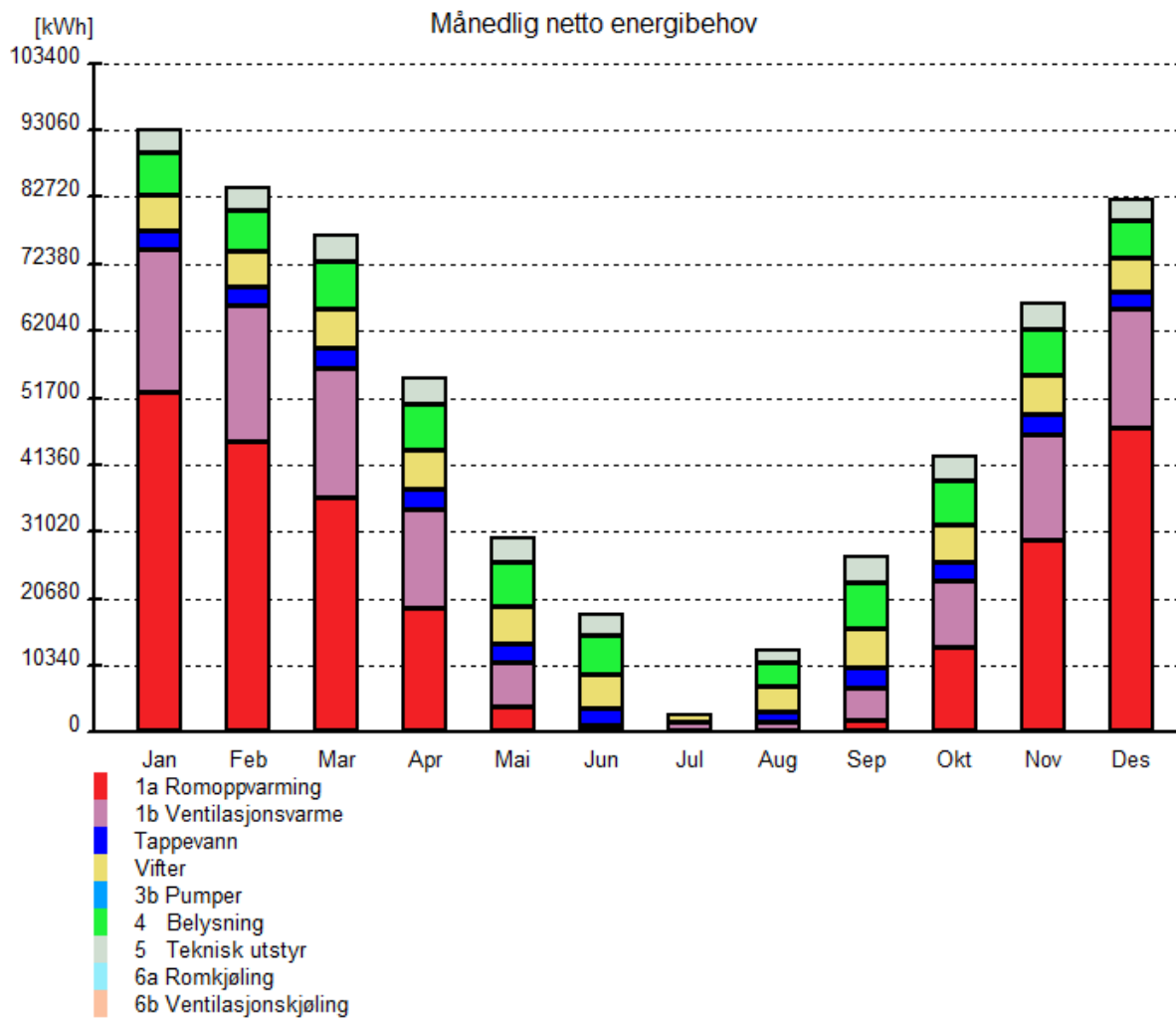
Figur 29 - Idrettsbygget: Månedlig netto energibehov

6.1.2.3 Barneskolen



Figur 30 - Barneskolen: Månedlig netto energibehov

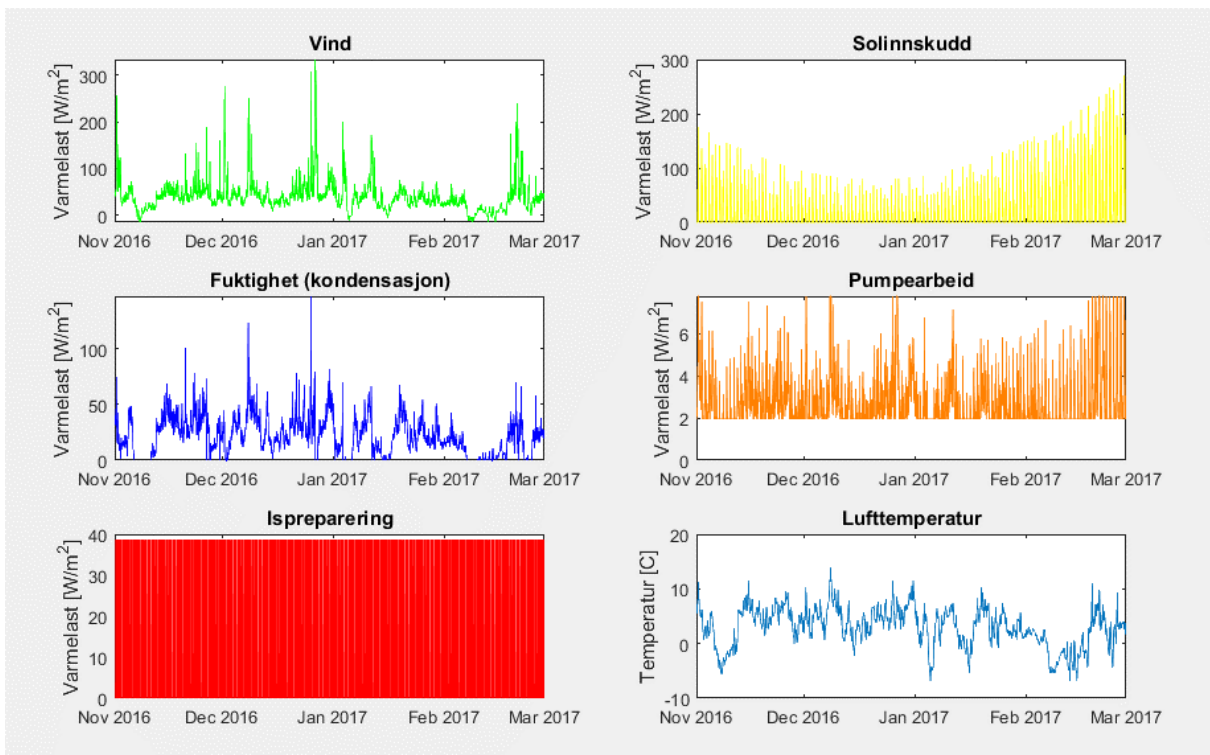
### 6.1.2.4 Ungdomsskolen



Figur 31 - Ungdomsskolen: Månedlig netto energibehov

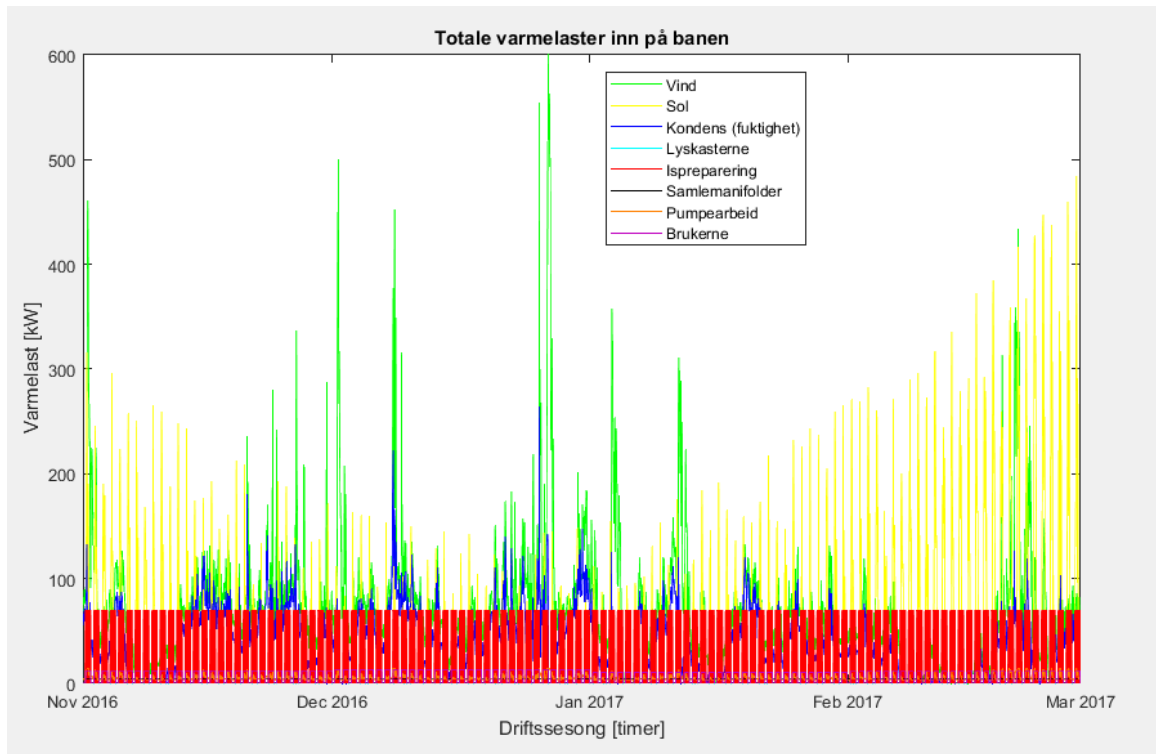
## 6.2 Varmelaster

Den totale varmelasten inn på banen gjennom sesongen er 293 kWh/m<sup>2</sup>, som utgjør 528 943 kWh. Figur 32 viser fem av de åtte simulerte varmelastene fra 1. november til og med 28. februar. Nederst til høyre vises lufttemperaturen, for å illustrere hvordan den korrelerer med varmelaster fra vind, fuktighet og pumpearbeid. Det skal nevnes at dette kapitlet og neste (6.3), viser hovedsakelig resultater fra driftssesongen 2016/17. I Vedlegg B – Simulert varmetilførsel (2013-2016) finnes tilsvarende diagrammer for de tre forrige sesongene.

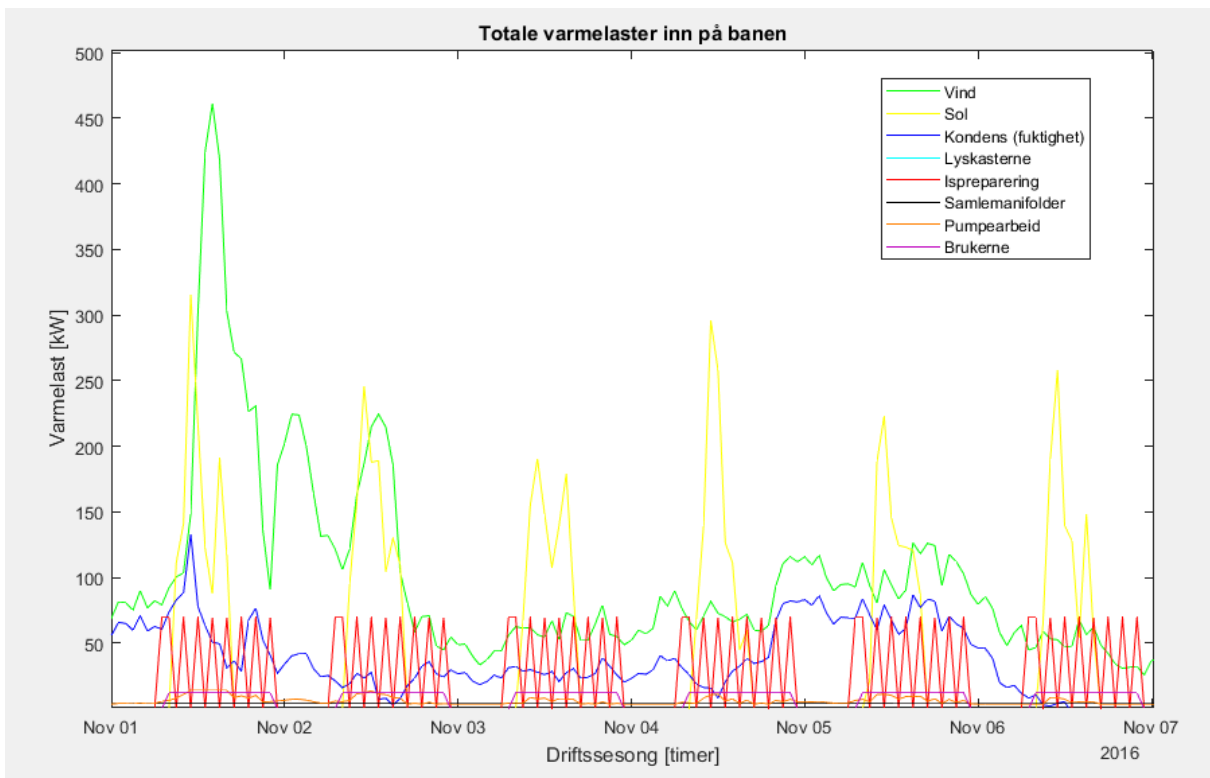


Figur 32 - Ulike varmelaster og lufttemperatur gjennom sesongen 2016/17

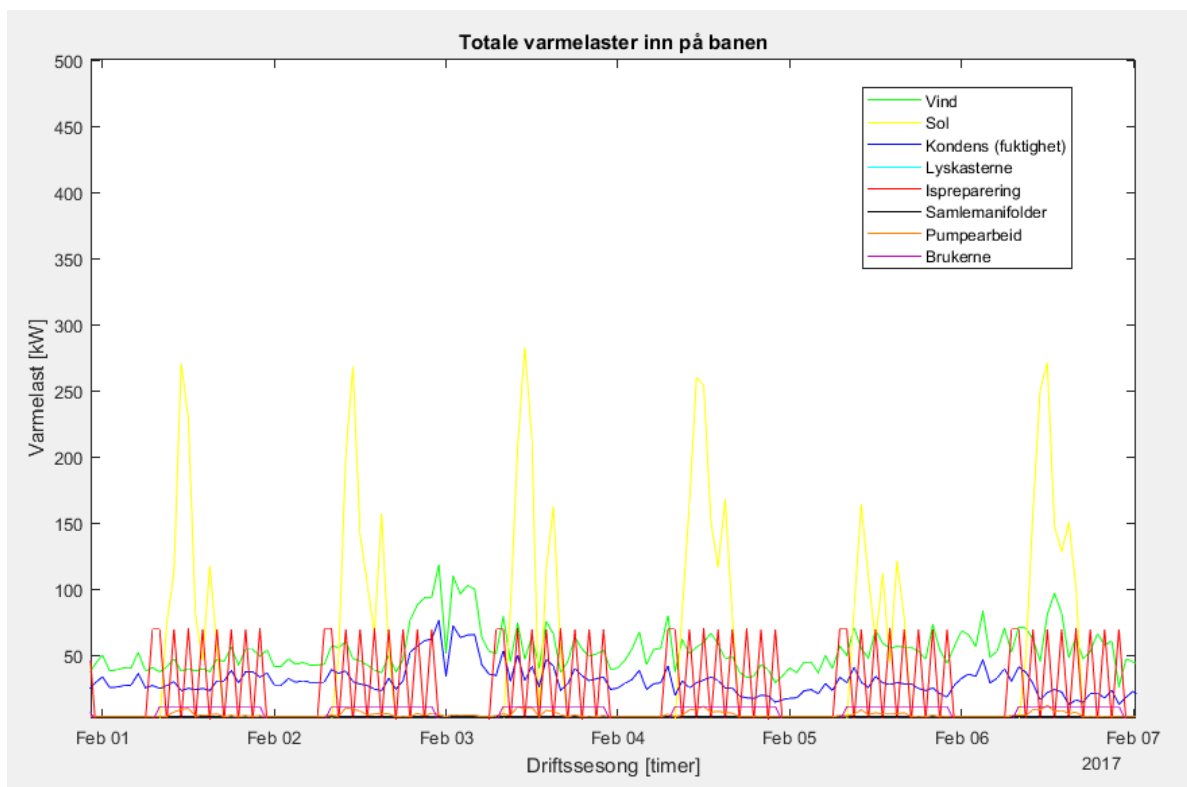
I Figur 33 er alle varmelastene plottet over sesongen. For å bedre lesbarheten er to kortere perioder fremlagt (Figur 34 og Figur 35); Første uken i november og første uken februar. Altså en relativt varm og en relativt kald periode.



Figur 33 – Totale varmelaster inn på banen for sesongen 2016/17

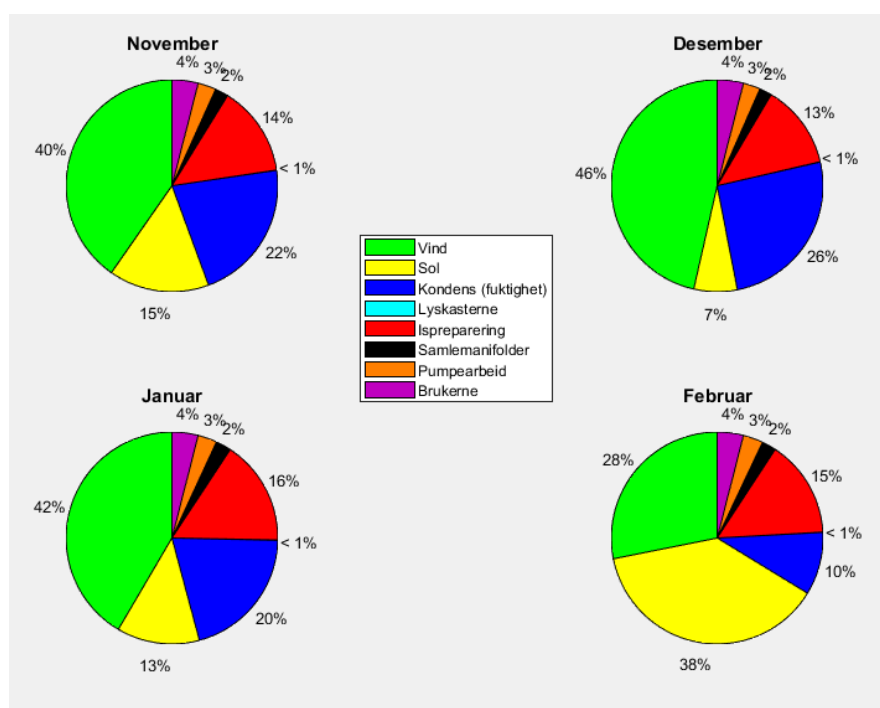


Figur 34 - Varmelaster over en uke i november 2016



Figur 35 - Varmelaster over en uke i februar 2017

Fordelingene av de ulike varmelastene er vist i Figur 36. Vind utgjør den største andelen i starten av sesongen, etterfulgt av kondensering og solstråling. Solinnstrålingen vokser utover nyåret til den i februar utgjør den største andelen.



Figur 36 - Andeler av de ulike varmelastene



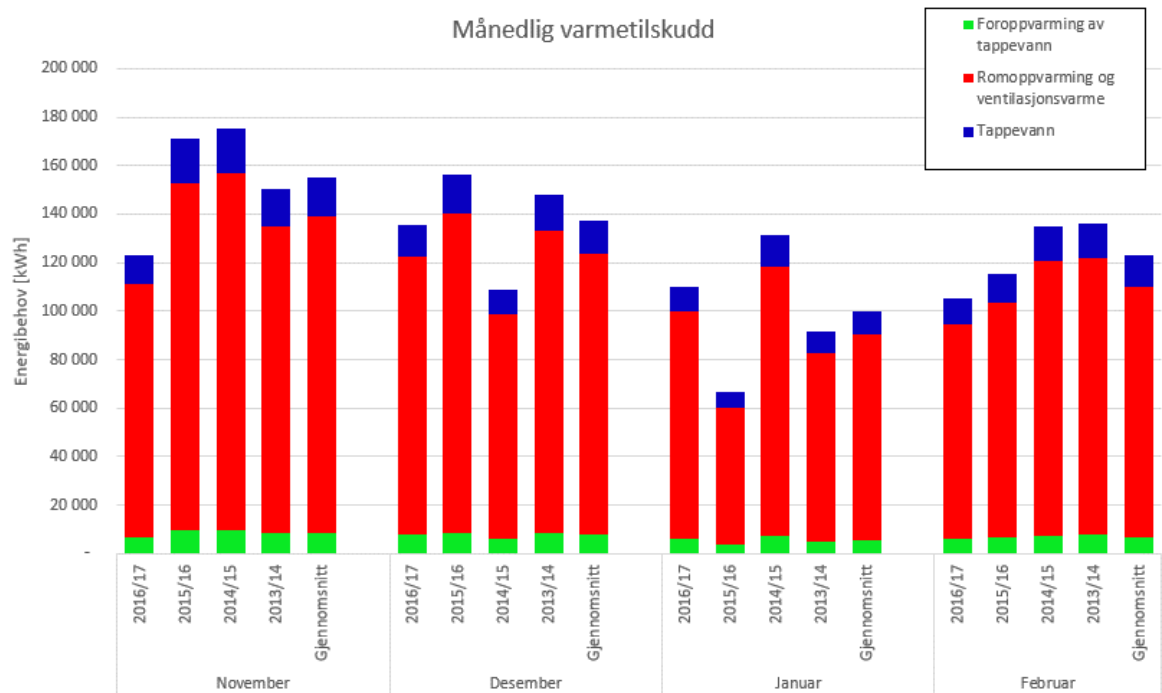
### 6.3 Varmetilskudd fra varmepumpen

Det totale varmetilskuddet ligger på gjennomsnittlig 516 921 kWh gjennom driftssesongen. Da utgjør kjølelasten tilsammen 415 555 kWh, altså det som blir hentet ut av bandedekket. På makslast er effektbehovet til kompressoren på 116 kW, mens den høyeste effekten levert av varmepumpen er på 488 kW. Dette gjelder for alle fire sesongene. Det gjennomsnittlige energibehovet for kompressoren er 120 025 kW.  $COP_{\text{varme}}$  og  $COP_{\text{kjøl}}$  ligger på henholdsvis 4,57 og 3,7 i snitt. Individuelle målinger finnes i Tabell 12.

| Sesong  | Energibehov kompressor [kWh] | $COP_{\text{varme}}$ | $COP_{\text{kjøl}}$ | Varmetilskudd [kWh] |
|---------|------------------------------|----------------------|---------------------|---------------------|
| 2013/14 | 115 117                      | 4,62                 | 3,74                | 528 158             |
| 2014/15 | 120 409                      | 4,63                 | 3,74                | 551 271             |
| 2015/16 | 112 242                      | 4,4                  | 3,56                | 511 375             |
| 2016/17 | 103 132                      | 4,62                 | 3,74                | 476 880             |

Tabell 12 – Energibruk for kompressoren, effektfaktor og totalt varmetilskudd fra varmepumpen for de siste fire sesongene

Per sesong kjøres varmepumpen på makslast i tilsammen 57,5 timer i snitt. Dette tilsvarer 2 % av sesongen. Da er altså temperaturen i fordampereen -12 °C. Antall timer der fordampningstemperaturen ligger på -4 °C, er 98. For sesongen tilsvarer dette 3,41 % av tiden.



Figur 37- Månedlig beregnet varmetilskudd fra varmepumpen

I Figur 37 er månedlige varmetilskudd for hver sesong illustrert, med gjennomsnitt fra de fire årene.

## 7 Analyse og diskusjon

I dette kapittelet blir nøyaktigheten til de ulike simuleringene analysert. I tillegg blir simulert varmebehov satt opp mot varmetilskuddet for å vurdere hvilke bygg som korrelerer best med varmesystemet, og hvor mye varme en sekundær varmekilde må supplere for å dekke det totale behovet.

### 7.1 Bygningene

For å vurdere i hvilken grad resultatene fra simuleringene har rot til virkeligheten, har vi i

Tabell 13 sammenstilt alle estimerte energibehov.

| Bygning       | Energiforbruk til oppvarming [kWh/år] |                  |                  |                | Totalt netto energiforbruk [kWh/år] |
|---------------|---------------------------------------|------------------|------------------|----------------|-------------------------------------|
|               | SIMIEN                                | Excel            | Rejlers          | G. Skjevraak   | SIMIEN                              |
| Risørhallen   | 365 559                               | 237 504          | 590 000          | 150 000        | 485 682                             |
| Idrettsbygget | 331 879                               | 403 756          | 430 000          | 340 000        | 413 818                             |
| Barneskolen   | 436 281                               | 734 218          | 715 000          | N/A            | 719 450                             |
| Ungdomsskolen | 420 216                               | 591 140          | 650 000          | N/A            | 599 505                             |
| Trollstua     | N/A                                   | 56 774           | N/A              | 35 000         | N/A                                 |
| Fotballbane   | N/A                                   | 108 790          | N/A              | 350 000        | N/A                                 |
| <b>Total</b>  | <b>1 553 935</b>                      | <b>2 132 182</b> | <b>2 385 000</b> | <b>875 000</b> | <b>2 218 455</b>                    |

Tabell 13 - Energital fra samtlige simuleringer og vurderinger

Som vist i Figur 3 går omtrent 60 % av totalt energiforbruk i idrettsbygg til oppvarming av rom, ventilasjon og tappevann. For skoler er andelen 70 %, mens for barnehager er den 75 % (Norges vassdrag- og energidirektorat, 2016). For å estimere oppvarmingsbehovet ut ifra reelle verdier, er disse andelene knyttet opp mot målt strømforbruk (Tabell 7). Her er gjennomsnittsverdier fra de siste fire årene brukt, noe som resulterer i Tabell 14. Resterende energi går da til belysning, teknisk utstyr, vifter og pumper.

| Bygning       | Totalt gjennomsnittlig energiforbruk [kWh/år] | Beregnet årlig energibruk til oppvarming [kWh/år] |
|---------------|---|---|
| Risørhallen   | 345 815                                       | 207 489   |
| Idrettsbygget | 626 358                                       | 375 815   |
| Barneskolen   | 551 487                                       | 386 041   |
| Ungdomsskolen | 488 729                                       | 342 110   |
| Trollstua     | 34 488  | 25 791  |
| <b>Total</b>  | <b>2 047 877</b>                              | <b>1 337 246</b>                                  |

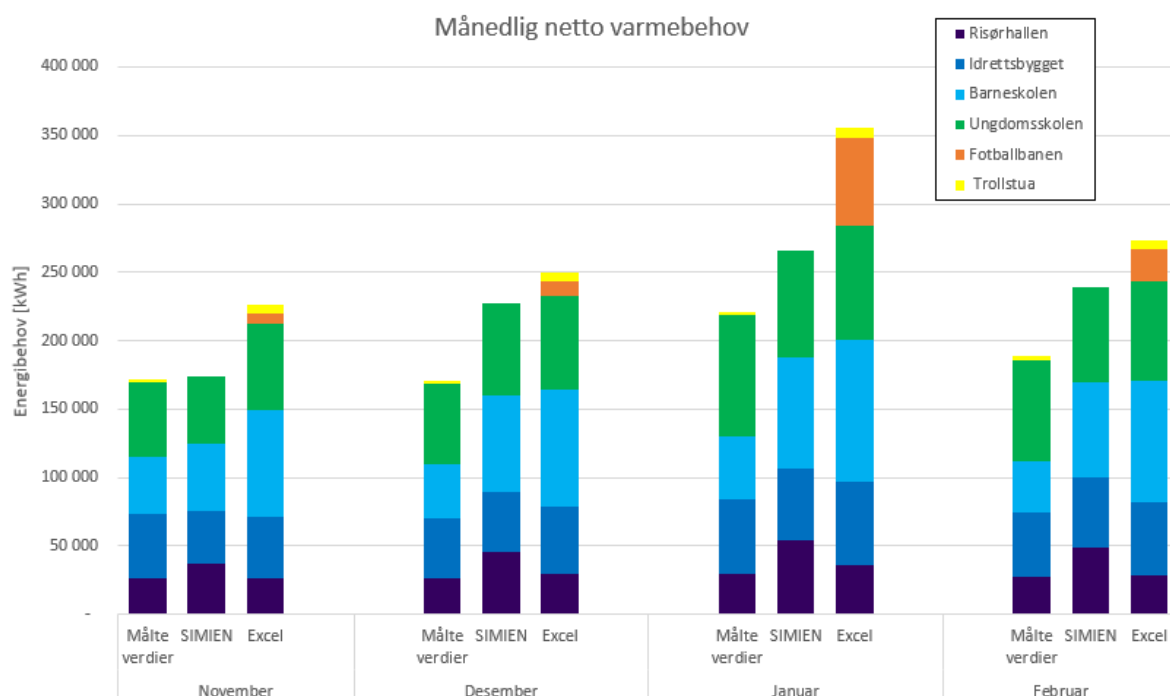
Tabell 14 – Beregnet oppvarmingsbehov basert på reelle strømmålinger

For årssimuleringene i SIMIEN har alle byggene bortsett fra idrettsbygget, høyere energibruk enn målt gjennomsnitt. Grunnen at idrettsbygget skiller seg ut, er at det ikke er tatt hensyn til svømmebassenget i simuleringene. Sannsynligvis ville energibruken overstegte målt verdi også her hvis dette ikke var tilfelle.

Energieresultatet fra konsulentfirmaet Reilers er igjen *betydelig* høyere enn simuleringene gjort i denne oppgaven. Simuleringen for Risørhallen og idrettsbygget i Excel samsvarer bra med reelle målinger, til tross for modellens enkle oppbygning. Siden disse verdiene er basert på beregningene gjort av Geir Skjevraak, er også hans beregnede oppvarmingsbehov virkelighetsnært. Grunnen til dette er fordi estimeringene er basert på faktisk målt energiforbruk. Når det kommer til barneskolen, ungdomsskolen og Trollstua derimot, er varmebehovet 70-90 % høyere enn beregningene basert på målt strømforbruk. Spisslastene for disse varmesystemene har blitt estimert til å være høyere enn hva som er tilfellet.

Generelt vil andelen energi som går til oppvarming være den andelen som er mest avhengig av byggeår. Det er blitt høyere fokus på mer energieffektive løsninger i form av bedre isolering med lavere U-verdier i byggematerialer, samt bedre varmegjenvinning i ventilasjonsanlegg. Til tross for stor utvikling i belysningseffektivitet (LED-pærer etc.), er utviklingen av energiandelen som går til belysning, teknisk utstyr, vifter og pumper relativt

stabil i forhold. Oppvarmingsandelen kan derfor antas å være høyere for eldre bygg. Fra SIMIEN er andelen som går til oppvarming 75,3 % for Risørbygget (1992) og 80,2 % for idrettsbygget (1972). For barneskolen (1972) er andelen 60,7 % og 70,1 % for ungdomsskolen (1971). Barneskolens lave oppvarmingsandel skyldes nybygging av SFO-bygget (1996) og renovering av lærerværelset (2013). Dette mønsteret korrelerer med antagelsen; jo eldre bygg, desto høyere andel oppvarming. I SIMIEN er det barneskolen som har størst oppvarmingsbehov, deretter ungdomsskolen, Risørhallen og til slutt idrettsbygget. Bortsett fra idrettsbygget, er rekkefølgen på oppvarmingsbehovet det samme for de reelle målingene. Alt dette tyder på at bygningene i SIMIEN er modellert riktig i forhold til hverandre.



Figur 38 –Månedlige varmebehov sammenstilt

I denne oppgaven er varmebehovet i *driftssesongen* den viktigste perioden, siden dette avgjør dimensjoneringen av varmesystemet. I Figur 38 er månedlige resultater fra SIMIEN og Excel satt opp mot oppvarmingsbehovet basert på reelle strømmålinger. I november er totalbehovet i SIMIEN omtrent likt som målte verdier. Ellers er resultatene fra SIMIEN og Excel relativt like, der de fra Excel er litt høyere. En ser igjen at målte verdier for Risørhallen korrelerer best med de fra Excel. For barneskolen og ungdomsskolen er det SIMIEN som er

mest lik målte verdier. Det er viktig å huske at målte verdier for varmebehovet heller ikke er 100 % korrekt, da det er en beregning ut ifra totalt strømforbruk.

Årsmiddeltemperatur er gjennomsnittet av årets døgnmiddeltemperaturer, og korrelerer ofte med årlig oppvarmingsbehov. I perioden 1961-1990 er årsmiddeltemperaturen for Lyngør lik 7,3 °C (Meteorologisk institutt, 2015). For 2014, 2015, 2016 og 2017 er den henholdsvis 9,6 °C, 9,1 °C, 8,5 og 8,7 °C. Dette viser den økte temperaturen klimaet har fått i løpet av de siste tiårene, som kan være en av grunnene til at vi får høyere simulert energiforbruk. SIMIEN bruker som nevnt tidligere normalår basert på samme måleperiode (1961-1990).

For målte verdier er det kun Risørhallen og barneskolen som tilfredsstillere TEK10-kravene for energieffektivitet (Tabell 15). Idrettsbygget og ungdomsskolen ligger nokså høyt over kravene. Men sammenlignet med lignende bygninger i Norge, har de noenlunde god effektivitet (Norges vassdrag- og energidirektorat, 2016). Det spesifikke forbruket på 235 kWh/m<sup>2</sup>·år er gjennomsnittet for over 200 idrettsbygg, der de fleste er uten svømmehall. En utvalgt svømmehall fra denne rapporten har spesifikt energiforbruk på 600 kWh/m<sup>2</sup>·år. Idrettsbygget kommer altså ikke like dårlig ut som det først kan virke. Av alle bygningene er det egentlig ungdomsskolen som har dårligst energieffektivitet. Dette virker logisk da det er det eldste bygget, og store deler av fasadene er dekket av vinduer.

| Bygning       | Spesifikt netto energiforbruk [kWh/m <sup>2</sup> ·år] |                   |       |             |
|---------------|--|-------------------|-------|-------------|
|               | SIMIEN   | Målt gjennomsnitt | TEK10 | Rapport NVE |
| Risørhallen   | 185,5  | 132               | ≤ 145 | ~ 235       |
| Idrettsbygget | 201,6  | 305               | ≤ 145 | ~ 235-600   |
| Barneskolen   | 139,4  | 107               | ≤ 110 | ~ 170       |
| Ungdomsskolen | 183,5  | 150               | ≤ 110 | ~ 170       |

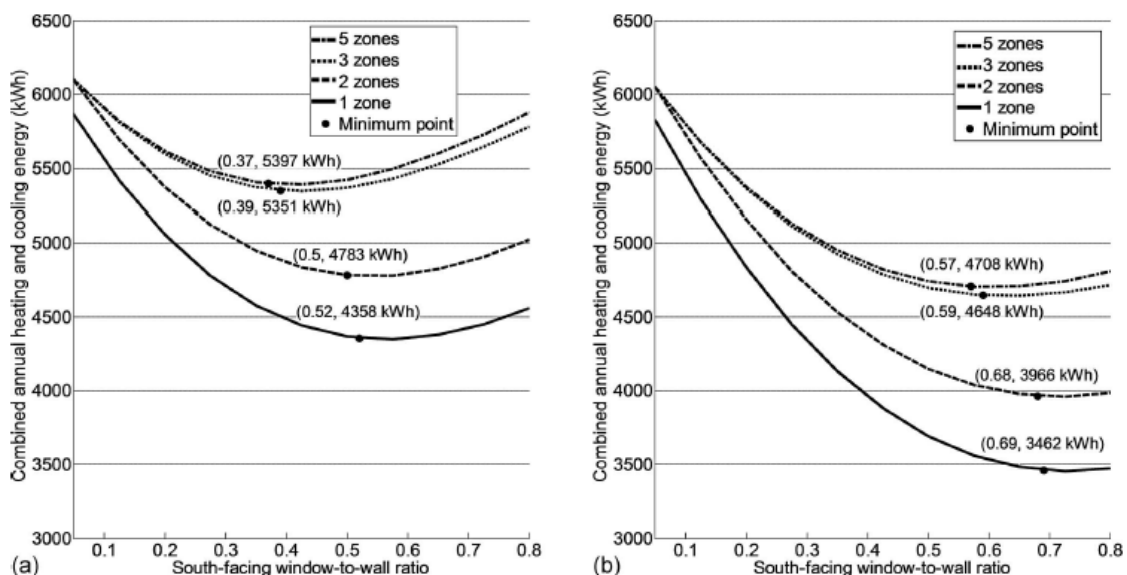
Tabell 15 – Totalt spesifikt energiforbruk

I beregningene fra SIMIEN, tilfredsstillere ingen av bygningene kravene for energieffektivitet. Men heller ikke her er resultatene unormalt høye i forhold til landsnittet.

«Vedlegg A – Utfyllende data fra SIMIEN», viser at maksimum- og minimumstemperatur i idrettsbyggene varierer mellom 17 og 23 °C. For skolene derimot går maksimumstemperaturene mot 26-28 °C på sommerhalvåret. Selv om skolene har få driftsdager på sommeren, ville innetemperaturen opp mot 28 °C i periodene før og etter sommerferien vært uakseptabelt. Noen av grunnene til disse høye temperaturene er at vi ikke har tatt hensyn til solskjerming i horisonten (andre bygninger, terreng, vegetasjon) eller i vinduene (gardiner, persienner etc.). Det er heller ikke inkludert naturlig lufting i vinduene i modellene. Spesielt på grunn av sistnevnte, kan en anta at bygningene oppnår bedre termisk komfort på varme sommerdager.

En annen grunn til disse høye temperaturene er at vi har definert alle de forskjellige bygningene som én sone hver. Konsekvensen av fraværende rominndeling, er at en da oppnår lik solinnstråling i samtlige rom. Siden skolene har større andel vindusareal enn idrettsbyggene, blir de mer påvirket.

Dette kan føre til at en faktisk får lavere simulert oppvarmingsbehov enn virkeliggjort behov, siden en får kunstig høy solinnstråling. Dette er illustrert i Figur 39, for et småhus. Selv om simuleringene da ville avvike mer med målte energibehov, ville de også blitt likere simuleringene gjort av Rejlers.



Figur 39 – Konsekvens energiforbruk med hensyn på antall soner uten solskjerming (venstre) og med solskjerming (høyre) (O'Brien, et al., 2011)

Driftsstrategien vil ikke være like uniform som vist i SIMIEN, som bruker normerte verdier [ $\text{W/m}^2$ ] som kun reguleres av om bygget er i drift eller ikke. Den reelle spisslasten vil

antageligvis bli høyere, for eksempel i idrettsbyggene der flere titalls personer vil benytte seg av dusjene samtidig.

For vintersimulering blir 100 % av kapasiteten til romoppvarmingssystemet og varmebatteriene i ventilasjonsanlegget brukt (henholdsvis 50 W/m<sup>2</sup> og 30 W/m<sup>2</sup>).

Høyeste målt maksimaleffekt (spisslast) fra Tabell 8 er som følger: Risørhallen = 160 kW, idrettsbygget = 230 kW, barneskolen = 391 kW, ungdomsskolen = 314 kW. Dette er da total effekt for hvert bygg. Effekt for romoppvarming og ventilasjonsbatterier i SIMIEN: Risørhallen = 209,4 kW, idrettsbygget = 164,2 kW, barneskolen = 345,3 kW, ungdomsskolen = 261,4 kW. Naturlig nok viser dette samme mønster som for simulert energiforbruk.

Selv om installert maksimaleffekt sannsynligvis er høyere enn målt maksimaleffekt i løpet av de siste fire årene, kan en anta at de ikke overstiger målte verdier med mer enn 20-30 %. Bortsett fra for Risørhallen virker spisslastene fra SIMIEN relativt fornuftige. De må være lavere enn totaleffekten siden de kun tar for seg romoppvarming og ventilasjonsbatterier. Samtidig er nok resultatene jevnt over litt for høye, med tanke på at effektbehovet til varmtvann og interne laster utgjør en betydelig andel. I Risørhallen for eksempel, utgjør denne andelen over 50 kW i driftstiden.

Gymsalen i Risørhallen er større enn i idrettsbygget og har høyere takhøyde. Siden hele luftvolumet i bygget er antatt oppvarmet, kan dette være en grunn til de høye effekt- og energibehovene i Risørhallen.

For å oppsummere; av det totale varmebehovet modellert i både Excel og SIMIEN, er det sistnevnte som korrelerer mest med målte verdier. Unntaket er Risørhallen, der Excel-modellen er mest lik virkeligheten. Idrettsbygget blir litt mer komplisert, da svømmebassenget ikke er inkludert i noen av modellene. Men siden både SIMIEN- og Excel-modellen har større forbruk enn det som er målt, er begge ganske nære. Alt i alt vurderes SIMIEN-modellene som virkelighetsnære, til tross for litt høyt varmebehov. Hvis Excel-modellen for Risørhallen kombineres med SIMIEN-modellene for de andre byggene, vil dette resultere i et tilnærmet likt varmebehov.



## 7.2 Kunstisbanen

Siden det først og fremst er varmelastene inn på banen som bestemmer hvor stor kjølelasten må være, og derfor varmetilskuddet, blir disse analysert først.

### 7.2.1 Varmelaster

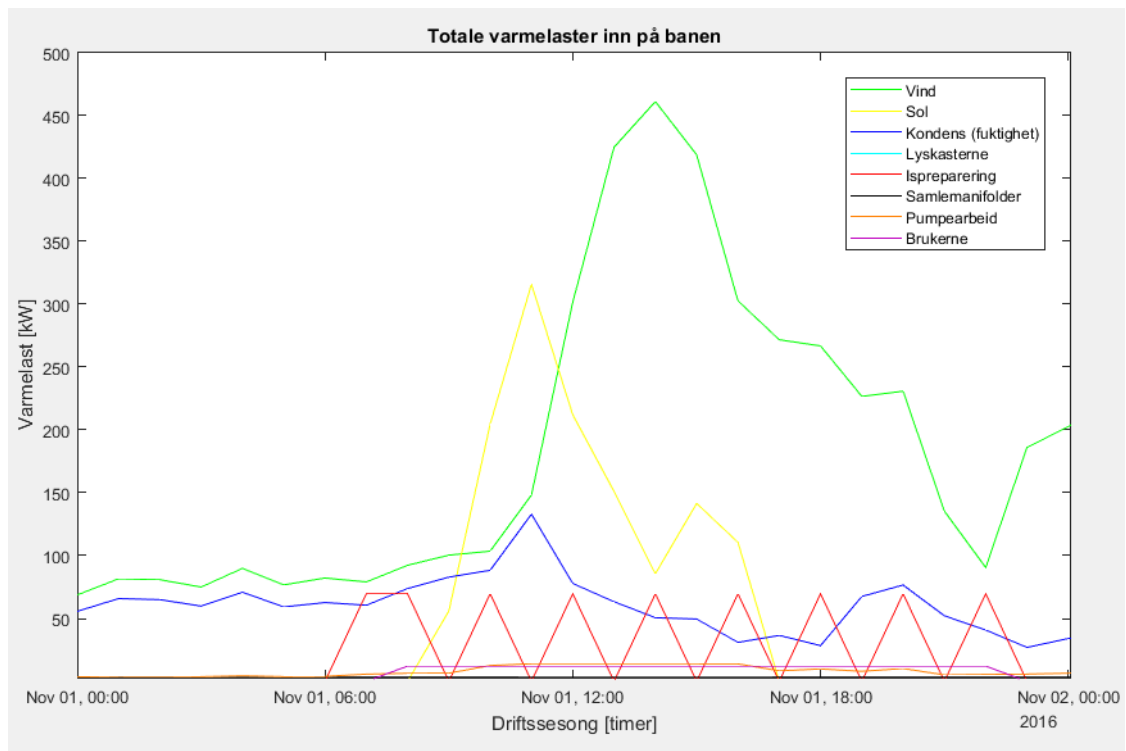
For å sammenligne resultatene, ble en masteroppgave fra KTH brukt. Her er varmelaster og kjølesystemet for en utendørs isbane i Norrtälje, Sverige studert (Khalid, 2012). Norrtälje ligger like nordøst for Stockholm, omtrent 1 breddegrad lengre nord enn Risør.

Varmelastene inn på banen er simulert for den 136 dager lange sesongen i 2010/11.

Kjølesystemets ytelse er målt ved hjelp av «ClimateCheck»-metoden, der massestrømmen til arbeidsmediet er kalkulert fra målt energidifferanse over kompressoren. Dette gir detaljert informasjon om kjølelasten og effektfaktorene.

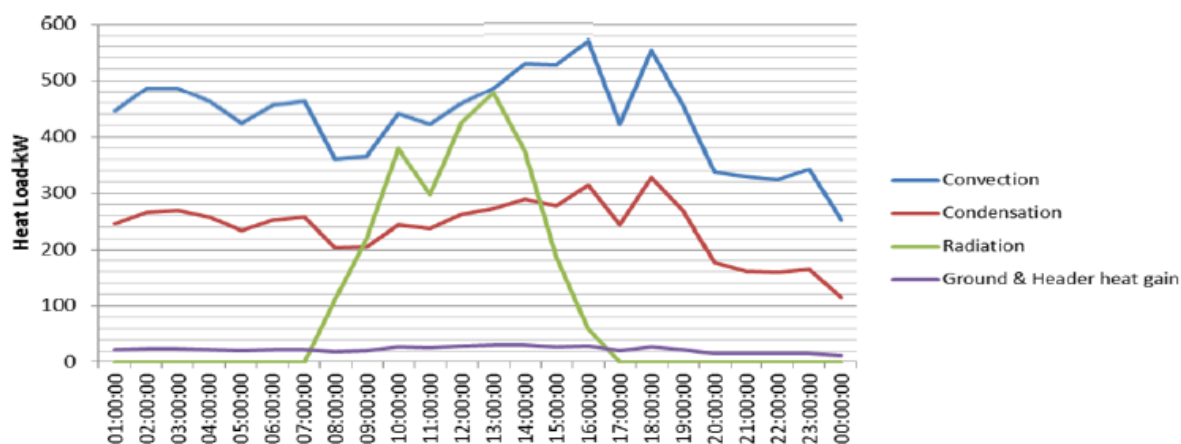
#### 7.2.1.1 Varm dag som et eksempel

Før sesongen sammenlignes i helhet, ble varmelastene for en varm dag sammenlignet. Dette for å se om effekt levert fra varmepumpen ved makslast stemmer overens med systemet i Sverige. For isbanen i Norrtälje ble 1. november 2010 valgt, for Risør ble samme dato i 2016 valgt. Det ble ikke brukt samme år siden klimadata fra Risør ikke var tilgjengelig for denne perioden.



Figur 40 - Varmelaster i Risør, 1. november 2016

Figur 40 og Figur 41 viser varmelastene per time for Risør og Norrtälje. Det er viktig å merke seg at figurene bruker forskjellige farger til grafene. Et enda viktigere moment er at isbanen i Sverige er 6000 m<sup>2</sup>, mens den i Risør er 1800 m<sup>2</sup>. Altså over 3,3 ganger så stor. Derfor kan det forventes tilsvarende forhold mellom varmelastene. Derfor virker de innkommende varmelastene relativt like. Det største avviket er naturlig nok fra vind. Timesbaserte vindmålinger fra Norrtälje er ikke tilgjengelig, men for Risør er vindhastigheten ved bakkenivå under 0,5 m/s frem til kl. 11:00. Fra dette tidspunktet blåser det mer på, der den største målingen er på 3,8 m/s kl. 14:00. Gjennomsnittlig vindhastighet er 1,4 m/s, mens den er 0,7 m/s i Norrtälje.



Figur 41 - Varmelaster i Norrtälje, 1. november 2010 (Khalid, 2012)

I Tabell 16 er varmelastene for hele dagen summert. For Norrtälje er banen skalert ned til samme størrelse som banen i Risør. Her er også varmelasten fra lyskasterne inkludert i «stråling», mens det er ikke tatt hensyn til varme fra brukerne.

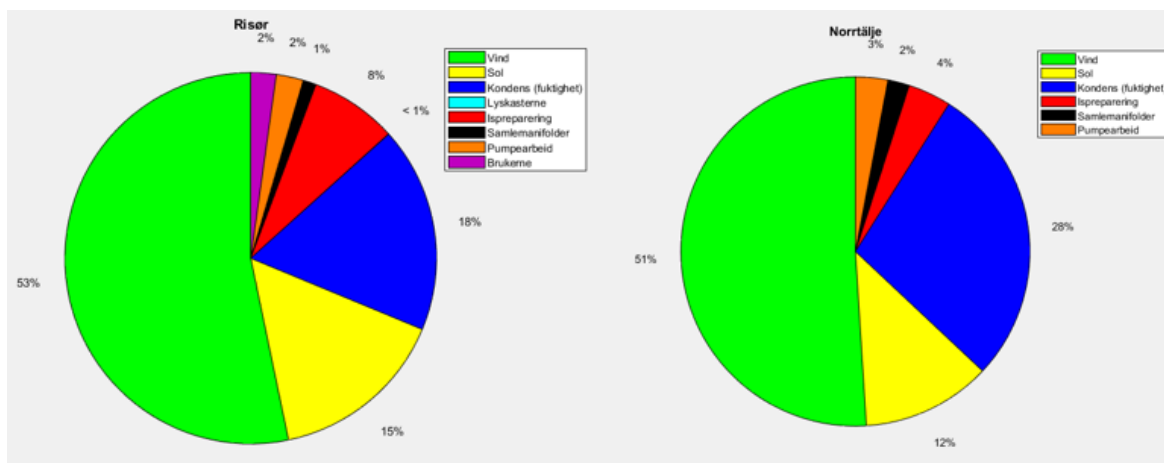
| Risør (2016)             |              | Norrtälje (2010) |              |
|--------------------------|--------------|------------------|--------------|
| Varmelast                | Energi [kWh] | Varmelast        | Energi [kWh] |
| Konveksjon (vind)        | 4394         | Konveksjon       | 3120         |
| Stråling (sol)           | 1343         | Stråling         | 760          |
| Kondensasjon (fuktighet) | 1479         | Kondensasjon     | 1712         |
| Samlemanifolder          | 94           | Samlemanifolder  | 159          |
| Ispreparering            | 627          | Ispreparering    | 226          |
| Pumpearbeid              | 208          | Pumpearbeid      | 171          |
| Stråling (lyskasterne)   | 2            |                  |              |
| Brukere                  | 197          |                  |              |
| <b>Total</b>             | <b>8344</b>  | <b>Total</b>     | <b>6149</b>  |

Tabell 16 – Varmelaster for 1. november på isbanen i Norrtälje og Risør

Det kommer tydelig frem at varmelastene på isbanen i Risør er større.

Døgnmiddeltemperaturen for Risør og Norrtälje var henholdsvis 7,8 og 5,4 °C disse dagene.

Dette, samt høyere vindhastighet i Risør, kan forklare de høye varmelastene. Vannet som brukes til ispreparering i Risør er i tillegg 35 °C varmere enn det som brukes i Norrtälje. Figur 42 viser at fordelingen av de ulike varmelastene er svært like for begge isbanene.



Figur 42 – Andeler av varmelastene for 1. november på isbanen i Norrtälje og Risør

### 7.2.1.2 Sesong

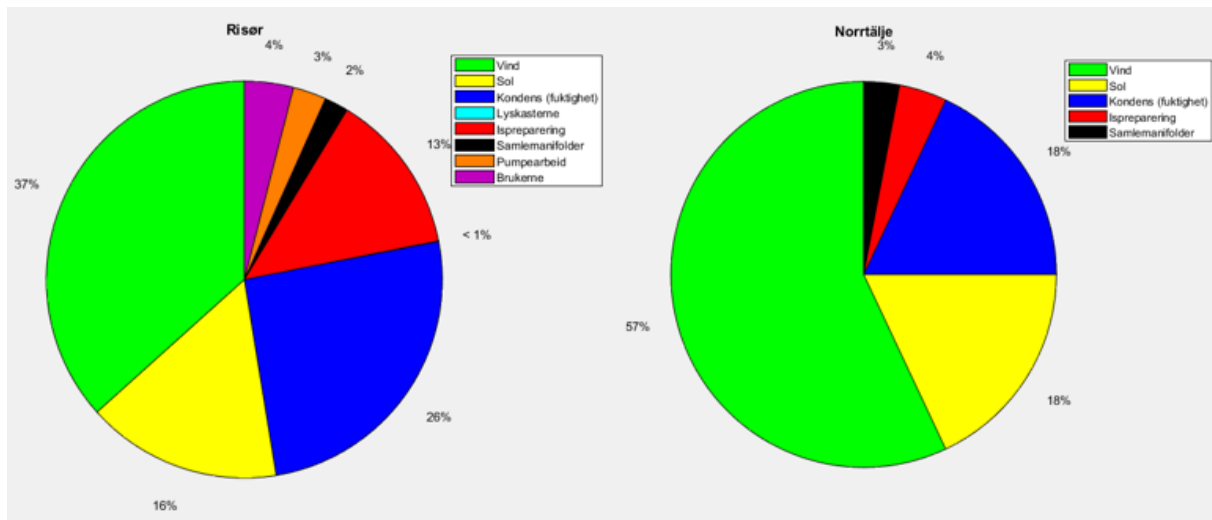
Videre er hele driftssesongen i Risør 2016/17, sammenlignet med den for Norrtälje. I Tabell 17 er det også skalert ned til samme banestørrelse. Siden sesongen er 26 dager kortere, er i tillegg varmelastene på den svenske isbanen ned til 120 dager.

| Risør                    |                | Norrtälje       |                |
|--------------------------|----------------|-----------------|----------------|
| Varmelast                | Energi [kWh]   | Varmelast       | Energi [kWh]   |
| Konveksjon (vind)        | 208 890        | Konveksjon      | 177 862        |
| Stråling (sol)           | 90 733         | Stråling        | 56 534         |
| Kondensasjon (fuktighet) | 104 400        | Kondensasjon    | 57 660         |
| Samlemanifolder          | 11 135         | Samlemanifolder | 8762           |
| Ispreparering            | 75 200         | Ispreparering   | 11 132         |
| Pumpearbeid              | 15 521         | Pumpearbeid     | N/A            |
| Stråling (lyskasterne)   | 264            |                 |                |
| Brukere                  | 22 800         |                 |                |
| <b>Total</b>             | <b>528 943</b> | <b>Total</b>    | <b>311 950</b> |

Tabell 17 - Varmelaster for en hel sesong i Risør og Norrtälje

Her er forskjellene enda større. I Risør får isbanen omtrent 70 % mer varme enn den i Sverige. Forskjellene blir enda større når en ser på gjennomsnittlige varmelaster for de siste fire sesongene, som ligger på totalt 561 460 kWh. Igjen er høyere utetemperaturer en stor del av årsaken. Gjennomsnittstemperaturen i Risør og Norrtälje var henholdsvis 3 og -3,4 °C for sesongene. Risør ligger lengre sør og får høyere solbane på vinteren. I tillegg ligger Risør ved kysten av Skagerrak der Golfstrømmen går forbi. Norrtälje ligger 15-20 km fra kysten til Østersjøen, som generelt har litt lavere temperatur enn Skagerrak på vinterhalvåret

(MacKenzie & Schiedek, 2007). Relativ fuktighet er i snitt 85 % på begge steder, så her er det varmere lufttemperatur i Risør som sørger for den store varmelasten (Sveriges meteorologiska och hydrologiska institut, 2018).



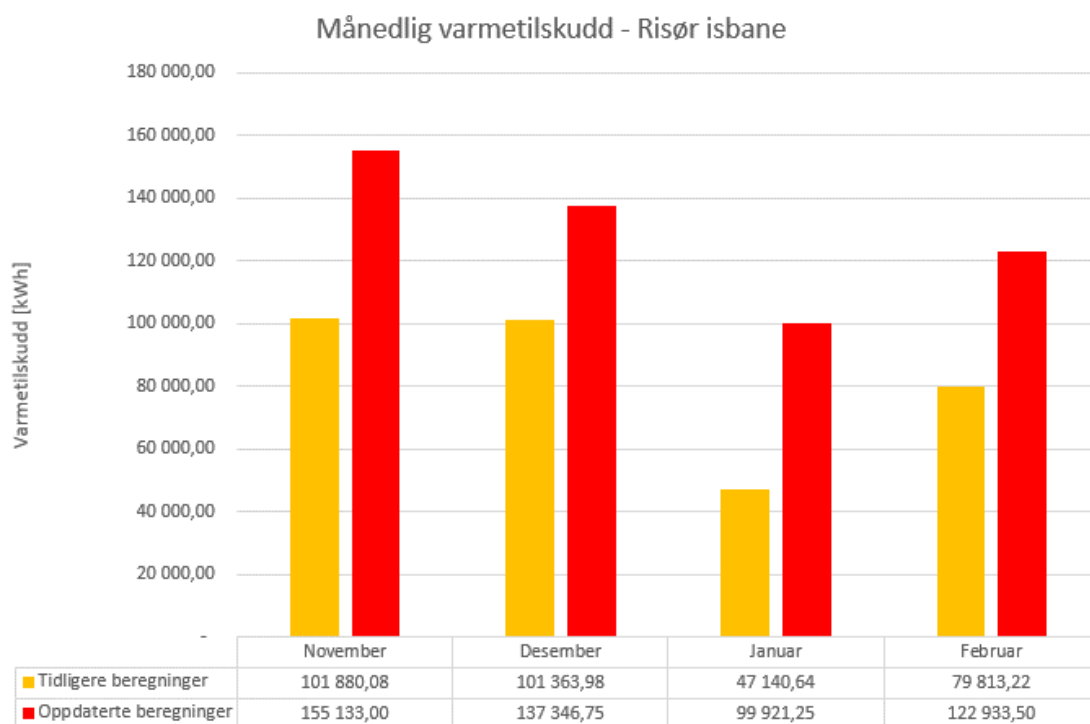
Figur 43 - Andeler av varmelastene for hele driftssesonger på isbanen i Norrtälje og Risør

Andelene blir i Figur 43 litt skjevfordelt siden det hovedsakelig er kondensering, solstråling og ispreparering som er mindre for Norrtälje. Resten av varmelastene er relativt like.

Til tross for en del høyere simulert varme inn på banen i Risør, kan det altså antas å være forholdsmessig realistiske resultater.

### 7.2.2 Varmetilskudd

I prosjektoppgaven ble som nevnt varmetilskudd for tre isbaner brukt for å beregne hva skøytebanen i Risør kunne levere. Isbaner i Arendal, Marienlyst og Norrtälje ble skalert til å ha samme antall driftsdager og banestørrelse som på Risør. Differanse i solinnstråling ble også tatt hensyn til. Når effektbruk i kompressorene og ca.  $COP_{varme}$  var kjent, resulterte dette i varmetilskuddet som er illustrert som «tidligere beregninger» i Figur 44. Dette er en veldig forenklet metode i forhold til det som er gjort i denne oppgaven. Den tar kun hensyn til forskjeller i solstråling, og ikke noen av de andre lastene. I tillegg var ikke kondensatortemperatur kjent, noe som er avgjørende for hva varmetilskuddet kan brukes til.



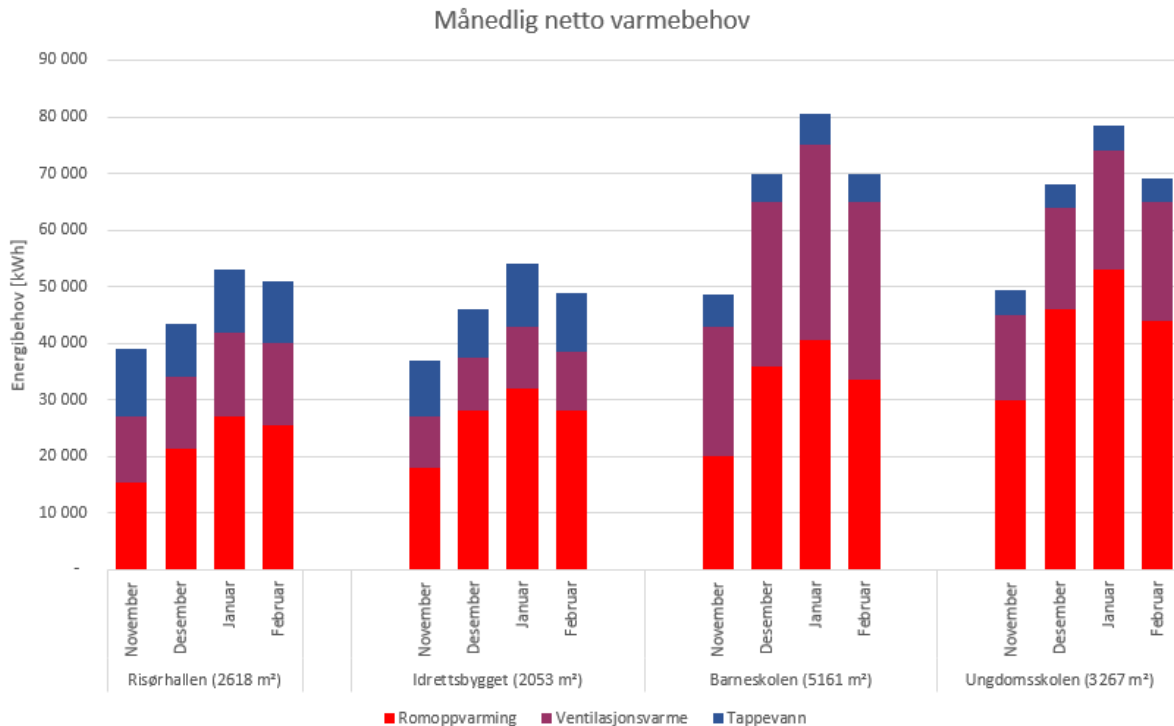
Figur 44 - Gjennomsnittlig varmetilskudd for varmepumpen i Risør (tidligere og oppdaterte beregninger)

Gjennomsnittlig varmetilskudd beregnet i REFPROP er vist som «oppdaterte beregninger» i Figur 44. Naturlig nok er beregningene lavest i januar. Varmetilskuddet er betydelig høyere enn tidligere beregninger. Hovedgrunnen er de høye varmelastene, som er redegjort for i delkapittel 7.2.1. Kompressoren er nødt til å kjøres på høyere effekter for å oppnå tilstrekkelig kjøling gjennom sesongen. Sannsynligvis kan temperaturen på vannet som er brukt til å preparere isbanen reduseres, uten at det utgjør betydningsfull forskjell på iskvaliteten (Kaya, 2015). I tillegg er temperaturen på isoverflaten satt til å holde konstant  $-4$  °C, så lenge varmelastene ikke blir for store. I virkeligheten er det slik at optimal temperatur avhenger av hvor stor fysisk aktivitet det er på banen. For hockey kreves det lavere overflatetemperatur enn for kunstløp eller fritidsskøyting. Dette betyr at det ikke vil være nødvendig å opprettholde  $-4$  °C i løpet av natten, da isoverflaten kan ligge på nærmere  $-1$  °C (ASHRAE, 2014). Dette reduserer energibruken til kompressoren, men reduserer også varmetilskuddet. I perioder der det er større varmebehov fra bygningene, kan det derfor likevel lønne seg å fortsatt kjøre normaldrift på natten.

Så selv om relativt høyt varmetilskudd (beregnet i REFPROP) er forventet på grunn av høye varmelaster, er det altså ikke umulig at tilskuddet blir noe mindre.

### 7.3 Sammenligning

For å lettere finne hvilke bygninger som harmonerer best med varmepumpen, er månedlig varmebehov fra SIMIEN sammenstilt i Figur 45. Her ser man at varmebehovet er størst i januar, som er den kaldeste måneden.

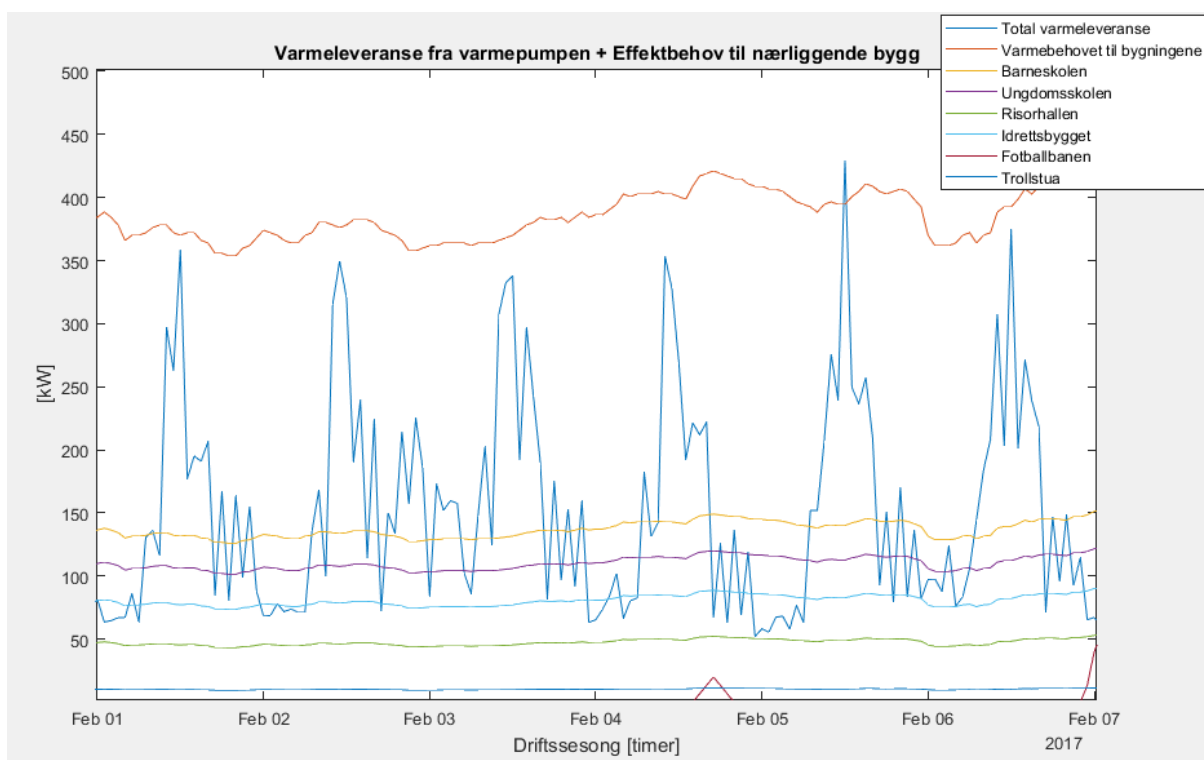


Figur 45 - Sammensatt varmebehov fra SIMIEN

Tappevannsbehovet er størst i idrettsbyggene, til tross for at skolene har større bruttoareal. Grunnen kommer helt enkelt av at brukerne dusjer i idrettsbyggene. Totalt beregnet varmetilskudd fra varmepumpen i januar er på 99 921 kWh, der tilskuddet til oppvarming av tappevann er 15 268 kWh (Figur 44). Dette korrelerer godt med det totale varmebehovet til Risørhallen og idrettsbygget, som er på omtrent 107 000 kWh. Selv ved den kaldeste måneden i året, klarer altså varmepumpen å dekke 68 % av energibehovet til tappevann. For resten av sesongen samsvarer behov og tilskudd for tappevann enda bedre. Gjennomsnittlig, månedlig varmetilskudd på 20 336 kWh leveres til tappevann. Risørhallen og Idrettsbygget krever i snitt 20 873 kWh til sammen, per måned.

Med isbanen som eneste varmekilde til varmepumpen, er varmepumpen dimensjonert etter kjølebehovet. Det betyr at i de kaldeste periodene vil bygningenes effektbehov være størst, mens levert effekt fra varmepumpen vil være på det laveste. Hvis

et slikt system skulle bygges på Kjempesteinsmyra, er kostnadene avgjørende. Det ville vært lite økonomisk å bygge om varmesystemene i *alle* bygningene, hvis varmepumpen ikke engang klarer å dekke halvparten av totalt effektbehov under kalde perioder. I Figur 46 er varmeleveranse fra varmepumpen og nærliggende effektbehov (for oppvarming) plottet for en uke i februar, 2017. Effektbehovene kommer fra beregningene i Excel. Her er 52 kW den laveste effekten levert fra varmepumpen. Gjennomsnittlig lufttemperatur er da 0,9 °C. Ved spisslast bør varmepumpens effektdekningsgrad være rundt 40-70 % (Stene, 2015). For akkurat denne situasjonen ville varmepumpen hatt en effektdekningsgrad på 50 % av effektbehovet til Risørhallen og idrettsbygget kombinert, noe som er akseptabelt.

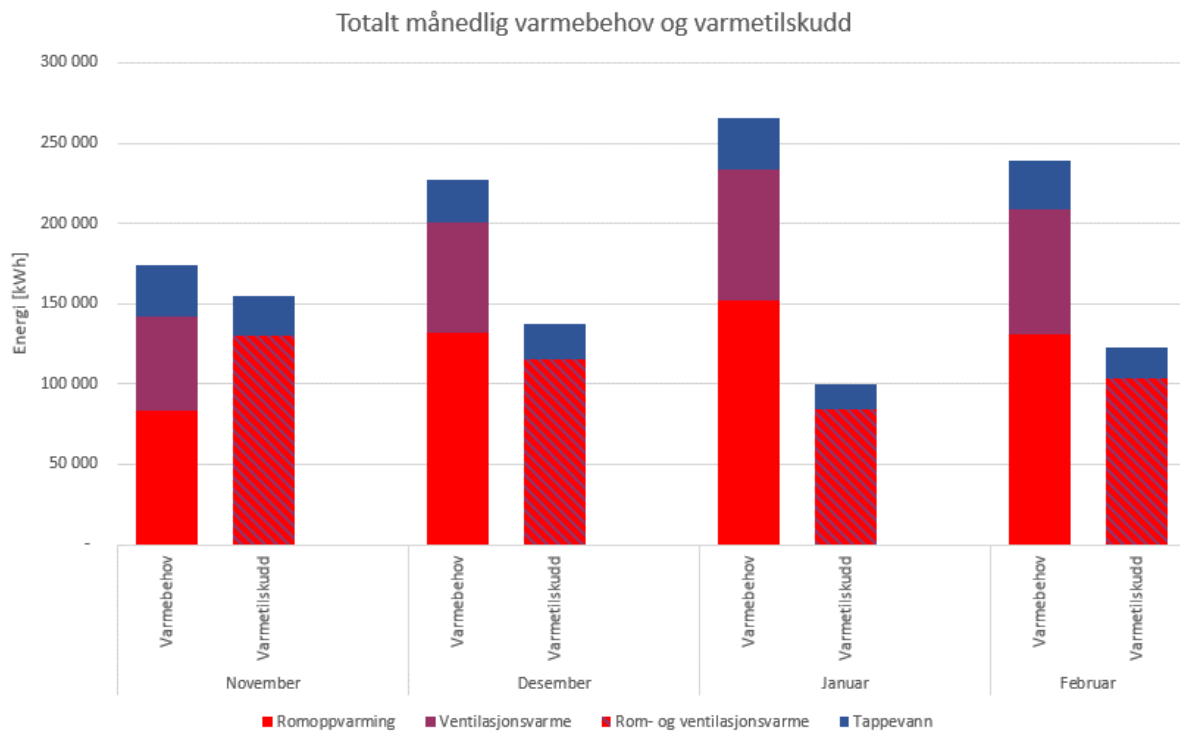


Figur 46 - Varmeleveranse fra varmepumpen og effektbehov til nærliggende bygg for en uke i februar 2017

Hvis en ser på mer ekstreme situasjoner med dimensjonerende utetemperatur på -18 °C, vil det ikke være vits å drifte isbanen. Med kun isbanen som varmekilde vil da heller ikke varmepumpen kunne driftes. Da ville bygningene måtte ha et reserve-varmesystem med 100 % effektdekningsgrad fra EL. Derfor er det lurt å supplere med en sekundær varmekilde til varmepumpen. Da vil en også kunne dimensjonere varmepumpen til å levere varme til alle



bygningene og fotballbanen. I Figur 47 er totalt varmebehov fra bygningene (beregnet i SIMIEN) satt side om side med varmetilskuddet fra varmepumpen.

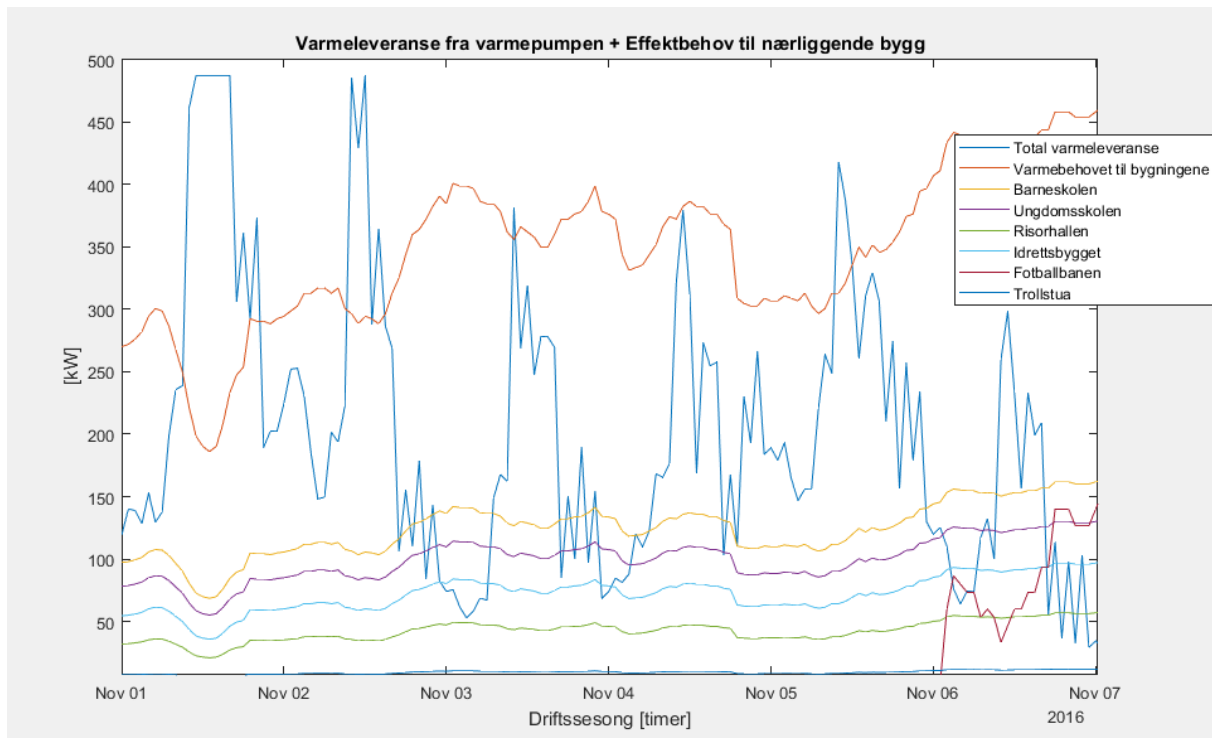


Figur 47 - Totalt månedlig varmebehov for skolene og idrettsbygningene, samt varmetilskudd for driftssesongen

Det er ikke noe tvil om at det er nødvendig med en supplerende varmekilde om det totale varmebehovet skal dekkes. Imidlertid dekkes nesten alt tappevannsbehovet med kun isbanen som varmekilde.

Siden varmepumpen er dimensjonert etter kjølebehovet, er det perioder der varmetilskuddet overgår totalt varmebehov. **Feil! Fant ikke referansekilden.** er et eksempel på dette, der det forekommer tre dager i løpet av en uke i november. Ved å bruke energibrønner som sekundær varmekilde, kan overskuddsvarme under driftssesongen dumpes tilbake til berggrunnen. I snitt kan 50 164 kWh overskuddsvarme leveres til energibrønnene i løpet av en driftssesong. Det ville også vært mulig å dumpe dette tilbake til fotballbanen, som også kunne fungert som en sekundær varmekilde. Denne vil dog ikke ha like høy temperatur på vinterhalvåret som berggrunnen har, og vil ved de kaldeste periodene kreve oppvarming i stedet for det fra seg. Noe av overskuddsvarmen kan eventuelt akkumuleres i varmtvannstankene. Når varmtvannstankene er store nok kan

overskuddet fra varme timer på dagen lagres og brukes på natten da varmepumpen ikke produserer nok.

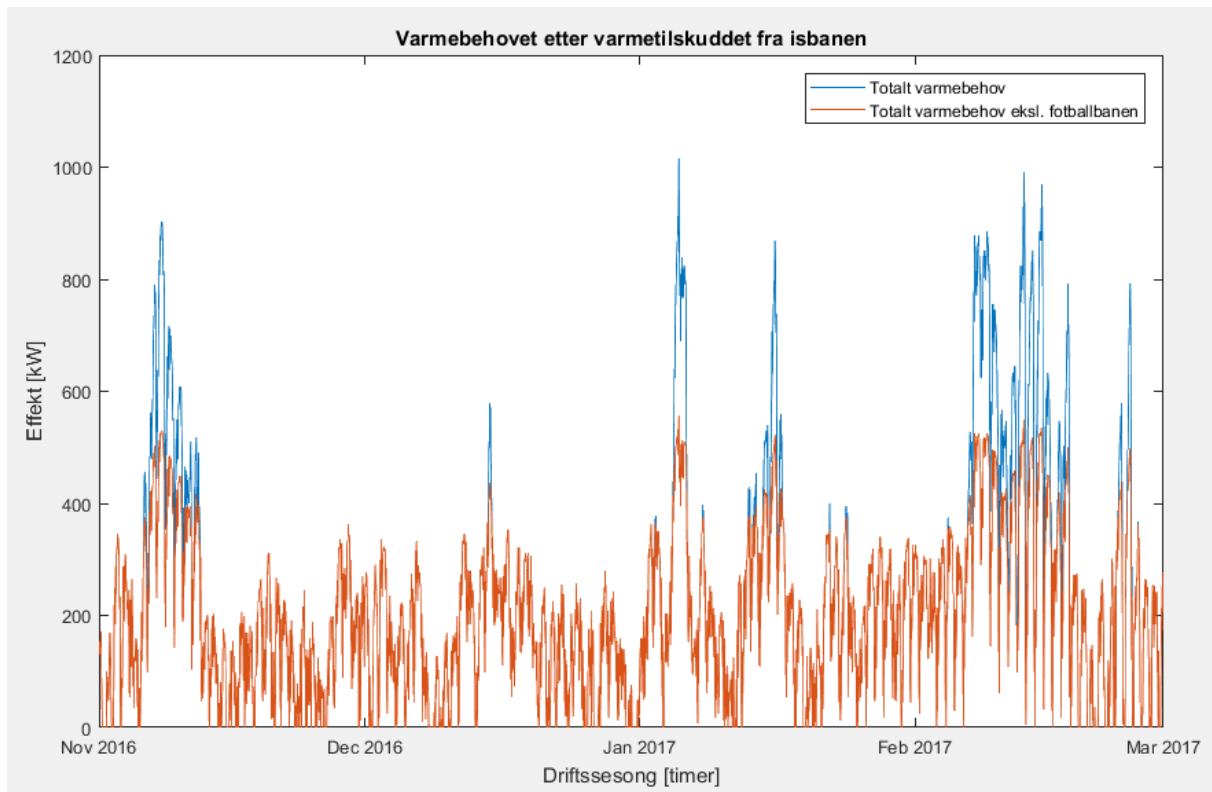


Figur 48 - Varmeleveranse fra varmepumpen og effektbehov til nærliggende bygg for en uke i november 2016

For å dimensjonere hvor stor effekt en sekundær varmekilde må supplere, velger vi en effektdekningsgrad på 60 % ved spisslast. Dette vil dekke omtrent 90-95 % av energibehovet til oppvarming (COWI, 2013). Spisslaster for idrettsbygget, barneskolen og ungdomsskolen er hentet fra SIMIEN. For Risørhallen ble høyeste effekt hentet fra beregningene gjort av Geir Skjevra, da Excel-modellen virket mest realistisk. Dette ble også gjort for Trollstua og fotballbanen, da de ikke er modellert i SIMIEN. Tabell 18 viser de valgte effektene.

| Forbrukssted  | Spisslast [kW] |
|---------------|----------------|
| Risørhallen   | 100            |
| Idrettsbygget | 164            |
| Barneskolen   | 345            |
| Ungdomsskolen | 261            |
| Trollstua     | 20             |
| Fotballbanen  | 1200           |
| <b>Total</b>  | <b>2090</b>    |

Dette er ved dimensjonerende utetemperatur, og da er som sagt den sekundære varmekilden det eneste som tilfører varme til varmepumpen. Da må altså varmepumpen kunne levere 1254 kW, for å tilfredsstille det totale behovet. Hvis fotballbanen ekskluderes, må varmepumpen dekke 60 % av 890 kW, altså 534 kW. I Figur 49 ser en at hele varmebehovet for 2016/17-sesongen blir dekket ved disse dimensjonene.



Figur 49 - Varmebehovet etter varmetilskuddet fra isbanen

Det er verdt å legge merke til at med fotballbanen kreves det omtrent dobbelt så store dimensjoner for energibrønnene, og en betydelig økning av kompressorstørrelse. Likevel kan dette være lønnsomt på sikt, da alternativet er å fyre med flis eller pellets.

Med en gjennomsnittlig  $COP_{\text{varme}}$  på 4 vil kompressoren måtte dimensjoneres opp til 314 kW for å dekke totalt varmebehov. Da blir igjen maksimal varme som må trekkes ut av brønnene, altså kjølelasten, på 940 kW. For å anslå hvor mange borehull dette tilsvarer, er det geotermiske energibrønn-systemet til Alnafossen kontorpark sammenlignet. Dette bygget har et bruksareal på 35 000 m<sup>2</sup>, og ligger i Oslo. Med geotermisk varme som eneste varmekilde, har denne varmepumpen nemlig en kapasitet på 1200 kW (Stene, 2015). Dette er bare 54 kW unna spisslasten som er beregnet for Kjempesteinsmyra. Siden det her er

installert 54 energibrønner på 200 meter, er dette omkring hva en kan forvente at kreves i Risør.

En annen løsning er å bruke uteluft som supplerende varmekilde. Figur 50 er et eksempel på en luft-til-vann varmepumpe med 650 kW varmekapasitet. To slike varmevekslere må altså installeres for å dekke effektbehovet. Ulempen med denne løsningen kontra energibrønnene, er at utetemperaturen varierer mye mer i løpet av året. Man får lavere fordampningstemperatur på vinterhalvåret og derfor lavere effektfaktor i månedene der varmebehovet er på det største.



Figur 50 - Eksempel på luftkjøler: "LSE luft/vann 360 – 1200 kW- Multiscroll " (Energi & Klimateknikk AS, 2017)

## 8 Konklusjon

Varmetilførselen fra kunstisbanen vil redusere det totale energiforbruket på Kjempesteinsmyra. Varmepumpen har en årlig netto varmeleveranse på 396 896 kWh (fratrasket energibehovet til kompressoren) og dimensjonerende kompressoreffekt på ca. 116 kW. Med dette kan varmpumpen erstatte rundt 41 % av varmebehovet på Kjempesteinsmyra under driftssesongen, da varmebehovet til bygningene også er størst. Totalt simulert varmebehov for bygningene er 11 % høyere enn data basert på reelle målinger. Modellene er derfor vurdert som virkelighetsnære.

Det er også mulig å øke varmeleveranse, og den energiøkonomiske faktoren ved å enten forlenge driftssesongen, eller øke banestørrelsen. Arendal kunstisbane har flere år driftet banen til midten av mars, mens i Marienlyst er sesongen fra ca. 15. oktober til 15. mars. Sesongen i Risør vil nok være mulig å strekke til 5 måneder enkelte år, men ikke noe særlig mer. For denne oppgaven er størrelsen på kunstisbanen satt til 30x60 meter (1800 m<sup>2</sup>). Banebredden kan økes til omtrent 50 meter uten å måtte sprengre noe fjell, som vil gi over 50 % mer isflate (3000 m<sup>2</sup>).

Med en CO<sub>2</sub>-varmpumpe vil varmetilførselen korrelere godt med idrettsbyggene på grunn av de høye temperaturnivåene og det store varmtvannsbehovet. Et direkte system med CO<sub>2</sub> som sekundærmedium virker å være en energieffektiv løsning. De høyeste temperaturene (90-60 °C) går til tappevann, varmen på 20-60 °C går til romoppvarming og varmbatterier i ventilasjonsanlegget. Noe av varmen kan også gå til oppvarming av vann for ispreparering (25-60 °C). De laveste temperaturene i gasskjøleren (15-20 °C) blir brukt til forvarming av tappevann.

Et viktig moment er at varmpumpen vil være dimensjonert etter kjølebehovet når isbanen er den eneste varmekilden. Det betyr at når lufttemperaturen minker og energibehovet til bygningene går opp, vil varmetilskuddet være redusert. Ved lufttemperaturer ned mot -10 °C er det ikke behov for nedkjøling av isbanen. Systemet vil derfor ikke oppnå fullstendig harmoni. Derfor anbefales det å utvide systemet med en supplerende varmekilde fra enten luft eller fjell. Spesielt energibrønner vil være fornuftig, med tanke på at overskuddsvarme kan dumpes tilbake fra isbanen på varme dager. Fotballbanen kan kobles slik at den også kan dumpe varme til berggrunnen. Med en

dimensjonerende kompressoreffekt på omtrent 314 kW, vil varmepumpen da ha en varmelytelse på 1254 kW. Dette utgjør en effektdekningsgrad på 60 % og vil kunne dekke 90-100 % av årlig energibehov for oppvarming. Tilsammen utgjør dette 1 591 MWh per år, som per dags dato hentes direkte ut av strømmettet.

Et felles varmepumpesystem på Kjempesteinsmyra vil være en langsiktig investering, der lønnsomheten som kommer av reduksjonen i strømforbruk vil kunne overstige investeringskostnadene. Energibrønnene dimensjoneres for spisslast til oppvarming, og vil kunne dekke omtrent alt varmebehov. Varme fra isbanen vil i tillegg til å varme bygningene, kunne redusere nedkjøling av berggrunnen. Kombinert med de sosiale ringvirkningene av en slik skøytebane, og den samfunnsmessige verdien det skaper, vil en utbyggelse av et slikt varmepumpesystem på Kjempesteinsmyra være fornuftig.

## 9 Forslag til videre arbeid

Det ble gjort en del antagelser ved simuleringen av bygningene. Parametere ble bestemt av eldre forskrifter og erfaringstall på grunn av mangel på dokumentasjon. Tverrsnitt for yttervegger, tak og gulv, bør være mulig å oppdrive for å forutsi U-verdier med større nøyaktighet. Byggene kan også deles inn i flere soner, som ville gitt mer virkelighetsnære luftmengder for ventilasjonssystemene. I tillegg ville det vært aktuelt å inkludere varmebehovet til svømmehallen i modellen. På grunn av tidsbegrensningen til oppgaven og at tilgjengeligheten av data har vært varierende, er dette ikke blitt gjort.

En mer detaljert, overordnet modell for isbanen er også mulig å utvikle. Ved å bruke programvare som for eksempel COMSOL, kan det lages et transient temperaturbilde av isdekket. Dette vil igjen gi en mer nøyaktig kondensatortemperatur, og dermed mer presis varmetilførsel fra varmepumpen. Modellen vil, med noen justeringer, også kunne simulere energiutveksling på fotballbanen. Det ville vært interessant å studere systemet på en årlig basis, over en periode på 20-30 år. Da kunne en sett hvor mye varme som må dumpes til energibrønnene fra is- og fotballbanen, for å opprettholde en termisk energibalanse i berggrunnen.

Noe som burde gjøres, er å sammenligne ulike systemoppsett. For eksempel kan et system med en ammoniakkvarmepumpe utvikles og sammenlignes opp mot CO<sub>2</sub>-systemet beskrevet i oppgaven. Luft og fjell som supplerende varmekilder bør også sammenlignes i detalj, spesielt med tanke på differanse i fordampningstemperatur og effektfaktor.

Til sist ville et budsjettanslag vært relevant, siden kostnadene knyttet til et slikt prosjekt vil være avgjørende for om det er realiserbart eller ikke. Det ville også vært naturlig å undersøke hvor store deler av bygningsmassen på Kjempesteinsmyra som kan konverteres til vannbåren varme, med godt økonomisk resultat.

## 10 Referanser

- ASHRAE, 2014. Kap 44 - Ice Rinks. I: *Handbook - Refrigeration*. s.l.:American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers.
- Calm, J. M., 2008. *The next generation of refrigerants – Historical review, considerations, and outlook*, Great Falls: Science Direct.
- CanmetENERGY, 2013. *Comparative Study of Refrigeration Systems for Ice Rinks*, Québec: Natural Resources Canada.
- Carlucci, S., 2017. *Weather data*, Forelesningsnotater i "TBA4166 Building Performance Simulation": NTNU.
- Clausius, R., 1856. *On a Modified Form of the Second Fundamental Theorem in the Mechanical Theory of Heat*. London: London, Edinburgh and Dublin Philosophical Magazine and Journal of Science.
- Connelly, J. J., 1976. *Seminar on Ice Rinks*. Dallas: ASHRAE.
- COWI, 2013. *Hensiktsmessige varme- og kjøleløsninger i bygninger*, Trondheim: Enova.
- Eikevik, T. M., 2018. *Compressors*, 7034: s.n.
- Energi & Klimateknikk AS, 2017. *EK-teknikk*. [Internett]  
Available at: <http://ek-teknikk.no/produkt/lse-360-1200-kw-multiscroll-hoy-virkningsgrad-ved-dellast/>  
[Funnet 19 06 2017].
- Enova, 2016. *Byggestatistikk*, Trondheim: s.n.
- Freiholtz, E., 2001. *Temperatur.nu*. [Internett]  
Available at: [https://www.temperatur.nu/norrtalje-egen\\_graf.html?datum=2010-11-01&datum2=2010-11-01&tid1=00&tid2=23&saved](https://www.temperatur.nu/norrtalje-egen_graf.html?datum=2010-11-01&datum2=2010-11-01&tid1=00&tid2=23&saved)  
[Funnet 28 05 2018].
- Gehlin, S., 2002. *Thermal Response Test - Method Development and Evaluation*, Luleå: Luleå University of Technology.
- Granryd, E., 2005. Part II, Chapter 15: Processes in moist air, frosting and defrosting. I: *Refrigerating Engineering*. Stockholm: KTH, Department of Energy Technology.
- Havellen, V., 2004. *Skisse for kunstisbane i Risør*, Sandvika: Norconsult.
- Havellen, V., 2010. *Kunstisbanlegg - Enøk*. Hamar: Norconsult.
- Heier, S., 2005. *Grid Integration of Wind Energy Conversion Systems*. Chichester(West Sussex): John Wiley & Sons.
- IIHF, 2016. *Technical guidelines of an ice rink*, s.l.: International Ice Hockey Federation.
- International Skating Union, 2014. *Special regulations & technical rules - Speed skating and short track speed skating*, Lausanne, Sveits: s.n.
- Karampour, M., 2011. *Measurement and Modelling of Ice Rink Heat Loads*, Stockholm: KTH.
- Kaya, R., 2015. *Energy Usage in Ice Rink Resurfacing*, Stockholm: KTH.



- Khalid, W., 2012. Energy usage prediction model comparing indoor vs outdoor ice rinks. *Master of Science Thesis EGI-2012-010MSC*.
- Kiehl, J. T. & Trenberth, K. E., 1996. *Earth's Annual Energy Budget*, Boulder: American Meteorological Society.
- Larsen, T., 2010. *Fotballbane 40x60m, 75 lux*. Risør: Elektro Skagerrak.
- MacKenzie, B. R. & Schiedek, D., 2007. *Long-term sea surface temperature baselines - time series, spatial covariation and implications for biological processes*, Charlottenlund: Journal of Marine Systems.
- Meteorologisk institutt, 2015. *Forbrukerrådets store varmepumpeguide: Norske årsmiddeltemperaturer*, s.l.: Forbrukerrådet.
- Meteorologisk Institutt, 2017. *eKlima*. [Internett]  
Available at: [http://sharki.oslo.dnmi.no/portal/page?\\_pageid=73,39035,73\\_39049&\\_dad=portal&\\_schema=PORTAL](http://sharki.oslo.dnmi.no/portal/page?_pageid=73,39035,73_39049&_dad=portal&_schema=PORTAL)  
[Funnet 14 2 2017].
- Midttømme, K. et al., 2008. *Ground-Source Heat Pumps and underground thermal energy storage - energy for the future*, s.l.: Geology for Society.
- Miljødirektoratet, 2015. *miljøstatus.no*. [Internett]  
Available at: <http://www.miljostatus.no/tema/Klima/Ozonlaget/Ozonreduserende-stoffer/HKFK/>  
[Funnet 13 05 2017].
- NIHF, 2016. *Sertifisering av ishaller*, s.l.: NIHF.
- Norconsult, 2013. *Praktisk veileder for energimerking*, s.l.: Norges vassdrag- og energidirektorat.
- Norges Geologiske Undersøkelse, 2017. *Nasjonal berggrunnsdatabase*. [Internett]  
Available at: <http://geo.ngu.no/kart/berggrunn/>  
[Funnet 27 05 2017].
- Norges Geologiske Undersøkelse, 2017. *Nasjonal løsmassedatabase*. [Internett]  
Available at: <http://geo.ngu.no/kart/losmasse/>  
[Funnet 27 05 2017].
- Norges vassdrag- og energidirektorat, 2016. *Analyse av energibruk i yrkesbygg*, Oslo: NVE's hustrykkeri.
- Norsk Institutt for Bioøkonomi, 2017. *LandbruksMeteorologisk Tjeneste*. [Internett]  
Available at: <http://lmt.bioforsk.no/>  
[Funnet 24 02 2017].
- O'brien, W., Athienitis, A. & Kesik, T., 2011. Thermal zoning and interzonal airflow in the design and simulation of solar houses: a sensitivity analysis. 18 02, p. 19.
- Olsen, S. N., 2015. *Modellering og analyse av energisystem for en innendørs ishall*, Trondheim: NTNU.
- Programbyggerne, 2016. *www.programbyggerne.no*. [Internett]  
Available at: <http://www.programbyggerne.no/SIMIEN/bruk>  
[Funnet 10 05 2017].

Ramstad, R. K., Hilmo, B. O. & Skarphagen, H., 2005. *Grunnvarme fra fast fjell - økt energiuttak ved hydraulisk trykking av borebrønner*, Trondheim: Norges Geologiske Undersøkelse.

Rogstam, J. & Bolteau, S., 2015, revidert 2016. *Ice rink of the future - evaluation of energy and system solutions*, Älvsjö: Energi & Kylanalys.

Rogstam, J. & Hjert, J., 2010. *Energianvändning i svenska isarenor*, Katrineholm: Stoppsladd.

Rogstam, J., Sawalha, S. & Nilsson, P.-O., 2005. *Ice rink refrigeration system with CO2 as secondary fluid*, Katrineholm: IUC.

Shahzad, K., 2006. *An Ice Rink Refrigeration System based on CO2 as Secondary Fluid in Copper Tubes*, Stockholm: KTH.

Skjevraak, G., 2016. *Skisse alternativer*. Bygland: s.n.

Standard Norge, 2014. *NS 3031 Beregning av bygningers energiytelse - Metode og data*, Lysaker: Standard Online AS.

Standard Norge, 2016. *NS 3031 Bygningers energiytelse - Beregning av energibehov og energiforsyning*, Lysaker: Standard Online AS.

Stene, J., 2000. *Varmepumper for oppvarming og kjøling av bygninger*, s.l.: SINTEF.

Stene, J., 2015. *Dimensjonering av varmpumper for oppvarming/kjøling*, Trondheim: Forelesningsnotater i "TEP4260 Varmepumper for bygningsklimatisering".

Stene, J., 2015. *Systemløsning for varmpumper i større bygninger*, Forelesningsnotater i "TEP4260 Varmepumper for bygningsklimatisering": NTNU.

Stene, J., 2015. *Termiske behov - dimensjonering*, Forelesningsnotater i "TEP4260 Varmepumper for bygningsklimatisering": NTNU.

Stene, J., 2015. *Varmekilder*, Forelesningsnotater i "TEP4260 Varmepumper for bygningsklimatisering": NTNU.

Stene, J., 2016. *Arbeidsmedier*, Forelesningsnotater i "TEP4260 Varmepumper for bygningsklimatisering": NTNU.

Stene, J., 2016. *Komponenter*, Forelesningsnotater i "TEP4260 Varmepumper for bygningsklimatisering": NTNU.

Stouch Lightning, 2018. *Stouch Lightning - Led Lightning Solutions*. [Internett] Available at: <http://www.stouchlighting.com/blog/led-lights-versus-metal-halide> [Funnet 7 april 2018].

Sveriges meteorologiska och hydrologiska institut, 2017. *www.smhi.se*. [Internett] Available at: <http://opendata-download-metobs.smhi.se/explore/?parameter=21#> [Funnet 07 06 2017].

Sveriges meteorologiska och hydrologiska institut, 2018. *SMHI*. [Internett] Available at: <https://opendata-download-metobs.smhi.se/explore/?parameter=0>

Wilcox, S. & Marion, W., 2008. *Users Manual for TMY3 Data Sets*, Colorado: National Renewable Energy Laboratory.

Yadav, A. K., Bhattacharyya, S. & Maddali, R. G., 2014. *On the suitability of carbon dioxide in forced circulation-type secondary loops*, s.l.: International Journal of Low-Carbon Technologies 2014, 9, 85–90.

Zijdemans, D., 2014. *Vannbaserte oppvarmings- og kjølesystemer*. s.l.:VVS-kunnskap.no.

## Vedlegg A – Utfyllende data fra SIMIEN

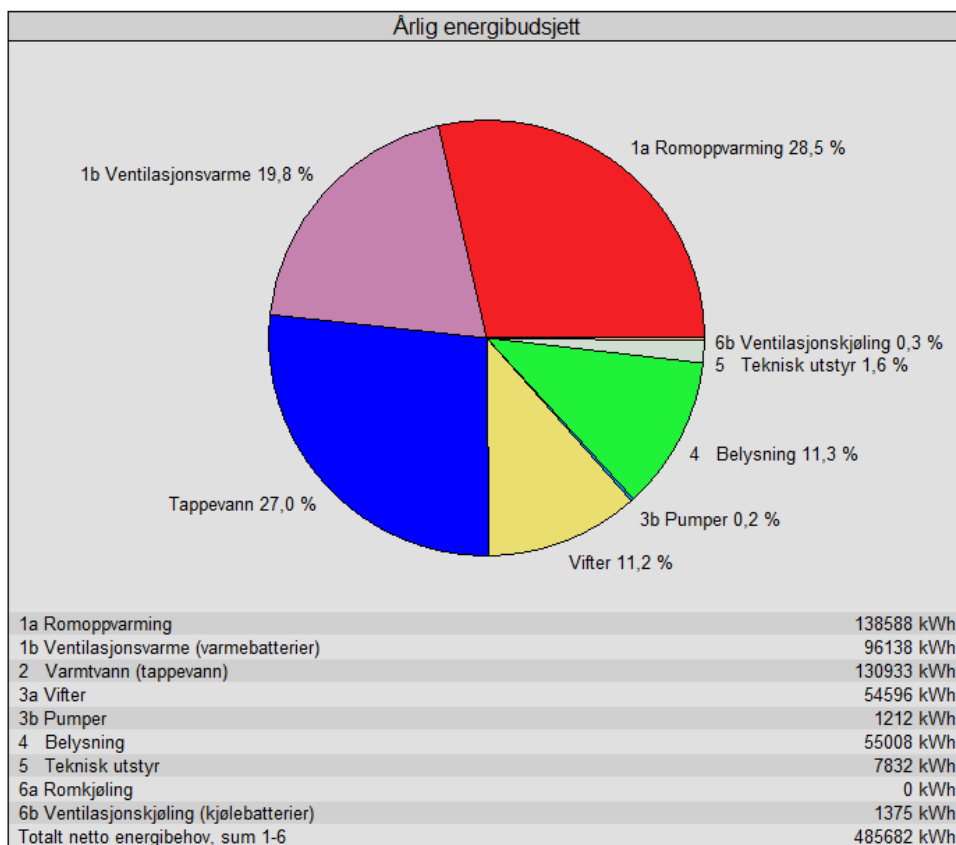
### Risørhallen

| Energipost                              | Energibudsjett |                          |
|---|----------------|--------------------------|
|   | Energibehov    | Spesifikt energibehov    |
| 1a Romoppvarming                        | 138588 kWh     | 52,9 kWh/m <sup>2</sup>  |
| 1b Ventilasjonsvarme (varmebatterier)   | 96138 kWh      | 36,7 kWh/m <sup>2</sup>  |
| 2 Varmtvann (tappevann)                 | 130933 kWh     | 50,0 kWh/m <sup>2</sup>  |
| 3a Vifter                               | 54596 kWh      | 20,9 kWh/m <sup>2</sup>  |
| 3b Pumper                               | 1212 kWh       | 0,5 kWh/m <sup>2</sup>   |
| 4 Belysning                             | 55008 kWh      | 21,0 kWh/m <sup>2</sup>  |
| 5 Teknisk utstyr                        | 7832 kWh       | 3,0 kWh/m <sup>2</sup>   |
| 6a Romkjøling                           | 0 kWh          | 0,0 kWh/m <sup>2</sup>   |
| 6b Ventilasjonskjøling (kjølebatterier) | 1375 kWh       | 0,5 kWh/m <sup>2</sup>   |
| Totalt netto energibehov, sum 1-6       | 485682 kWh     | 185,5 kWh/m <sup>2</sup> |

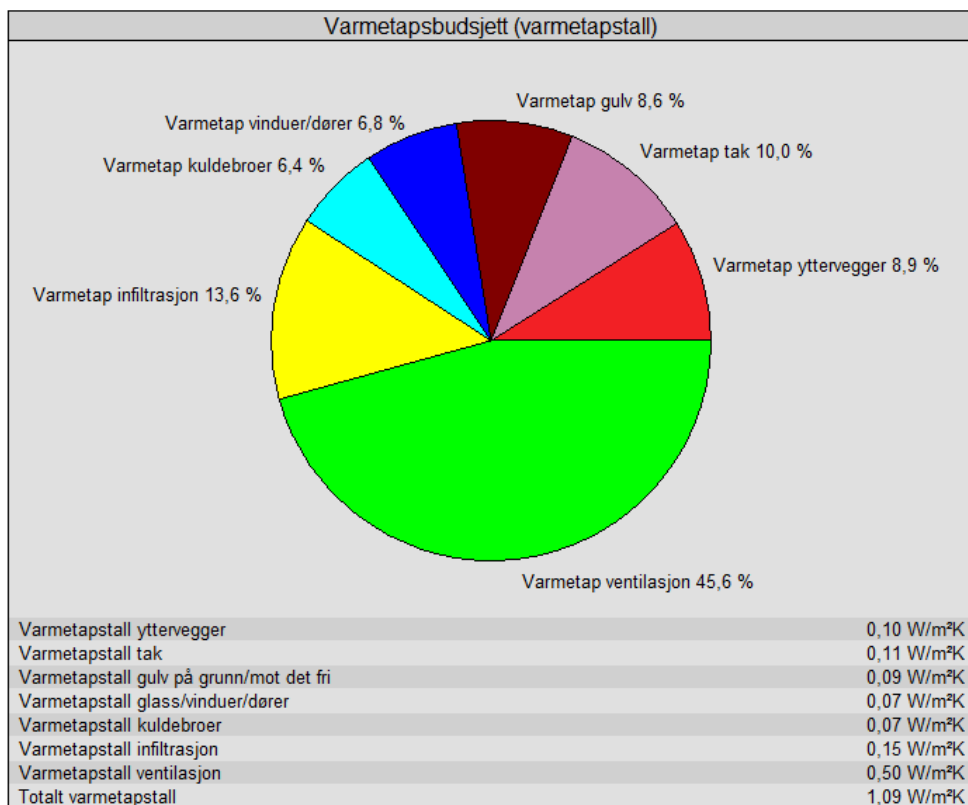
Figur 51 - Risørhallen: Energibudsjett

| Beskrivelse                             | Dimensjonerende verdier          |           |
|---|----------------------------------|-----------|
|   | Verdi                            | Tidspunkt |
| Maks. samtidig effekt varmebatterier:   | 78,5 kW / 30,0 W/m <sup>2</sup>  | 07:00     |
| Totalt installert effekt varmebatterier | 78,5 kW / 30,0 W/m <sup>2</sup>  | 07:00     |
| Maks. samtidig effekt romoppvarming:    | 130,9 kW / 50,0 W/m <sup>2</sup> | 07:00     |
| Totalt installert effekt romoppvarming  | 130,9 kW / 50,0 W/m <sup>2</sup> | 07:00     |
| Min. romlufttemperatur:                 | 15,4 °C                          | 07:00     |
| Min. operativ temperatur:               | 16,9 °C                          | 07:45     |
| Maksimal CO2 konsentrasjon (Total sone) | 583 PPM                          | 16:15     |

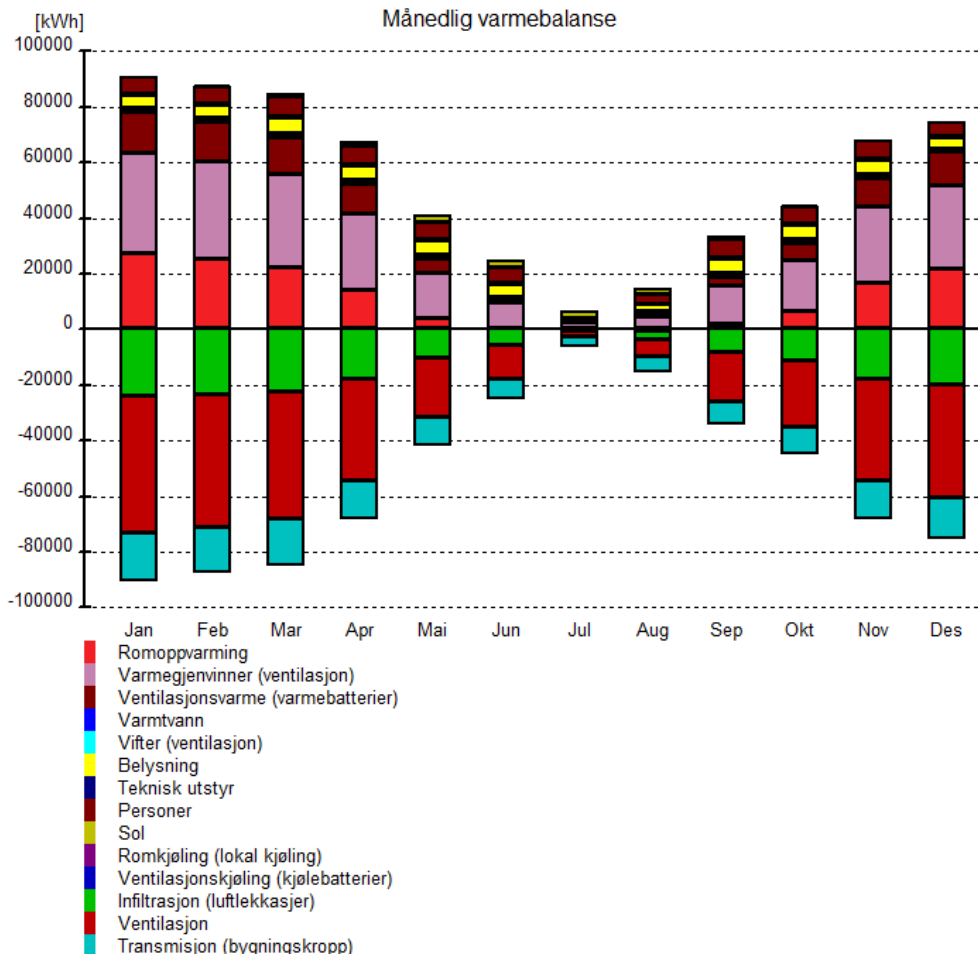
Figur 52 - Risørhallen: Dimensjonerende verdier ved vintersimulering



Figur 53 - Risørhallen: Årlig energibudsjett



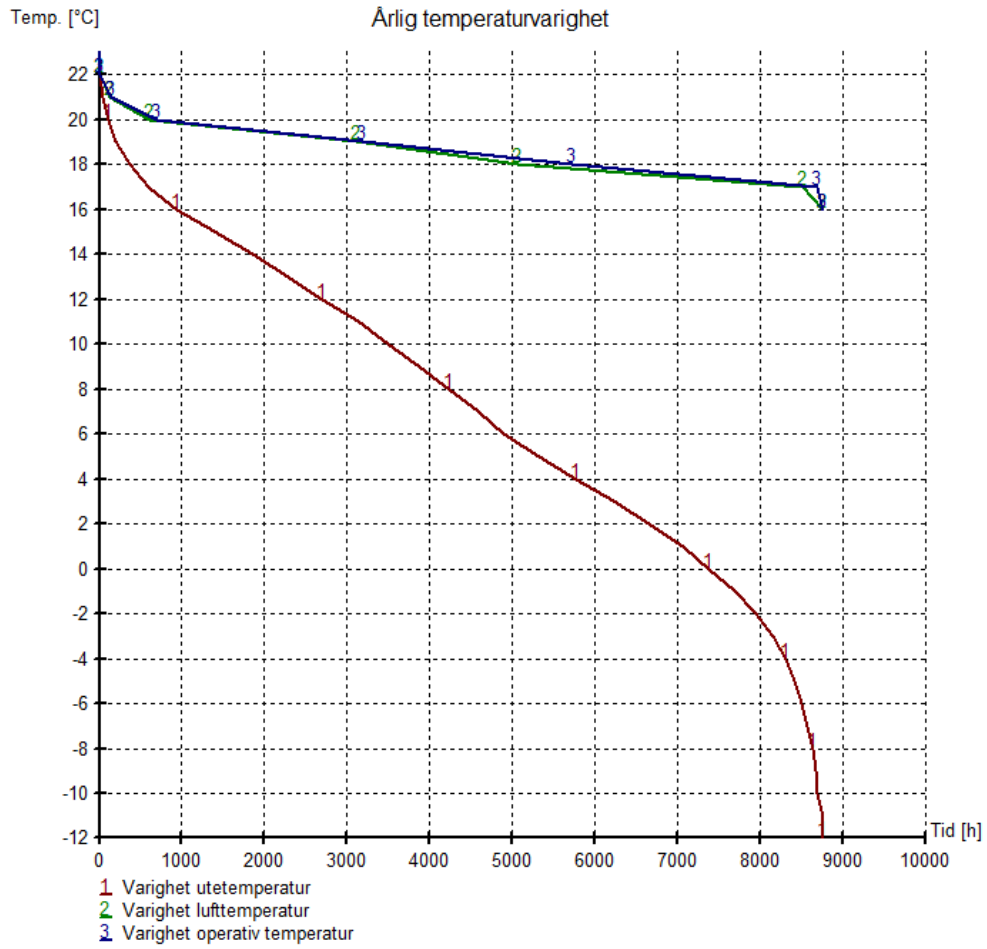
Figur 54 - Risørhallen: Varmetapsbudsjett



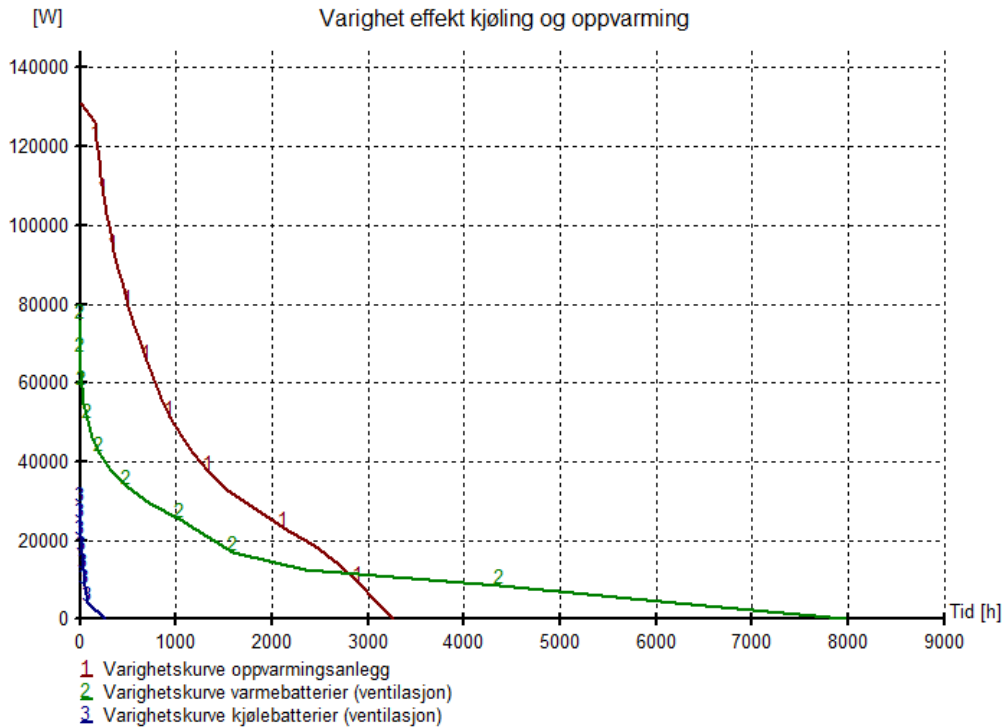
Figur 55 - Risørhallen: Månedlig varmebalanse

| Måned     | Månedlige temperaturdata (lufttemperatur) |           |          |              |            |           |
|-----------|---|-----------|----------|--------------|------------|-----------|
|           | Midlere ute                               | Maks. ute | Min. ute | Midlere sone | Maks. sone | Min. sone |
| Januar    | -0,7 °C                                   | 6,6 °C    | -11,2 °C | 17,8 °C      | 19,0 °C    | 16,8 °C   |
| Februar   | -1,1 °C                                   | 8,6 °C    | -11,1 °C | 17,9 °C      | 19,0 °C    | 16,3 °C   |
| Mars      | 1,6 °C                                    | 8,4 °C    | -5,7 °C  | 18,0 °C      | 19,0 °C    | 17,0 °C   |
| April     | 4,4 °C                                    | 13,6 °C   | -3,0 °C  | 18,1 °C      | 19,0 °C    | 17,0 °C   |
| Mai       | 10,2 °C                                   | 18,0 °C   | 2,8 °C   | 18,6 °C      | 20,8 °C    | 17,0 °C   |
| Juni      | 14,4 °C                                   | 20,8 °C   | 8,0 °C   | 19,6 °C      | 21,7 °C    | 17,8 °C   |
| Juli      | 16,1 °C                                   | 22,9 °C   | 9,4 °C   | 17,7 °C      | 18,8 °C    | 16,6 °C   |
| August    | 15,8 °C                                   | 22,0 °C   | 9,1 °C   | 19,0 °C      | 22,4 °C    | 17,0 °C   |
| September | 12,2 °C                                   | 18,9 °C   | 6,7 °C   | 19,0 °C      | 21,2 °C    | 17,0 °C   |
| Oktober   | 9,1 °C                                    | 14,4 °C   | 1,7 °C   | 18,3 °C      | 19,7 °C    | 17,0 °C   |
| November  | 4,6 °C                                    | 12,6 °C   | -3,0 °C  | 18,2 °C      | 19,3 °C    | 17,0 °C   |
| Desember  | 1,4 °C                                    | 10,2 °C   | -8,6 °C  | 17,9 °C      | 19,0 °C    | 17,0 °C   |

Figur 56 - Risørhallen: Månedlige temperaturdata



Figur 57 - Risørhallen: Årlig temperaturvarighet



Figur 58 - Risørhallen: Varighet effekt oppvarming

## Idrettsbygget

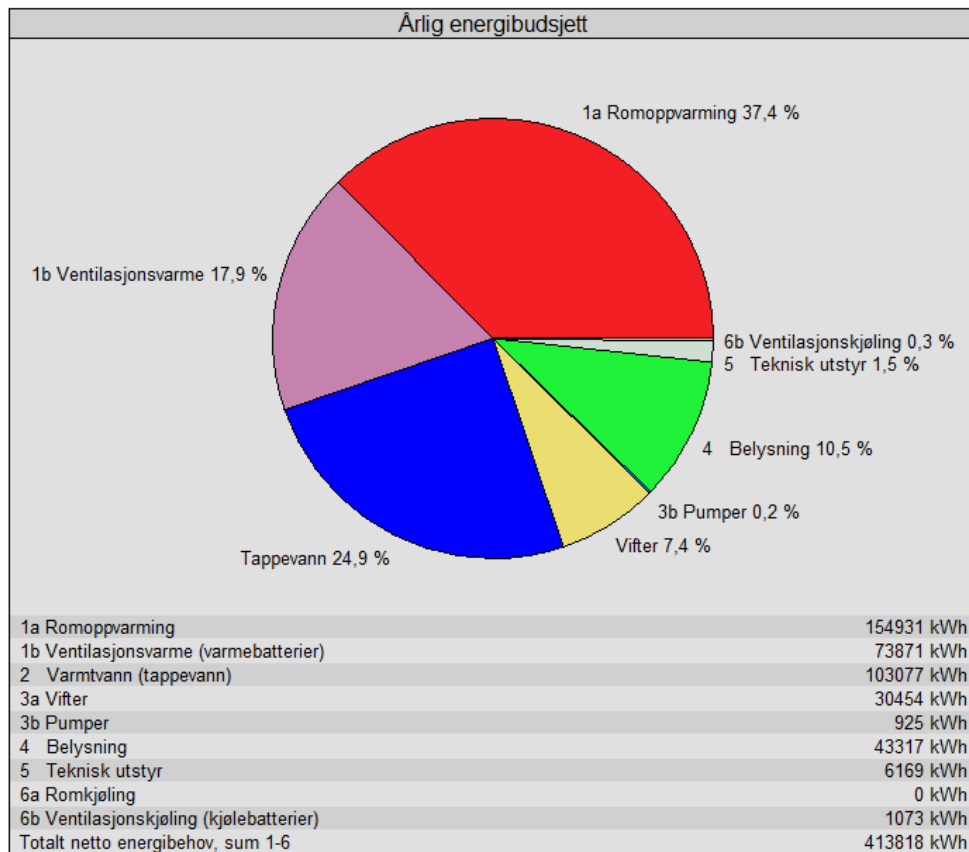
| Energibudsjett                          |             |                          |
|---|-------------|--------------------------|
| Energipost                              | Energibehov | Spesifikt energibehov    |
| 1a Romoppvarming                        | 154931 kWh  | 75,5 kWh/m <sup>2</sup>  |
| 1b Ventilasjonsvarme (varmbatterier)    | 73871 kWh   | 36,0 kWh/m <sup>2</sup>  |
| 2 Varmtvann (tappevann)                 | 103077 kWh  | 50,2 kWh/m <sup>2</sup>  |
| 3a Vifter                               | 30454 kWh   | 14,8 kWh/m <sup>2</sup>  |
| 3b Pumper                               | 925 kWh     | 0,5 kWh/m <sup>2</sup>   |
| 4 Belysning                             | 43317 kWh   | 21,1 kWh/m <sup>2</sup>  |
| 5 Teknisk utstyr                        | 6169 kWh    | 3,0 kWh/m <sup>2</sup>   |
| 6a Romkjøling                           | 0 kWh       | 0,0 kWh/m <sup>2</sup>   |
| 6b Ventilasjonskjøling (kjølebatterier) | 1073 kWh    | 0,5 kWh/m <sup>2</sup>   |
| Totalt netto energibehov, sum 1-6       | 413818 kWh  | 201,6 kWh/m <sup>2</sup> |

Figur 59 - Idrettsbygget: Energibudsjett

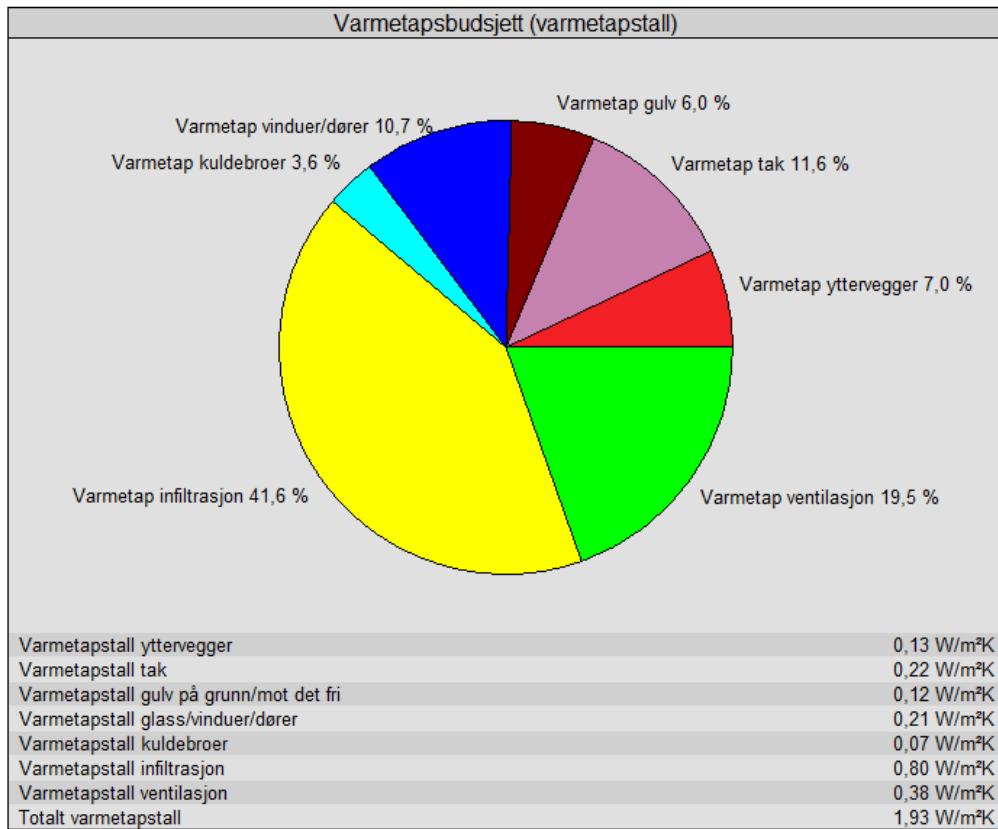
| Dimensjonerende verdier                 |                                  |           |
|---|----------------------------------|-----------|
| Beskrivelse                             | Verdi                            | Tidspunkt |
| Maks. samtidig effekt varmbatterier:    | 61,6 kW / 30,0 W/m <sup>2</sup>  | 07:00     |
| Totalt installert effekt varmbatterier  | 61,6 kW / 30,0 W/m <sup>2</sup>  | 07:00     |
| Maks. samtidig effekt romoppvarming:    | 102,6 kW / 50,0 W/m <sup>2</sup> | 07:00     |
| Totalt installert effekt romoppvarming  | 102,6 kW / 50,0 W/m <sup>2</sup> | 07:00     |
| Min. romlufttemperatur:                 | 17,0 °C                          | 07:00     |
| Min. operativ temperatur:               | 18,0 °C                          | 07:00     |
| Maksimal CO2 konsentrasjon (Total sone) | 615 PPM                          | 16:15     |

Figur 60 - Idrettsbygget: Dimensjonerende verdier ved vintersimulering

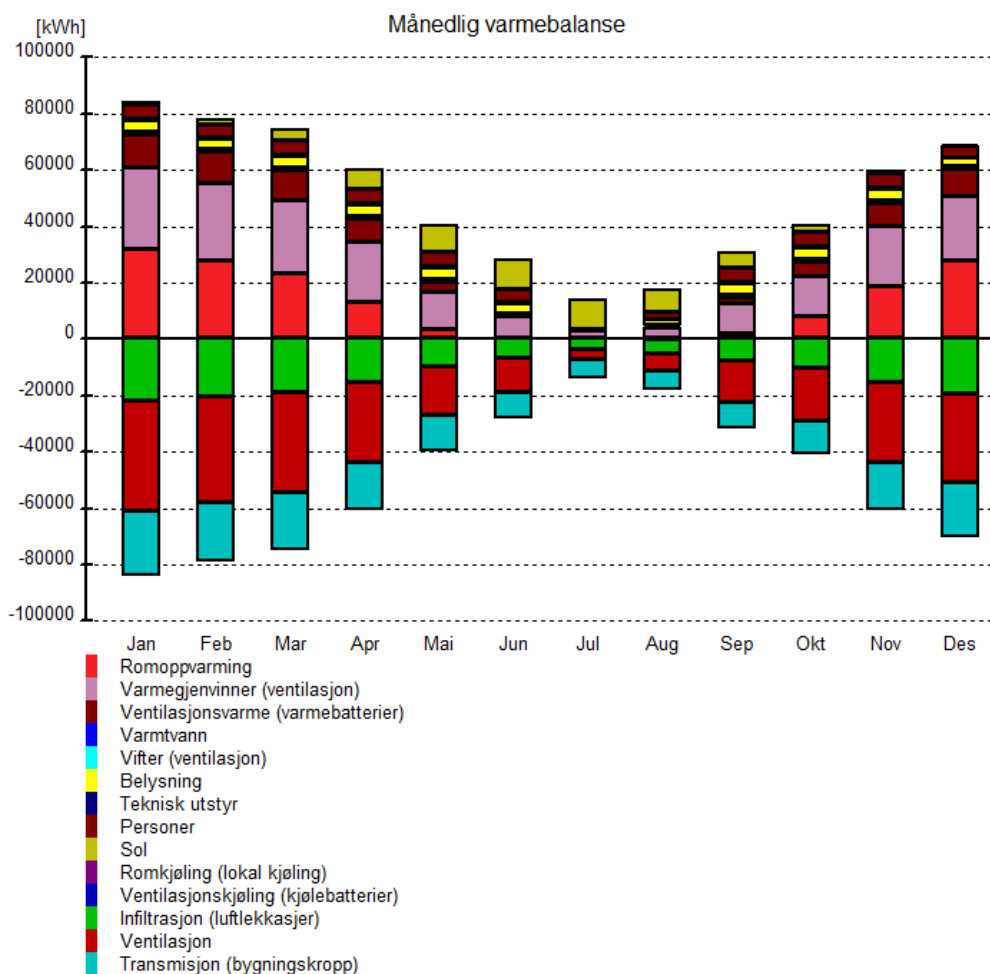




Figur 61 - Idrettsbygget: Årlig energibudsjett



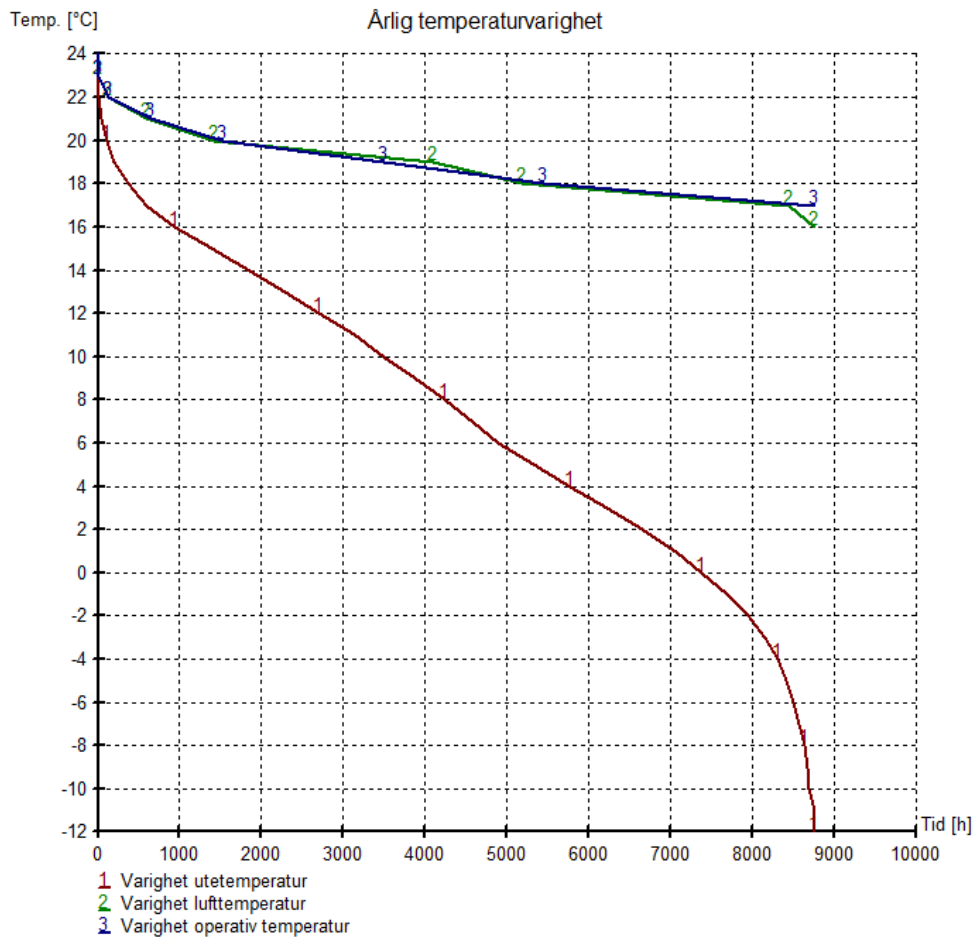
Figur 62 - Idrettsbygget: Varmetapsbudsjett



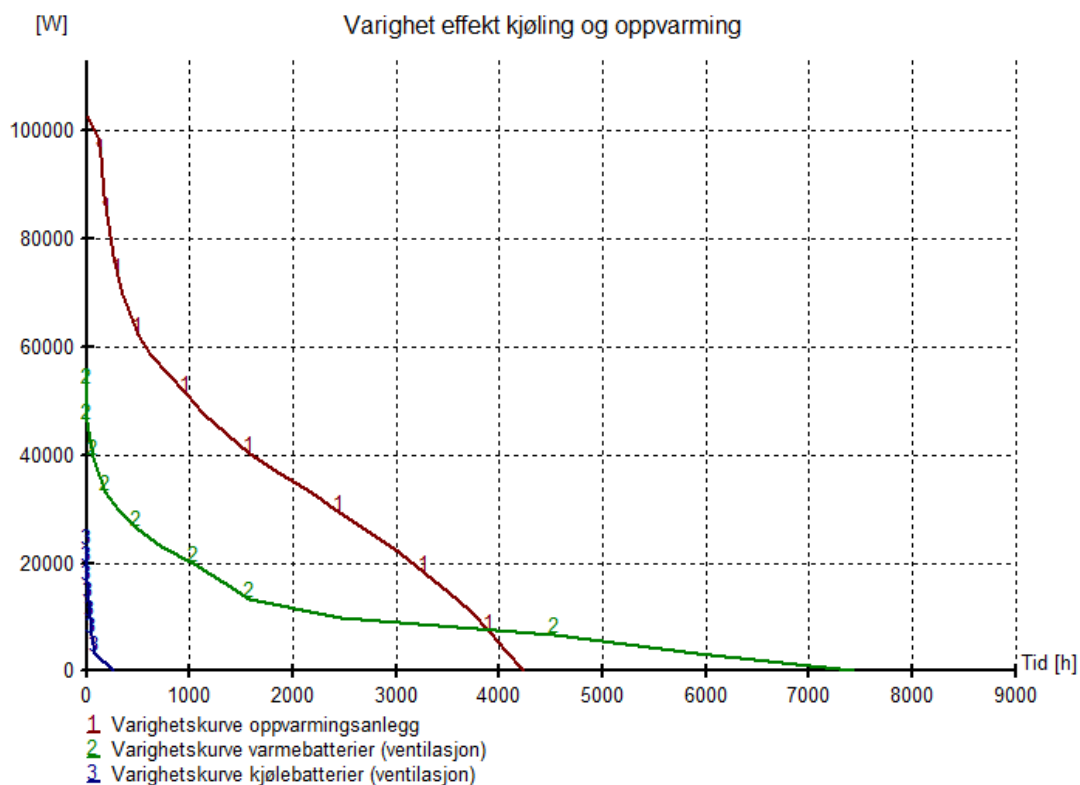
Figur 63 - Idrettsbygget: Månedlig varmebalanse

| Månedlige temperaturdata (lufttemperatur) |             |           |          |              |            |           |
|---|-------------|-----------|----------|--------------|------------|-----------|
| Måned                                     | Midlere ute | Maks. ute | Min. ute | Midlere sone | Maks. sone | Min. sone |
| Januar                                    | -0,7 °C     | 6,6 °C    | -11,2 °C | 17,7 °C      | 19,2 °C    | 17,0 °C   |
| Februar                                   | -1,1 °C     | 8,6 °C    | -11,1 °C | 17,7 °C      | 19,3 °C    | 17,0 °C   |
| Mars                                      | 1,6 °C      | 8,4 °C    | -5,7 °C  | 17,8 °C      | 19,9 °C    | 17,0 °C   |
| April                                     | 4,4 °C      | 13,6 °C   | -3,0 °C  | 17,9 °C      | 20,5 °C    | 17,0 °C   |
| Mai                                       | 10,2 °C     | 18,0 °C   | 2,8 °C   | 18,8 °C      | 22,5 °C    | 17,0 °C   |
| Juni                                      | 14,4 °C     | 20,8 °C   | 8,0 °C   | 20,7 °C      | 23,2 °C    | 18,5 °C   |
| Juli                                      | 16,1 °C     | 22,9 °C   | 9,4 °C   | 19,5 °C      | 22,2 °C    | 17,5 °C   |
| August                                    | 15,8 °C     | 22,0 °C   | 9,1 °C   | 20,0 °C      | 23,2 °C    | 17,9 °C   |
| September                                 | 12,2 °C     | 18,9 °C   | 6,7 °C   | 19,2 °C      | 22,9 °C    | 17,0 °C   |
| Oktober                                   | 9,1 °C      | 14,4 °C   | 1,7 °C   | 18,1 °C      | 20,4 °C    | 17,0 °C   |
| November                                  | 4,6 °C      | 12,6 °C   | -3,0 °C  | 17,9 °C      | 19,3 °C    | 17,0 °C   |
| Desember                                  | 1,4 °C      | 10,2 °C   | -8,6 °C  | 17,6 °C      | 19,0 °C    | 17,0 °C   |

Figur 64 - Idrettsbygget: Månedlige temperaturdata



Figur 65 - Idrettsbygget: Årlig temperaturvarighet



Figur 66 - Idrettsbygget: Varighet effekt oppvarming

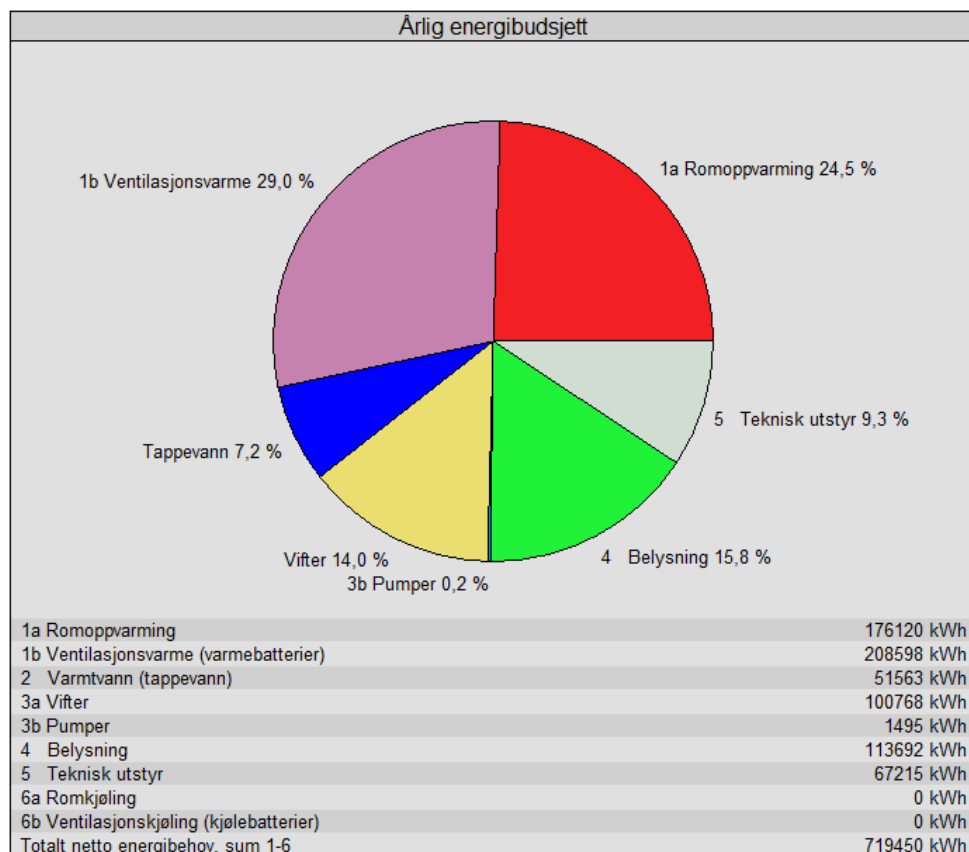
## Barneskolen

| Energibudsjett                         |             |                          |
|--|-------------|--------------------------|
| Energipost                             | Energibehov | Spesifikt energibehov    |
| 1a Romoppvarming                       | 176120 kWh  | 34,1 kWh/m <sup>2</sup>  |
| 1b Ventilasjonvarme (varmebatterier)   | 208598 kWh  | 40,4 kWh/m <sup>2</sup>  |
| 2 Varmtvann (tappevann)                | 51563 kWh   | 10,0 kWh/m <sup>2</sup>  |
| 3a Vifter                              | 100768 kWh  | 19,5 kWh/m <sup>2</sup>  |
| 3b Pumper                              | 1495 kWh    | 0,3 kWh/m <sup>2</sup>   |
| 4 Belysning                            | 113692 kWh  | 22,0 kWh/m <sup>2</sup>  |
| 5 Teknisk utstyr                       | 67215 kWh   | 13,0 kWh/m <sup>2</sup>  |
| 6a Romkjøling                          | 0 kWh       | 0,0 kWh/m <sup>2</sup>   |
| 6b Ventilasjonkjøling (kjølebatterier) | 0 kWh       | 0,0 kWh/m <sup>2</sup>   |
| Totalt netto energibehov, sum 1-6      | 719450 kWh  | 139,4 kWh/m <sup>2</sup> |

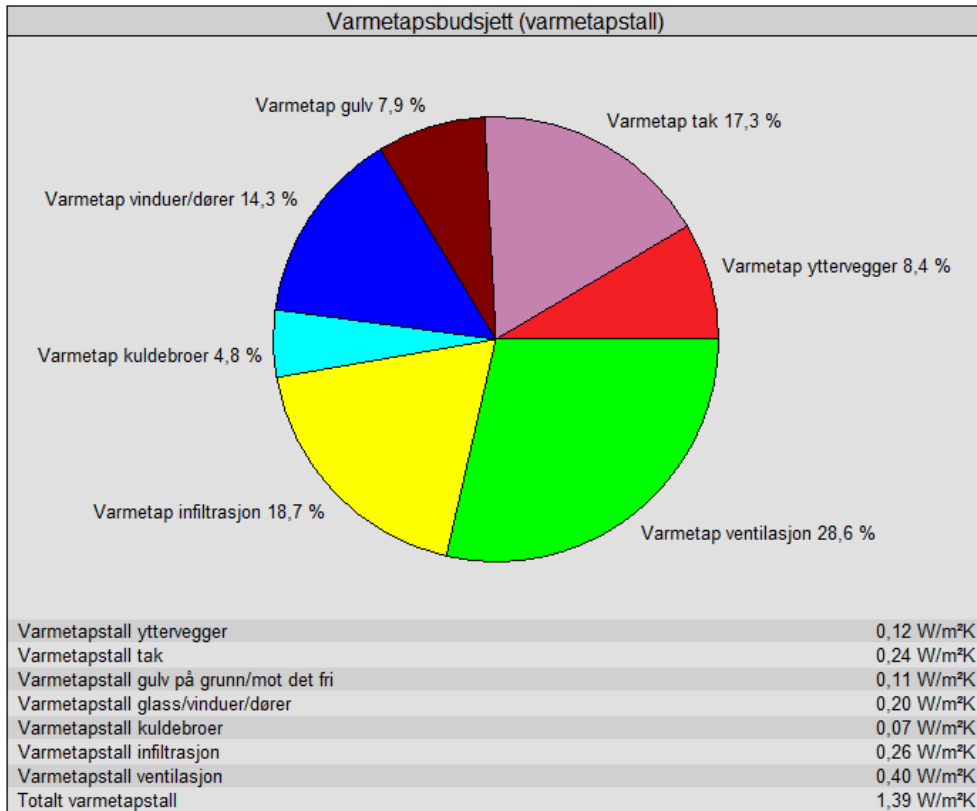
Figur 67 - Barneskolen: Energibudsjett

| Dimensjonerende verdier                  |                                  |           |
|--|----------------------------------|-----------|
| Beskrivelse                              | Verdi                            | Tidspunkt |
| Maks. samtidig effekt varmebatterier:    | 154,8 kW / 30,0 W/m <sup>2</sup> | 07:00     |
| Totalt installert effekt varmebatterier  | 154,8 kW / 30,0 W/m <sup>2</sup> | 07:00     |
| Maks. samtidig effekt romoppvarming:     | 190,5 kW / 36,9 W/m <sup>2</sup> | 07:00     |
| Totalt installert effekt romoppvarming   | 258,1 kW / 50,0 W/m <sup>2</sup> | 07:00     |
| Min. romlufttemperatur:                  | 18,7 °C                          | 07:00     |
| Min. operativ temperatur:                | 19,1 °C                          | 07:30     |
| Maksimal CO2 konsentrasjon (Blokk 3/4/5) | 671 PPM                          | 10:15     |

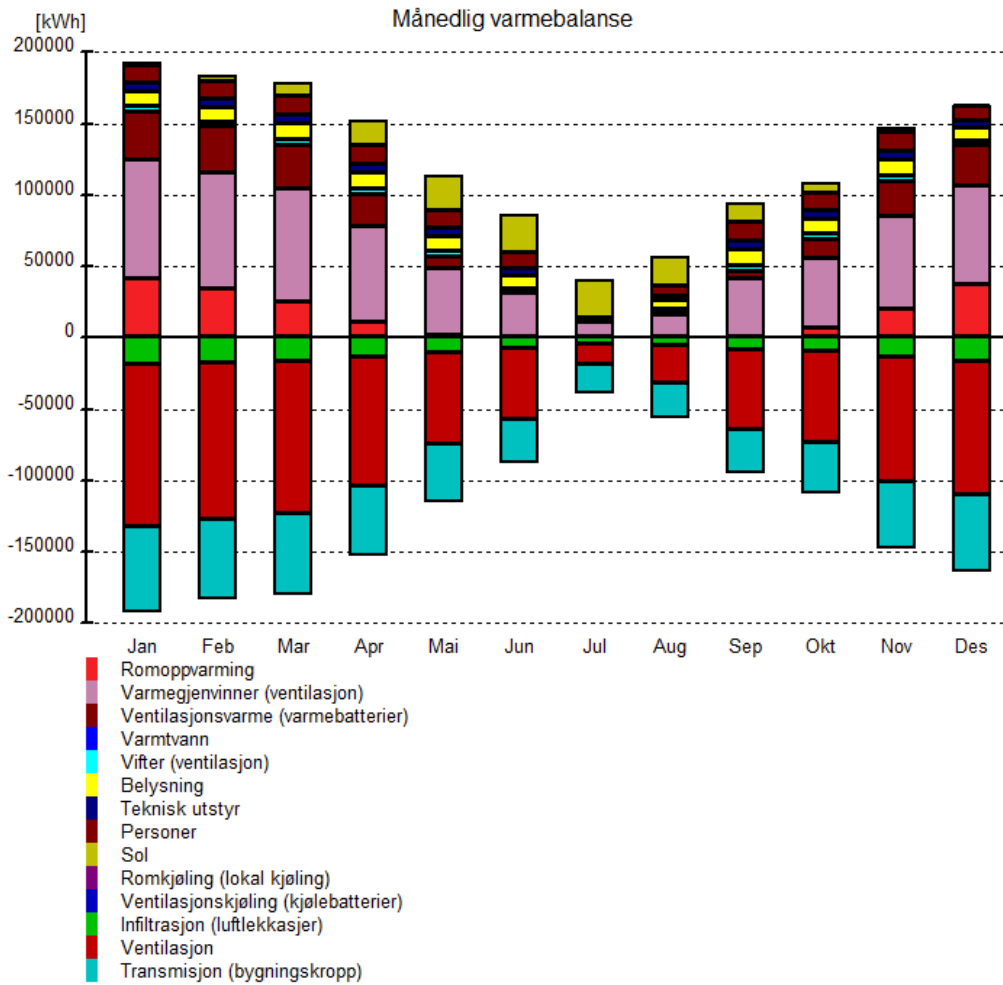
Figur 68 - Barneskolen: Dimensjonerende verdier ved vintersimulering



Figur 69 - Barneskolen: Årlig energibudsjett



Figur 70 - Barneskolen: Varmetapsbudsjett

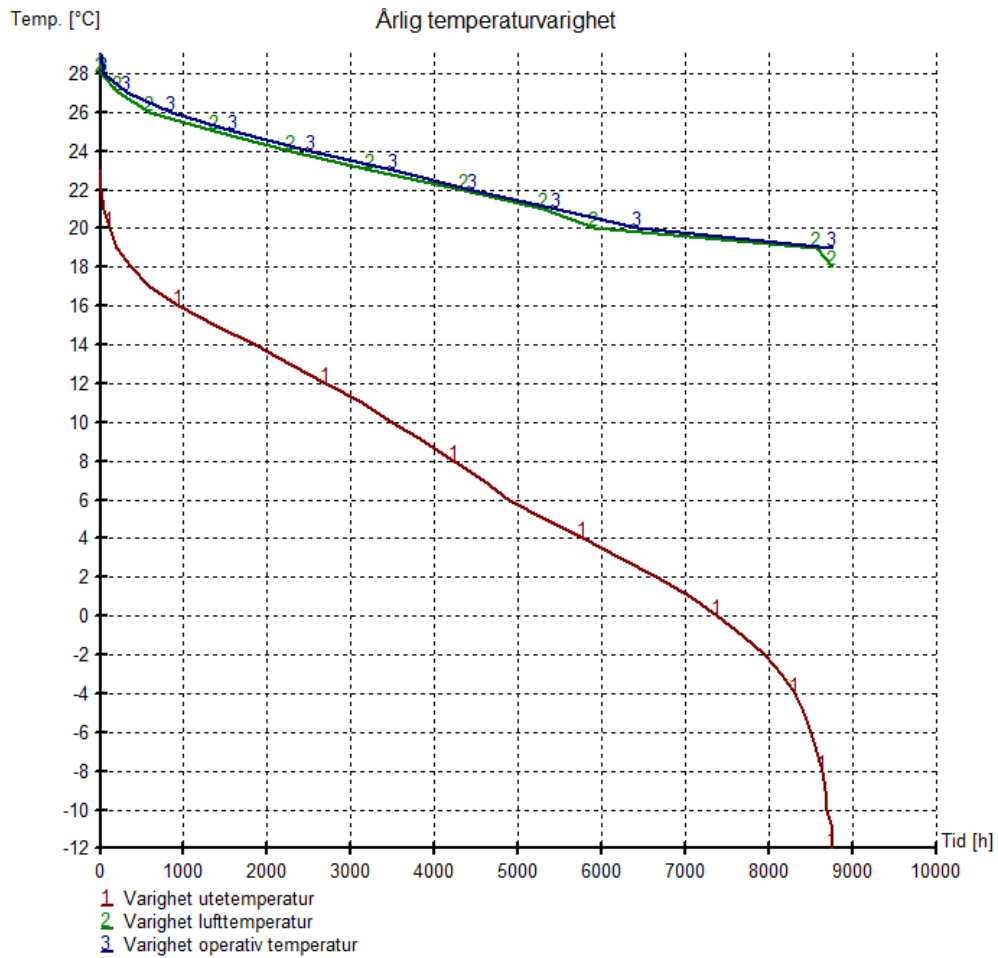


Figur 71 - Barneskolen: Månedlig varmebalanse

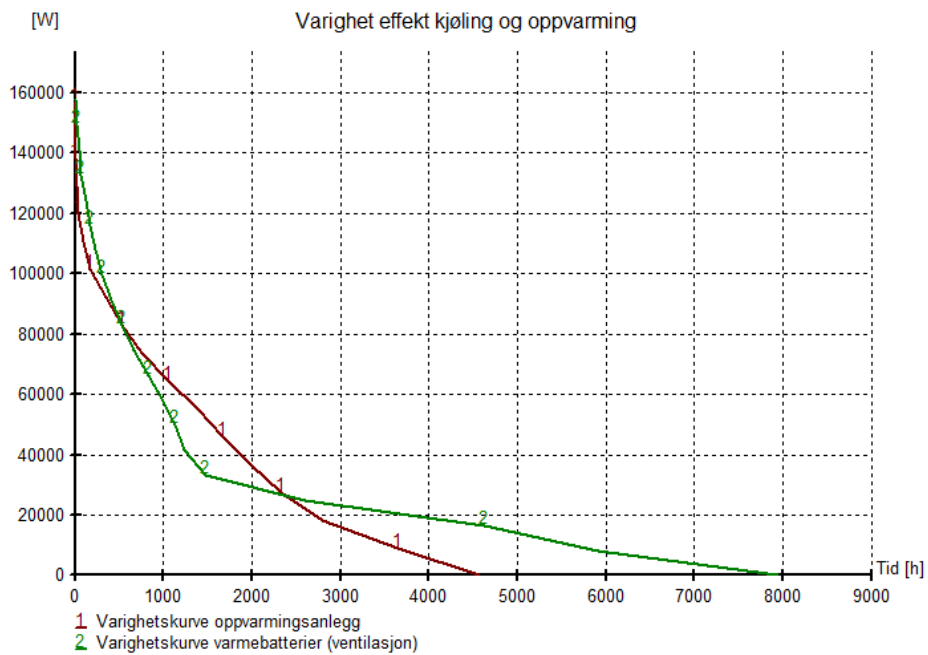
| Måned | Månedlige temperaturdata (lufttemperatur) |           |          |                                       |                      |
|-------|---|-----------|----------|---------------------------------------|----------------------|
|       | Midlere ute                               | Maks. ute | Min. ute | Maks. sone                            | Min. sone            |
| Jan   | -0,7 °C                                   | 6,6 °C    | -11,2 °C | 22,9 °C (Læreværelse (renovert 2013)) | 19,0 °C (Blokk 1/1A) |
| Feb   | -1,1 °C                                   | 8,6 °C    | -11,1 °C | 23,3 °C (Læreværelse (renovert 2013)) | 19,0 °C (Blokk 1/1A) |
| Mar   | 1,6 °C                                    | 8,4 °C    | -5,7 °C  | 24,1 °C (Læreværelse (renovert 2013)) | 19,0 °C (Blokk 1/1A) |
| Apr   | 4,4 °C                                    | 13,6 °C   | -3,0 °C  | 25,4 °C (Læreværelse (renovert 2013)) | 19,0 °C (Blokk 1/1A) |
| Mai   | 10,2 °C                                   | 18,0 °C   | 2,8 °C   | 27,9 °C (Læreværelse (renovert 2013)) | 19,0 °C (Blokk 1/1A) |
| Jun   | 14,4 °C                                   | 20,8 °C   | 8,0 °C   | 28,4 °C (Læreværelse (renovert 2013)) | 20,2 °C (Blokk 1/1A) |
| Jul   | 16,1 °C                                   | 22,9 °C   | 9,4 °C   | 26,9 °C (Læreværelse (renovert 2013)) | 19,0 °C (Blokk 1/1A) |
| Aug   | 15,8 °C                                   | 22,0 °C   | 9,1 °C   | 28,0 °C (Læreværelse (renovert 2013)) | 19,4 °C (Blokk 1/1A) |
| Sep   | 12,2 °C                                   | 18,9 °C   | 6,7 °C   | 27,5 °C (Læreværelse (renovert 2013)) | 19,0 °C (Blokk 1/1A) |
| Okt   | 9,1 °C                                    | 14,4 °C   | 1,7 °C   | 25,6 °C (Læreværelse (renovert 2013)) | 19,0 °C (Blokk 1/1A) |
| Nov   | 4,6 °C                                    | 12,6 °C   | -3,0 °C  | 23,9 °C (Læreværelse (renovert 2013)) | 19,0 °C (Blokk 1/1A) |
| Des   | 1,4 °C                                    | 10,2 °C   | -8,6 °C  | 22,9 °C (Læreværelse (renovert 2013)) | 19,0 °C (Blokk 1/1A) |

Figur 72 - Barneskolen: Månedlige temperaturdata





Figur 73 - Barneskolen: Årlig temperaturvarighet



Figur 74 - Barneskolen: Varighet effekt oppvarming

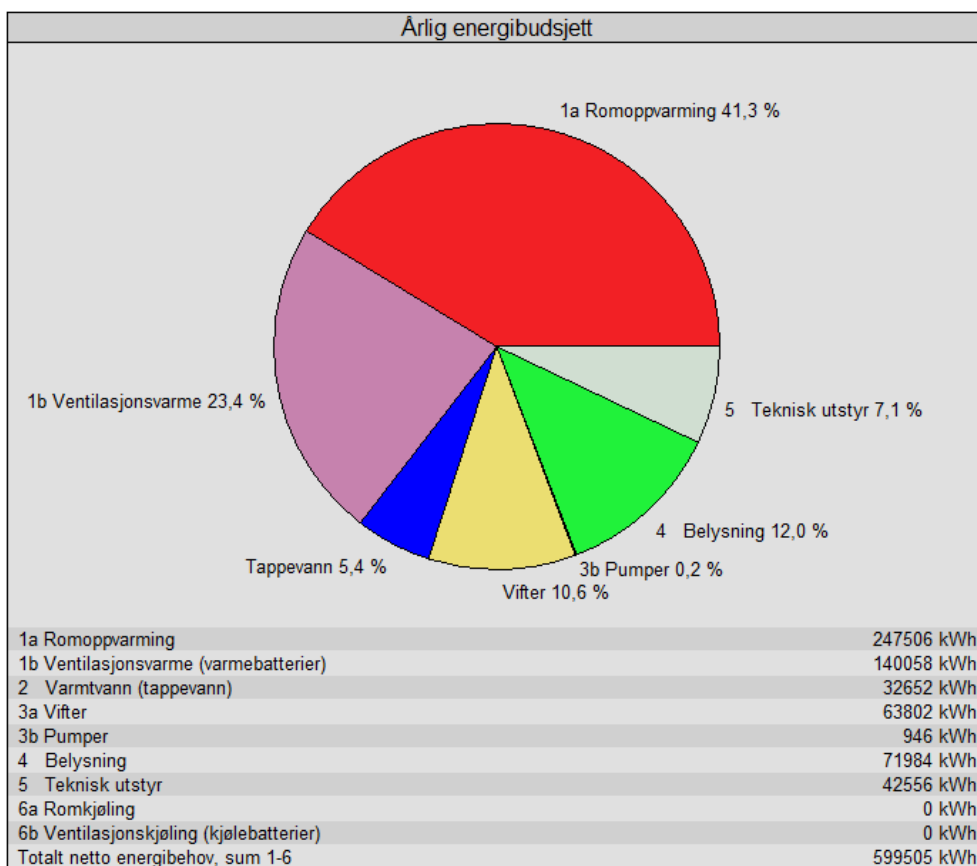
## Ungdomsskolen

| Energibudsjett                          |             |                          |
|---|-------------|--------------------------|
| Energipost                              | Energibehov | Spesifikt energibehov    |
| 1a Romoppvarming                        | 247506 kWh  | 75,8 kWh/m <sup>2</sup>  |
| 1b Ventilasjonsvarme (varmebatterier)   | 140058 kWh  | 42,9 kWh/m <sup>2</sup>  |
| 2 Varmtvann (tappevann)                 | 32652 kWh   | 10,0 kWh/m <sup>2</sup>  |
| 3a Vifter                               | 63802 kWh   | 19,5 kWh/m <sup>2</sup>  |
| 3b Pumper                               | 946 kWh     | 0,3 kWh/m <sup>2</sup>   |
| 4 Belysning                             | 71984 kWh   | 22,0 kWh/m <sup>2</sup>  |
| 5 Teknisk utstyr                        | 42556 kWh   | 13,0 kWh/m <sup>2</sup>  |
| 6a Romkjøling                           | 0 kWh       | 0,0 kWh/m <sup>2</sup>   |
| 6b Ventilasjonskjøling (kjølebatterier) | 0 kWh       | 0,0 kWh/m <sup>2</sup>   |
| Totalt netto energibehov, sum 1-6       | 599505 kWh  | 183,5 kWh/m <sup>2</sup> |

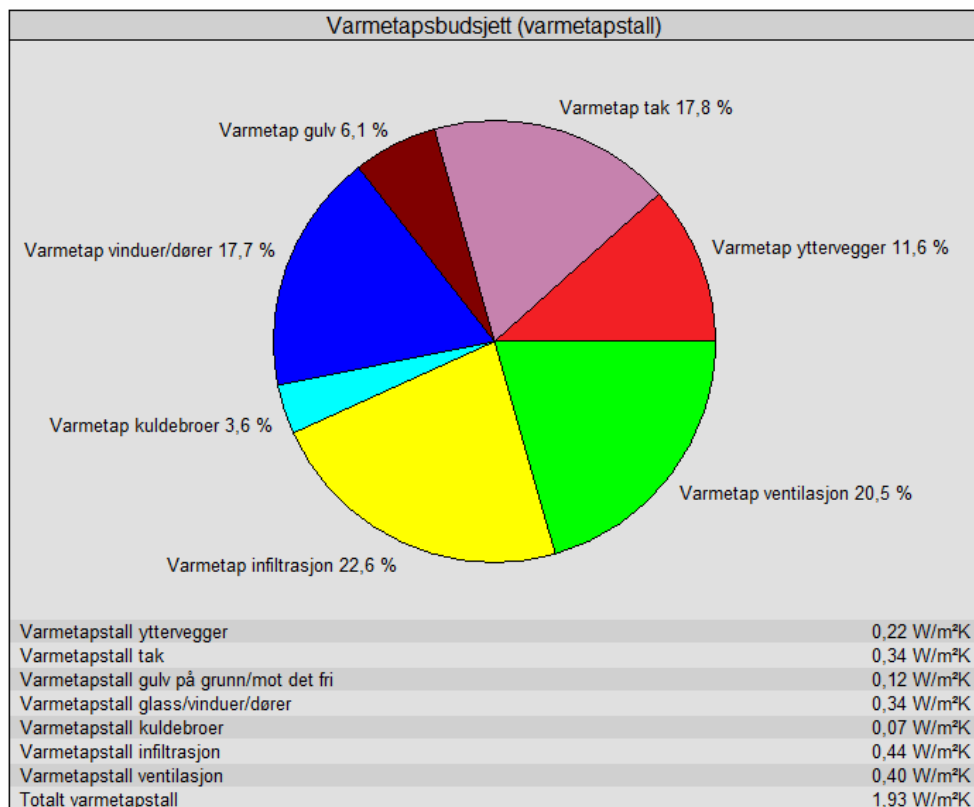
Figur 75 - Ungdomsskolen: Energibudsjett

| Dimensjonerende verdier                  |                                  |           |
|--|----------------------------------|-----------|
| Beskrivelse                              | Verdi                            | Tidspunkt |
| Maks. samtidig effekt varmebatterier:    | 98,0 kW / 30,0 W/m <sup>2</sup>  | 07:00     |
| Totalt installert effekt varmebatterier  | 98,0 kW / 30,0 W/m <sup>2</sup>  | 07:00     |
| Maks. samtidig effekt romoppvarming:     | 163,4 kW / 50,0 W/m <sup>2</sup> | 07:00     |
| Totalt installert effekt romoppvarming   | 163,4 kW / 50,0 W/m <sup>2</sup> | 07:00     |
| Min. romlufttemperatur:                  | 18,1 °C                          | 07:00     |
| Min. operativ temperatur:                | 18,5 °C                          | 07:45     |
| Maksimal CO2 konsentrasjon (Hus 6/7/8/9) | 653 PPM                          | 13:00     |

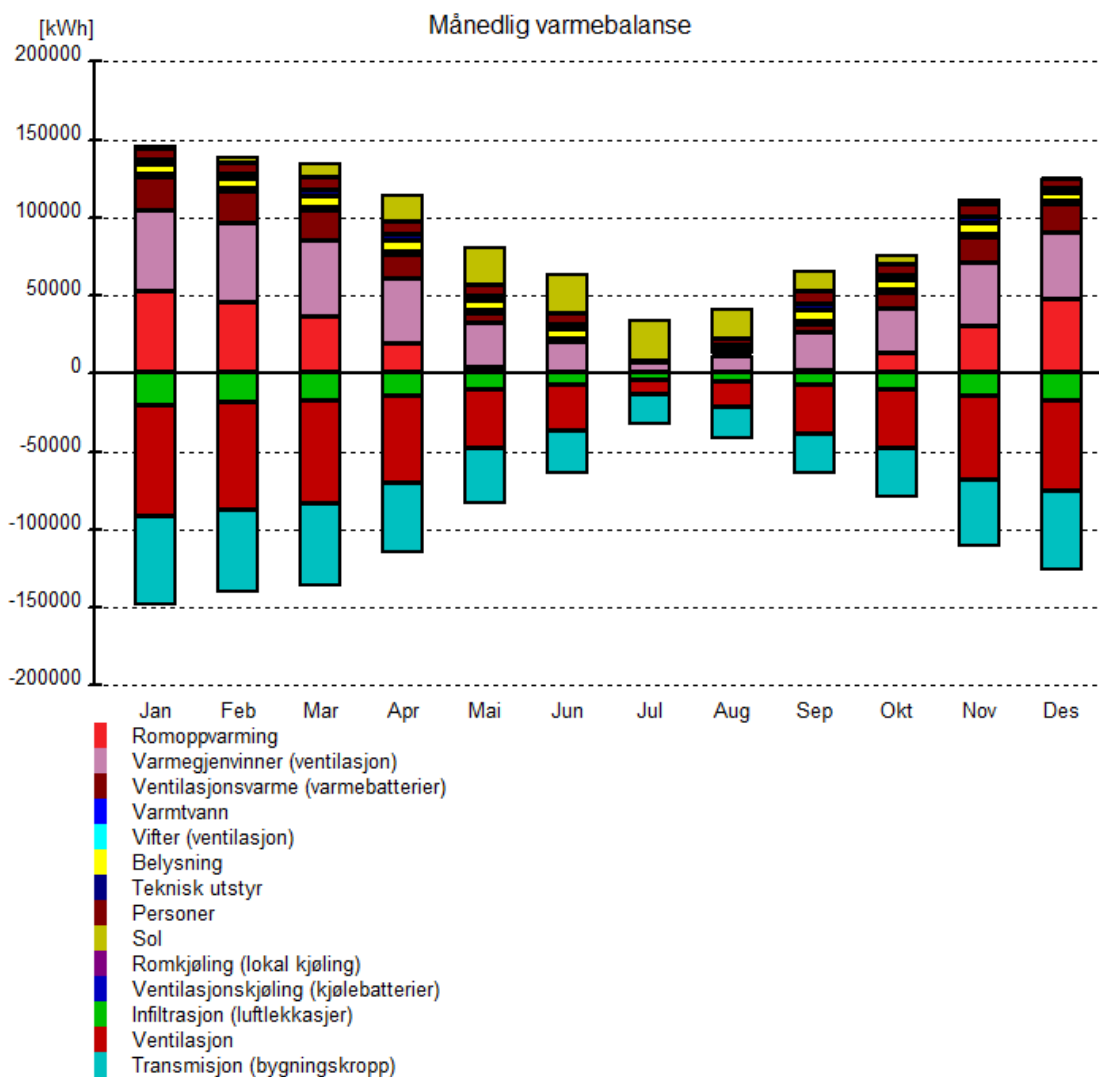
Figur 76 - Ungdomsskolen: Dimensjonerende verdier ved vintersimulering



Figur 77 - Ungdomsskolen: Årlig energibudsjett



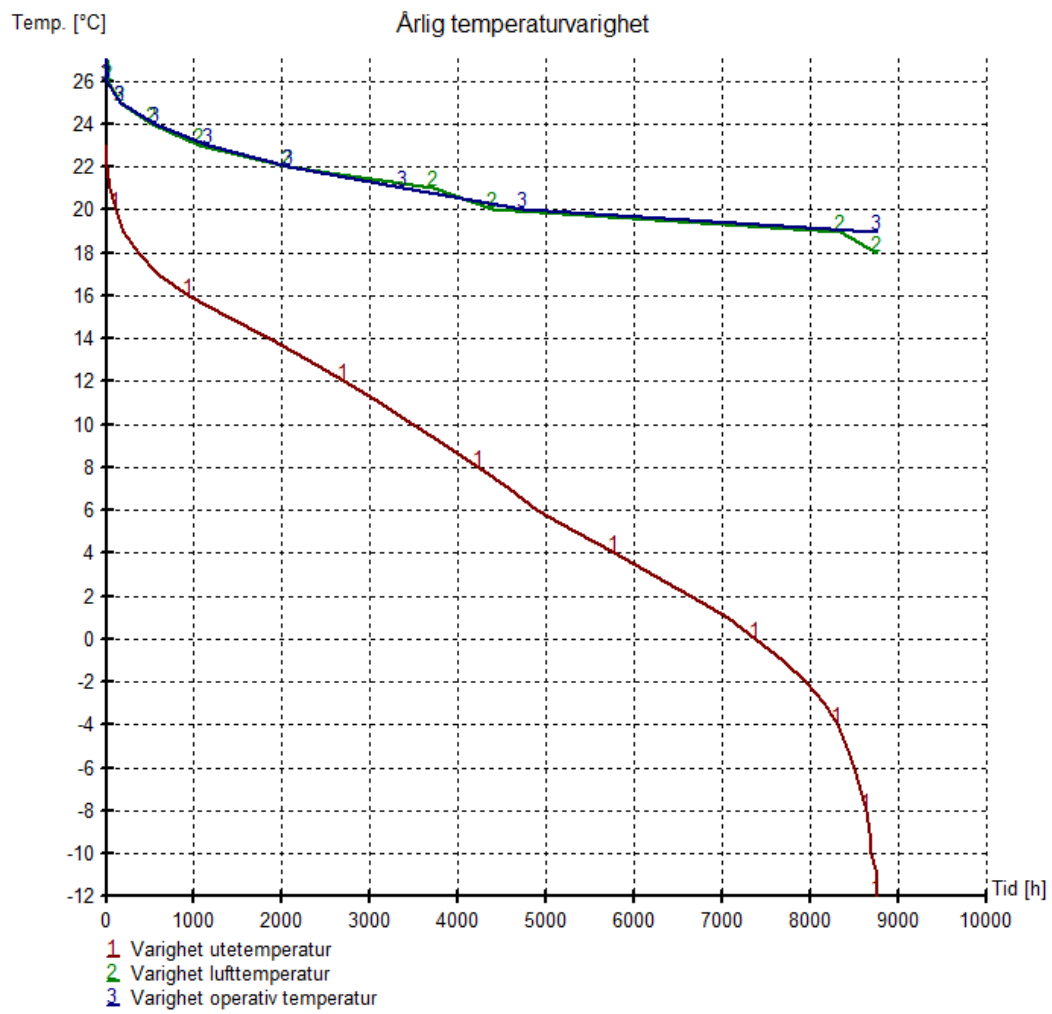
Figur 78 - Ungdomsskolen: Varmetapsbudsjett



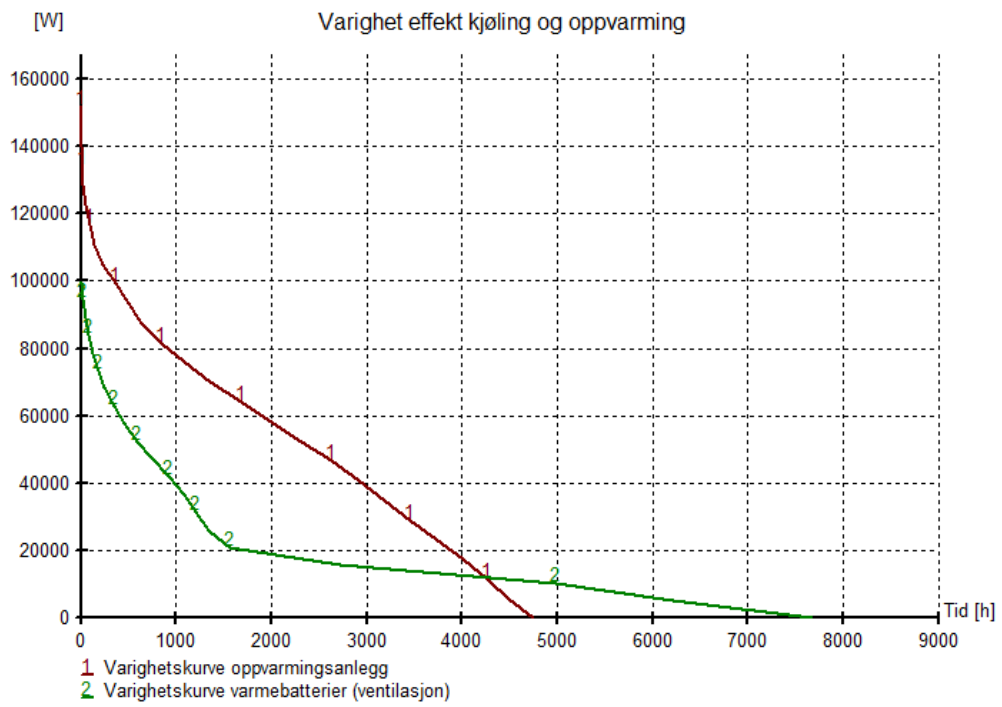
Figur 79 - Ungdomsskolen: Månedlig varmebalanse

| Måned | Månedlige temperaturdata (lufttemperatur) |           |          |  |  |                       |
|-------|---|-----------|----------|--|--|-----------------------|
|       | Midlere ute                               | Maks. ute | Min. ute | Maks. sone                             |  | Min. sone             |
| Jan   | -0,7 °C                                   | 6,6 °C    | -11,2 °C | 21,8 °C (Hus 10 - Læreværelse/kantine) |  | 19,0 °C (Hus 6/7/8/9) |
| Feb   | -1,1 °C                                   | 8,6 °C    | -11,1 °C | 22,1 °C (Hus 10 - Læreværelse/kantine) |  | 19,0 °C (Hus 6/7/8/9) |
| Mar   | 1,6 °C                                    | 8,4 °C    | -5,7 °C  | 22,7 °C (Hus 10 - Læreværelse/kantine) |  | 19,0 °C (Hus 6/7/8/9) |
| Apr   | 4,4 °C                                    | 13,6 °C   | -3,0 °C  | 23,4 °C (Hus 10 - Læreværelse/kantine) |  | 19,0 °C (Hus 6/7/8/9) |
| Mai   | 10,2 °C                                   | 18,0 °C   | 2,8 °C   | 26,0 °C (Hus 10 - Læreværelse/kantine) |  | 19,0 °C (Hus 6/7/8/9) |
| Jun   | 14,4 °C                                   | 20,8 °C   | 8,0 °C   | 26,5 °C (Hus 10 - Læreværelse/kantine) |  | 20,3 °C (Hus 11)      |
| Jul   | 16,1 °C                                   | 22,9 °C   | 9,4 °C   | 25,1 °C (Hus 10 - Læreværelse/kantine) | 19,0 °C (Hus 10 - Læreværelse/kantine) |                       |
| Aug   | 15,8 °C                                   | 22,0 °C   | 9,1 °C   | 26,7 °C (Hus 10 - Læreværelse/kantine) | 19,6 °C (Hus 10 - Læreværelse/kantine) |                       |
| Sep   | 12,2 °C                                   | 18,9 °C   | 6,7 °C   | 25,8 °C (Hus 10 - Læreværelse/kantine) |  | 19,0 °C (Hus 6/7/8/9) |
| Okt   | 9,1 °C                                    | 14,4 °C   | 1,7 °C   | 23,4 °C (Hus 10 - Læreværelse/kantine) |  | 19,0 °C (Hus 6/7/8/9) |
| Nov   | 4,6 °C                                    | 12,6 °C   | -3,0 °C  | 22,2 °C (Hus 10 - Læreværelse/kantine) |  | 19,0 °C (Hus 6/7/8/9) |
| Des   | 1,4 °C                                    | 10,2 °C   | -8,6 °C  | 21,8 °C (Hus 10 - Læreværelse/kantine) |  | 19,0 °C (Hus 6/7/8/9) |

Figur 80 - Ungdomsskolen: Månedlige temperaturdata



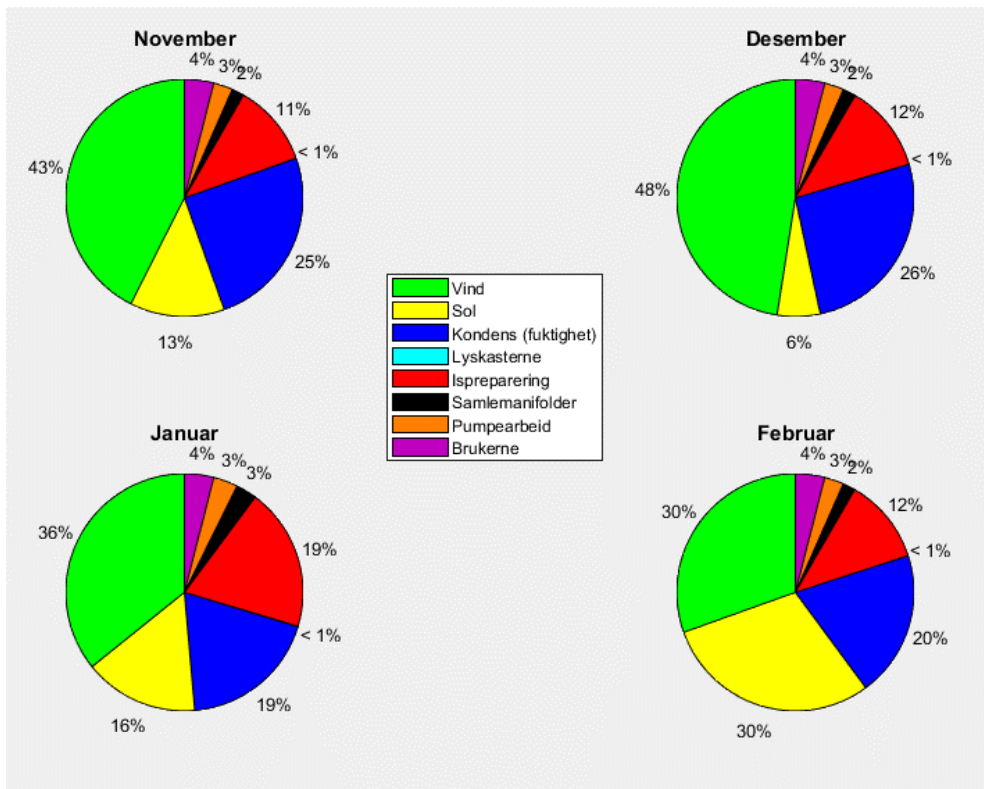
Figur 81 - Ungdomsskolen: Årlig temperaturvarighet



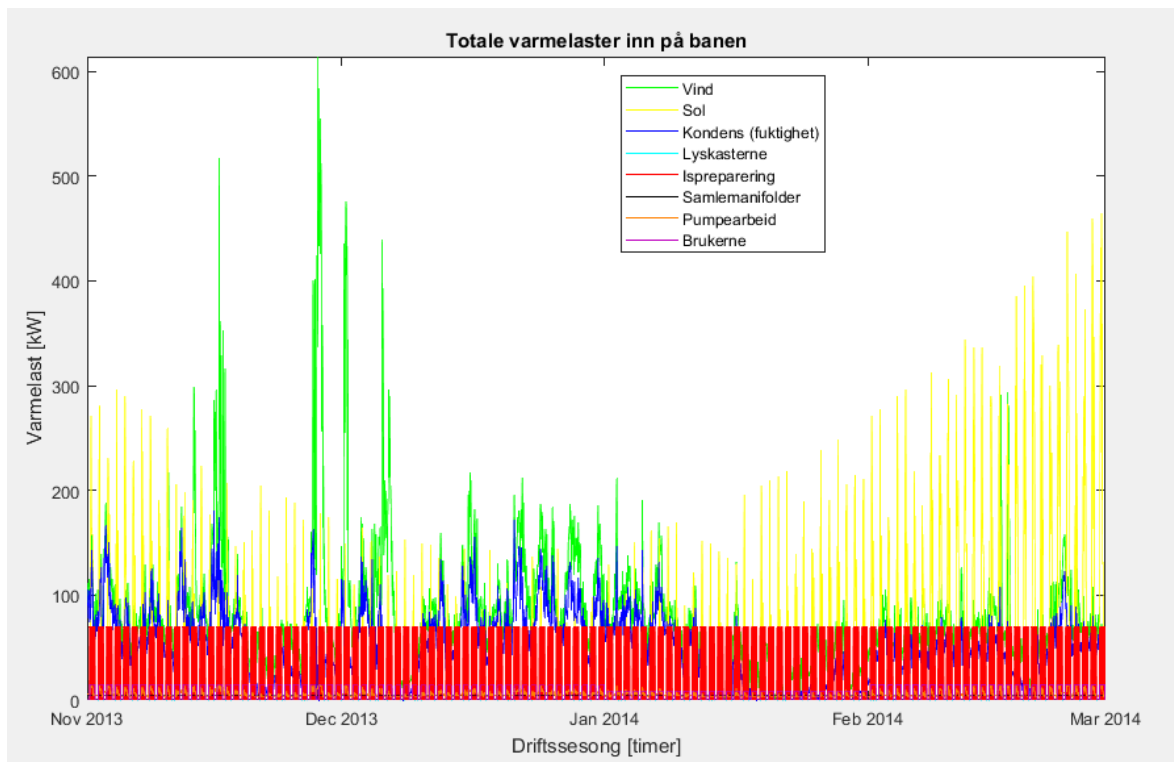
Figur 82 - Ungdomsskolen: Varighet effekt oppvarming

## Vedlegg B – Simulert varmetilførsel (2013-2016)

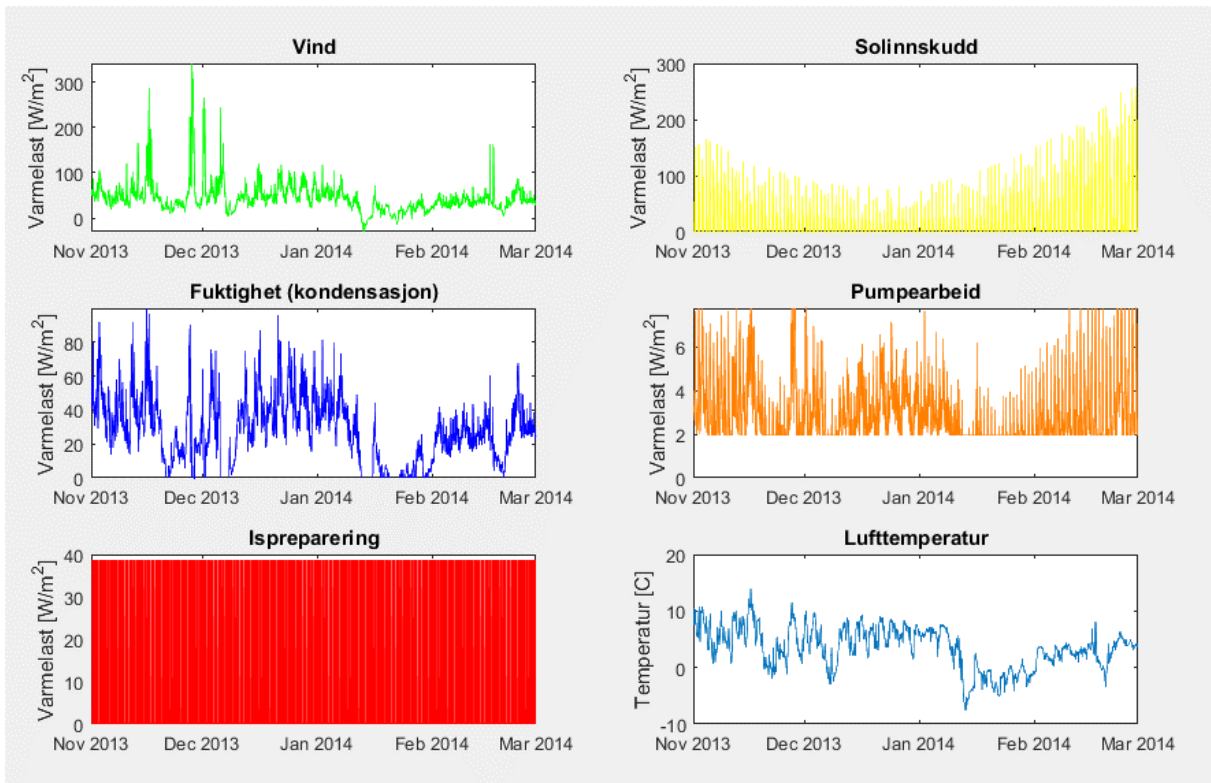
Sesong 13/14



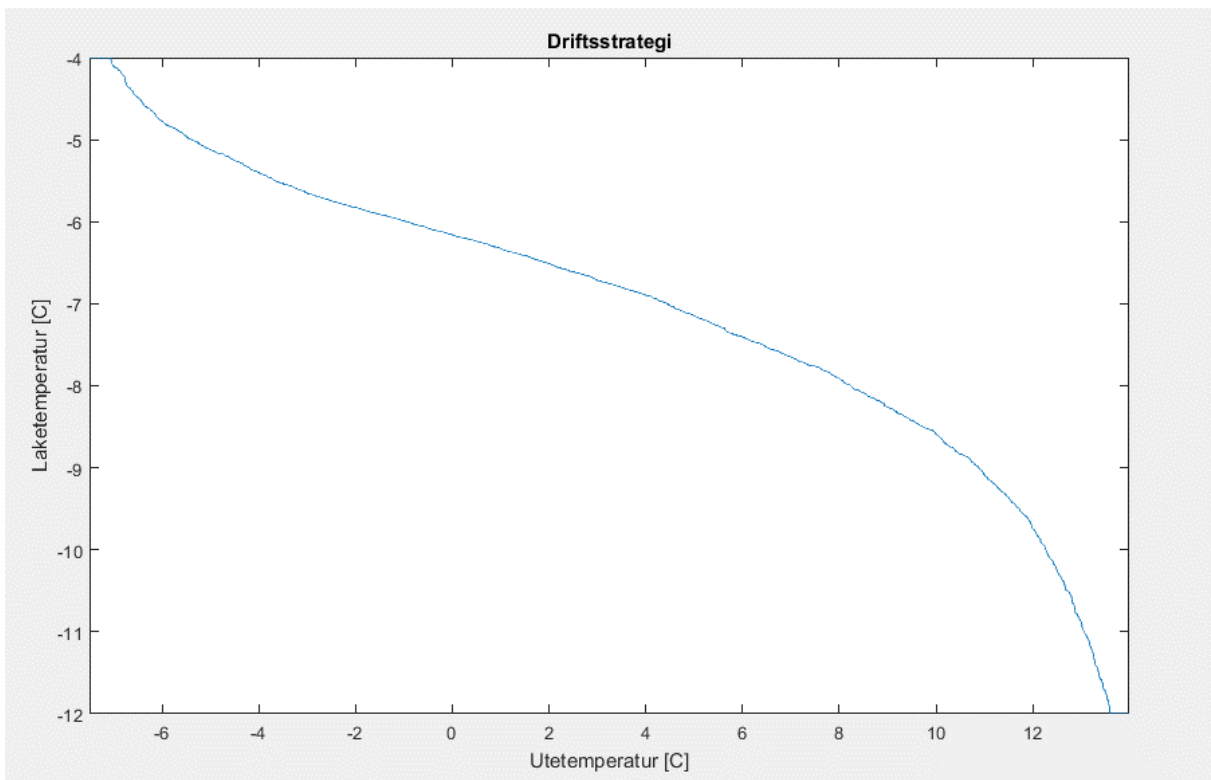
Figur 83 - Andeler av de ulike varmelastene 2013/14



Figur 84 – Totale varmelaster inn på banen 2013/14

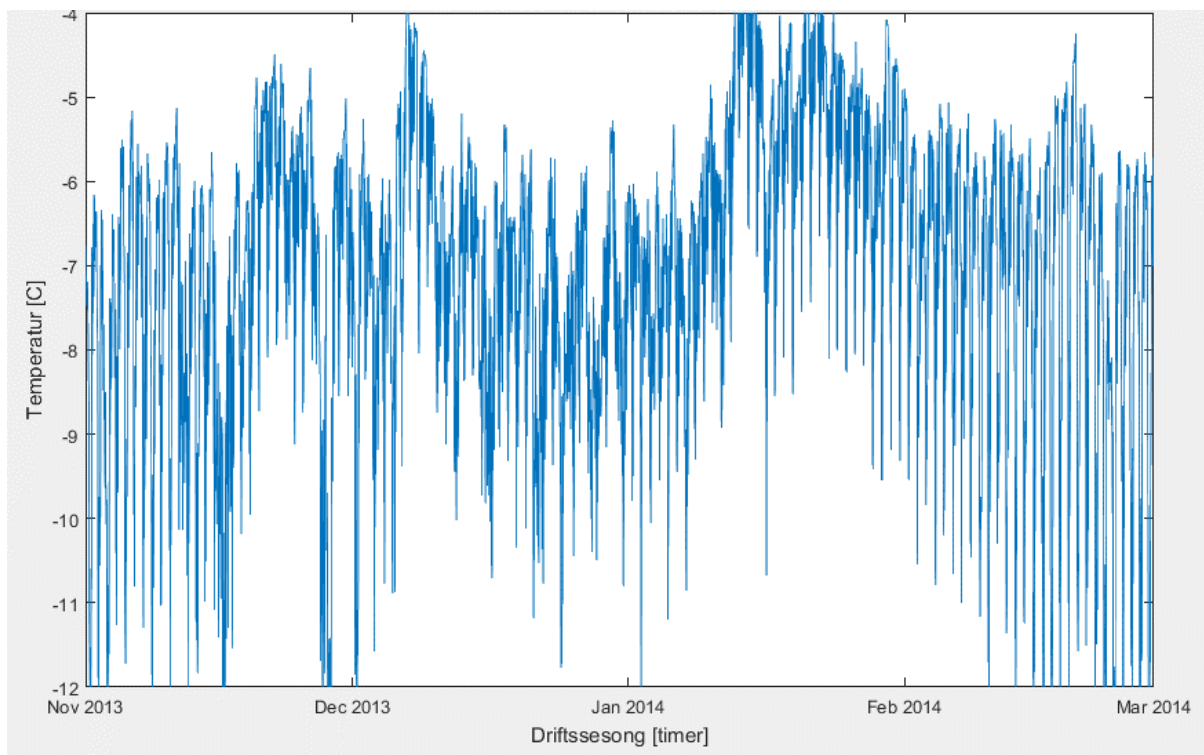


Figur 85 - Ulike varmelaster og lufttemperatur gjennom sesongen 2013/14

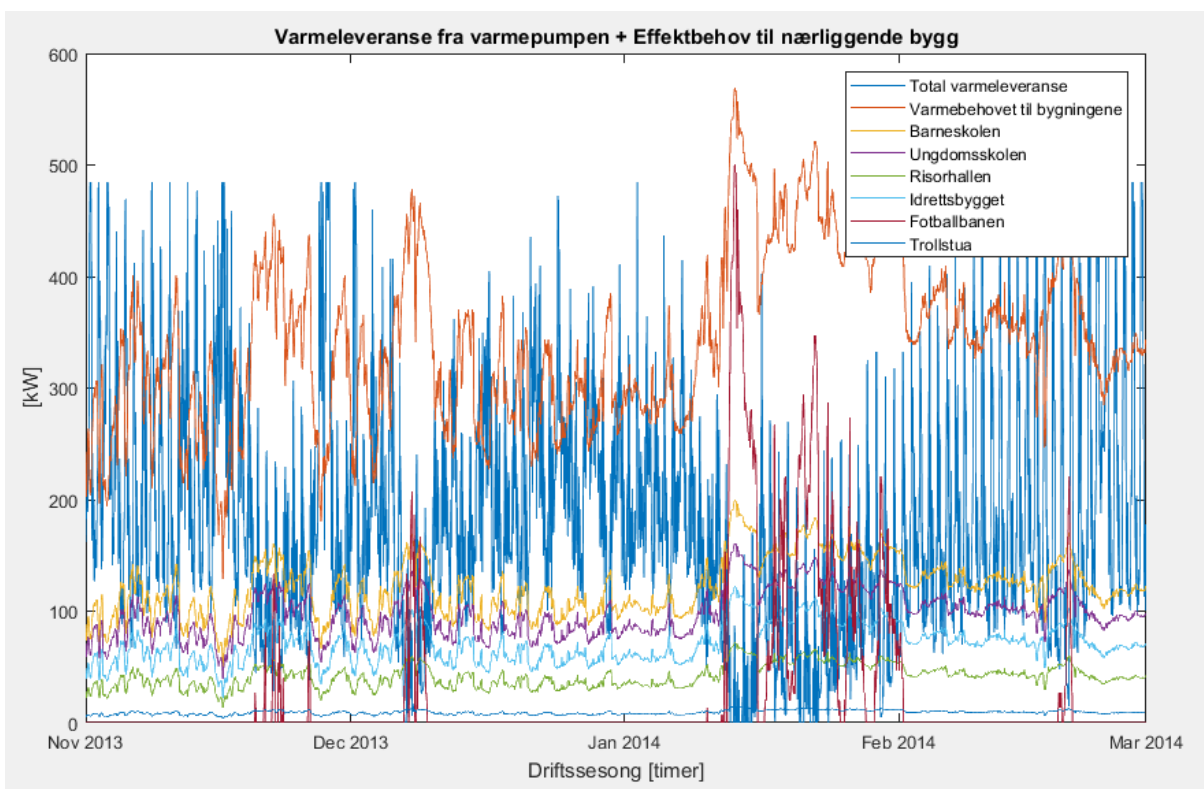


Figur 86 – Driftsstrategi 2013/14

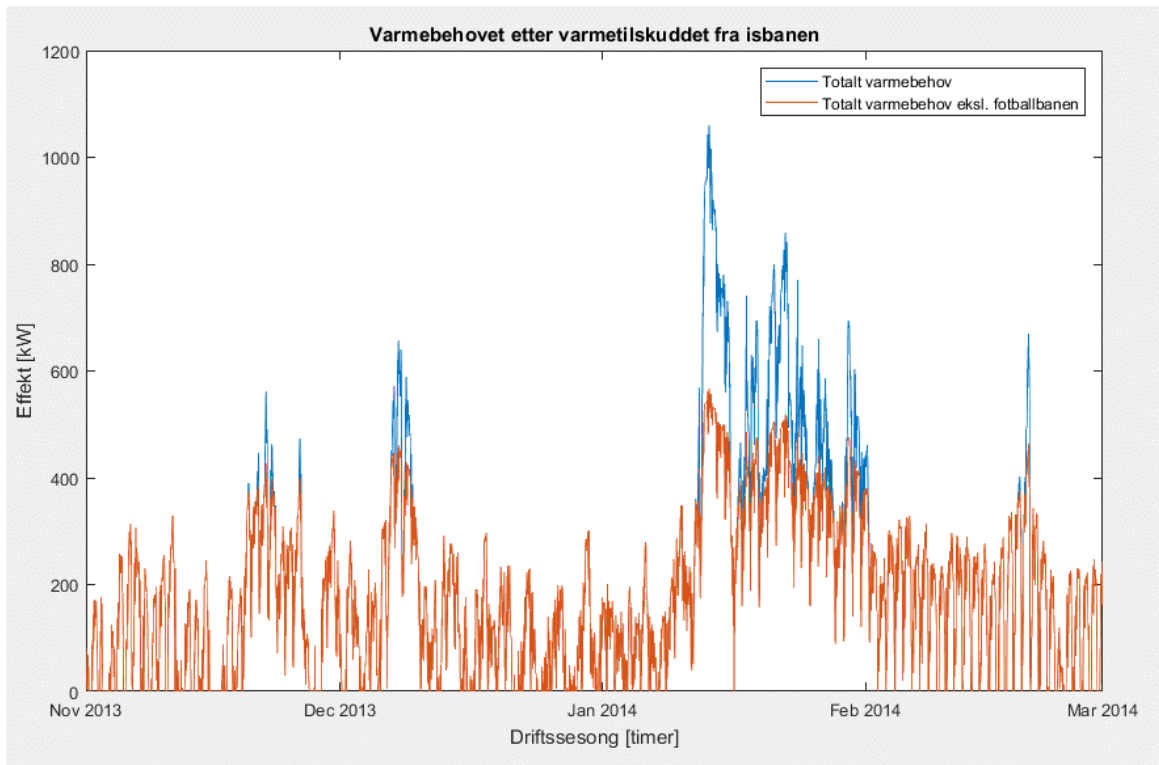




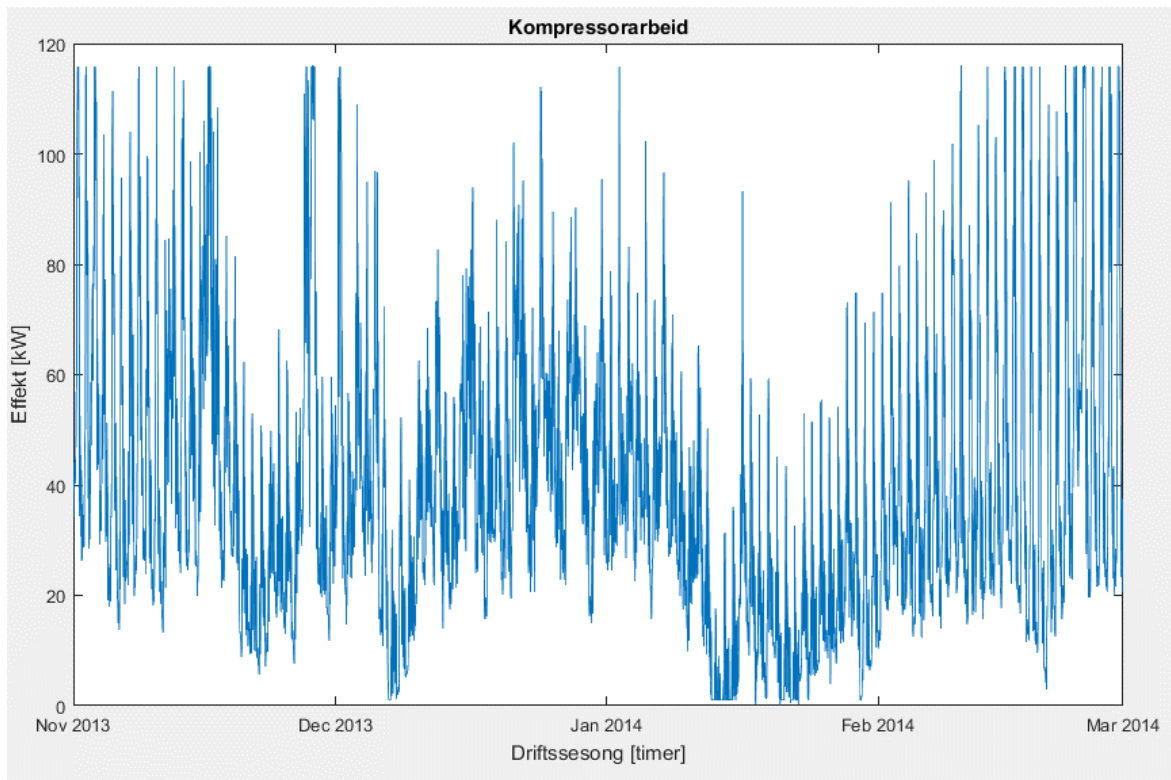
Figur 87 – Fordampningstemperaturen til CO<sub>2</sub>



Figur 88 – Varmeleveranse fra varmepumpen og effektbehov til bygningene og fotballbanen 2013/14

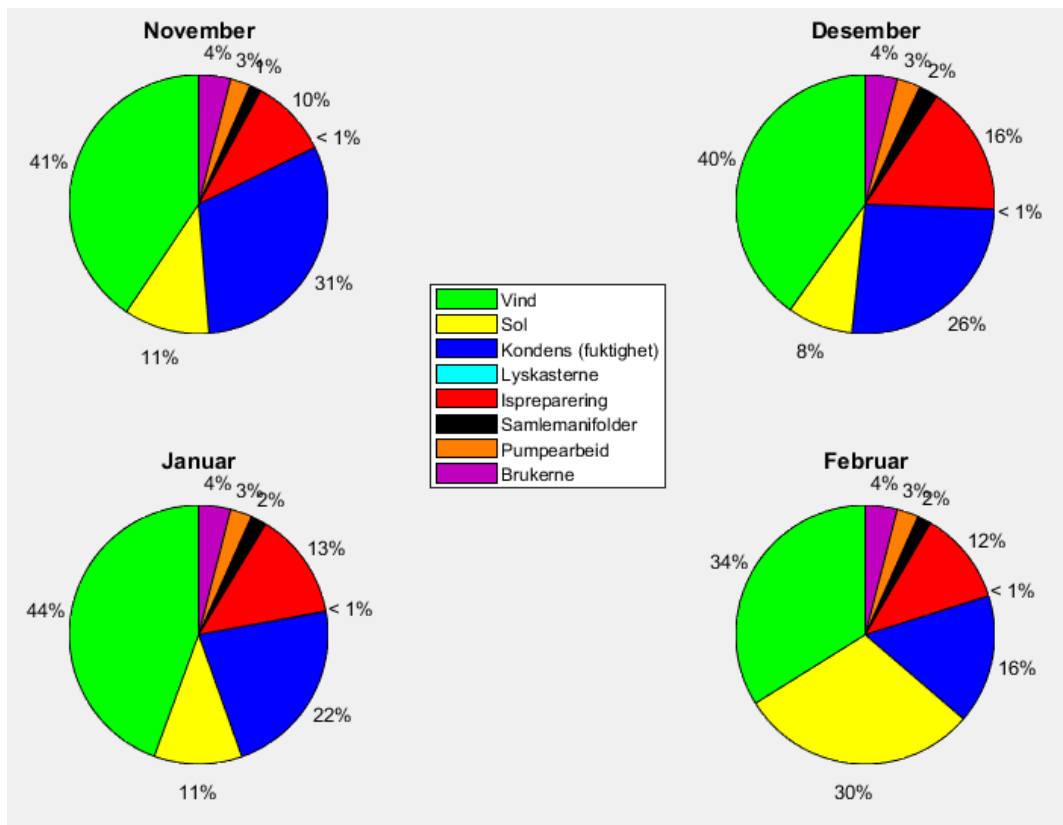


Figur 89 - Varmebehovet etter varmetilskuddet fra isbanen 2013/14

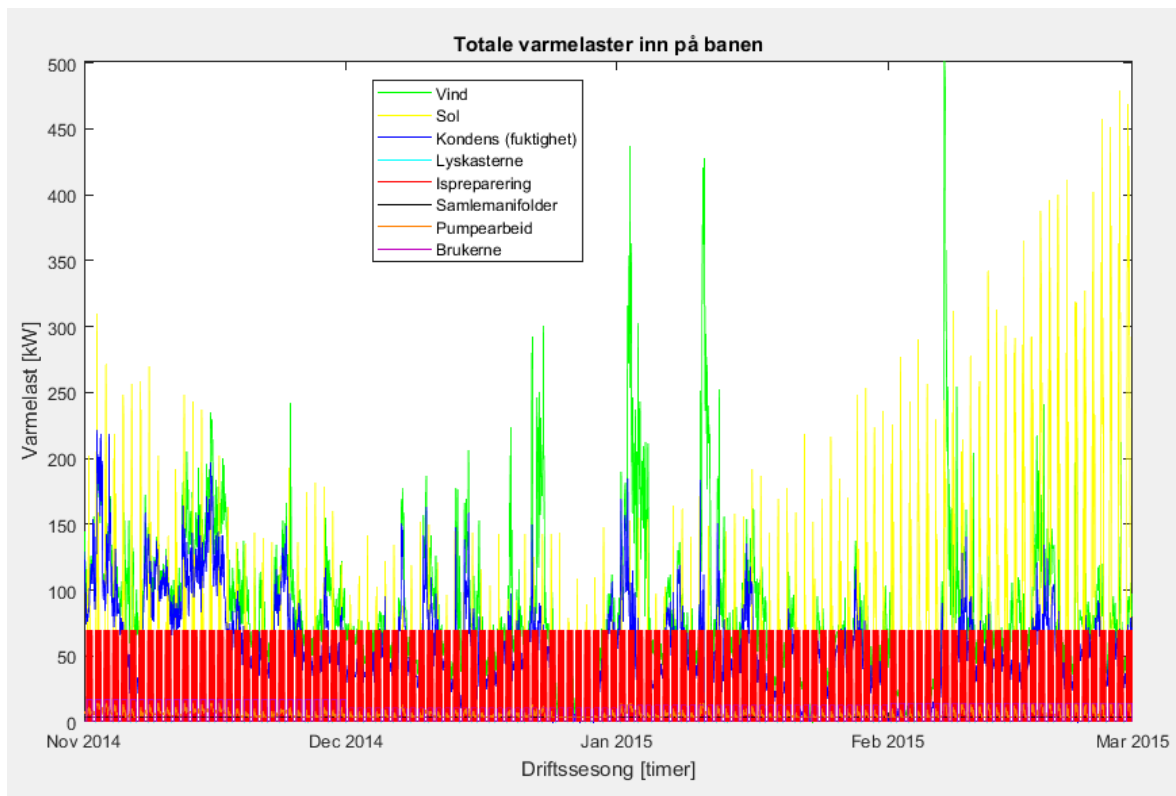


Figur 90 - Kompressorarbeidet 2013/14

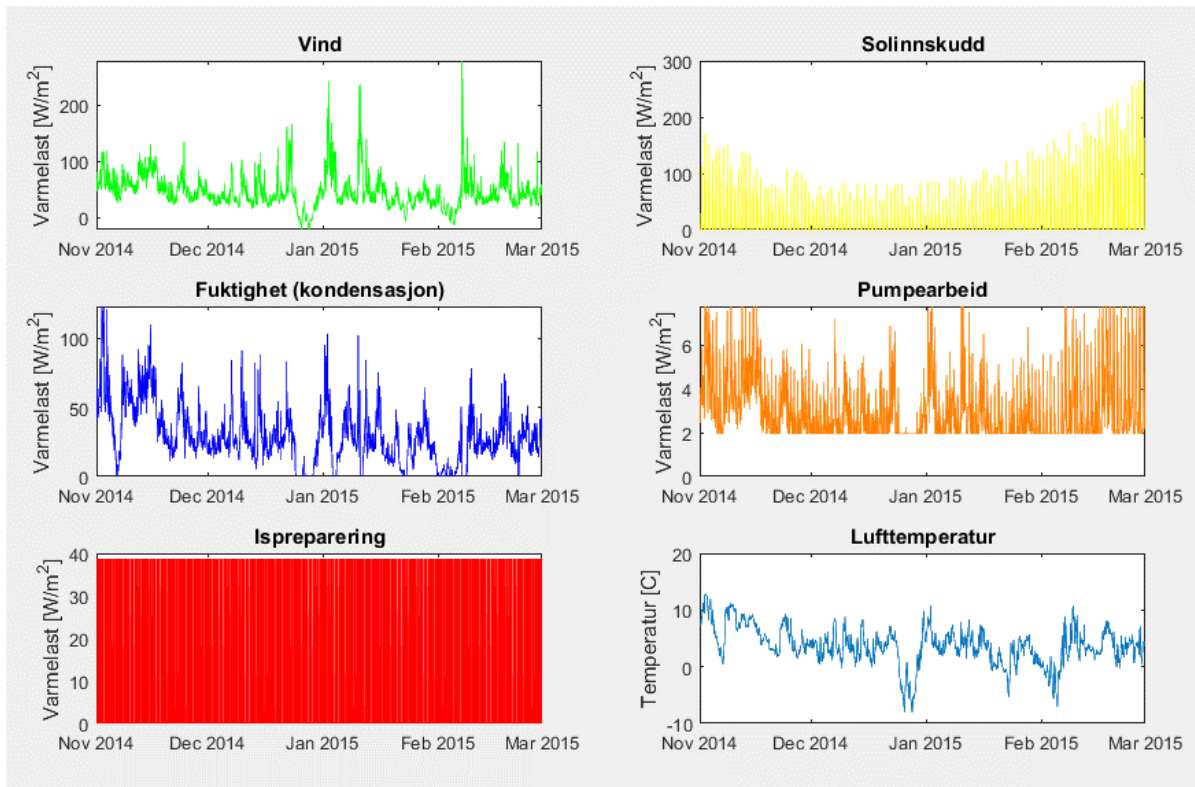
Sesong 14/15



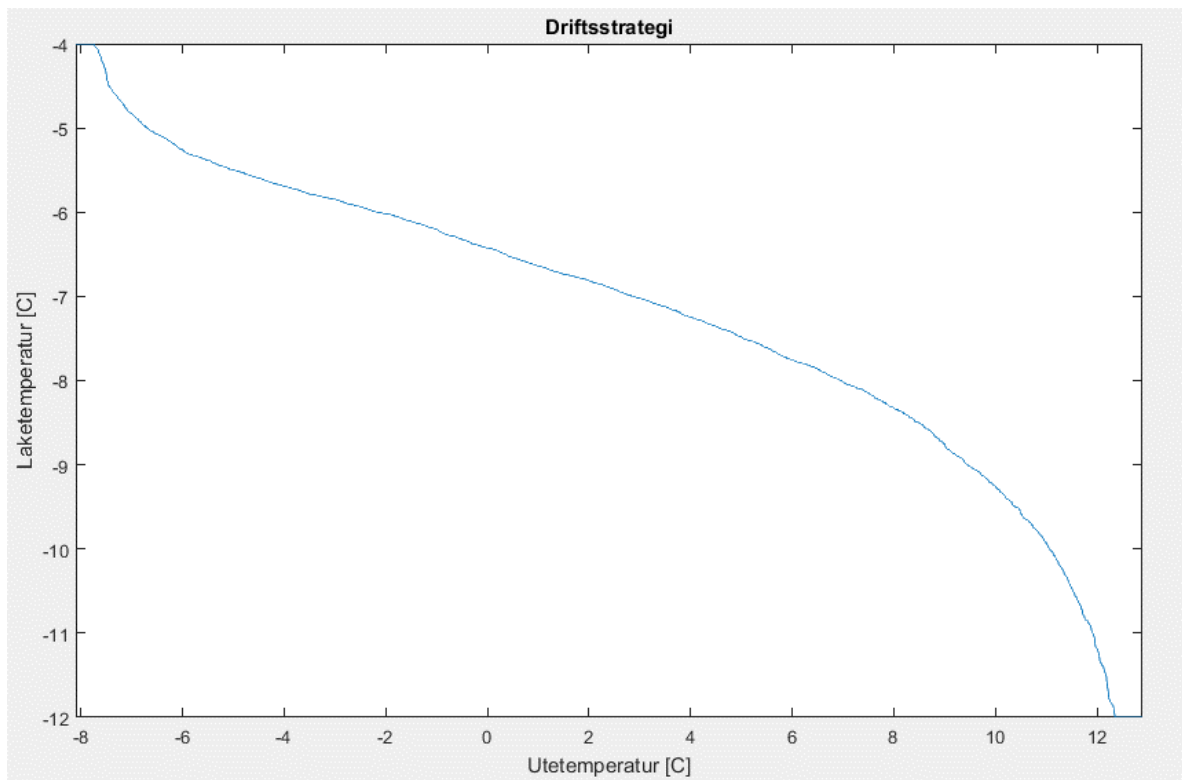
Figur 91 - Andeler av de ulike varmelastene 2014/15



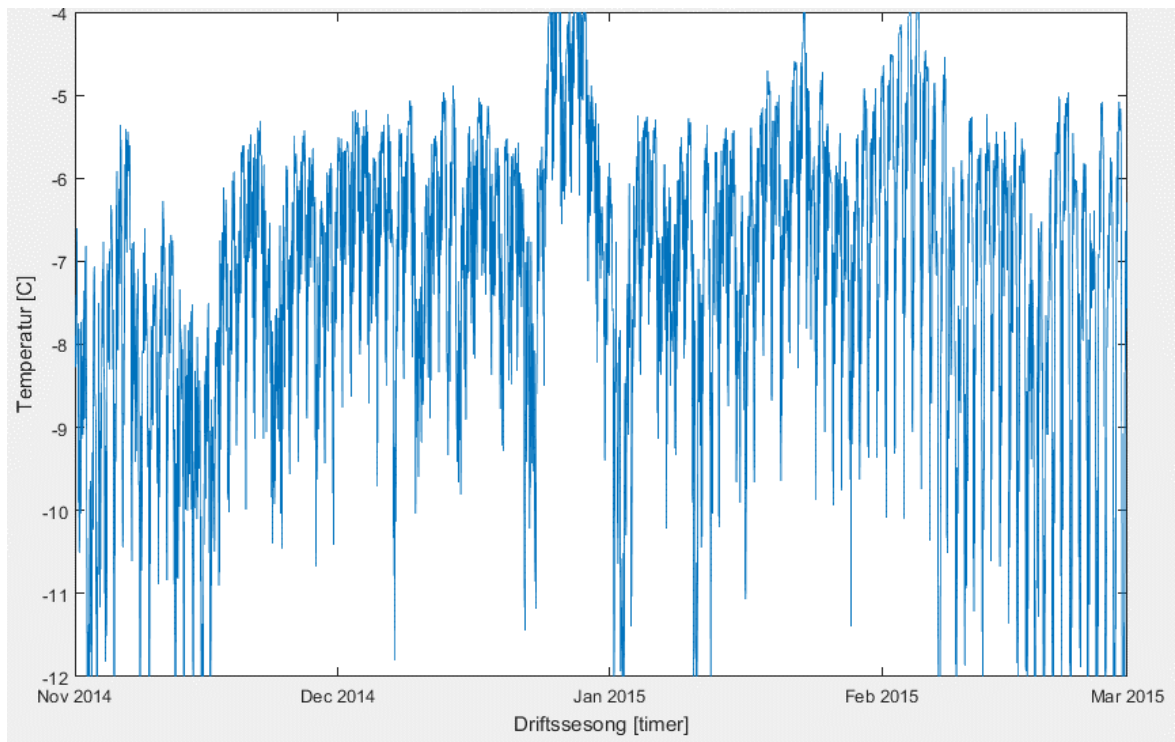
Figur 92 - Totale varmelaster inn på banen 2014/15



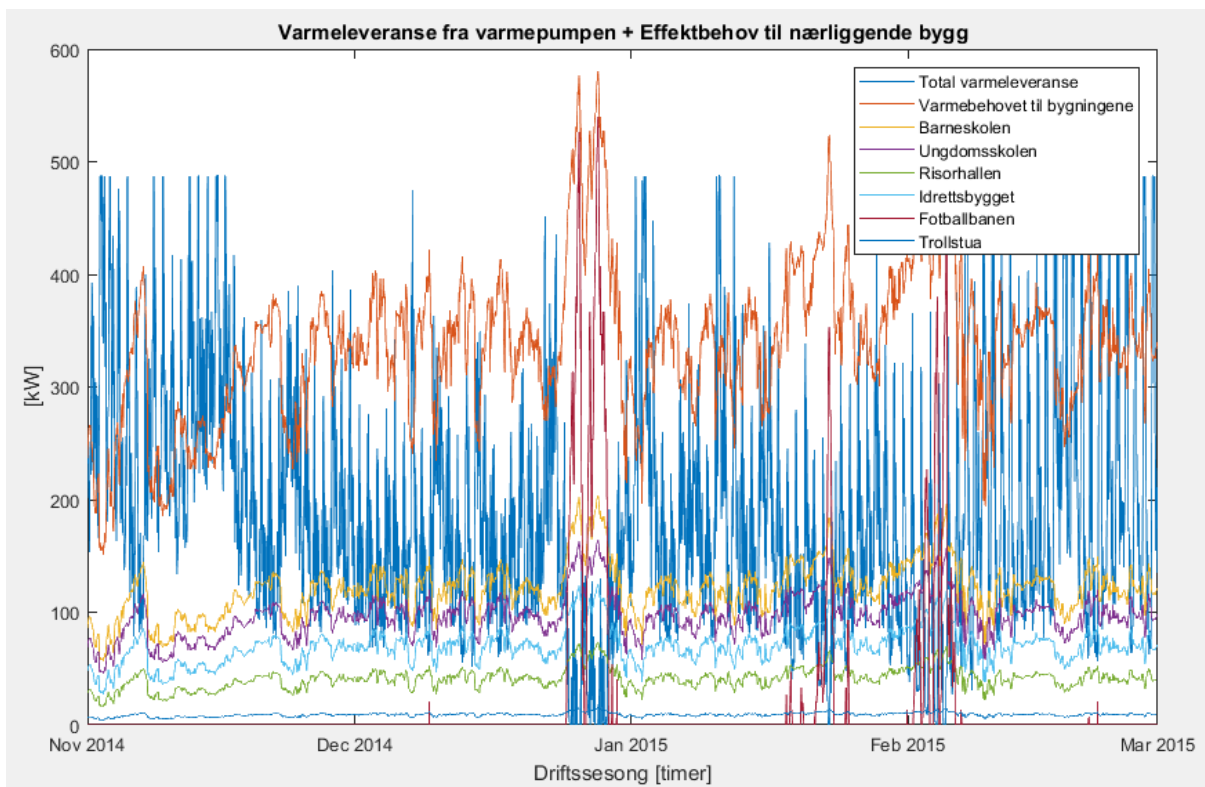
Figur 93 - Ulike varmelaster og lufttemperatur gjennom sesongen 2014/15



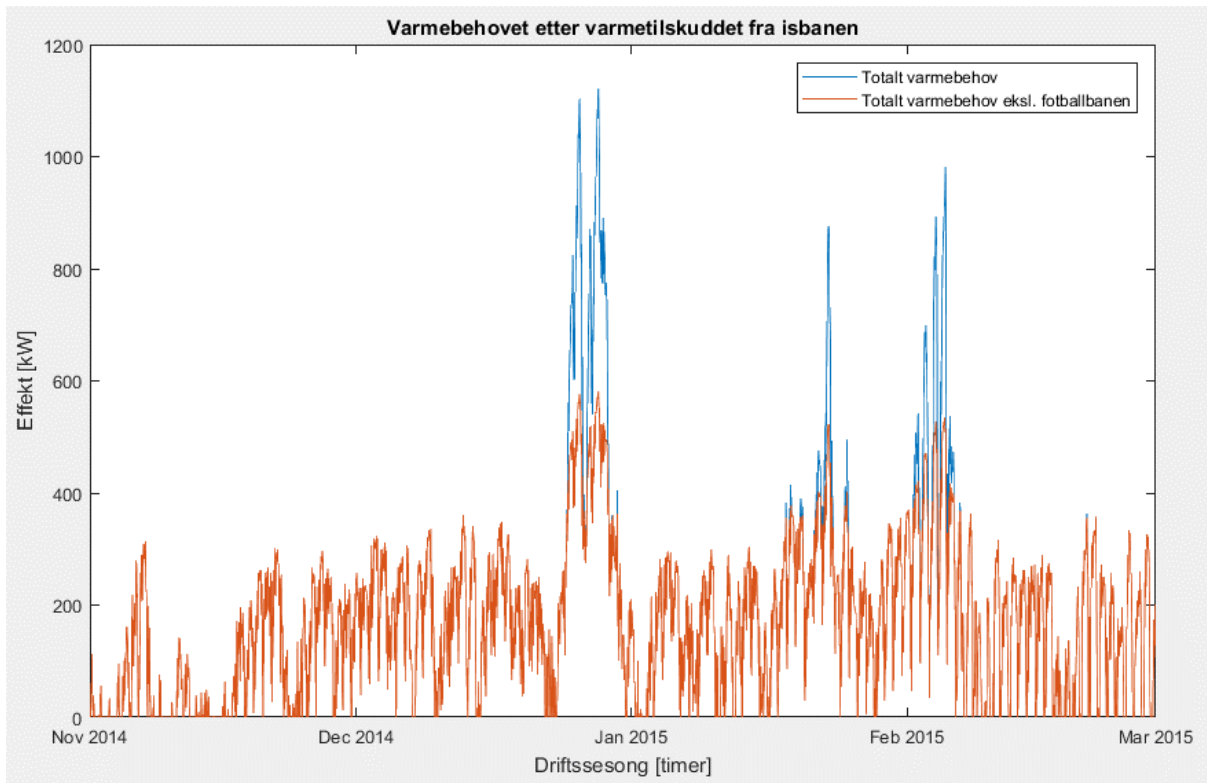
Figur 94 – Driftsstrategi 2014/15



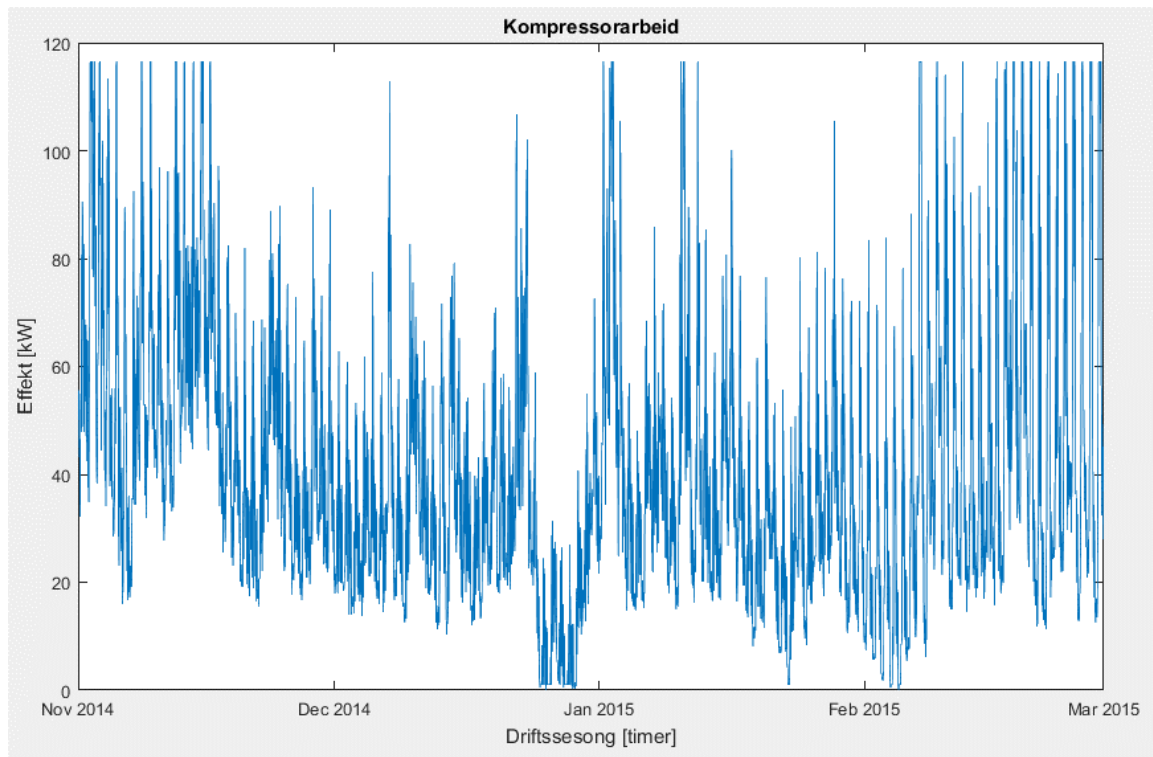
Figur 95 - Fordampningstemperaturen til CO<sub>2</sub>



Figur 96 - Varmeleveranse fra varmepumpen og effektbehov til bygningene og fotballbanen 2014/15

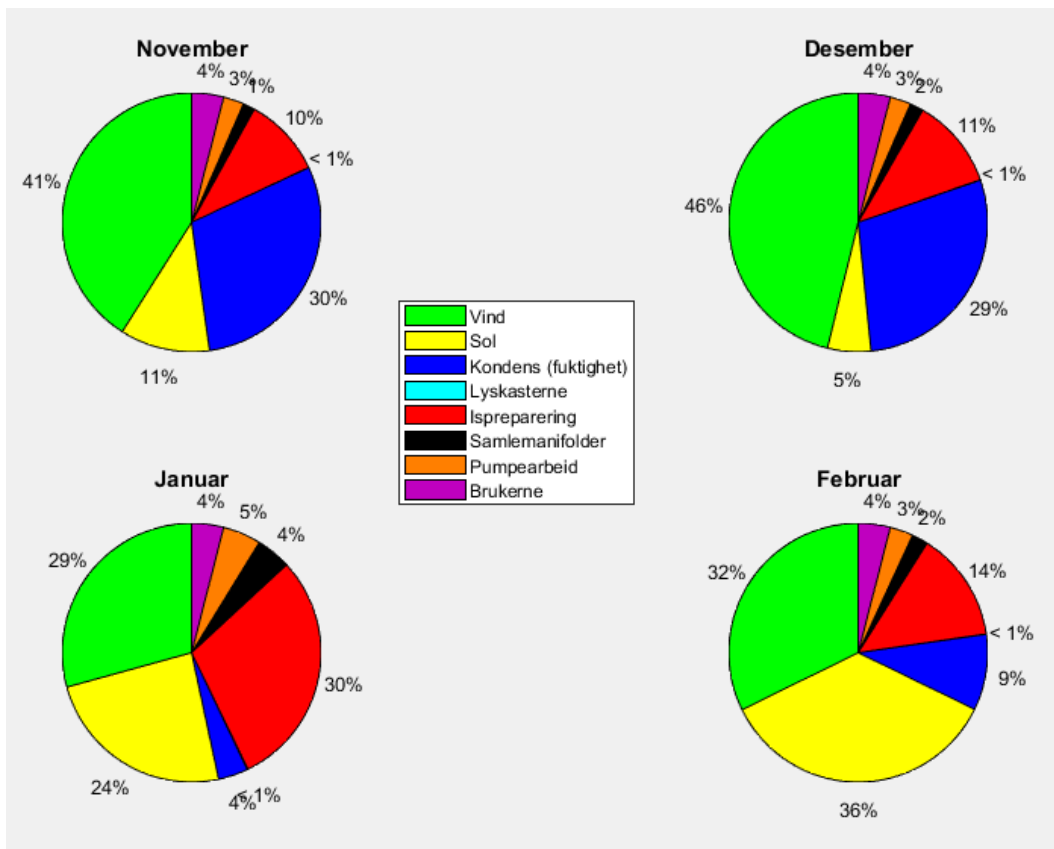


Figur 97 - Varmebehovet etter varmetilskuddet fra isbanen 2014/15

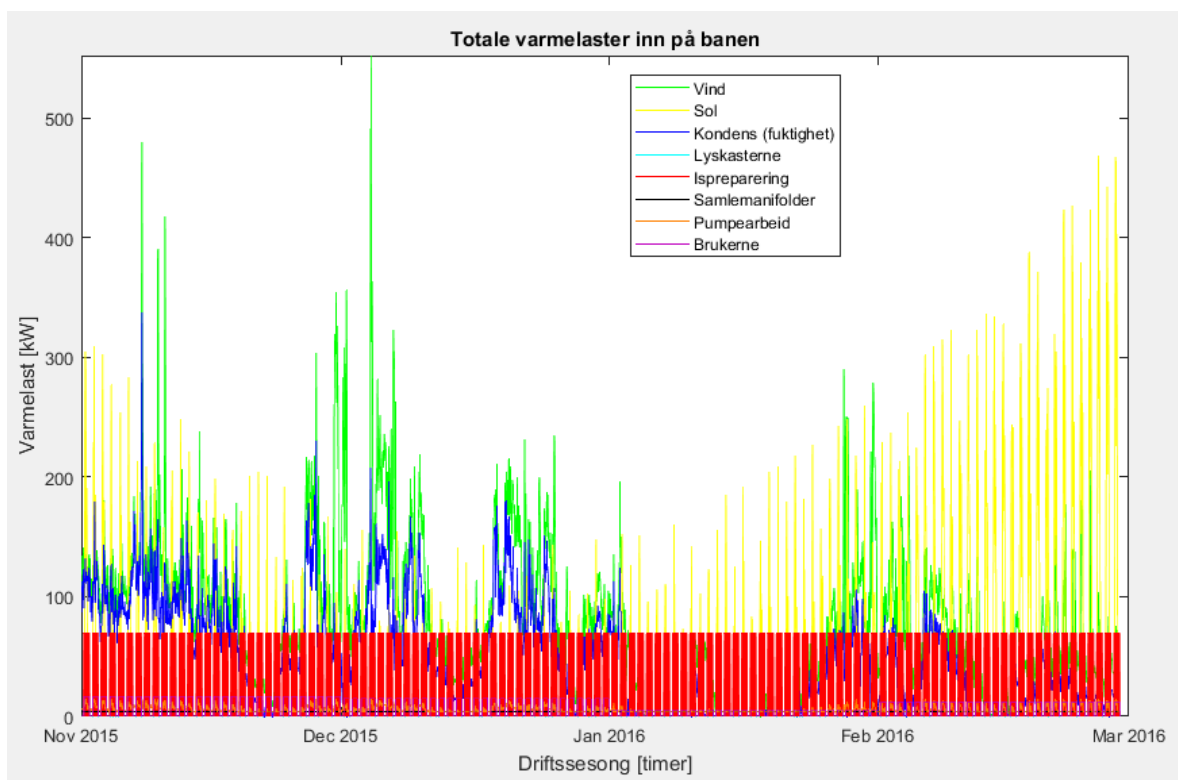


Figur 98 - Kompressorarbeidet 2014/15

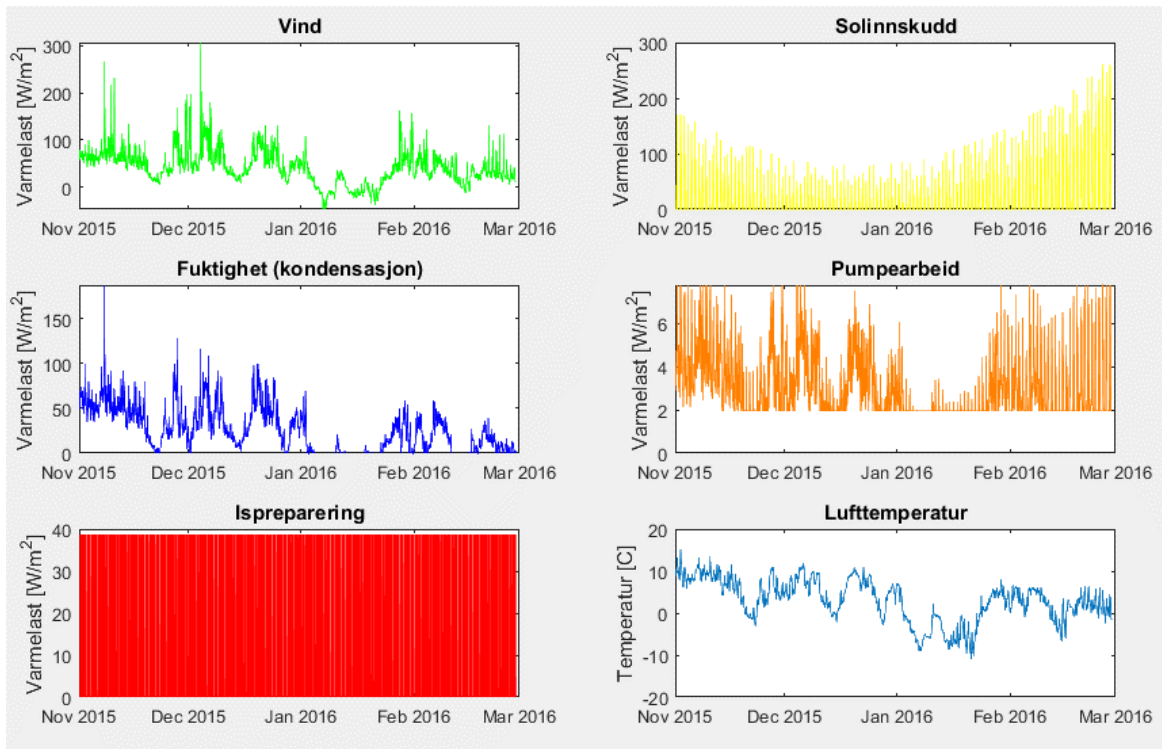
Sesong 15/16



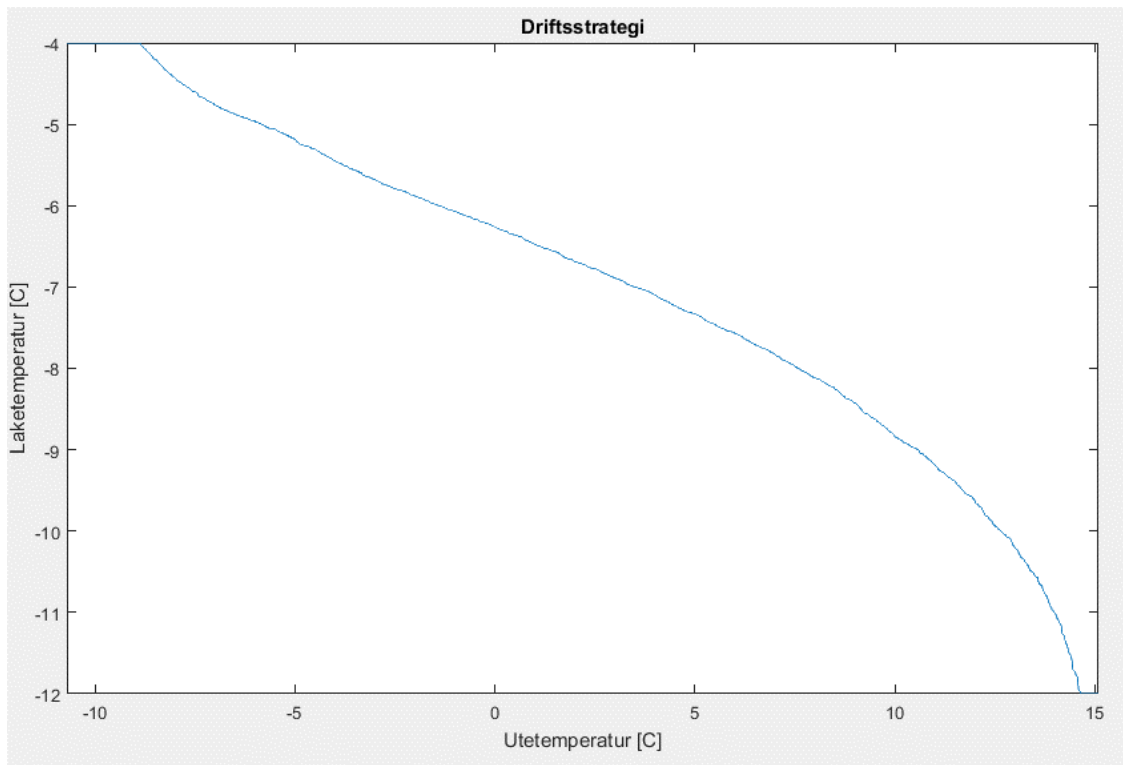
Figur 99 - Andeler av de ulike varmelastene 2015/16



Figur 100 - Totale varmelaster inn på banen 2015/16

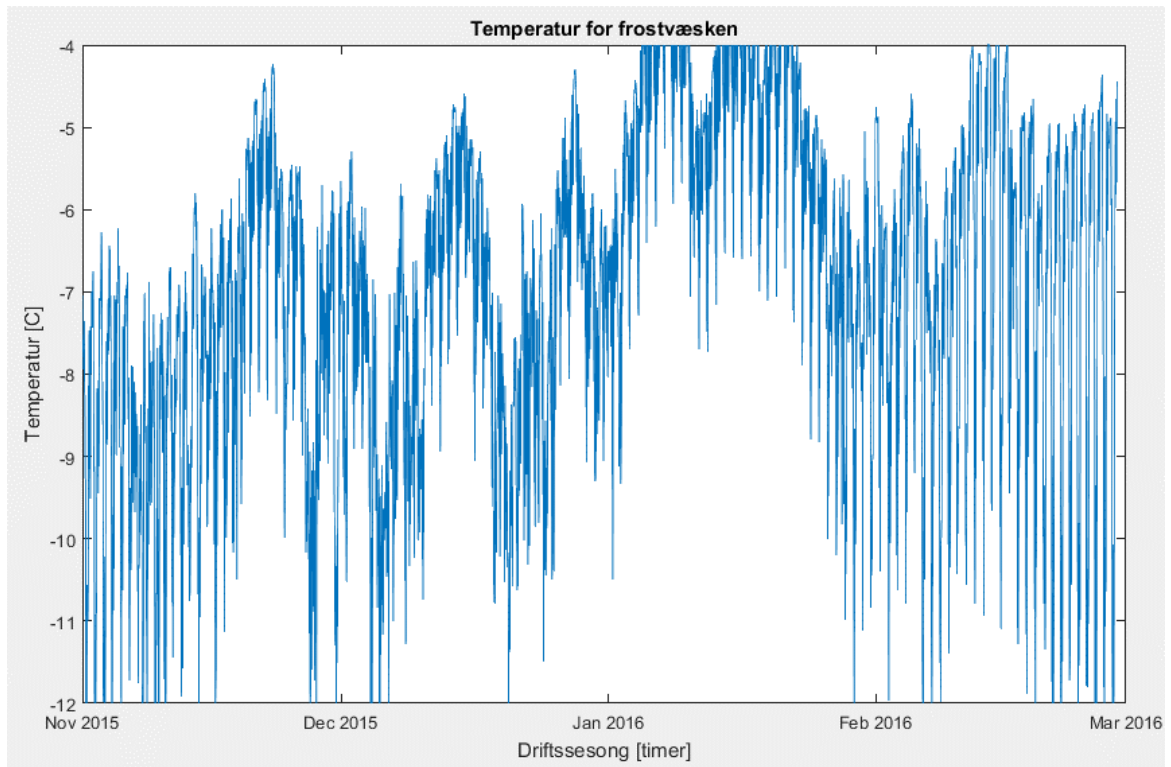


Figur 101 - Ulike varmelaster og lufttemperatur gjennom sesongen 2015/16

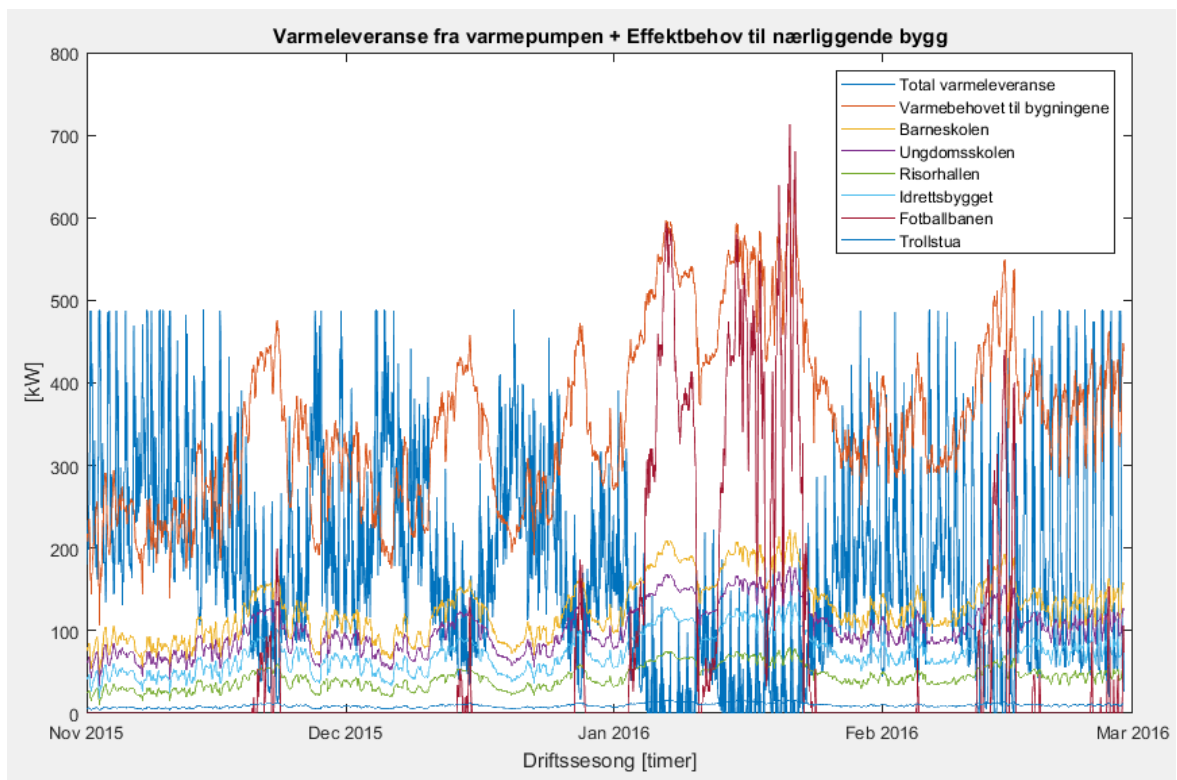


Figur 102 - Driftsstrategi 2015/16

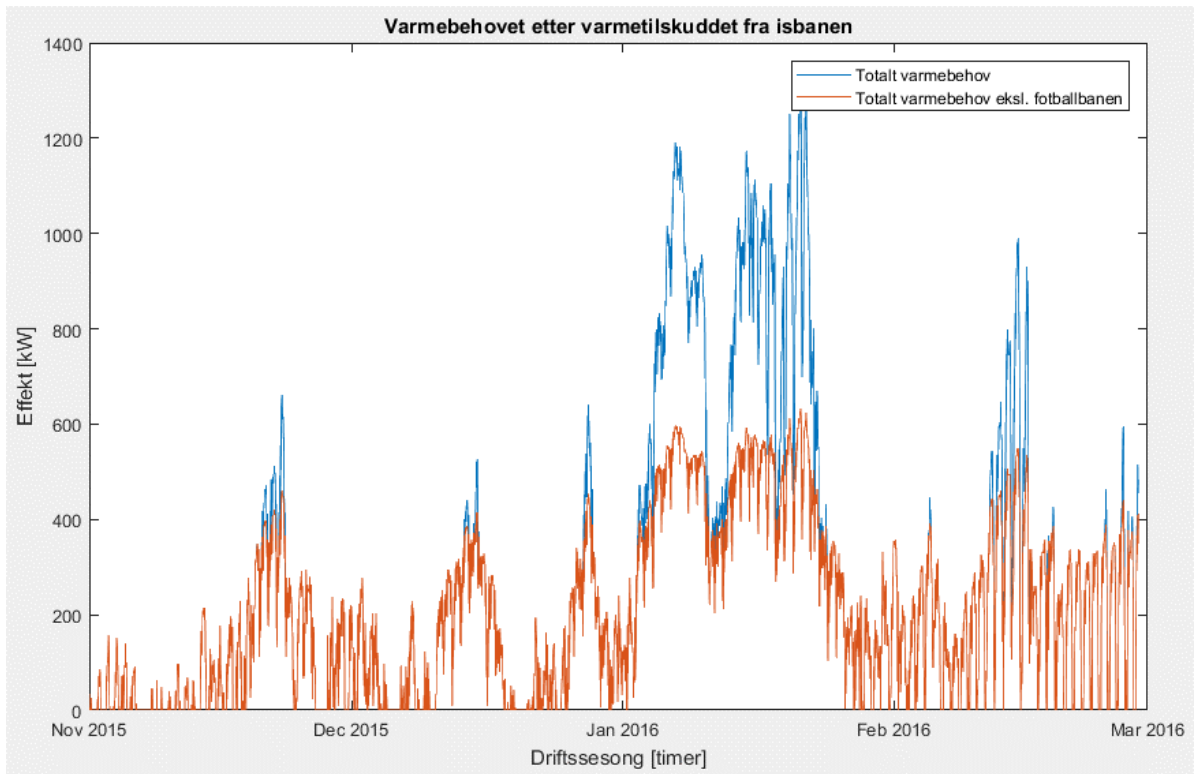




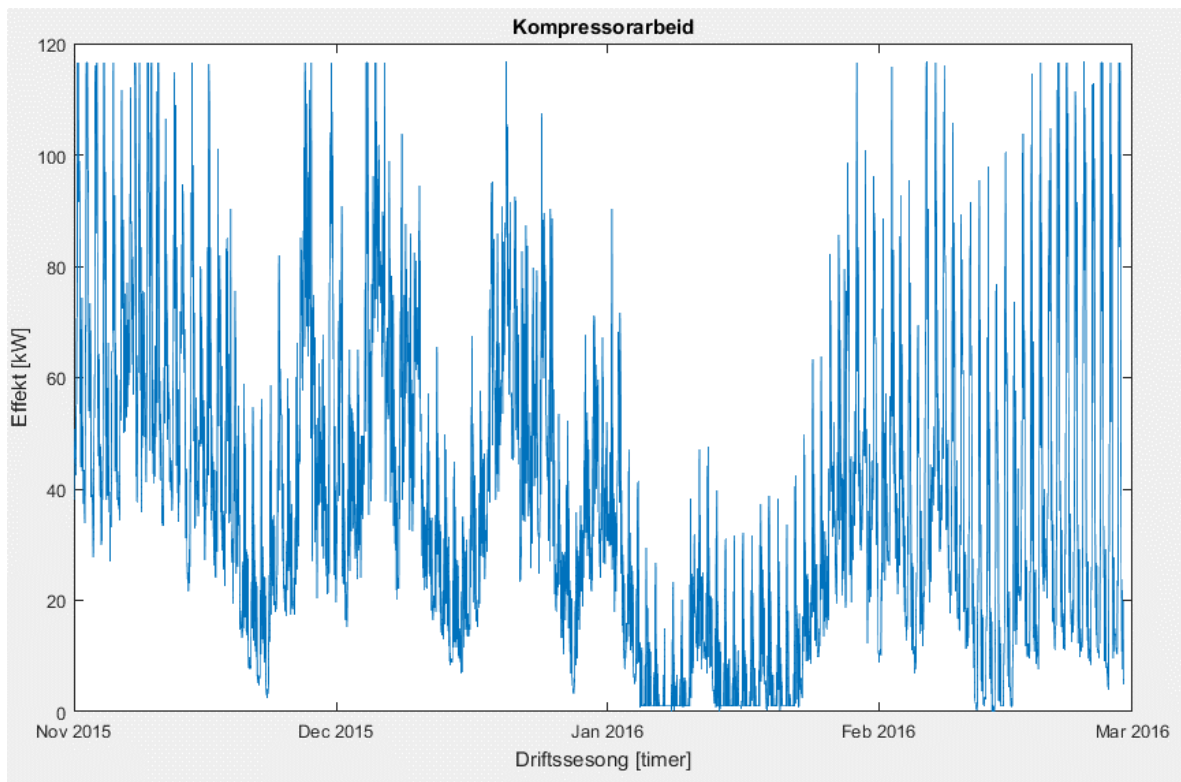
Figur 103 - Fordampningstemperaturen til CO<sub>2</sub>



Figur 104 - Varmeleveranse fra varmepumpen og effektbehov til bygningene og fotballbanen 2015/16

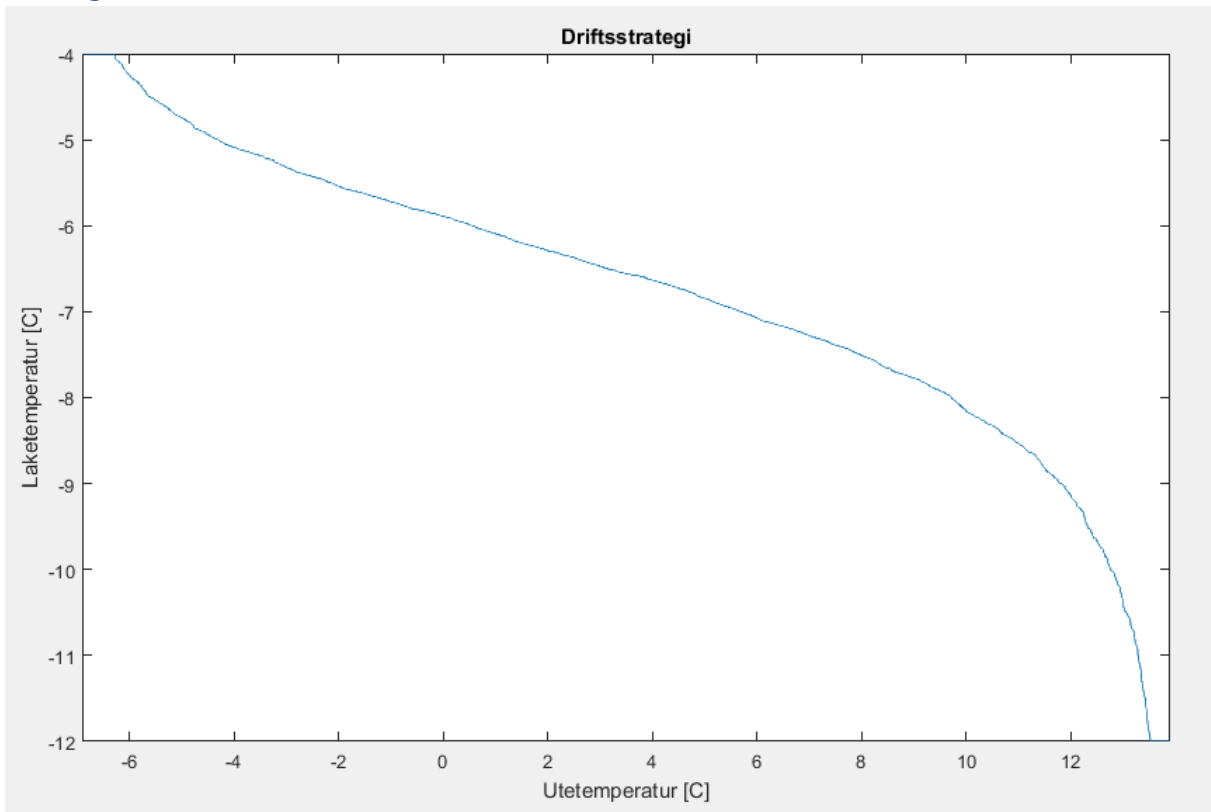


Figur 105 - Varmebehovet etter varmetilskuddet fra isbanen 2015/16

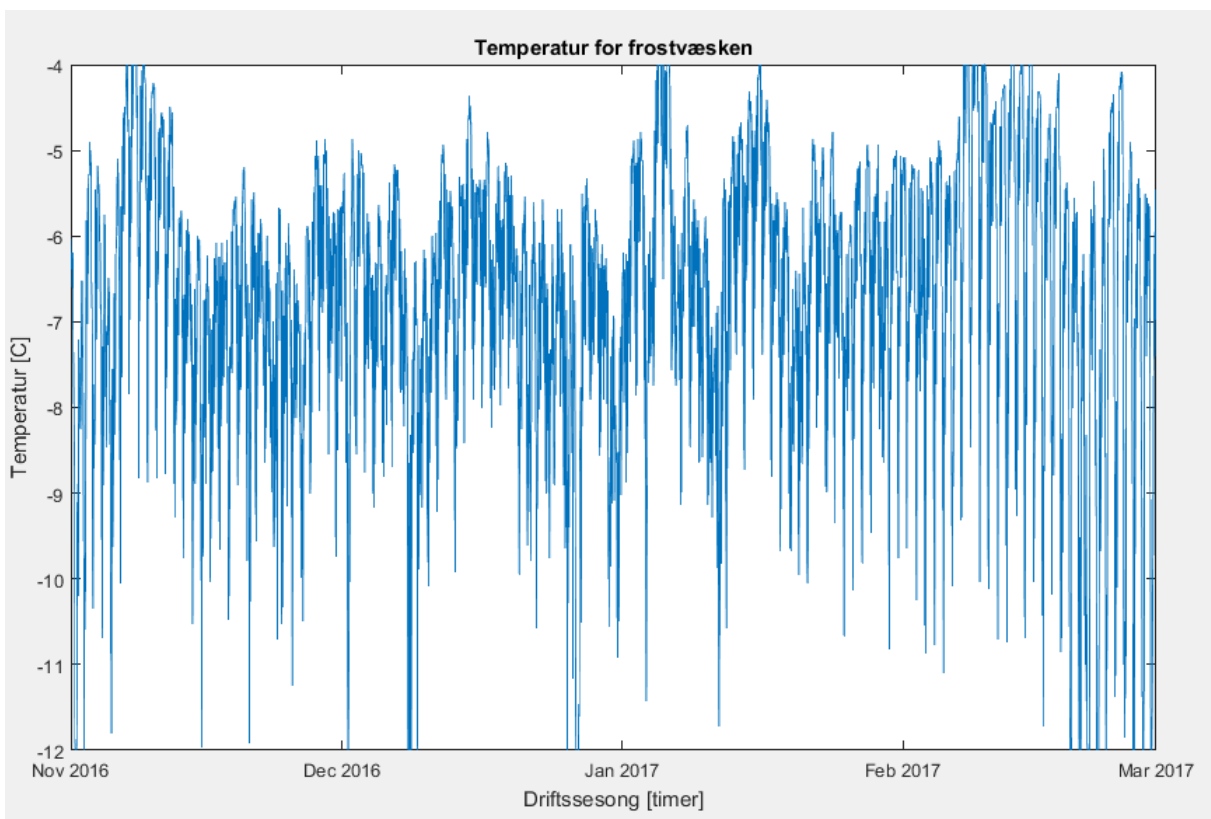


Figur 106 - Kompressorarbeidet 2015/16

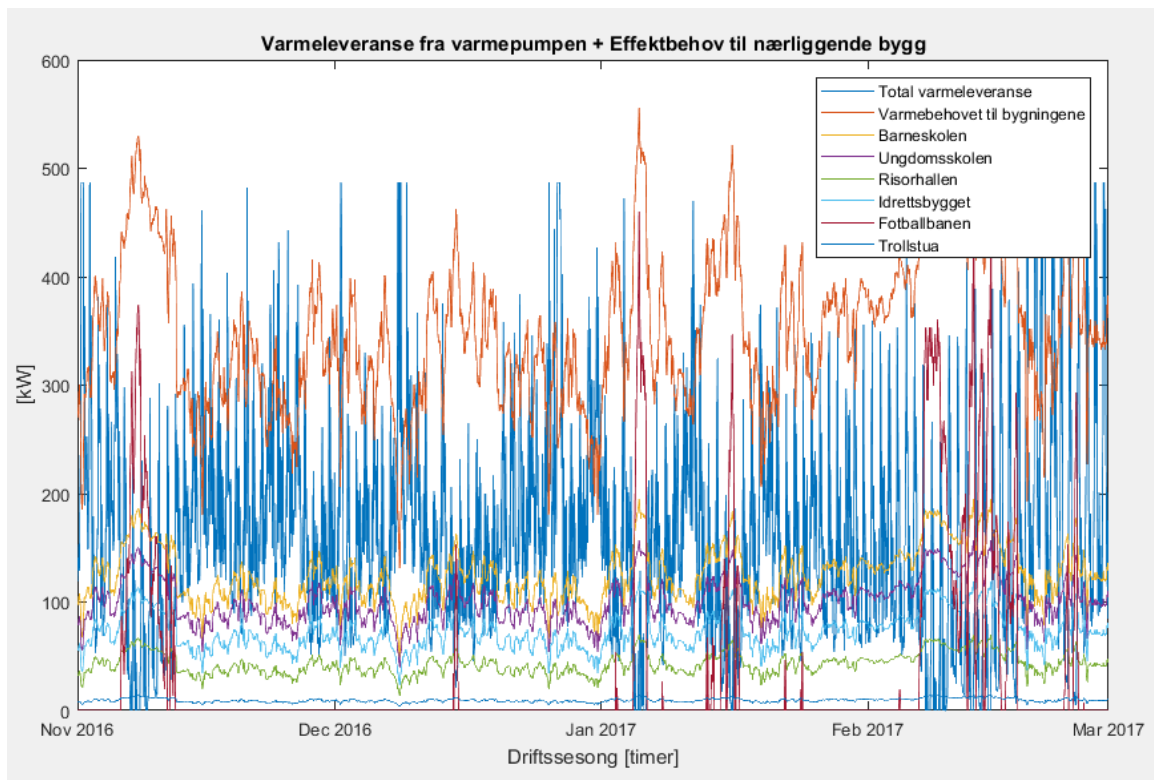
Sesong 16/17



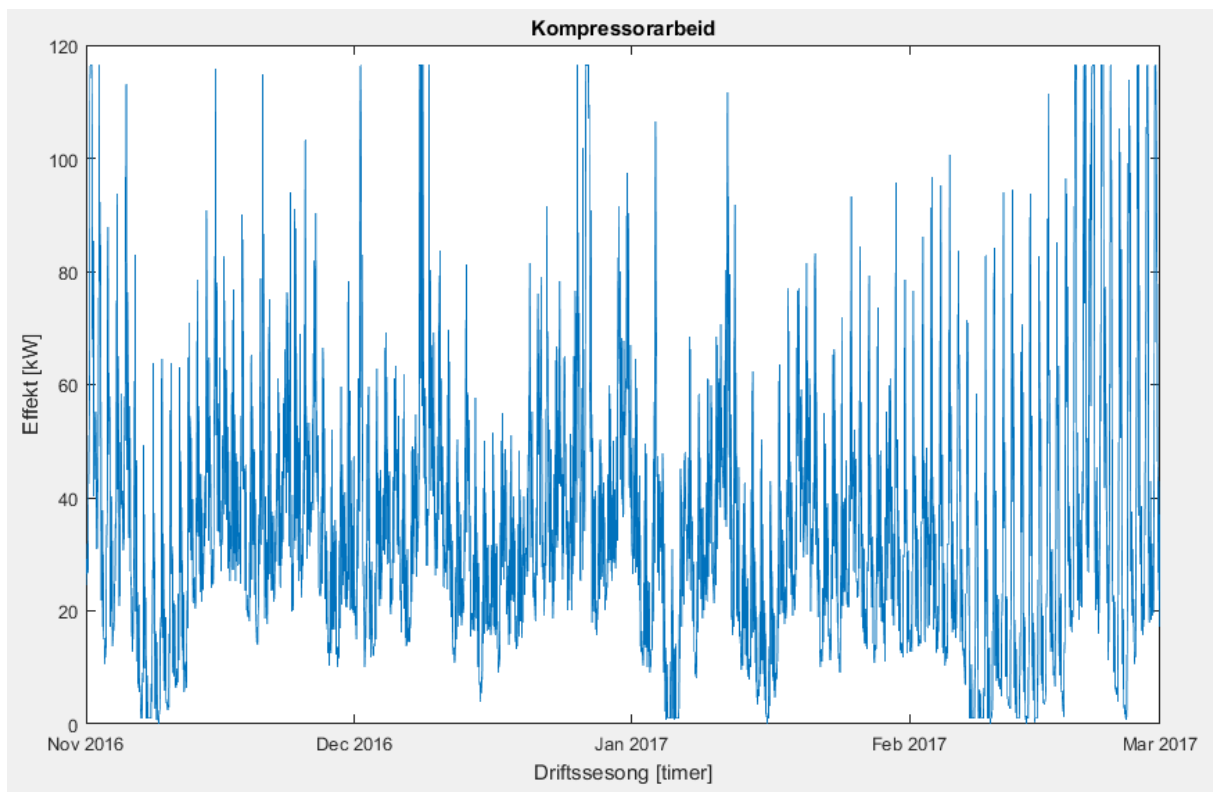
Figur 107 - Driftsstrategi 2016/17



Figur 108 - Fordampningstemperaturen til CO<sub>2</sub>



Figur 109 - Varmeleveranse fra varmepumpen og effektbehov til bygningene og fotballbanen 2016/17



Figur 110 - Kompressorarbeidet 2016/17