

Analyse av varme- og kjølesystemet ved Miljøhuset GK

Erlend Bakke Orvik

Master i produktutvikling og produksjon

Innlevert: juni 2015

Hovedveileder: Jørn Stene, EPT

Medveileder: Ole Jørgen Veiby, GK Norge AS

Noregs teknisk-naturvitskaplege universitet
Institutt for energi- og prosessteknikk

EPT-M-2015-4

MASTEROPPGAVE

for

Student Erlend Bakke Orvik

Våren 2015

Analyse av varme- og kjølesystemet ved Miljøhuset GK*Analysis of the Heating and Cooling System at Miljøhuset GK***Bakgrunn og målsetting**

GK Norge AS sitt hovedkontor i Oslo, Miljøhuset GK, ble ferdigstilt juni 2012. Kontorbygget med verksted/lager er på ca. 14.500 m², og er av passivhusstandard. Bygget er energiklassifisert i Klasse A og dessuten BREEAM-klassifisert til «Very good». Bygningen har et innovativt varme- og kjølesystem hvor all varme og kjøling tilføres via tilluften i ventilasjonsanleggene. Overskuddsvarme fra et prosesskjøleanlegg samt to luft-til-vann varmepumper/kjølemaskiner dekker det meste av bygningens varme- og kjølebehov. For eventuell spisslastvarme benyttes elektrisk oppvarming. Systemene for kjøle- og varmedistribusjon driftes på gunstige temperaturnivå bl.a. for å maksimere effekt faktoren (COP) for varmepumpe- og kjøleanlegget.

Studenten skal gjennomføre en inngående analyse av varme- og kjølesystemet med varmepumper og kjølemaskiner med utgangspunkt i beskrivelsen og midlertidig analyse i Prosjektoppgaven. Analysen i Masteroppgaven skal bl.a. baseres på måledata fra bygningens SD-anlegg. Det skal også presenteres og vurderes forslag til forbedringer. Resultatene fra analysen og forslagene til forbedringer skal danne grunnlag for anbefalinger for hvordan varme- og kjølesystemer i framtidige kontorbygg av passivhusstandard bør utformes og driftes.

Oppgaven bearbeides ut fra følgende punkter:

1. Dyptgående presentasjon/analyse av varme- og kjølesystemets ytelse, effekt faktor (COP), driftstekniske egenskaper osv. basert på måledata fra SD-anlegget
2. Vurdering av alternativ utforming og drift av varme- og kjølesystemet – varmeopptaks-system (varmekilde, varmesluk), energisentral for varme- og kjøleproduksjon samt distribusjonssystemer for oppvarming og kjøling i bygningen.
3. Utarbeidelse av retningslinjer for hvordan systemer for termisk energiforsyning i kontorbygg av passivhusstandard bør utformes, dimensjoneres og driftes

Senest 14 dager etter utlevering av oppgaven skal kandidaten levere/sende instituttet en detaljert fremdrift- og eventuelt forsøksplan for oppgaven til evaluering og eventuelt diskusjon med faglig ansvarlig/veiledere. Detaljer ved eventuell utførelse av dataprogrammer skal avtales nærmere i samråd med faglig ansvarlig.

Besvarelsen redigeres mest mulig som en forskningsrapport med et sammendrag både på norsk og engelsk, konklusjon, litteraturliste, innholdsfortegnelse etc. Ved utarbeidelsen av teksten skal kandidaten legge vekt på å gjøre teksten oversiktlig og velskrevet. Med henblikk på lesning av besvarelsen er det viktig at de nødvendige henvisninger for korresponderende steder i tekst, tabeller og figurer anføres på begge steder. Ved bedømmelsen legges det stor vekt på at resultatene er grundig bearbeidet, at de oppstilles tabellarisk og/eller grafisk på en oversiktlig måte, og at de er diskutert utførlig.

Alle benyttede kilder, også muntlige opplysninger, skal oppgis på fullstendig måte. For tidsskrifter og bøker oppgis forfatter, tittel, årgang, sidetall og eventuelt figurnummer.

Det forutsettes at kandidaten tar initiativ til og holder nødvendig kontakt med faglærer og veileder(e). Kandidaten skal rette seg etter de reglementer og retningslinjer som gjelder ved alle (andre) fagmiljøer som kandidaten har kontakt med gjennom sin utførelse av oppgaven, samt etter eventuelle pålegg fra Institutt for energi- og prosesssteknikk.


Risikovurdering av kandidatens arbeid skal gjennomføres i hht. instituttets prosedyrer. Risikovurderingen skal dokumenteres og inngå som del av besvarelsen. Hendelser relatert til kandidatens arbeid med uheldig innvirkning på helse, miljø eller sikkerhet, skal dokumenteres og inngå som en del av besvarelsen. Hvis dokumentasjonen på risikovurderingen utgjør veldig mange sider, leveres den fulle versjonen elektronisk til veileder og et utdrag inkluderes i besvarelsen.

I henhold til "Utfyllende regler til studieforskriften for teknologistudiet/sivilingeniørstudiet" ved NTNU § 20, forbeholder instituttet seg retten til å benytte alle resultater og data til undervisnings- og forskningsformål, samt til fremtidige publikasjoner.

Besvarelsen leveres digitalt i DAIM. Et faglig sammendrag med oppgavens tittel, kandidatens navn, veileders navn, årstall, instituttnavn, og NTNUs logo og navn, leveres til instituttet som en separat pdf-fil. Etter avtale leveres besvarelse og evt. annet materiale til veileder i digitalt format.

- Arbeid i laboratorium (vannkraftlaboratoriet, strømningssteknisk, varmeteknisk)
 Feltarbeid (anleggsbesøk)

NTNU, Institutt for energi- og prosesssteknikk, 9. juni 2015



Olav Bolland
Instituttleder



Jørn Stene
Faglig ansvarlig/veileder

Medveileder: Ole Jørgen Veiby, GK Norge AS

Samandrag

Bakgrunn og formål

Det er eit politisk mål å auke energieffektiviteten i norske bygg. Det er venta at den komande TEK15 vil sette energikrava til passivhusnivå, og at dette vil endre rammevilkåra til systemet for den termiske energiforsyninga. Formålet med denne oppgåva har vore å auke kunnskapen om energieffektiviteten til varme- og kjølesystem i kontorbygg med passivhusstandard. Eit eksempel-studium av kontorbygget Miljøhuset GK har blitt gjort: På bakgrunn av befaringar, system-studium og måledata, har bygget sitt varme- og kjølesystem blitt analysert.

Varme- og kjølesystemet i Miljøhuset GK

Bygget har fleire utradisjonelle systemløyisingar. Både oppvarming og klimakjøling blir distribuert via ventilasjonslufta. Den termiske produksjonen blir dekt av to luft/væske-varmepumper, ei dedikert serverkjølemaskin, og elektrisk spisslast. I tillegg har bygget eit «ein-sone-system», som inneber at energisentralen berre leverer varme eller kjøling, avhengig av det dominerande behovet.

Varme- og kjølebehovet i Miljøhuset GK

Energimålingar for både 2013 og 2014 viste fleire store avvik mellom det reelle- og berekna termiske behovet. Mellom anna har oppvarmingsbehovet ($17,6 \text{ kWh}/(\text{m}^2 \cdot \text{år})$) vore 4 gongar større, og fyringssesongen (5800 timar) vore dobbelt så lang som berekna. Samtidig har effektbehovet for både oppvarming og klimakjøling vore minst 36% lågare enn berekna. Serverkjøling har utgjort heile 70% av bygget sitt totale kjøleenergi-behov.

Systemytingar i Miljøhuset GK

Bygget sitt totale straumforbruk har vore $1,1 \text{ GWh}/\text{år}$, eller $78 \text{ kWh}/(\text{m}^2 \cdot \text{år})$. 25% av dette har gått til energisentralen. Av denne andelen har 24% gått til teknisk utstyr som pumper og tørrkjølar, og 20% har gått til el-kolben i varmtvasssystemet. Energisentralen har hatt ein samla årleg energifaktor på 2,3. Dette inkluderer pumpe- og tørrkjølararbeid. Til samanlikning har varmepumpe-aggregata hatt ein varme- og kjølefaktor på høvesvis 2,2 og 3,3. Desse uteluft/væske-aggregata har ytt vesentleg dårlegare i varmemodus, fordi temperaturløftet i snitt har vore 25 K høgare enn i kjølemodus.

Optimalisering av noverande system ved Miljøhuset GK

Fleire forbetringstiltak har blitt vurdert. Ein reguleringsfeil har ført til eit vesentleg varmetap frå varmtvasstankane. Det er tilrådd å gjere ei enkel ombygging, som vil halvere el-kolben sitt straum-forbruk. I tillegg er det tilrådd å utvide måleopplegget for både varmepumpene og serverkjølemaskina. Det har og blitt avdekka fleire ugunstige systemløyisingar som aukar varmepumpene sitt temperaturløft, men det er ikkje tilråda å bygge om desse: Det er fordi tiltak som senkar turtemperaturen i fyringssesongen vil gi ei straum-sparing på vel $2 \text{ MWh}/\text{år}$ per K. Dette er for små innsparingar til at ei ombygging kan bli lønsam.

Vurdering av alternative systemløyisingar for Miljøhuset GK

Det vart gjort fleire eksempel-studium av alternative systemløyisingar. Formålet med dette var å talfeste kor mykje energi og kostnader ein har spart med bygget sine uvanlege løyisingar, men og kor mykje ein kunne spart ytterlegare med andre løyisingar. Ved å distribuere oppvarming via ventilasjonslufta i staden for radiatorar, har straumforbruket blitt redusert med vel 1-2

kWh/(m²·år). Det er fordi turtemperaturkravet har blitt senka. Likevel har den største forskjellen vore ein reduksjon i investeringskostnadane på minimum 2 000 000 NOK.

Gjenbruk av overskotsvarmen frå serverkjølinga har dekt 40% av bygget sitt varmebehov, og gitt ei straumsparing på 1,3 kWh/(m²·år). Samtidig kunne ein spart heile 19 kWh/(m²·år) dersom serversystemet hadde blitt outsourca, fordi servereffekten utgjør 20% av bygget sitt totale straumforbruk. Det er uvisst om dette er lønsamt, fordi det ikkje har lukkast å skaffe prisar på såkalla «sky-tenester». Det er heller ikkje gitt at ei outsourcing gir straumsparing frå eit samfunnsperspektiv. Dette krev at leverandøren kan drive meir energieffektivt enn eit lokalt serversystem.

Tilrådingar for framtidige kontorbygg av passivhusstandard

På bakgrunn av erfaringar frå arbeidet med Miljøhuset GK, blir det mellom anna gitt følgjande tilrådingar for termisk energiforsyning i framtidige kontorbygg av passivhusstandard:

- **Kostnader:** Dersom forslaget til nye TEK15 blir vedteke, vil reguleringa av direkteverkande elektrisitet bli avvika. Då må ein fokusere på låge investeringskostnader for energieffektive systemløyningar, for å kunne konkurrere mot direkte elektrisk oppvarming.
- **Enkle løyningar:** Kompliserte anlegg aukar risikoen for driftsfeil. I tillegg har vi sett at straumforbruket i pumper kan bli vesentleg. «Forenkla systemdesign» som fører til færre pumper, mindre trykktap og eit lågare pumpearbeid, kan tenkast å gi like god straumsparing som eit «komplisert system» med fokus på optimal varmpumpedrift.
- **Termiske kjelder:** Det vert tilrådd å nytte uteluft som termisk kjelde for å halde investeringskostnadene nede, sjølv om dette gir ugunstige temperaturløft for varmpumpene. Denne ulempa kan delvis bli kompensert for ved å nytte ventilasjonsbasert varmedistribusjon med låge turtemperaturar.
- **Distribusjonssystemet:** Det vert tilrådd å distribuere oppvarming og klimakjøling via ventilasjonslufta, fordi det reduserer både straumforbruket og investeringskostnadene. Ved behov bør det samtidig leggjast til rette for eit soneinndelt ventilasjonssystem, og ein energisentral som kan levere både varme og kjøling til ventilasjonsaggregata. Dette gir bygget ein større fleksibilitet til å takle lokale variasjonar i det termiske behovet.
- **Serversystem:** Det er svært viktig å avklare tidleg i planleggingsfasen om bygget skal ha eit eige serversystem. I så fall bør ein legge opp til gjenvinning av servervarmen. Serverkjøling og varmtvatn er «konstante» behov som med fordel kan utfylle kvarandre.
- **Måleopplegg:** Alle aggregat bør ha eit måleopplegg for både temperaturar, termisk produksjon, straumforbruk og kompressordrift. Dette bør loggførast med eit maksimalt intervall på 5 minutt. Temperatursensorar bør i tillegg ha ei maksimal oppløysing på 0,1 K, fordi trenden går mot lågare temperaturredifferansar i varme- og kjølesystemet. Grovare oppløysing vil gi svært stor usikkerheit i målingane.

Abstract

Background and objective

It is a political goal to increase the energy efficiency in Norwegian buildings. It is expected that the upcoming TEK15 will set the energy requirement to passive house standard, and this will change the terms of the system of thermal energy supply. The objective of this thesis has been to increase the knowledge about the energy efficiency of heating and cooling systems in office buildings with passive house standard. A case study of the office building Miljøhuset GK has been done: Based on inspections, system studies and measurements, the building's heating and cooling system has been analyzed.

The system of heating and cooling at Miljøhuset GK

This building has several non-traditional system solutions. The ventilation air distributes both heating and comfort cooling. The production of thermal energy is done by two air/water-heat pumps, a dedicated server cooling machine and electric peak loads. In addition, this building has a "single-zone" system, which means that the thermal energy plant only supplies heating or cooling, depending on the dominant demand.

The heating and cooling demand at Miljøhuset GK

Energy measurements for both 2013 and 2014 showed several serious deviations between the real and calculated thermal demands. For instance the measured heating demand (17,6 kWh/(m²·year)) was 4 times larger, and the heating season (5800 hours) was twice as long than calculated. Meanwhile, the measured demands for heating and cooling effect was at least 36% lower as calculated. The measured server cooling demand has constituted 70% of the total cooling energy demand.

System performances at Miljøhuset GK

The total electricity consumption for this building has been 1,1 GWh/year, or 78 kWh/(m²·year). The thermal energy plant has consumed 25 % of this. 24 % of the thermal energy plant consumption has been used in technical equipment such as pumps and dry coolers, and 20 % has been used by the heating element of the hot water system. The total seasonal performance factor (SPF) of the thermal energy plant has been 2,3. This includes the electricity use in pumps and dry coolers. In comparison, the heat pump units' SPF was 2,2 and 3,3 in heating and cooling mode respectively. These air/water-heat pumps has performed significantly worse in heating mode, because the average temperature lift has been 25 K higher than in cooling mode.

Optimizing the existing system at Miljøhuset GK

Several improvement measures have been considered. A regulation error has led to a significant heat loss from the hot water tanks. It is recommended to do a simple modification, which will halve the electrical energy demand of the heating element in the tanks. In addition, it is recommended to expand the measurement arrangement for both heat pump units and the server cooling machine. It has also been revealed several unfavorable system solutions that increase the temperature lift of the heat pumps, but it is not recommended to modify these. This is because modifications that lowers the temperature demand of the distribution system, only reduces the annual electricity demand by 2 MWh/year. These savings are too small to make the modifications profitable.

Assessment of alternative system solutions at Miljøhuset GK.

Several case studies of alternative system solutions have been done. The goal was to quantify the energy and cost savings due to the existing non-traditional system solutions, but also to quantify the savings that could be achieved by using other solutions. The annual electricity demand has been

reduced 1-2 kWh/(m²·year) by distributing heat through the ventilation air rather than using radiators, due to the lowered flow temperature demand. Still, the biggest difference has been the decreased investment costs of at least 2 million NOK.

Reuse of surplus heat from the server-cooling machine has covered 40 % of the heating demand, and reduced the electricity demand by 1,3 kWh/(m²·year). Meanwhile, if the server system had been outsourced, the annual electricity demand would be reduced by 19 kWh/(m²·year), because the servers are using 20% of the total electricity demand of the building. It is still unclear if this is profitable, because the prices for “cloud services” etc. is unknown. Nor is it given that outsourcing provides electricity savings from a community perspective. This requires that the cloud service supplier can operate more energy efficiently than local server systems.

Recommendations for future office buildings of passive house standard

Based on the experiences from working with Miljøhuset GK, several recommendations are given for future office buildings with passive house standard. Some of these are:

- **Costs:** If the proposals for the new TEK15 become adopted, the regulation of direct electricity use will be removed. In that case, one must focus on lowering the investment costs for energy efficient heating systems, to compete against direct electric heating.
- **Simple solutions:** Complicated systems increase the risk of operating errors. In addition, we have seen that the pump work in a “passive” office building can be significant. A “simplified system design” resulting in fewer pumps, less pressure loss and reduced pump work may perform equally as a “complicated system design” with focus solely on optimum heat pump operation.
- **Thermal sources:** It is recommended to use outside air as heat source due to the low investment costs, although it will make the temperature lift unfavorable to heat pumps. This disadvantage can be partly compensated for by using ventilation distributed heating with low flow temperatures.
- **Distribution system:** It is recommended to distribute the heating and comfort cooling by ventilation air. This will reduce both the electricity demand and investment costs. When needed, a “multi zoned” ventilation system should be used, combined with a thermal energy plant that can deliver both heating and comfort cooling at the same time. This solution will give the system much more flexibility to handle internal differences in the thermal demand.
- **Server system:** It is very important to clarify early in the planning stage whether the building should have a server system. If so, the thermal system should be designed to reuse the surplus heat from the server cooling. Server cooling and hot water heating are “constant” and significant demands that can advantageously be combined in an integrated system.
- **Measurements:** All heat pumps and cooling units in the thermal energy plant should be sufficiently monitored: Thermal production, temperatures, electricity use and compressor load should be measured with a maximum interval of 5 minutes. The resolution of the temperature sensors should be maximum 0,1 K, to avoid that the measuring uncertainty becomes too large.

Forord

Denne rapporten er skrevet i samband med emnet TEP4910 *Energiforsyning og klimatisering av bygninger, masteroppgave*. Dette er eit 30 stp. emne i 5. klasse til studieprogrammet *Produktutvikling og produksjon* på NTNU, og høyrer til studiespesialiseringa Energi- Prosess- og Strømningsteknikk. Rapporten er skrevet ved *Institutt for energi- og prosesseteknikk*.

Rapporten tek for seg ein djupare analyse av varme- og kjølesystemet i det "passive" kontorbygget Miljøhuset GK. Målet har vore å auke kunnskapen om varme- og kjølesystem i kontorbygg av passivhusstandard.

Hovudrettleiar for denne masteroppgåva har vore Jørn Stene, Førsteamanuensis II ved NTNU, Energi- og prosesseteknikk. Han har gitt tett oppfølging, og vist eit stort engasjement. Ole Jørgen Veiby har vore medrettleiar og kontaktpersonen min i GK. Takk til begge!

I tillegg vil eg takke far min, Edvard Orvik, og systra mi, Maria Bakke Orvik, for språkleg rettleiing.

Trondheim 19.12.2014

Erlend Bakke Orvik

Nomenklatur

<p>Symbol:</p> <p>AMTD Aritmetisk middeltemp [K] COP Coefficient Of Performance/effektfaktor [-] COP_{logg} Effektfaktor for varmepumpesystemet basert på loggførte målinger. E Elektrisk energi [kWh] \dot{E} Elektrisk effekt [kW] I (Meir)investeringskostnad [NOK] K Kostnad [NOK] k_{el} Spesifikk elektrisitetspris [NOK/kWh] LMTD Logaritmisk middeltemperatur [K] \dot{m} Massestrøm [kg/s] NNV Netto noverdi [NOK] n Levetid [år] p Trykk [bar] Q Termisk energi [kWh] \dot{Q} Termisk effekt [kW] r avkastningskrav/rentesats [%] RT Temp.sensor i systemskjemaet/ temp. frå temp.sensoren [°C]. SPF Seasonal Performance Factor/energifaktor [-] STI Største tillate investeringskost. [NOK] T Temperatur [°C] ΔT Temperaturdifferanse [K] t Tid [time] UA Produktet av varmevekslaren sin varmeoverførings-koeffisienten og overflateareal [W/K] \dot{V} Volumstrøm [m³/s] x Posisjon i varmevekslaren [m] η Verknadsgrad θ Temperaturglidning/temperaturdifferanse mellom tur- og returstrøm</p> <p>Øvrig:</p> <p>— Gjennomsnitt - Frå/til-symbol. Bindeledd for å beskrive energiflyt/samanheng/interaksjon.</p>	<p>Indeksar:</p> <p>c Carnot /ideell varmemasjin/ideell reversert varmemasjin; «Kaldt» reservoar for varmepumpe el Elektrisk, elektrisitet f Kuldemediestilstand ved fordamping; tilknytta fordamparen h «Varmt» reservoar for varmepumpe ideell Idealtilstand/teoretisk grense inn Innløp; innandørs is Isentropisk k Kuldemediestilstand ved kondensering; tilknytta kondensatoren kj Kjøling løft Differanse mellom «varmt» og «kaldt» reservoar for varmepumpe maks Maksimum/maksimalt min Minimum/minimalt reell Faktisk tilstand/måling retur Returstrømmen til hovudkretsen rom (ønska) tilstand i innelufta tg Trykk/gass/kuldemediestilstand ut av kompressoren tur Turstrømmen til hovudkretsen ut Utløp ute Utandørs va Varme w,f Kjølemediestilstand i fordamparen w,k Kjølemediestilstand i kondensatoren o Referanseverdi/utgangspunkt</p> <p>Systemreferansar/-indeksar:</p> <p>FV Forvarma tappevatn HK Hovudkretsen i distribusjonssystemet KV Kaldt nettvatn inn til varmtvasssystemet PK Prosesskjølesystemet SS Snøsmelteanlegget VP Varmepumpe/samlebegrep for IK40/41 VV Varmtvasssystemet; «varmtvassbehov»; ferdig oppvarma tappevatn (varmtvatn)</p>
<p>Fortløpande indeksering: Det blir tidvis laga fortløpande indeksar som nyttar heile ord/beskrivingar/referansar, og som det er anteke at lesaren skjønner meininga med.</p>	<p>Komponentreferansar frå systemskjemaet: Det blir fleire gongar referert til komponentar i systemskjema(et). Det skal kome fram av konteksten og kryssreferansar kva for komponentar det refererast til.</p>

Figurliste

Figur 2-1 Energikjeda i bygg. (NTNU 2008)	6
Figur 2-2 BREEAM-NOR er ei tilpassing av BREEAM-sertifisering til norsk standard.	8
Figur 2-3 Samanlikning av varme- og kjølebehov for ulike byggtekniske forskrifter (Smedegård, 2012).	9
Figur 2-4 Illustrasjon av prosjektfasar for varme- og kjølesystemet i eit byggeprosjekt.	10
Figur 3-1 Miljøhuset GK (GK Norge AS, 2012)	12
Figur 3-2 Forenkla systemskjema av varme- og kjølesystemet i Miljøhuset GK.	14
Figur 3-3 Energifytten i varme- og kjølemodus.	16
Figur 3-4 Prinsipielt skjema for aggregat IK40/41 (GK Norge).	17
Figur 3-5 Teoretisk kalddamp-prosess for R410A ved nominelle dimensjoneringspunkt for varme- og kjølemodus.	17
Figur 4-1 Illustrasjon av kva som er meint med ei "varig forskyving" av temperaturløftet. Ei kurve for både varig temperatúrauke og –reduksjon er teke med. Referanseforløpet er $T_{løft,0}$	18
Figur 5-1 Årleg varme- og kjøleproduksjon i Miljøhuset GK, snitt 2013-14.	22
Figur 5-2 Årleg varme- og kjøleproduksjon av enkeltkomponentar i Miljøhuset GK, snitt for 2013-14.	23
Figur 5-3 Fordeling av årleg levert energi (elektrisitet) til Miljøhuset GK, snitt for 2013-14.	23
Figur 5-4 Målt effektvarigheit for total varme- og kjøleproduksjon i Miljøhuset GK, snitt for 2013-14.	24
Figur 5-5 Målt effektvarigheit for produsert oppvarming og klimakjøling i Miljøhuset GK, snitt for 2013-14.	25
Figur 5-6 Effektvarigheit for varme- og kjøleproduksjonen av varmepumpene IK40/41 i Miljøhuset GK målt ved energimålar OE001. Plottet viser gjennomsnittsverdiar for 2013-14.	26
Figur 5-7 Effektvarigheit for overskotsvarmen frå prosesskjølemaskin IK42 til hovudkretsen i Miljøhuset GK, målt ved energimålar OE003. Plottet viser gjennomsnittsverdiar for 2013-14.	26
Figur 6-1 Produsenten sine testresultat i varmmodus for tilsvarende aggregattypen som IK40/41 (RC Group -12).	28
Figur 6-2 Varigheit for straumforbruk per time til varmepumpene IK40/41, snitt for 2013-14.	29
Figur 6-3 Målt $COP_{va,logg}$ (varmmodus) for varmepumpesystemet i Miljøhuset GK, 2013-14. $COP_{va,logg} = Q_{OE001,va} / E_{IK40-41,va}$. Det er nytta timessnitt, og målingane er delt opp i seriar etter termiske effektintervall.	30
Figur 6-4 Målt $COP_{kj,logg}$ (kjølemodus) for varmepumpesystemet i Miljøhuset GK, 2013-2014. $COP_{kj,logg} = Q_{OE001,kj} / E_{IK40-41,kj}$. Det er nytta timessnitt, og målingane er delt opp i seriar etter termisk effektintervall.	31
Figur 6-5 Parallellkopling av varmepumpeaggregat gir ekstra temperaturløft ved dellast pga blanding av vasstraumar, dersom fordelinga av vassmengdene ikkje blir regulert.	32
Figur 6-6 Forventa endring av noverande SPF_{VP} ved ei varig forskyving av temperaturløftet, $\Delta T_{løft,VP}$	34
Figur 6-7 Forventa endring av varmepumpene sitt årlege energibruk ved ei varig forskyving av temperaturløftet, $\Delta T_{løft,VP}$	34
Figur 6-8 Forventa årleg endring i energikostnader knytt til ei varig forskyving av temperaturløftet til varmepumpene IK40/41.	35
Figur 6-9 Teoretisk modell for $COP=f(T_{løft})$ for prosesskjølemaskin IK42.	36
Figur 6-10 Forventa endring i årleg energibruk for prosesskjølemaskin IK42, knytt til ei varig forskyving av temperaturløftet i <u>fyringssesongen</u>	37

Figur 6-11 Forventa endring i årlege energikostnadar for prosesskjølemaskin IK42, knytt til ei varig forskyving av temperaturløftet i <u>fyringssesongen</u> .	38
Figur 9-1 Systemskjema av noverande varmtvasssystem i energisentralen til Miljøhuset GK (jf. Figur 3-2).	43
Figur 9-2 Plot av loggført varmeoverføring mellom IK42 sin kondensatorkrets og varmtvasssystemet i 2014 (OE014, Figur 9-1), henta frå SD-anlegget sitt brukargrensesnitt. Positive måleverdiar betyr at varmen overførast <u>til</u> varmtvasssystemet.	44
Figur 9-3 Forslag til temperaturregulering av pumpe JP42(VV) via driftssentralen.	44
Figur 9-4 Systemskjema av varmepumpesystemet i energisentralen (jf. Figur 3-2).	46
Figur 9-5 Innkopling av akkumuleringstanken. Forlenga innløpsrør vil redusere omrøring i tanken.	46
Figur 9-6 Ugunstig temperaturgradient i akkumuleringstanken fører til sirkulasjon og øydelagt temperatursjikt.	47
Figur 9-7 Varmeveksling mellom aggregat IK40/41 og hovudkretsen skjer via kvar sin platevarmevarmevekslar. Platevarmevekslaren fungerer som ein kondensator eller fordampar i høvesvis varme- eller kjølemodus på grunn av reverserbare aggregat. Kvar aggregat har to interne delkretsar som deler ein slik platevarmevekslar på væskesida. Derfor viser figuren doble inn- og utløp på kuldemedie-sida.	47
Figur 9-8 Anbefalt innkopling av akkumuleringstank (Zijdemans, 2014, s. 52).	48
Figur 9-9 Temperaturforskjell mellom inn- og utløp gjennom akkumuleringstanken i turstraumen til hovudkretsen. Varighetsdiagram for 2013-14.	49
Figur 9-10 Temperaturforskjell mellom ut- og innløp gjennom akkumuleringstanken i retur-straumen til hovudkretsen. Varighetsdiagram for 2013-14, Miljøhuset GK.	50
Figur 9-11 Endringa i varmepumpene sitt temperaturløft, $\Delta T_{\text{løft,VP}}$, på grunn av temperaturløstap i akkumuleringstanken. Varighet for 2013-14.	51
Figur 9-12 Endra straumforbruk i varmepumpene pga temperaturløstapet i akkumuleringstanken, 2013-14.	51
Figur 9-13 Prinsippsskisse for parallellkopling av varmepumpeaggregat.	53
Figur 9-14 Endring i varmepumpene IK40/41 sitt straumforbruk per produsert varmeeining når $Q_{\text{IK40}}/Q_{\text{IK41}} \neq 1$.	53
Figur 9-15 Varighetsdiagram for det største straumtapet IK40/41 kan ha hatt pga ugunstig greinstraum-regulering i 2013/14. Dette gjeld ein worst-case-situasjon der berre eitt aggregat har vore i drift til ei kvar tid.	54
Figur 9-16 Varighetsdiagram for tur- og returtemperaturen i distribusjonssystemet, 2013/14.	55
Figur 9-17 Forslag til systemløysing for regulering av greinstraumar i parallellkoplinga.	56
Figur 9-18 Forslag til samkøying av aggregat IK40/41.	57
Figur 12-1 Målt turtemperatur i hovudkretsen til Miljøhuset GK, 2013. (RT42 i Figur 3-2).	65
Figur 13-1 Utekompenseringskurve for 60/40 °C og 55/45 °C radiatoranlegg, $DUT_v = -20$ °C og $T_{\text{rom}} = 22$ °C. Konstruert etter metoden i Zijdemans (2012).	70
Figur 13-2 Berekna grense for største moglege vassstemperatur frå IK40/41 sine kondensatorar ved ulike utetemperaturar.	71
Figur 13-3 Eksempel på systemløysing utan gjenbruk av overskotsvarmen frå serverkjølinga, og utan tilrettelegging for frikjøling.	74
Figur 13-4 Forslag til systemløysing med grunnvarme som termisk kjelde.	80
Figur 13-5 Samanlikning av forventa endring i årleg energiforbruk for ulike alternative systemløysingar. Dagens system er referansen. Prosentverdien tek utgangspunkt i det totale straumforbruket for bygget i dag: 1,1 GWh/år (Figur 5-3)	84
Figur V1-1 Energisentralen "som bygd" i Miljøhuset GK. Oppdatert oktober 2014.	103
Figur V4-1 Utdrag frå excel-ark for utrekning av årleg prosesskjølebehov.	107

Figur V4-2 Produsert kjøleeffekt av IK42 i 2013.....	108
Figur V4-3 Effektvarighet for produsert kjøleeffekt av IK42 i 2013.....	108
Figur V4-4 Straummåling med tangampermeter på IK42.....	109
Figur V4-5 Berekning av carnotverknadsgraden til IK42.....	109
Figur V4-6 Middeltemperaturar og temperaturløft for vasskretsane på kald og varm side av IK42, 2013.....	110
Figur V4-7 Utdrag frå excel-ark for berekning av levert energi til IK42, 2013.....	111
Figur V6-1 Behandling av måledata før plotting av effektvarigheitskurvene.....	114
Figur V6-2 Plotting av effektvarigheitskurver. Samanlikning av måledata for 2013, 2014 og snitt for 2013-14.....	114
Figur V7-1 Illustrasjon av korleis tidsintervalla blir forskyve ved manglande loggføringar. Verdiane som har blitt nytta her er konstruerte.....	115
Figur V7-2 Systematisering av tidsavvika i loggføringane.....	116
Figur V7-3 Eksempel på korleis måledata blir behandla i samsvar med prosedyre 1-2.....	117
Figur V8-1 Greinstraumar mellom parallellkopla varmepumpeaggregat påverkar temperaturløftet.....	118
Figur V8-2 Parallellkopling av varmepumpe-aggregat.....	119
Figur V8-3 Endring i varmepumpe IK40-41 sitt straumforbruk per produsert varmeeining når $Q_{IK40}/Q_{IK41} \neq 1$	123
Figur V9-1 Illustrasjon av excel-modellen for berekning av endra energiforbruk ved alternative systemløysingar.....	124
Figur V9-2 Prosessanalyse for R410A: A) Lågaste utetemperatur som gir 50°C utgåande vasstemperatur frå kondensatoren. B) Maksimal utgåande vasstemperatur frå kondensatoren ved $T_{ute} = -15^{\circ}\text{C}$. Føresetnad: $T_k - T_{k,ut} = 5\text{ K}$, $T_{ute} - T_f = 5\text{ K}$	126
Figur V9-3 Berekna grense for største moglege vasstemperatur frå kondensatorane til IK40/41 ved ulike utetemperaturar.....	126
Figur V10-1 Grunnleggjande prinsipp for varmepumper.....	127
Figur V10-2 Temperaturløftet sin innverknad på effekt faktoren i varmemodus. $T_h = 30^{\circ}\text{C}$	128
Figur V10-3 Eksponentialregresjon av samanhengen mellom COP og temperaturløft for teoretiske varmepumper med carnotvirkningsgrad 0,2-0,6 og $T_h = 30^{\circ}\text{C}$	131
Figur V10-4 Illustrasjon av kva som er meint med ei "varig forskyving" av temperaturløftet. Ei kurve for både varig temperaturauke og –reduksjon er teke med.....	132
Figur V10-5 Prosentvis endring av SPF som følge av ei varig forskyving i temperaturløftet for ei teoretisk varmepumpe med konstant η_c	132
Figur V10-6 Samanheng mellom SPF og endra relativt energiforbruk når referansen er $\text{SPF}_0 = 1$	133
Figur V10-7 Endring i relativt energiforbruk som følgje av ei varig forskyving av temperaturløftet. Det er plotta kurver for tre ulike referansesystem med SPF_0 lik 2, 3 og 4.....	134
Figur V10-8 Systemgrensa sin innverknad på effekt faktoren.....	135

Tabelliste

Tabell 2-1 Forventa endringar i energibehov frå TEK10 til NS3701. Kjelde: Stene (2014b), Smedegård (2012).	9
Tabell 3-1 Fakta om Miljøhuset GK (GK 2012).	13
Tabell 3-2 Sentrale klimadata for Miljøhuset GK.	13
Tabell 3-3 Energipostane til varme- og kjølebehovet i Miljøhuset GK.....	13
Tabell 5-1 Målt årleg varme- og kjøleproduksjon i Miljøhuset GK, 2013-14.	23
Tabell 6-1 Nøkkeltal for varme- og kjølesystemet si yting i Miljøhuset GK, 2013-14.	27
Tabell 6-2 Produsenten sine testresultat for tilsvarande aggregattypen som IK40/41 (RC Group -12). ..	28
Tabell 6-3 Ideelle og nominelle ytingar for aggregattypen til IK42 (RC Group).	36
Tabell 9-1 Overslag på investeringskostnader knytt til optimalisering av varmtvasssystemet i Miljøhuset GK.	45
Tabell 9-2 Forslag til samkøying av aggregat IK40/41.....	57
Tabell 12-1 Ulike varme- og kjøleavgivarar. Utarbeidd på bakgrunn av Zijdemans (2012, Kap.2).	64
Tabell 12-2 Ulike varmekjelder med typiske temperaturar (henta frå Stene, 1997a, s 4-1).	67
Tabell 13-1 Forventa endring i årleg energiforbruk ved å distribuere oppvarming via eit radiatoranlegg i staden for ventilasjonslufta. Resultata for både eit 60/40 °C- og 55/45 °C-anlegg er satt opp.....	72
Tabell 13-2 Lønsemdanalyse for å distribuere oppvarming via eit radiatoranlegg i staden for ventilasjonslufta. Resultata for både eit 60/40 °C- og 55/45 °C-anlegg er satt opp. Det er nytta to ulike estimat for investeringskostnadane: Norsk Prisbok 2013 og Smedegård (2012) Kostander er oppgitt utan MVA.....	73
Tabell 13-3 Forventa endring i årleg energiforbruk dersom ein dumpar overskotsvarmen frå serverkjølinga, i staden for å nytte den til oppvarming.	75
Tabell 13-4 Forventa endring i drifts- og investeringskostnader dersom ein hadde dumpa all overskotsvarmen frå serverkjølinga til utelufta.	76
Tabell 13-5 Forventa endring i årleg energiforbruk ved outsourcing av serversystemet.	78
Tabell 13-6 Forventa endring i driftskostnader ved outsourcing av servertenester.....	79
Tabell 13-7 Forventa endring i investeringskostnadane ved outsourcing av serversystemet i bygget sin planleggingsfase.	79
Tabell 13-8 Forventa endring i årleg energiforbruk ved bruk av grunnvarme i staden for uteluft som termisk kjelde.	82
Tabell 13-9 Overslag på investeringskostnadar knytt til å bygge ut eit brønnsystem ved Miljøhuset GK.	83
Tabell 13-10 Samanlikning av forventa endring i årleg energiforbruk for ulike alternative systemløyningar. Endringane er fordelt på hovudkomponentane. Dagens system er referansen.....	85
Tabell V3-1 Tilgjengelege relevante måledata i SD-anlegget/EOS i Miljøhuset GK.	106
Tabell V4-1 Berekning av volumstraum i isvasskrets.	107
Tabell V8-1 Input til case for analyse av endra straumforbruk knytt til regulering av greinstraumane til varmpumpe IK40-41.	121
Tabell V8-2 Endring i effektforbruk for VP _A pga ulike greinstraumar og effektdekning i parallellkoplinga.	121
Tabell V8-3 Endring i effektforbruk for VP _B pga ulike greinstraumar og effektdekning i parallellkoplinga.	122
Tabell V8-4 Endring i samla effektforbruk for VP _A +VP _B som følge av ulike greinstraumar og effektdekning i parallellkoplinga.	122

Innholdsliste

Samandrag	i
Abstract	iii
Forord	v
Nomenklatur	vi
Figurliste	vii
Tabelliste	x
Innholdsliste	xi

1	Innleiing	1
	1.1 Bakgrunn.....	1
	1.2 Mål.....	2
	1.3 Problemstilling.....	2
	1.4 Avgrensing av oppgåva.....	2
	1.5 Framgangsmåte.....	3
	1.6 Oppbygning av rapporten.....	4

Aktualisering

2	Status for energibruk i norske kontorbygg	6
	2.1 Energikjeda i bygningar: omgrep.....	6
	2.2 Lover og forskrifter om energibruk i bygg.....	7
	2.2.1 <i>Energirammer</i>	7
	2.2.2 <i>Energimerking</i>	7
	2.3 Frivillig energi-sertifisering.....	8
	2.3.1 <i>NS-3701: Passivhusstandar for yrkesbygg</i>	8
	2.3.2 <i>BREEAM</i>	8
	2.4 Forventa varme- og kjølebehov i yrkesbygg av passivhusstandard.....	9
	2.5 Berekna og reelt energibehov i bygg.....	10
	2.6 Målt energibruk i norske kontorbygg.....	10
	2.7 Kommentar til dagens energilover og –sertifiseringar for bygg.....	11
3	Oppsummering av tidlegare arbeid med Miljøhuset GK	12
	3.1 Om Miljøhuset GK.....	12
	3.1.1 <i>Bygget</i>	12

3.1.2	<i>Sentrale klimadata</i>	13
3.1.3	<i>Overordna varme- og kjølebehov</i>	13
3.2	Overordna beskriving av varme- og kjølesystemet i Miljøhuset GK.....	14
3.2.1	<i>Energisentralen</i>	14
3.2.2	<i>Distribusjonssystemet</i>	15
3.2.3	<i>Integrasjon mellom delsystema</i>	15
3.2.4	<i>Termisk kjelde</i>	16
3.2.5	<i>Driftsmodus</i>	16
3.2.6	<i>Detaljert systemskjema og avvik frå "som bygget"</i>	16
3.3	Varmepumpeaggregata IK40/41	17
4	Teoretisk rekneverktøy for varmepumper sin energieffektivitet	18

Del I: Analyse av noverande varme- og kjølesystem ved Miljøhuset GK

5	Energirekneskap for varme og kjøling i Miljøhuset GK, 2013-14	22
5.1	Total varme- og kjøleproduksjon.....	22
5.2	Varme- og kjøleproduksjon av enkeltkomponentar.....	23
5.3	Levert energi (elektrisitet)	23
5.4	Effektbehov.....	24
5.4.1	<i>Totalt effektbehov for varme og kjøling</i>	24
5.4.2	<i>Effektbehov for oppvarming og klimakjøling</i>	25
5.4.3	<i>Termisk effektvarigheit for varmepumper og overskotsvarmen frå prosesskjølinga</i> ...	25
6	Systemytingar for Miljøhuset GK, 2013-14	27
6.1	Nøkkeltal for ytinga til varme- og kjølesystemet.....	27
6.2	Varmepumpesystemet si yting ved varierende temperaturløft.....	28
6.2.1	<i>Produsenten si testkøyring</i>	28
6.2.2	<i>Målt samanheng mellom COP_{VP} og temperaturløftet for IK40/41</i>	29
6.2.3	<i>Vurdering av vidare bruk av måleresultata for COP mot temperaturløft</i>	31
6.2.4	<i>Varmepumpene sitt energisparingspotensial knytt til temperaturløftet</i>	32
6.2.5	<i>Økonomiske betraktningar knytt til temperaturløft og energisparing for IK40/41</i>	35
6.3	Prosesskjølesystemet si yting ved varierende temperaturløft.....	36
6.3.1	<i>Modellering av samanhengen mellom COP_{IK42} og temperaturløftet</i>	36
6.3.2	<i>Prosesskjølemaskin IK42 sitt energisparingspotensiale knytt til temperaturløftet</i>	37
6.3.3	<i>Økonomiske analysar knytt til temperaturløft og energisparing for IK42</i>	37
7	Oppsummering av del I	39

Del II: Optimalisering av noverande varme- og kjølesystem ved Miljøhuset GK

8	Prinsipp og rammer for optimaliseringsarbeidet.....	42
9	Analyse av konkrete problemområde.....	43
9.1	Varmetap frå varmtvasssystemet	43
9.1.1	<i>Problembeskriving: VV-systemet</i>	<i>43</i>
9.1.2	<i>Forslag til løysing: VV-systemet.....</i>	<i>44</i>
9.1.3	<i>Berekna energisparing og lønnsedanalyse: VV-systemet.....</i>	<i>45</i>
9.2	Temperaturtap knytt til akkumuleringstanken si innkopling.	46
9.2.1	<i>Problembeskriving: Akkumuleringstank</i>	<i>46</i>
9.2.2	<i>Rammer for energisparinga: Akkumuleringstank.....</i>	<i>48</i>
9.2.3	<i>Vurdering av vidare arbeid med tiltak: Akkumuleringstank</i>	<i>52</i>
9.3	Temperaturtap knytt til parallellkopla varmpumpeaggregat.....	52
9.3.1	<i>Problembeskriving: Parallellkopling av IK40/41</i>	<i>52</i>
9.3.2	<i>Rammer for energisparinga: Parallellkopling av IK40/41.....</i>	<i>54</i>
9.3.3	<i>Forslag til løysing: Parallellkopling av IK40/41</i>	<i>55</i>
9.4	Manglar i måleopplegget.....	58
9.4.1	<i>Manglande måling av prosesskjølemaskin IK42 si yting</i>	<i>58</i>
9.4.2	<i>Manglande rapportering av målingar som antyda varmetap frå varmtvasssystemet ..</i>	<i>59</i>
9.4.3	<i>Manglande måling av ytinga til kvart enkelt varmpumpeaggregat IK40/41</i>	<i>59</i>
10	Oppsummering av del II	60

Del III: Analyse av alternative system-løysingar

11	Rammer for analysen av alternative systemløysingar	63
11.1	Formålet med analysen	63
11.2	Framgangsmåten for analysen	63
12	Fokusområde for analysen.....	64
12.1	Distribusjonssystemet for varme og kjøling	64
12.1.1	<i>Ulike varme- og kjøleavgivarar.....</i>	<i>64</i>
12.1.2	<i>Nye moglegheiter for distribusjonssystemet i kontorbygg av passivhusstandard</i>	<i>64</i>
12.1.3	<i>Ventilasjonsluft for varme- og kjøledistribusjon</i>	<i>65</i>
12.1.4	<i>Potensialet for ventilasjonsluft</i>	<i>65</i>
12.2	Serversystemet	66
12.2.1	<i>Energibehov knytt til serversystemet.....</i>	<i>66</i>
12.2.2	<i>Servervarme som varmekjelde</i>	<i>66</i>
12.2.3	<i>Outsourcing av serversystem.....</i>	<i>66</i>

12.3	Termiske energikjelder	67
12.3.1	Ulike termiske kjelder for varmpumper	67
12.3.2	Termiske kjelder for Miljøhuset GK.....	67
13	Eksempel-studium av ulike systemløyningar for Miljøhuset GK	69
13.1	Felles tilnærming til eksempel-studia.....	69
13.2	Studium 1: Varmedistribusjon via radiatorar i staden for ventilasjonsluft	70
13.2.1	Forslag til systemløyning: Studium 1	70
13.2.2	Spesielle føresetningar: Studium 1	70
13.2.3	Berekna endring i energiforbruk: Studium 1.....	72
13.2.4	Lønsemdanalyse: Studium 1	72
13.2.5	Kommentar til Studium 1.....	73
13.3	Studium 2: Ingen gjenbruk av overskotsvarmen frå serverkjølinga	74
13.3.1	Forslag til systemløyning: Studium 2	74
13.3.2	Spesielle føresetnader: Studium 2	74
13.3.3	Berekna endring i energiforbruk: Studium 2.....	75
13.3.4	Kostnadsanalyse: Studium 2.....	76
13.3.5	Kommentar til Studium 2.....	76
13.4	Studium 3: Outsourcing av serversystemet.....	77
13.4.1	Forslag til systemløyning: Studium 3	77
13.4.2	Spesielle føresetnader: Studium 3	77
13.4.3	Berekna endring i energiforbruk: Studium 3.....	78
13.4.4	Kostnadsanalyse: Studium 3.....	78
13.4.5	Kommentar til Studium 3.....	79
13.5	Studium 4: Grunnvarme som termisk kjelde i staden for uteluft.....	80
13.5.1	Forslag til systemløyning: Studium 4	80
13.5.2	Forventa endring i energiforbruk: Studium 4.....	82
13.5.3	Investeringskostnader: Studium 4	82
13.5.4	Kommentar til Studium 4.....	83
13.6	Samanlikning av energisparingspotensiale for dei ulike systemløyningane	84
14	Oppsummering av del III	86

Avslutning

18	Generell kommentar til varme- og kjølesystemet i passive kontorbygg	90
19	Relevante erfaringar frå Miljøhuset GK for framtidige kontorbygg av passivhusstandard..	91
19.1	Varme- og kjølebehovet – berekna og målte verdiar	91
19.2	Distribusjonssystemet	92
19.3	Termiske kjelder	92

19.4	Oppbygging av energisentralen	93
19.5	Måling og energioppfølging	94
20	Konklusjon	95
21	Forslag til vidare arbeid	97
22	Referanseliste	98

Vedlegg

Vedlegg 1	Energisentralen «som bygd» i Miljøhuset GK.....	103
Vedlegg 2	Om målearbeidet.....	104
V2.1	Måleomfang.....	104
V2.2	Målemetode	104
V2.3	Måleperiode	105
V2.4	Måleresultat	105
Vedlegg 3	Tilgjengelege måledata i SD-anlegget/EOS.....	106
Vedlegg 4	Berekne prosesskjølebehovet og levert energi til IK42	107
V4.1	Volumstrøm: Isvasskrets.....	107
V4.2	Årleg prosesskjøleproduksjon.....	107
V4.2.1	<i>Akkumulert prosesskjøling</i>	<i>107</i>
V4.2.2	<i>Effektvarigheit.....</i>	<i>108</i>
V4.3	Levert effekt og carnotverknadsgrad	109
V4.3.1	<i>Feltmålingar</i>	<i>109</i>
V4.3.2	<i>Produsenten si testkøyring.....</i>	<i>110</i>
V4.4	Berekning av årleg levert energi til IK42.....	110
Vedlegg 5	Energirekneskap for Miljøhuset GK, 2013-14	112
Vedlegg 6	Plotting av effektvarigheitskurver	114
Vedlegg 7	Behandle målefeil i SD-anlegget.....	115
Vedlegg 8	Optimale greinstraumar til parallellkoplade varmepumper.....	118
V8.1	Teoretisk analyse	118
V8.2	Case: Optimal greinstraumfordeling til varmepumpene i Miljøhuset GK	121
V8.3	Sensitivitetsanalyse for straumtapet til varmepumpene i Miljøhuset GK.....	123
V8.4	Konklusjon og vidare bruk av resultatata	123
Vedlegg 9	Estimere energisparing ved alternative systemløyningar	124
V9.1	Overordna tilnærming	124
V9.2	Berekningsverktøy	124
V9.3	Modell for varmepumper	124

V9.4	Modell for tørrkjølar	126
V9.5	Modell for pumpearbeid	126
V9.6	Modell for radiatoranlegg.....	126
Vedlegg 10	Teoretiske verktøy for berekning av varmepumper sin energieffektivitet.	127
V10.1	Viktige vilkår for energieffektive varmepumper	127
	<i>V10.1.1 Varmepumpa sitt grunnleggjande prinsipp.....</i>	<i>127</i>
	<i>V10.1.2 Varmepumpas effektfaktor</i>	<i>127</i>
	<i>V10.1.3 Temperaturløftet sin innverknad på effekt faktoren.....</i>	<i>128</i>
	<i>V10.1.4 Varmefaktor og energifaktor</i>	<i>129</i>
V10.2	Energifaktor og energisparing	133
V10.3	Dellastreguleringa sin innverknad på effekt faktoren.....	134
V10.4	Systemgrenser og effekt faktoren.....	135
Vedlegg 11	Risikovurdering knytt til gjennomføring av oppgåva	136

1 Innleiing

1.1 Bakgrunn

Energibruk i Noreg

I 2010 var det samla norske energiforbruket i bustader og yrkesbygg på 80 TWh. Dette utgjorde om lag 48% av det totale energiforbruket i landet (Enova SF, 2012:1). I 2012 gjekk 45 TWh, 56% av energiforbruket i eit gjennomsnittleg bygg, til oppvarming (Enova SF, 2014:1). Det betyr at om lag ein fjerdedel av energiforbruket i Noreg gjekk til oppvarming av bygg. I tillegg går det energi til diverse kjøling og oppvarming av varmtvatn.

Det er eit politisk mål å betre energieffektiviseringa i Noreg. Enova SF (2012:1) meiner det er eit stort potensiale i energieffektivisering av norske bygningar. Dette gjeld særleg for nybygg og større renoveringar.

Ulike verkemiddel kan nyttast for å oppnå dette. Blant anna stod det i stortingsmelding 21, "Norsk klimapolitikk" (2011-2012), at regjeringa vil:

"Skjerpe energikravene i byggeteknisk forskrift til passivhusnivå i 2015 og nesten nullenerginivå i 2020. Regjeringa vil senere fastsette bestemmelser som definerer passivhusnivå og nesten nullenerginivå. Beslutning om kravnivå gjøres på bakgrunn av utredningar av samfunnsøkonomiske og helsemessige konsekvenser og kompetansen i byggenæringa."

Passivhusstandarden

Den første norske passivhusstandarden for bustadar kom i 2010. Den reelle energieffektiviteten i dei første passivbustadane varierte. Klinski et al. (2012, s. 5) konkluderte med at "Norske og utenlandske studier viser at energibruk i mange lavenergi- og passivhus avviker i forhold til energiberegningar; noen er bedre og noen er verre enn forventet."

I september 2012 kom den første norske passivhusstandarden for yrkesbygg: NS3701. Til no er det relativt få yrkesbygg som har blitt bygde etter denne standarden, og langt færre har vore drifta lenge nok til at den reelle energieffektiviteten kan vurderast.

Bransjen har ei stor interesse i å tileigne seg meir kunnskap om den reelle energieffektiviteten i passive yrkesbygg. Dette gjeld ikkje berre ytinga som er knytt til bygningskroppen, men også ytinga til dei tekniske systema. Den nye passivhusstandarden fører blant anna til nye rammevilkår for varme- og kjøleanlegget.

Miljøhuset GK

I juni 2012 ferdigstilte GK Norge AS sitt nye hovudkontor, Miljøhuset GK, i Oslo, og det har blitt godkjent som passivhus etter NS3701. Bygget er energiklassifisert til klasse A og har dessutan blitt BREEAM-klassifisert til "Very good". Det har eit innovativt varme- og kjølesystem der all varme og kjøling blir distribuert via ventilasjonslufta, og uteluft blir nytta som termisk energikjelde.

Det har no vore i drift i over to år. VVS-anlegget er utstyrt med omfattande måleutstyr, og måledata har blitt loggført gjennom byggets driftsfase. Miljøhuset GK er dermed betrakta som eigna til ein eksempelanalyse av varme- og kjølesystemet i passive yrkesbygg.

Forprosjekt

Hausten 2014 blei fordjupingsprosjektet «Analyse av varme- og kjølesystemet ved Miljøhuset GK» gjennomført av den same studenten som her. Varme- og kjølesystemet til Miljøhuset GK blei studert

og beskrive i detalj, innleiande målingar vart analyserte, og bygningens reelle energieffektivitet vart dokumentert for driftsåret 2013. I tillegg vart det gjort ei overordna vurdering av bygningen og det tekniske anlegget.

Analysen avdekte at enkelte av systemløyisingane ikkje var optimale. Mellom anna viste varmepumpene seg å vere både overdimensjonerte og ugunstig innkopla i energisentralen. Dette har truleg ført til dårlegare ytingar enn forventa. Varmtvasssystemet har også vist seg å yte dårlegare enn forventa på grunn av manglar i reguleringsystemet.

1.2 Mål

Formål

Denne masteroppgåva har vore ei vidareføring av fordjupingsprosjektet, og har hatt det same overordna formålet om å auke kunnskapen om energieffektiviteten til varme- og kjølesystem i kontorbygg med passivhusstandard.

Resultatmål

Oppgåva har vore tredelt. På bakgrunn av eit litteraturstudium, innhenting av måledata og bruk av diverse analyseverktøy har ein jobba mot følgjande resultatmål:

1. Djuptgåande analyse av varme- og kjølesystemets yting, effektfaktor (COP), driftstekniske eigenskapar osv. basert på måledata frå SD-anlegget.
2. Vurdering av alternativ utforming og drift av varme- og kjølesystemet –varmeopptakssystem, energisentral og distribusjonssystem.
3. Utarbeiding av retningslinjer for korleis system for termisk energiforsyning i kontorbygg av passivhusstandard bør utformast, dimensjonerast og driftast.

1.3 Problemstilling

Ei slik oppgåve kan bli svært omfattande. Det var derfor viktig å formulere nokre sentrale problemstillingar som skulle svarast på:

- A. Samsvarer behovet for varme- og kjøling i Miljøhuset GK med prosjekterte verdiar?
- B. Korleis kan dagens varme- og kjølesystem ved miljøhuset GK optimaliserast for å gjere det meir energieffektivt og økonomisk lønsamt?
- C. Kunne Miljøhuset GK med fordel nytta andre systemløyisingar frå starten av?
- D. Kva kan vi lære frå Miljøhuset GK til komande kontorbygg med passivhusstandard?

1.4 Avgrensing av oppgåva

I utgangspunktet er oppgåva breitt formulert. På grunn av tidsrammer, avgrensingar i tilgjengeleg informasjon, og geografisk avstand, var det nødvendig å sette klare rammer for oppgåva sitt omfang og djupne. Overordna har arbeidet blitt gjort etter følgjande rammer:

- **Omfang:** Det har blitt prioritert å fokusere på energieffektivitet og kostnader knytt til forsyning, konvertering og hovudfordeling av termiske energi. Dette inneber termiske kjelder og -opptakssystem, energisentralen, og hovudkretsen i det vassborne distribusjonssystemet. Innneklima, ventilasjon, netto varme- og kjølebehov, og endeleg distribuering av dette, har dermed ikkje blitt vurdert i seg sjølv, men blitt omtalt i samband med innverknaden det har hatt på systemeffektiviteten og behovet for levert energi.
- **Djupne:** Det har blitt prioritert å gjere analyser på systemnivå og ikkje komponentnivå. Til dømes har ikkje standard kjøleaggregat, akkumuleringstankar og liknande komponentar blitt

vurdert i seg sjølv. Derimot har systemdesign, som inneber val, samankopling og samkøyring av komponentane, vore i fokus.

Meir konkrete avgrensingar blir nærmare beskrive i innleiinga til kvar enkelt rapportdel.

1.5 Framgangsmåte

Arbeidet har blitt gjort etter følgjande hovudpunkt:

- Litteraturstudium
- Teoretisk studium
- Studere varme- og kjølesystemet
- Innhenting og behandling av måledata
- Analyse av måledata

Litteraturstudium

Målet med litteraturstudiet var å:

- Klargjere sentrale definisjonar, teori og lovverk som låg til grunn for analysane.
- Finne relevant forskning som har blitt gjort innan energibruk i bygg, og presentere forskningsresultat som kan relaterast til analysane i denne rapporten.

Litteratursøket vart gjort på fleire måtar:

- Gjennomgang av pensum i relevante emne frå studiet på NTNU.
- Søk etter faglitteratur i Bibsys sine nettsider.
- Søk etter relevante publikasjonar og studentoppgåver i DiVA.
- Søk etter relevante stortingsmeldingar og forskningsrapportar på nettsidene til aktørar som Standard Norge, Enova, Regjeringa, Sintef og Norsk VVS.
- Generelle søk i søkemotoren Google med søkeord som "passivhus", "passivhusstandard", "yrkesbygg", "energieffektivisering", "Sintef", "politisk", "BREEAM". Kun søkeresultat som lenka til nettsidene til kjente og seriøse aktørar var av interesse. Dette inkluderte blant anna aktørane som vart nemnd i forrige punkt.

Teoretisk studium

Analysane har i stor grad teke utgangspunkt i teoretiske prinsipp for varme- og kjøleteknikk, med spesielt fokus på varmepumpeteori. Det har blitt jobba med å utleie teoretiske rekneverktøy som kan estimere potensialet for energisparing knytt til temperaturkrava i varme- og kjølesystemet. Målet var at rekneverktøyet skulle gi meir reelle resultat enn innarbeidde «tommelreglar», utan gjere omfattande simuleringsarbeid.

Studere varme- og kjølesystemet

Varme- og kjølesystemet ved Miljøhuset GK blei studert og beskrive i detalj i eit forprosjekt til denne oppgåva. Dette innebar blant anna befaringar og feltmålingar. Forprosjektet var dermed hovudgrunnlaget for vidare analyser av systemet. Ved behov blei ytterlegare informasjon om systemet skaffa via tilgjengeleg FDV-dokumentasjon, tekniske teikningar, og munnleg og skriftleg kommunikasjon med bi-vegleriaren ved Miljøhuset GK.

Innhenting og behandling av måledata

Det vart gjort målingar på anlegget for å dokumentere faktisk energiforbruk og temperaturforløp. Dette blei i stor grad gjort via fjernavlesing. VVS-anlegget er utstyrt med måleutstyr, og eit SD-anlegg loggfører måledataa i eit energioppfølgingsystem (EOS). Måledataa blei lasta ned frå EOS via ein nettlesar.

Måledataa måtte behandlast for loggføringsfeil før dei kunne nyttast. Datamengdene var så store, at det blei skrivne eigne programkodar i MATLAB som skulle automatisere jobben i samarbeid med Microsoft Excel. Det blei jobba mykje med dette, sidan dei fleste analysane var avhengig av korrekte måledata.

I forkant av denne oppgåva, vart det for enkelte målepunkt gjort eigne feltmålingar av volumstraum og straumforbruk. Det blei gjort der det mangla måleopplegg for fjernavlesing.

Analyse av måledata

Måledataane vart analysert på bakgrunn av teoretiske tilnærmingar, og ved hjelp av databehandling i Microsoft Excel og MATLAB. Det vart vektlagt å utarbeide diagram og tabellar for å tolke dataa.

1.6 Oppbygning av rapporten

Rapporten består av ei aktualisering, ein hovuddel og ei avslutning. Ei kort beskriving av innhaldet blir gjort her.

Aktualisering

Aktualiseringa legg grunnlaget for hovudrapporten gjennom relevante litteraturstudium, oppsummering av tidlegare arbeid og sentral teori. I litteraturstudiet ser vi litt på status for dagens byggtekniske forskrift, passive bygningar, sertifiseringsordningar, og energibruken i norske kontorbygg. Deretter blir det gjort ei oppsummering av forprosjektet som vart omtala innleiingsvis. I tillegg blir det gjort ei oppsummering av utleia rekneverktøy som blir nytta til seinare analysar.

Hovuddel I: Analyse av noverande varme- og kjølesystem ved Miljøhuset GK

I del I blir det gjort ein djupare analyse av det noverande varme- og kjølesystemet ved Miljøhuset GK. Bygget sitt reelle energi- og effektbehov, og varme- og kjølesystemet si yting blir dokumentert på grunnlag av loggførte måledata i SD-anlegget og eigne feltmålingar. I tillegg blir det gjort ein omfattande teoretisk analyse av energisparingspotensialet til varmepumpene og prosesskjølemaskina, som er knytt til senking av temperaturløftet.

Hovuddel II: Optimalisering av noverande varme- og kjølesystem ved Miljøhuset GK

I del II blir konkrete forbetningsforslag av det noverande systemet analysert. Først blir prinsippa og rammene for analysen presisert. Deretter blir det gjort ein analyse av utvalde problem-område. Fokuset i denne delen er å finne konkrete tiltak som har vesentleg betydning for energibruk og –kostnader på systemnivå, og som kan vere realistisk å gjennomføre. Forventa energisparing og lønsemd er lagt til grunn for dei endelege konklusjonane. Berre problemområde med gode nok data til å kvantifisere potensialet for energisparing, har blitt prioritert.

Hovuddel III: Analyse av alternative systemløyningar

I Del III blir det gjort fleire eksempel-studium av alternative systemløyningar. Det blir talfesta kor mykje energi og kostnader Miljøhuset GK har spart på sine utradisjonelle løyningar. Det blir og gjort analysar av potensialet for ytterlegare innsparingar, dersom dei hadde valt andre løyningar. Fokuset har vore på grunnleggjande endringar av distribusjonssystemet, prosesskjølebehovet og termiske kjelder, og korleis dette påverkar energisentralen.

Avslutning:

I den avsluttande delen blir det gjort ein gjennomgang av erfaringar frå Miljøhuset GK. Basert på dette, blir det foreslått retningslinjer for framtidige kontorbygg av passivhusstandard. Deretter blir det konkludert på dei innleiande problemstillingane, etterfølgd av forslag til vidare arbeid.

Aktualisering

Aktualiseringa legg grunnlaget for hovudrapporten gjennom relevante litteraturstudium, oppsummering av tidlegare arbeid og sentral teori. I litteraturstudiet ser vi litt på status for dagens byggt tekniske forskrift, passive bygningar, sertifiseringsordningar, og energibruken i norske kontorbygg. Deretter blir det gjort ei oppsummering av forprosjektet som vart omtala innleiingsvis. I tillegg blir det gjort ei oppsummering av utleia rekneverktøy som blir nytta til seinare analysar.

Innhald for aktualiseringa:

2	Status for energibruk i norske kontorbygg	6
2.1	Energikjeda i bygningar: omgrep.....	6
2.2	lover og forskrifter om energibruk i bygg.....	7
	2.2.1 <i>Energirammer</i>	7
	2.2.2 <i>Energimerking</i>	7
2.3	Frivillig energi-sertifisering.....	8
	2.3.1 <i>NS-3701: Passivhusstandar for yrkesbygg</i>	8
	2.3.2 <i>BREEAM</i>	8
2.4	Forventa varme- og kjølebehov i yrkesbygg av passivhusstandard.....	9
2.5	Berekna og reelt energibehov i bygg.....	10
2.6	Målt energibruk i norske kontorbygg.....	10
2.7	Kommentar til dagens energilover og –sertifiseringar for bygg.....	11
3	Oppsummering av tidlegare arbeid med Miljøhuset GK	12
3.1	Om Miljøhuset GK.....	12
	3.1.1 <i>Bygget</i>	12
	3.1.2 <i>Sentrale klimadata</i>	13
	3.1.3 <i>Overordna varme- og kjølebehov</i>	13
3.2	Overordna beskriving av varme- og kjølesystemet i Miljøhuset GK.....	14
	3.2.1 <i>Energisentralen</i>	14
	3.2.2 <i>Distribusjonssystemet</i>	15
	3.2.3 <i>Integrasjon mellom delsystema</i>	15
	3.2.4 <i>Termisk kjelde</i>	16
	3.2.5 <i>Driftsmodus</i>	16
	3.2.6 <i>Detaljert systemskjema og avvik frå "som bygget"</i>	16
3.3	Varmepumpeaggregata IK40/41.....	17
4	Teoretisk rekneverktøy for varmpumper sin energieffektivitet	18

2 Status for energibruk i norske kontorbygg

2.1 Energikjeda i bygningar: omgrep

Det er viktig å definere energiomgrepa langs energikjeda til eit bygg, for det hender at slike omgrep blir nytta om kvarandre. Denne rapporten nyttar same definisjonane som NS-3031:

Brutto energibehov (1, Figur 2-1):

Det totale energibehovet i ei bygning dersom ein ser bort frå energisystemet si yting, og passive- og interne energitilskot.

Netto energibehov (4, Figur 2-1):

Bygningen sitt energibehov dersom ein medreknar effekten frå energitilskot (2,3 Figur 2-1), men "...uten hensyn til energisystemets virkningsgrad eller tap i energikjeden." (NS-3031).

Levert energi (6, Figur 2-1):

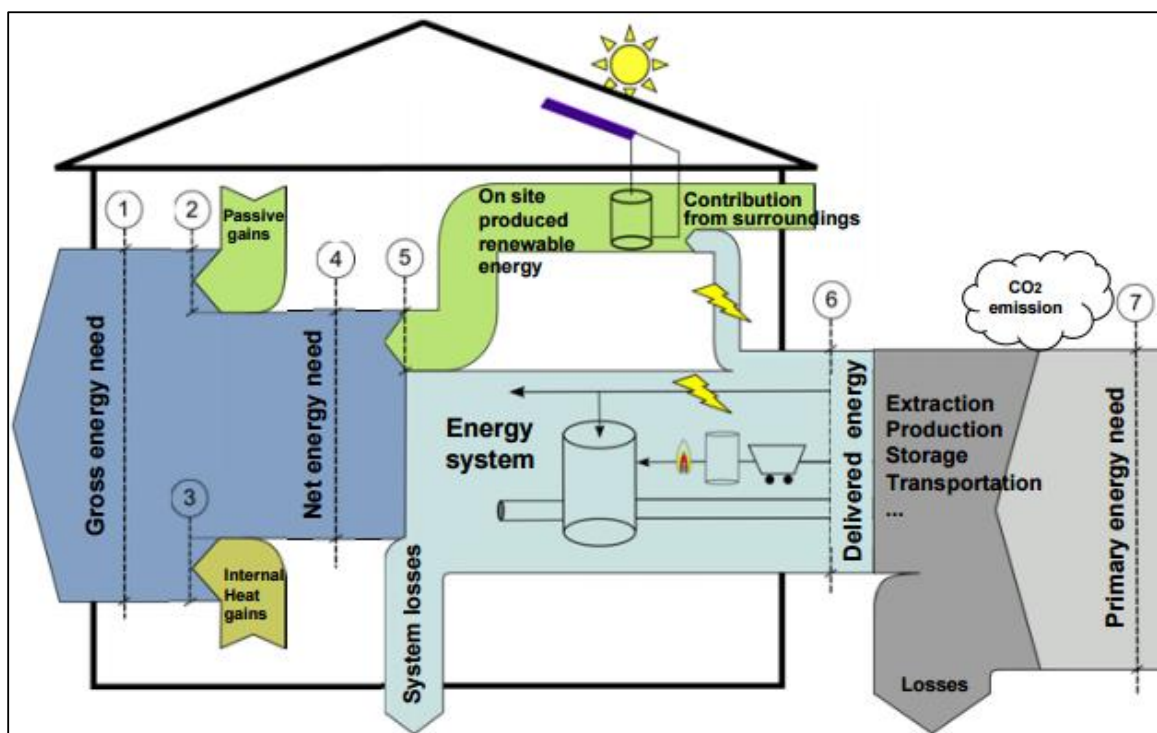
"Summen av energi, uttrykt per energivare, levert over bygningens systemgrenser for å dekke bygningens samlede energibehov inkludert systemtap som ikke gjenvinnes." (NS-3031). Denne kan vere større eller mindre enn netto energibehov, avhengig av energisystemet si yting (6, Figur 2-1) og lokalproduserte energitilskot (5, Figur 2-1).

Primærenergi (7, Figur 2-1):

"Energi i sin opprinnelige form som ikke er blitt omdannet eller gått over i andre energiformer." (NS-3031). Differansen mellom levert primærenergi og levert energi reflekterer tapet mellom desse systemgrensene i energikjeda.

Energisystemet si yting

Forholdet mellom netto energibehov og levert energi. Dette vil vere eit viktig fokusområde ved ei vurdering av eit varme- og kjølesystem.



Figur 2-1 Energikjeda i bygg. (Høseggen, 2014, s. 11)

2.2 Lover og forskrifter om energibruk i bygg

2.2.1 Energirammer

TEK10

Byggteknisk forskrift, TEK10, er gjeldande per dags dato. Den set tekniske krav til alle nybygg og større renoveringar, inkludert krav til energibruk som står omtalt i forskriftskapittel 14:

- §14-4 set krav til totalt netto energibehov.
- §14-7 krev at ein viss andel av energibehovet skal prosjekterast og utførast til å kunne "...dekkas med annen energiforsyning enn direktevirkende elektrisitet eller fossile brensler hos sluttbrukeren".
- §14-8 Krev at varmeanlegget skal kunne utnytte fjernvarme ved tilkoplingsplikt.

Forskrifta set ellers ingen spesifikke rammer for levert energi. I praksis vil dette seie at TEK10 set spesifikke krav til bygningskroppen, men ikkje til energieffektiviteten til varme- og kjølesystemet eller utnyttinga av lokale fornybare energikjelder.

TEK15

TEK15 vil ta over for dagens byggtekniske forskrift, og det er venta at denne vil få strengare energikrav. I februar 2015 sendte Direktoratet for byggkvalitet ut eit forslag til nye energikrav til bygg på høring. Høringsnotatet oppsummerer blant anna med følgjande:

"Kravet til energibehov i bygg foreslås skjerpet tilsvarende eksempelvis...38 prosent for kontorbygg." "Rammekrav blir hovedinnretning og netto energibehov videreføres som beregningspunkt. Kravet til energiforsyning foreslås endret og forenklet: Reguleringen av fossil energi skjerpes, mens reguleringen av direktevirkende elektrisitet foreslås avvirket. Nytt krav til energiforsyning består i at bygg over 1000 m² BRA må ha fleksible varmeløsninger, mens småhus må bygges med skorstein." (DiBK, 2015, s. 6)

Det har blitt diskutert om ein burde flytte beregningspunktet til levert energi, for at ei effektiv energiforsyning skal kunne bidra til å nå krava. Dette blei motargumentert med at fjern- og biovarme kunne bli diskriminert, regelverket ville bli for komplisert, og tiltak knytt til bygningskroppen blei ansett som mest langsiktig og forutsigbart (DiBK, 2015).

Forslaget om å avvikle reguleringa av direkteverkande elektrisitet har vekt reaksjonar. Fagsjefen for Norsk VVS Energi- og Miljøteknisk Forening har uttalt at sjansen er "...stor for at forbrukere og produsenter velger panelovner til oppvarming, fordi dette på kort sikt er den enkleste løsningen. Vi risikerer at mer miljøvennlige og fleksible løsninger som varmepumpe vil velges bort, noe som også vil gå ut over innovasjonen i bransjen...". (VVS-foreningen, 2015)

Høringsfristen var 18. mai 2015, og det gjenstår å sjå kva som blir vedteke.

2.2.2 Energimerking

Energimerkeforskrifta

I 2010 blei Energimerkeforskrifta innført. Den krev ein energiattest ved sal og utleige av bustadar eller bygningar, og ved ferdigstilling av nye bustadar eller bygningar. I tillegg skal alle yrkesbygg på over 1000 m² ha ein synleg tilgjengelig energiattest.

Energiattesten skal blant anna innehalde eit energimerke som består av to uavhengige karakterar:

- Energikarakter (A-G) på berekna spesifikk levert energi. (I samsvar med NS-3031).
- Oppvarmingskarakter (fargeskala) på andelen av levert energi som kan dekkast av andre energikjelder enn elektrisitet og fossilt brensel.

Energimerkeforskrifta set altså ingen krav til energibehovet i seg sjølv, men til dokumentering av det. I motsetning til TEK10 fokuserer energimekringa på levert energi. Låg andel levert energi slår direkte ut på energikostnadane. Ein god energiattest kan dermed auke både sals- og utleigeverdi.

2.3 Frivillig energi-sertifisering

2.3.1 NS-3701: Passivhusstandar for yrkesbygg

I september 2012 kom den første norske passivhusstandarden for yrkesbygg: NS3701. Då var passivhusomgrepet allereie nytta av mange, men standarden skulle bidra til "...en entydig definisjon med krav og spesifikasjoner som representanter fra norsk byggenæring har kommet frem til i fellesskap." (Standard Norge, 2014). I korte trekk set standarden krav til:

- Totalt varmetapstall
- Netto spesifikt energibehov til kjøling og oppvarming
- Bygningsdelar, komponentar, system (berre varmegjenvinnar og SFP) og lekkasjetal
- Energiforsyning (skal samsvare med gjeldande TEK)
- Dokumentering

Standarden viser til TEK for krav til energiforsyning. Dermed set ikkje passivhusstandarden overordna krav til verken systemeffektiviteten eller levert energi, sidan gjeldande TEK10 ikkje gjer det. Standarden påverkar derfor ikkje varme- og kjølesystemet direkte, men det skal visast at den vil påverke indirekte på grunn av relativ endring i formålsinndelt energibruk.

2.3.2 BREEAM

BREEAM står for Building Research Establishment Environmental Assessment Method. Det er ei miljøsertifiseringsordning for byggherrar som vil oppnå berekraftige byggeprosjekt. Det fokuserar på fleire aspekt enn berre energiforbruk, og inkluderer vassforbruk, innemiljø, forureining, transport, materialer, avfall, økologi og forvaltning. (*What is BREEAM?*, 2014)

Norwegian Green Building Council har utarbeidd BREEAM-NOR som er ei tilpassing av BREEAM til norsk standard. Dette er ei frivillig klassifiseringsordning, men det blir argumentert for at å «BREEAME» fører til reduserte driftskostnader, auka eigendomsverdi og auka inntekter på utleige. (*Hva er BREEAM?*, 2014)

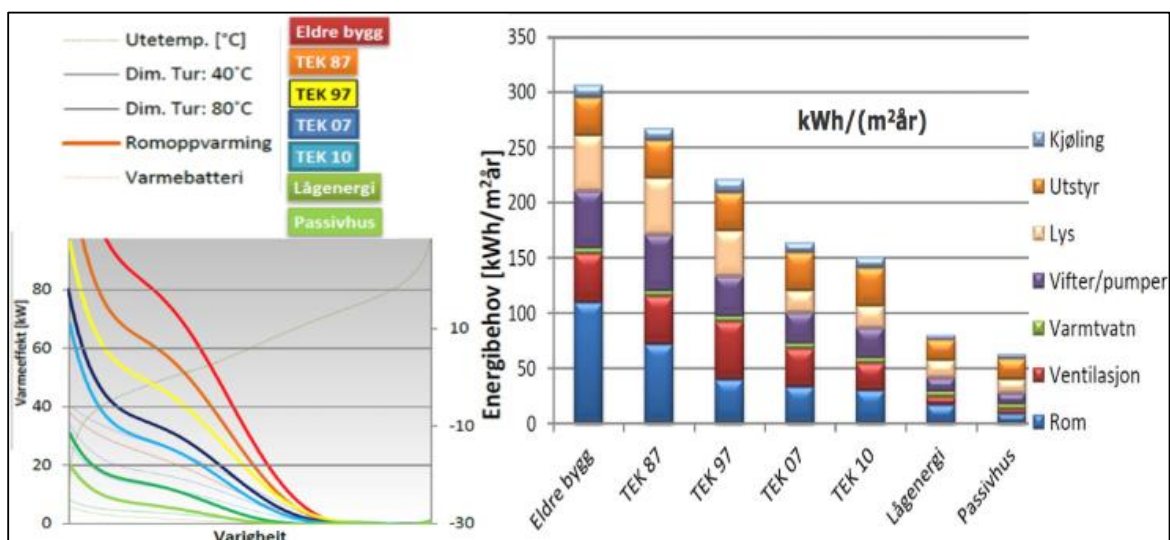
Mange av BREEAM-måla som er knytt til VVS-bransjen er ikkje nødvendigvis noko nytt, men ein viktig del av BREEAM-sertifiseringa er det strenge kravet til standardisert dokumentasjon.



Figur 2-2 BREEAM-NOR er ei tilpassing av BREEAM-sertifisering til norsk standard.

2.4 Forventa varme- og kjølebehov i yrkesbygg av passivhusstandard

Smedegård (2012) utførte ei energisimulering av eit kontorbygg der han samanlikna dengang foreløpige passivhuskriterier i "Rapport 42" og historiske byggtekniske forskrifter. Figur 2-3 presenterer simuleringsresultata for effektvarigheitskurver og formålsinndelt energibruk. Resultata indikerte at behovet for oppvarming blir betydeleg redusert for eit passivhus.



Figur 2-3 Samanlikning av varme- og kjølebehov for ulike byggtekniske forskrifter (Smedegård, 2012).

NS3701 har, som påpeika, blitt den endelige passivhusstandarden for yrkesbygg. Den krev betre isolasjon, tettleik og varmegjenvinningsgrad enn TEK10, og gir dermed andre rammer for både effekt- og årlig energibehov til oppvarming og kjøling. Ei oppsummering av forventa vesentlege endringar frå TEK10 er gitt i Tabell 2-1.

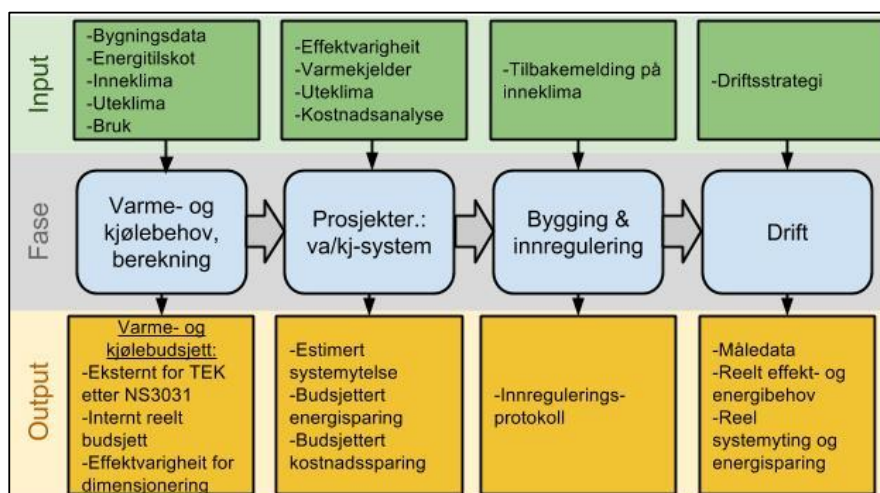
Energipost	Forventa endringar frå TEK 10 til NS3701
Oppvarming:	<ul style="list-style-type: none"> Lågare effektbehov. Fyringssesongen er kortare fordi interne energitilskot kan dekke ein større andel av effektbehovet. Lågare årleg energibehov for oppvarming. Flatere effektvarigheitskurve opnar for høgare energidekningsgrad for VP.
Klimakjøling:	<ul style="list-style-type: none"> Redusert kjølebehov for soltilskot pga betre isolasjon og solskjerming. Auka kjølebehov for indre laster fordi mindre varme slepp ut. Generelt sett behov for klimakjøling.
Prosesskjøling:	<ul style="list-style-type: none"> Behovet er uavhengig av bygninga. Vil utgjere ein <u>større andel</u> av det totale varme- og kjølebehovet
Varmtvann:	<ul style="list-style-type: none"> Behovet er uavhengig av bygninga. Vil utgjere ein <u>større andel</u> av det totale varme- og kjølebehovet enn det har gjort i bygningar etter TEK10.

Tabell 2-1 Forventa endringar i energibehov frå TEK10 til NS3701. Kjelde: Stene (2014b), Smedegård (2012).

Når kjøling og tilbereding av varmtvann utgjer ein betydeleg andel av det totale energibehovet, opnar det for fleire moglegheiter, men også utfordringar, knytt til eit integrert samspel i varme- og kjølesystemet.

2.5 Berekena og reelt energibehov i bygg

Figur 2-4 illustrerer typiske prosjektfasar for varme- og kjølesystemet i eit byggeprosjekt. Tidleg i prosjektet blir beslutningane i stor grad basert på estimerte varme- og kjølebehov. Det reelle behovet kan ein ikkje vite sikkert før bygget har blitt innregulert og drifta gjennom ein representativ periode.



Figur 2-4 Illustrasjon av prosjektfasar for varme- og kjølesystemet i eit byggeprosjekt.

Ulike interessentar har sine krav til estimat på varme- og kjølebehovet:

- **Myndighetene:**
 - Normert netto energibehov, berekna etter NS-3031, skal oppfylle TEK.
 - Normert behov for levert energi, berekna etter NS-3031, skal brukast for energimerking.
- **Energisertifisering:**
 - Kan variere om det skal nyttast normerte verdiar eller ikkje.
- **Bygningsforvalter:**
 - Forventa energibehov ved planlagt bruk for budsjettering og beslutningstaking.
 - Normert energibehov, berekna etter NS3031, for samanlikning ved kjøp, salg og utleige.
- **Prosjektorganisasjon:**
 - Nøyaktig effektbehov ved planlagt bruk for prosjektering av VVS-anlegg.

Det er viktig å påpeike at berekningar basert på normerte verdiar kan gi andre resultat enn berekningar som baserar seg på planlagt bruk. Det betyr ikkje at den eine metoden er meir eller mindre korrekt enn den andre, fordi dei skal nyttast til ulike formål.

For prosjektering av VVS-anlegg bør ein ha nøyaktige berekningar av effektbehovet, basert på planlagt bruk, for å planlegge energieffektive løysingar, samt sikre korrekt dimensjonering.

2.6 Målt energibruk i norske kontorbygg

Sidan NS3701 ikkje kom før i september 2012 (Kap 2.3.1), og noverande byggteknisk forskrift ikkje set krav til å følgje denne standarden (Kap 2.2.1), er det foreløpig relativt få kontorbygg i Noreg som har blitt bygd etter passivhusstandarden. Enda færre har blitt drifta lenge nok til at ein kan seie noko sikkert om den reelle energibruken i slike bygningar. Det er generelt sett lite fokus på faktisk energibruk i norske kontorbygg. THEMA Consulting Group (2013) har gjort ein studie på vegne av NVE og blant anna konkludert med at «Fokuset på energibruk har de senaste årene har økt...», men at det er «...langt svakere fokus på faktisk energibruk i byggene enn på beregnede verdier, både fra myndigheter, brukere og byggeiere».

Som ein del av FoU-prosjektet «LECO, Low Energy Commercial buildings», har SINTEF Byggforsk studert fem kontorbygg i Noreg (Grini et al., 2009). Der blei blant anna det reelle behovet for levert energi, varme og kjøling dokumentert for dei ulike bygga.

Rapporten blei publisert i 2009, altså 3 år før NS3701 kom ut. Ingen av desse kontorbygga er klassifisert etter passivhusstandarden, men enkelte av dei har dokumentert lågare energiforbruk enn normalt. Sjølv om enkelte postar i energibehovet til desse bygga ikkje oppfyller passivhuskrava, har likevel resultatata ein samanlikningsverdi med dagens passive kontorbygg. Dette gjeld spesielt målte energibehov som er uavhengige av bygningskroppen sin kvalitet (jf. Tabell 2-1) som varmtvassforbruk og IT-park med tilhøyrande kjøling, og til ein viss grad systemeffektiviteten til varme- og kjølesystemet. Grini et al. (2009, s. 4) konkluderte blant anna med følgjande om tendensar for reell energibruk:

- «*Energi til oppvarming blir mindre som en følge av bedre bygningskropp (bedre isolering).*»
- «*Forbruk av varmtvann er begrenset i kontorbygg.*»
- «*Energi bruk til pumper kan være betydelig i bygninger med varmepumper.*»
- «*Energi bruk som går til teknisk utstyr overskrider standardisert verdi betydelig.*»
- «*Energi bruk som går til kjøling er avhengig av interne laster som skyldes teknisk utstyr og temperaturnivået som en styrer etter. I enkelte bygg ser vi at registrert energibruk som går til kjøling overskrider standardverdiene som er benyttet ved fastsettelse av energikrav iht. teknisk forskrift.*»

I tillegg lista dei blant anna opp desse kriteria som «...avgjørende for å få et reelt energieffektivt kontorbygg» (Grini et al., 2009 s. 4):

- «*Elektrisk spesifikk forbruk til teknisk utstyr bør overvåkes. Samtidig må det installeres egne målere for levert energi til teknisk utstyr, blant annet til serverrom, for å tillate energioppfølging av denne energiposten separat.*»
- «*Bygget må ha et energioppfølgingssystem. Det er ønskelig med flere målere enn det som praktiseres i dag. De største energipostene må kunne analyseres og forbedres.*»
- «*Bygget må ha et energioppfølgingssystem som overvåker energibruken og gir riktig tilbakemelding på avvik eller svikt i de tekniske installasjoner.*»

2.7 Kommentar til dagens energilover og –sertifiseringar for bygg

Det meste av energilover og -sertifiseringar i dag fokuserer på bygningskroppens yting, altså nettobehovet. Dette er bra i seg sjølv, fordi det er nettobehovet som er utgangspunktet for levert energibehov. Samtidig er det forbruket av levert energi, og deretter primærenergi, som til sist har betydning.

Normerte verdiar for energibruk må ikkje forvekslast med faktisk energibruk. Avviket kan vere betydeleg. Eit bygg kan vere svært energieffektivt på papiret, utan at dette stemmer med realiteten.

Dersom motivasjonen for å bygge passivhus er sertifiseringa i seg sjølv, med påfølgande auke i marknadsverdi og omdømme, kan varme- og kjølesystemet fort bli nedprioritert. Dette kan gi eit feil bilete av byggets reelle energiforbruk. Som nevnt innleiingsvis, konkluderte Klinski et al. (2012, s. 5) følgjande om passive bolighus: «*Norske og utenlandske studier viser at energibruk i mange lavenergi- og passivhus avviker i forhold til energiberegninger; noen er bedre og noen er verre enn forventet.*»

Dersom ein derimot er opptatt av reelle energikostnader og miljø, er det heilt nødvendig å måle det reelle energiforbruket. I denne samanhengen vil varme- og kjølesystemet sin energieffektivitet vere like viktig som bygningskroppen i seg sjølv.

3 Oppsummering av tidlegare arbeid med Miljøhuset GK

Som det vart nemnd i innleiinga, er denne rapporten ei vidareføring av eit forprosjekt frå hausten 2014. Dette forprosjektet innebar å studere og beskrive varme- og kjølesystemet i detalj, og gjere enkle innleiande målingar. Det blei blant anna gjort eigne feltmålingar der det mangla måleopplegg for fjernavlesing. Saman la dette grunnlaget for djupare analyser i denne rapporten.

I dette kapitlet blir det gjort ei kort oppsummering av forprosjektet. Bygget, klimadata, overordna termiske behov, og overordna oppbygging av varme- og kjølesystemet blir beskrive kort. System-skisser og beskrivingar som blir presenterte her, blir brukt som referanse for vidare analyser i denne rapporten. Meir detaljerte systembeskrivingar blir gjort fortløpande i analysane der dette er relevant. For ytterlege beskrivingar av systemet, kan dette finnast i forprosjektet «Analyse av varme- og kjølesystemet ved Miljøhuset GK».

3.1 Om Miljøhuset GK

3.1.1 Bygget

Miljøhuset GK (Figur 3-1) er entreprenøren GK Norge AS sitt hovudkontor i Oslo, og har vore i drift sidan sommaren 2012. Bygget rommar kontor, verkstad og lager for GK, og i tillegg blir delar av kontorareala leigde ut. Sjå Tabell 3-1 for fakta om bygninga.

Iløpet av planleggingsfasen blei det beslutta at Miljøhuset GK skulle byggast etter den komande passivhusstandarden NS3701 (som først kom i september -12), og det blei tatt sikte på å oppnå energiklasse A. GK hadde som mål å bli "best i klassen", og ville bruke huset som utstillingsvindaug for sine eigne løysingar. Det blei fokusert på både bygningskroppen og dei tekniske anlegga.

Dette medførte ei meirinvestering på 8 MNOK, der halvparten vart dekt av tilskot frå Enova. Samtidig er det forventta reduserte energikostnader på grunn av oppgraderinga frå TEK10-krava til passivhusstandard. GK antek at desse innsparingane vil nedbetale dei resterande 4 MNOK innan dei første fem driftsåra.

Bygget sitt tekniske anlegg er i stor grad automatisert, og driftsdata har blitt loggført sidan 2012. Iløpet av dei drøye to åra Miljøhuset GK har vore i drift, meiner GK sjølv at dei har spart 2 millionar kroner i energikostnader. (GK Norge AS, 2013)



Figur 3-1 Miljøhuset GK (GK Norge AS, 2012)

Parameter	Verdi	
Adresse	Ryenstubben 12, 0679 Oslo	
Eigar	GK Norge AS	
Byggeperiode	1,5 år: Desember 2010 – mai 2012	
Bygningskategori	Yrkesbygg: Kontor, verkstad, lager	
BRA / BTA	13 650m ²	14 300 m ²
Totalt spes. netto energibehov	75 kWh/(m ² ·år)	Årssimulering i hht NS-3031 (GK)
Totalt spes. levert energibehov	65 kWh/(m ² ·år)	Årssimulering i hht NS-3031 (GK)
Totalt spes. tillate tilført energi	52 kWh/(m ² ·år)	Berekna i hht «Rapport 42» (GK)
Netto spes. oppvarmingsbehov	4,3 kWh/(m ² ·år)	Årssimulering i hht NS-3031 (GK)
Netto spes. kjølebehov (klima)	7,8 kWh/(m ² ·år)	Årssimulering i hht NS-3031 (GK)
Energiklasse	A+	
Byggestandard	Passivhus (NS-3701)	
BREEAM-NOR-sertifisering	«Very good»	

Tabell 3-1 Fakta om Miljøhuset GK (GK 2012).

3.1.2 Sentrale klimadata

Behovet for oppvarming og klimakjøling er tett knytta til differansen mellom utetemperatur og ønska innetemperatur. Klimadata for Miljøhuset GK er presentert i Tabell 3-2:

Parameter	Verdi	Kommentar
Klimasone	A	Oslo-klima. Henta frå Wolleng (1979).
DUT_v	-20 °C	Oslo-klima. Henta frå Wolleng (1979).
T_{ute,middel}	6,3 °C	Nytta i energisimuleringane for Miljøhuset GK. (GK Norge)
T_{inne,min}	20 °C	Nytta i energisimuleringane for Miljøhuset GK. (GK Norge)
T_{inne,maks}	25 °C	Anteke maksverdi på grunnlag av simuleringresultata til bygget. (GK Norge)

Tabell 3-2 Sentrale klimadata for Miljøhuset GK.

3.1.3 Overordna varme- og kjølebehov

Tabell 3-3 gir ei oversikt over energipostane til varme- og kjølebehovet i Miljøhuset GK, og tidsperioden dei er mest aktuell. For kvar post er det lagt til eit estimert årleg behov, dersom dette har vore tilgjengeleg. Desse verdiane er henta frå ei årssimulering som GK Norge gjorde i 2012.

Energipost	Tilleggsinformasjon	Tidsperiode, mest aktuelt	Simulerte verdiar av GK Norge, 2012:
Oppvarming	Ventilasjon	Vinterhalvåret	4,3 kWh/(m ² ·år)
Klimakjøling	Ventilasjon	Sommar	7,8 kWh/(m ² ·år)
Varmtvatn	Handvask, dusj, reinhald	Heile året	0,6 kWh/(m ² ·år)
Prosesskjøling	Serverkjøling (IT)	Heile året	Ikkje tilgjengeleg
Snøsmelting	Innkjøringsrampe: parkeringshus	Vinter	Ikkje tilgjengeleg

Tabell 3-3 Energipostane til varme- og kjølebehovet i Miljøhuset GK.

Vi ser at det er behov for både prosesskjøling og varmtvatn gjennom heile året, medan behovet for oppvarming og klimakjøling er sesongavhengig. Dette inneber at det er behov for både varme- og kjøleproduksjon på same tid.

Simulerte og målte verdiar for det termiske behovet blir samanlikna som ein del av analysen i rapportdel I. Der blir også varigheitskurver for bygget sitt termiske effekt-behov presenterte.

3.2 Overordna beskriving av varme- og kjølesystemet i Miljøhuset GK

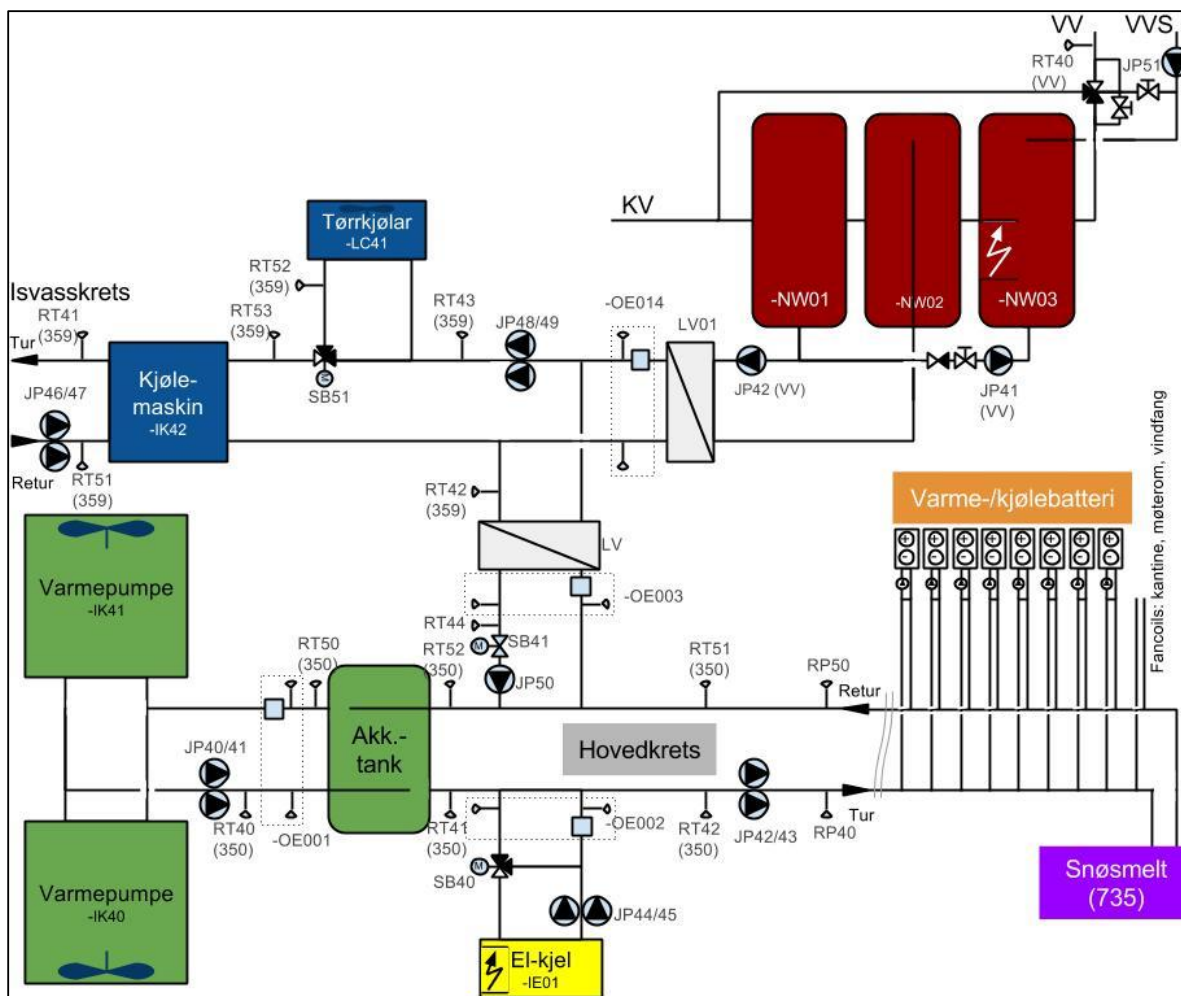
Varme- og kjølesystemet må produsere både varme og kjøling på same tid (jf. Tabell 3-3). Ei eiga kjølemaskin sørger for prosesskjøling året rundt. For oppvarming og klimakjøling i bygget blir det nytta eit varmpumpesystem med uteluft som termisk kjelde. Varmepumpene leverer enten varme eller kjøling, som blir distribuert til romma via ventilasjonslufta. I tillegg er det eit eige varmtvasssystem som produserer varmt tappevatn. Overskotsvarme frå prosesskjølemaskina forvarmar varmtvatnet og supplerer varmpumpene i fyringssesongen.

3.2.1 Energisentralen

Figur 3-2 viser eit forenkla systemskjema av energisentralen. I grove trekk består denne av:

- **Varmepumper** – For oppvarming, klimakjøling og snøsmelting.
- **Elektrokjele** – For spisslast og backup ved oppvarming.
- **Varmtvasssystem** – Tilbereder varmt tappevatn.
- **Prosesskjølemaskin** – For serverkjøling. Overskotsvarmen går til varmebehov og tørrkjølar.
- **Hovudkrets** – Distribuerer varme og kjøling til ventilasjonsaggregata og snøsmelteanlegget.

Det er i tillegg teikna inn eit forenkla leidningsnett som illustrerer korleis hovudkretsen blir fordelt til ventilasjonsaggregata («varme-/kjølebatteri») og snøsmelteanlegget.



Figur 3-2 Forenkla systemskjema av varme- og kjølesystemet i Miljøhuset GK.

◆ **Varmepumper (350.01)**

Varmepumpene (forkorta VP) skal levere varme og kjøling til klimatisering av bygninga. Dei består av to parallellkopta luft/vatn-kjølemaskiner (IK40,IK41) som nyttar uteluft som kjelde, og leverer til hovudkretsen via ein akkumulatortank. Dei varmevekslar direkte med utelufta. Dette inneber at dei må reversere drifta for å veksle mellom varme- eller kjølemodus.

◆ **Elektrokjele (350.01)**

Elektrokjelen (forkorta EK) skal levere varme til hovudkretsen dersom varmpumpene ikkje klarar å oppnå ønska turtemperatur. Den skal også erstatte effekten frå varmpumpene ved ein eventuell driftsstans. Det kan skje ved feil, service, eller dersom utetemperaturen er under nedre sperregrense for varmpumpene (-15°C).

◆ **Varmtvassystem (310.01)**

Varmtvassystemet (forkorta VV) skal sørge for tilbereding og akkumulering av varmt tappevatn. Det består av tre akkumuleringstankar og tilhøyrande røyrssystem. Kondensatorvarme frå prosesskjølinga blir nytta til forvarming, og ein el-kolbe tek seg av ettervarming til 60°C.

◆ **Prosesskjølesystem (359.01)**

Prosesskjølesystemet (forkorta PK) skal levere serverkjøling. Ei dedikert vatn/vatn-kjølemaskin (IK42) produserer kjøling som blir transportert til serverrommet via ein isvasskrets (10°C turtemperatur). Kondensatorvarmen skal i mest mogleg grad nyttast til oppvarming og forvarming av varmt tappevatn. Overskotet blir dumpa til utelufta via ein tørrkjølar.

Det er i tillegg montert tre kjølemaskiner i serverrommet (IK43-45, system 570). Desse er der for backupkjøling og nyttar forbruksvatn som kuldekjelde.

◆ **Hovudkrets (350.01)**

Hovudkretsen (forkorta HK) skal fordele varme og kjøling frå energisentralen til ventilasjonsaggregata og snøsmelteanlegget. Varmeberaren er ei sirkulerande kjølevæske.

3.2.2 Distribusjonssystemet

Klimatisering av bygninga (360.01-10)

All oppvarming og klimakjøling produsert av energisentralen blir avgitt til ventilasjonslufta. Varme og kjøling blir transportert frå energisentralen, via hovudkretsen, til varme-/kjølebatteriet i ventilasjonsaggregata. Det er éin felles krets for varme og kjøling. Dette inneber at heile bygget kan få levert kunn varme eller kjøling frå energisentralen, avhengig av gjeldande driftsmodus.

Snøsmelting (375.01)

Hovudkretsen fører også varme til snøsmelteanlegget (heretter forkorta SS). Sjølve snøsmeltinga skjer ved hjelp av ein eigen lukka brine-krest i bakken som varmevekslar med hovudkretsen.

Prosesskjøling (359.02)

Ein isvasskrets transporterer isvatn mellom prosesskjølemaskina og serverrommet. Vifter blir nytta til å luftkjøle servarane ved hjelp av tvungen konveksjon, og varmen blir overført til isvasskretsen via ein luft-til-vatn-varmevekslar.

3.2.3 Integrasjon mellom delsystema

Så langt det er hensiktsmessig, skal varmen frå prosesskjølinga nyttast til forvarming av varmt tappevatn og forvarming av hovudkretsen (ved oppvarmingsbehov). Varmeoverføringa skjer via varmevekslarar. Eventuell overskotsvarme skal dumpast til friluft via ein tørrkjølar. Slik systemet er bygd i dag, er det ikkje mogleg å nytte overskotsvarmen frå klimakjøling til oppvarming av varmtvatn, men prosesskjølinga skal vere ei tilstrekkeleg varmekjelde.

3.2.4 Termisk kjelde

Berekingane i prosjekteringsfasen antyda at varmebehovet kom til å bli svært lågt. Hafslund meinte derfor at det ikkje ville bli lønsamt å byggje ut fjernvarmenettet som stoppa på motsett side av Ryen T-banestasjon. Det fanst heller ingen vassdrag eller sjø som kunne nyttast som kjelde for varmpumper, og ein antok at borehol ville bli ulønsamt fordi det var 60 meter laus masse ned til fast berg. Det ville krevd dyre foringsrøyr. Derfor vart det bestemt at ein skulle nytte varmpumper med uteluft som varmekjelde, i tillegg til overskotsvarmen frå prosesskjølinga.

3.2.5 Driftsmodus

Prosesskjøling og tilbereding av varmtvatn blir drifta jamt heile året. Derimot kan klimatiseringssystemet driftast på to måtar: Varmemodus og kjølemodus. Dette er illustrert i Figur 3-3. Det skal nemnast at GK nyttar andre omgrep i staden for varme- og kjølemodus, høvesvis "vinter"- og "sommardrift".

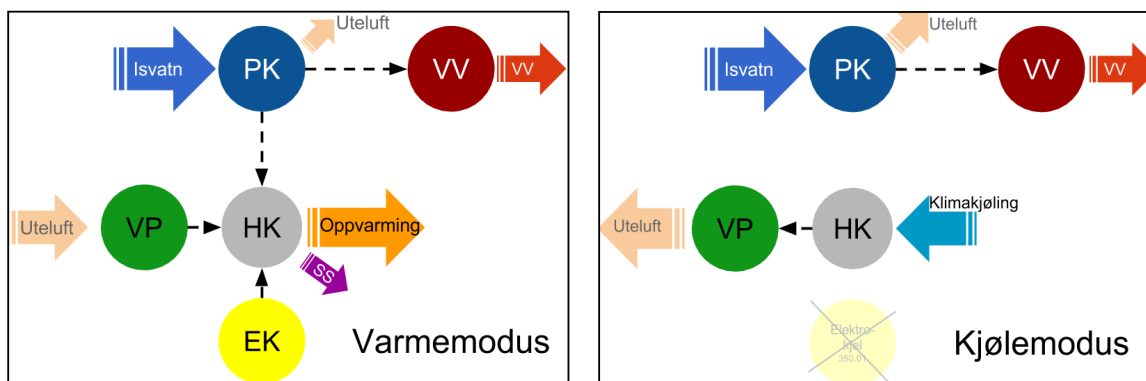
Varmemodus:

Energisentralen leverar varme til hovudkretsen. Utnytting av varmen frå prosesskjølinga skal prioriterast først, og om nødvendig startar varmpumpene opp. På dei kaldaste dagane kan det i tillegg vere nødvendig å nytte el-kjelen for å oppnå ønska turtemperatur på hovudkretsen.

Det er også mogleg å nytte el-stavar som er utplassert i kontorlokala, dersom det er behov for ytterlegare spisslast, eller ved lokale temperaturvariasjonar. Dette er mobile elektriske varmeelement på 200 W kvar.

Kjølemodus:

Energisentralen leverer klimakjøling til hovudkretsen. Pumpe JP50 (Figur 3-2), som sørger for varmeveksling mellom prosesskjøling og hovudkrets, stoppar. Varmepumpene leverar all kjøling.



Figur 3-3 Energiflyten i varme- og kjølemodus.

3.2.6 Detaljert systemskjema og avvik frå "som bygget"

Figur 3-2 er eit forenkla systemskjema av energisentralen. Innreguleringsventilar, sikkerheitsutstyr, vassbehandlingssystem og andre hjelpekomponentar er ikkje innteikna. Dei er ikkje inkluderte for å halde fokus på systemet si hovudoppgåve: produksjon av varme og kjøling.

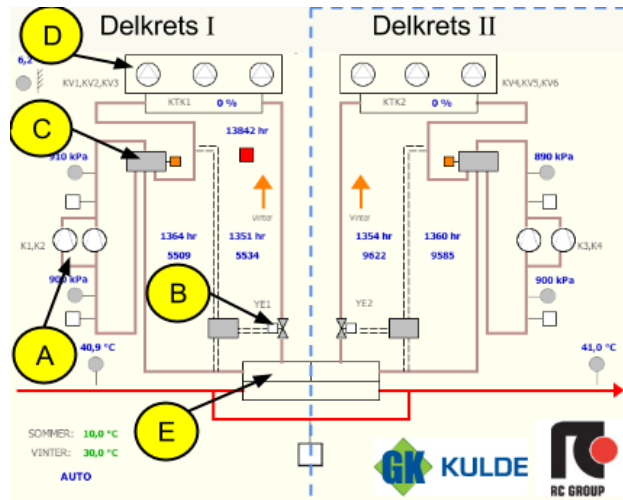
Eit meir detaljert systemskjema kan finnast i Vedlegg 1. Dette er eit "som bygget"-skjema. Det blei utarbeidd under ei befaring på anlegget i oktober 2014, fordi det blei oppdaga fleire avvik mellom systemskjemaet og det faktiske anlegget.

For øvrig er Figur 3-2 basert på "som bygget"-skjemaet i Vedlegg 1.

3.3 Varmepumpeaggregata IK40/41

Aggregattype og oppbygging

IK40/41 (Figur 3-2) er to like luft/væske-aggregat av typen RC Eagle HPT240. Dette er standard reverserbare kjølemaskiner frå RC Group. Figur 3-4 viser eit prinsipielt skjema for aggregatet si oppbygging. Kvar aggregat har to delkretsar med felles platevarmevekslar på væskesida. Kvar delkrets består av (A) to PÅ/AV-regulerte scrollkompressorar, (B) ein termostatisk ekspansjonsventil, (C) ein 4-veisventil for å reversere driftsmodusen, (D) ein luft/kuldemedium-varmevekslar og (E) felles platevarmevekslar.



Dimensjonering

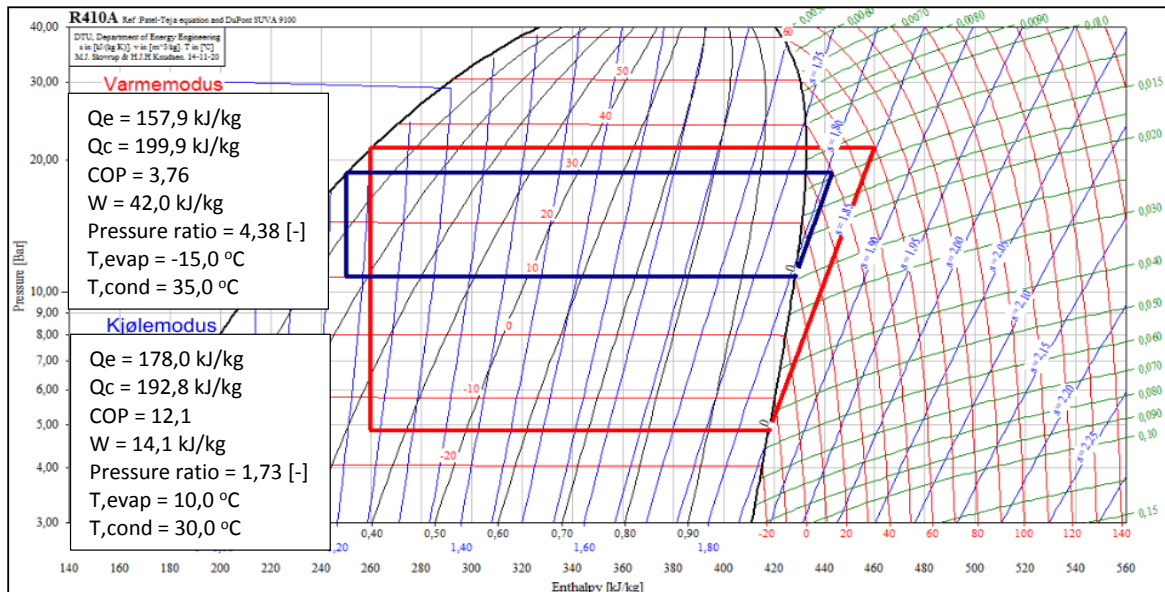
Ifølgje produsenten har dette aggregatet ein nominell kjølekapasitet på 250 kW ved +10/35°C, og ein nominell varmekapasitet på 260 kW ved +5/35°C. To aggregat produserer dermed høvesvis 500 kW kjøling og 520 kW varme ved dei same rammevilkåra.

Figur 3-4 Prinsipielt skjema for aggregat IK40/41 (GK Norge).

Teoretisk prosessanalyse

Dette aggregatet nyttar ein standard, under-kritisk ($T_c=74,7\text{ °C}$) varmepumpeprosess. Det inneber fordamping, kompresjon, kondensering og ekspansjon.

CoolPack vart nytta til å analysere den teoretiske kalddamp-prosessen for R410A ved dimensjoneringspunkt i varme- og kjølemodus. Det er ein standard-prosess utan varmevekslartap, kompressortap eller overheting, men med isentalpisk ekspansjon og overheta kompresjon (Stene 1997a). Dette blei gjort for å gi eit innblikk i termodynamiske eigenskapar for R410A, og for å samanlikne teoretiske og reelle ytingar. I Figur 3-5 har dei teoretiske prosess-kurvane blitt plotta i eit felles log (p)-h-diagram saman med kalkulerte prosessytingar. Reelle ytingar blir drøfta i Kapittel 6.2.



Figur 3-5 Teoretisk kalddamp-prosess for R410A ved nominelle dimensjoneringspunkt for varme- og kjølemodus.

Dersom ein nyttar Likning (4-1) som modell for effekt faktoren, kan det visast at den nye SPF-en kan estimerast ved hjelp av følgjande uttrykk (Vedlegg 10):

$$SPF \approx e^{-b(\Delta T_{l\ddot{o}ft})} \cdot SPF_0 \quad (4-2)$$

$$\frac{\Delta SPF}{SPF_0} = \frac{SPF - SPF_0}{SPF_0} \approx e^{-b(\Delta T_{l\ddot{o}ft})} - 1 \quad (4-3)$$

der b er eliminasjonskonstanten frå eksponentialmodellen $COP \cong f(T_{l\ddot{o}ft}) \approx Ae^{-bT_{l\ddot{o}ft}}$ (jf. Likning (4-1)), SPF_0 er den opprinnelege energifaktoren, og $\Delta T_{l\ddot{o}ft}$ er storleiken på ei varig forskyving i temperaturløftet pga endringar i systemet eller rammevilkåra.

Energifaktor og straumforbruk

Dersom ein samanliknar to ulike systemdesign som er meint å dekke det same termiske behovet, vil forskjellen i det årlege straumforbruket per varmeeining vere:

$$\frac{\Delta E_{VP}}{Q_{VP}} = \frac{1}{SPF} - \frac{1}{SPF_0} \quad (4-4)$$

Temperaturløft og straumforbruk

Dersom eit varmepumpesystem i utgangspunktet har eit årleg straumforbruk $E_{VP,0}$, vil systemendringar som medfører ei tilnærma varig forskyving i temperaturløftet (jf. Figur 4-1), gi eit nytt straumforbruk E_{VP} . Dersom ein nyttar Likning (4-1) som modell for effekt faktoren, Likning (4-2) som modell for den nye energifaktoren, og set dette inn i Likning (4-4), kan endringa i aggregatet sitt straumforbruk per produserte termiske eining uttrykkast på følgjande måte:

$$\frac{\Delta E_{VP}}{Q_{VP}} \approx \frac{1}{e^{-b(\Delta T_{l\ddot{o}ft})} \cdot SPF_0} - \frac{1}{SPF_0} \quad (4-5)$$

der b er eliminasjonskonstanten frå eksponentialmodellen $COP \cong f(T_{l\ddot{o}ft}) \approx Ae^{-bT_{l\ddot{o}ft}}$ (jf. Likning (4-1)), SPF_0 er den opprinnelege energifaktoren, og $\Delta T_{l\ddot{o}ft}$ er storleiken på ei varig forskyving i temperaturløftet pga endringar i systemet eller rammevilkåra.

Del I: Analyse av noverande varme- og kjølesystem ved Miljøhuset GK

I del I blir det gjort ein djupare analyse av det noverande varme- og kjølesystemet ved Miljøhuset GK. Bygget sitt reelle energi- og effektbehov, og varme- og kjølesystemet si yting blir dokumentert på grunnlag av loggførte måledata i SD-anlegget og egne feltmålingar. I tillegg blir det gjort ein omfattande teoretisk analyse av energisparingspotensialet til varmpumpene og prosesskjølemaskina, som er knytt til senking av temperaturløftet.

Innhald for Del I:

5	Energirekneskap for varme og kjøling i Miljøhuset GK, 2013-14	22
5.1	Total varme- og kjøleproduksjon	22
5.2	Varme- og kjøleproduksjon av enkeltkomponentar	23
5.3	Levert energi (elektrisitet)	23
5.4	Effektbehov	24
5.4.1	<i>Totalt effektbehov for varme og kjøling</i>	<i>24</i>
5.4.2	<i>Effektbehov for oppvarming og klimakjøling</i>	<i>25</i>
5.4.3	<i>Termisk effektvarigheit for varmpumper og overskotsvarmen frå prosesskjølinga ...</i>	<i>25</i>
6	Systemytingar for Miljøhuset GK, 2013-14	27
6.1	Nøkkeltal for ytinga til varme- og kjølesystemet	27
6.2	Varmpumpesystemet si yting ved varierende temperaturløft	28
6.2.1	<i>Produsenten si testkøyring</i>	<i>28</i>
6.2.2	<i>Målt samanheng mellom COP_{VP} og temperaturløftet for IK40/41</i>	<i>29</i>
6.2.3	<i>Vurdering av vidare bruk av måleresultata for COP mot temperaturløft</i>	<i>31</i>
6.2.4	<i>Varmpumpene sitt energisparingspotensial knytt til temperaturløftet</i>	<i>32</i>
6.2.5	<i>Økonomiske betraktningar knytt til temperaturløft og energisparing for IK40/41</i>	<i>35</i>
6.3	Prosesskjølesystemet si yting ved varierende temperaturløft	36
6.3.1	<i>Modellering av samanhengen mellom COP_{IK42} og temperaturløftet</i>	<i>36</i>
6.3.2	<i>Prosesskjølemaskin IK42 sitt energisparingspotensiale knytt til temperaturløftet</i>	<i>37</i>
6.3.3	<i>Økonomiske analysar knytt til temperaturløft og energisparing for IK42</i>	<i>37</i>
7	Oppsummering av del I	39

5 Energirekneskap for varme og kjøling i Miljøhuset GK, 2013-14

Det meste av måledataa har blitt henta ut ved fjernavlesing frå SD-anlegget, men prosesskjølinga måtte bereknast på bakgrunn av egne feltmålingar. Ein del av måledataa måtte i tillegg bli behandla for loggføringsfeil før dei kunne bli brukt. Arbeidet med å hente inn og behandle måledata er dokumentert i Vedlegg 2-7. Metoden for utarbeiding av effektvarigheitsdiagramma er dokumentert i Vedlegg 6. Dei fleste energimålingane blir presenterte som årssnitt for 2013-14. Energimålingar per år er dokumentert i Vedlegg 5.

5.1 Total varme- og kjøleproduksjon

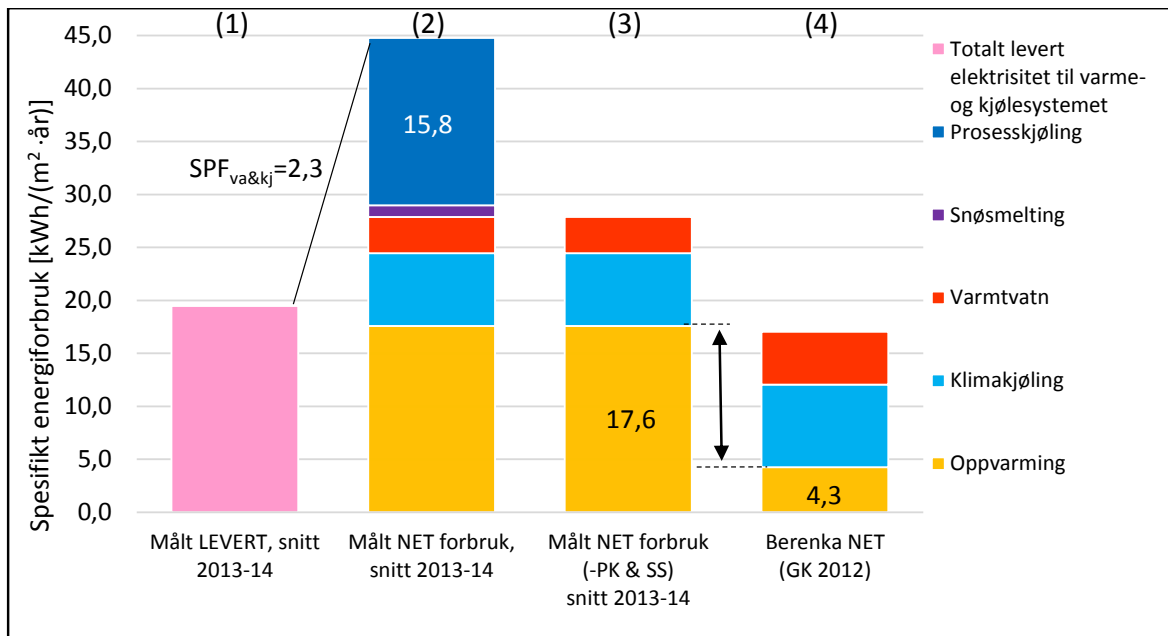
Figur 5-1 viser målingar for årleg varme- og kjøleproduksjon i Miljøhuset GK. Dette er gjennomsnittsverdiar for 2013-2014.

Kolonne (1) representerer alt straumforbruk som går til varme- og kjølesystemet, og inkluderer dermed varmpumper, kjølemaskiner, tørrkjølar, pumper, el-kjele, el-kolbe og anna relevant teknisk utstyr. Sjå Figur 5-3 for relativ fordeling av straumforbruket til desse komponentane.

Kolonne (2) representerer netto varme- og kjøleproduksjon. Differansen frå kolonne (1) skuldast at systemet har hatt ein årleg energifaktor lik 2,3. Dette er mogleg ved bruk av varmpumper og gjenbruk av overskotsvarme.

Kolonne (3) svarer til kolonne (2), men utan prosesskjøling og snøsmelting. Denne er teken med for å samanlikne det reelle behovet med GKs årssimulering frå 2012 i kol (4). Denne simuleringa vart gjort i samsvar med NS3031 og inkluderte dermed ikkje energipostar som prosesskjøling og snøsmelting.

Legg spesielt merke til det relativt store prosesskjølebehovet på 16 kWh/(m²·år), og forskjellen mellom reelt og berekna oppvarmingsbehov: 13 kWh/(m²·år).



Figur 5-1 Årleg varme- og kjøleproduksjon i Miljøhuset GK, snitt 2013-14.

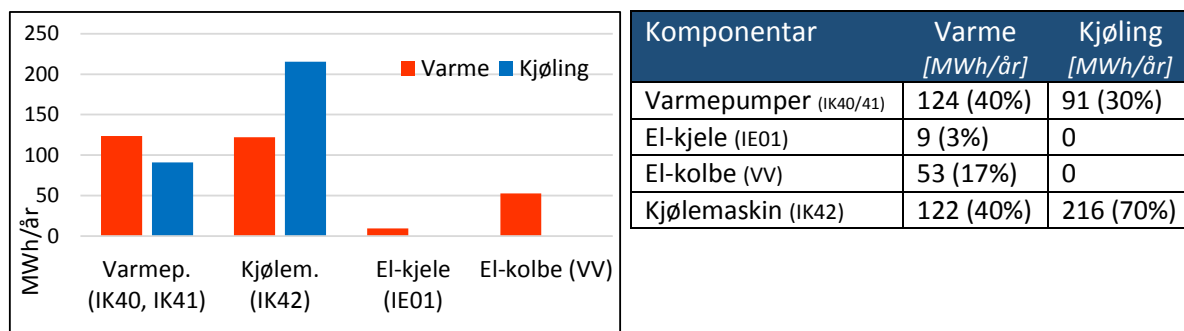
Desse målingane er også presentert numerisk i Tabell 5-1. Der er og verdiar for 2013 og 2014 stilt opp saman for å vise eventuelle forskjellar. Alle energipostane, bortsett frå klimakjøling, har vore tilnærma det same for begge åra. Den uvanleg varme sommaren i 2014 var årsaken til at klimakjølebehovet var 41 % høgare enn i 2013 (Rommetveit, 2014).

Energipost	2013	2014	Snitt 13-14		Budsjettert, GK -12	
	$\frac{MWh}{\text{år}}$	$\frac{MWh}{\text{år}}$	$\frac{MWh}{\text{år}}$	$\frac{kWh}{m^2 \cdot \text{år}}$	$\frac{MWh}{\text{år}}$	$\frac{kWh}{m^2 \cdot \text{år}}$
Produsert varme og kjøling:						
Oppvarming	239	241	240	17,6	58	4,3
Klimakjøling	78	110	94	6,9	106	7,8
Varmtvann	45	48	47	3,4	68	5,0
Prosesskjøling	216	215	216	15,8		
Snøsmelting	17	14	15	1,1		
Total produksjon:						
Total varmeproduksjon	301	303	302	22,1	126	9,3
Total kjøleproduksjon	294	325	309	22,7	106	7,8
Levert energi (elektrisitet):						
Levert til va-/kj.systemet	266	260	263	19,2		

Tabell 5-1 Målt årleg varme- og kjøleproduksjon i Miljøhuset GK, 2013-14.

5.2 Varme- og kjøleproduksjon av enkeltkomponentar

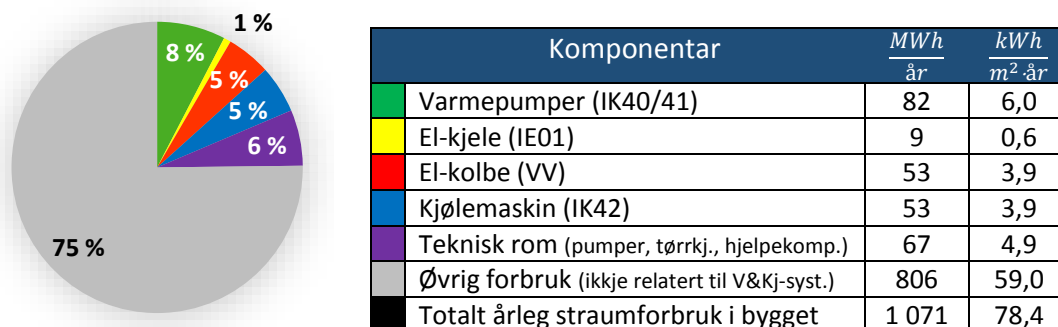
Figur 5-2 viser den årlege varme- og kjøleproduksjonen av enkeltkomponentar i systemet. Dette er gjennomsnittsverdiar for 2013-2014. Diagrammet illustrerer at prosesskjølemaskin IK42 står for ein like stor del av varmeproduksjonen som begge varmepumpene til saman. Det kjem også fram at el-kolben i varmtvassstanken står for heile 17% av den totale varmeproduksjonen.



Figur 5-2 Årleg varme- og kjøleproduksjon av enkeltkomponentar i Miljøhuset GK, snitt for 2013-14.

5.3 Levert energi (elektrisitet)

Figur 5-3 viser fordelinga av levert elektrisk energi til komponentane i varme- og kjølesystemet, og samanliknar det med resten av forbruket i bygget. «Teknisk rom» inkluderer pumper, tørrkjølar, og hjelpekomponentar for sikkerheit, styring og regulering. «Øvrig forbruk» er alt anna straumforbruk som ikkje går direkte til varme- og kjøleproduksjonen, og inkluderer blant anna IT, vifter og belysning.



Figur 5-3 Fordeling av årleg levert energi (elektrisitet) til Miljøhuset GK, snitt for 2013-14.

Vi ser at i 2013-14 gjekk 25% av straumforbruket i Miljøhuset GK til varme- og kjøleproduksjon. Denne andelen er under halvparten så stor som for eit gjennomsnittleg norsk bygg (jf. Kap 1.1).

Legg merke til at «El-kolben» og «Teknisk rom» utgjør høvesvis 5 og 6% av det totale straumforbruket i bygget. Dette utgjør høvesvis 20 og 24% av straumforbruket som går til varme- og kjøleproduksjon. Desse postane bør derfor takast med i vurderinga av moglege optimaliseringstiltak.

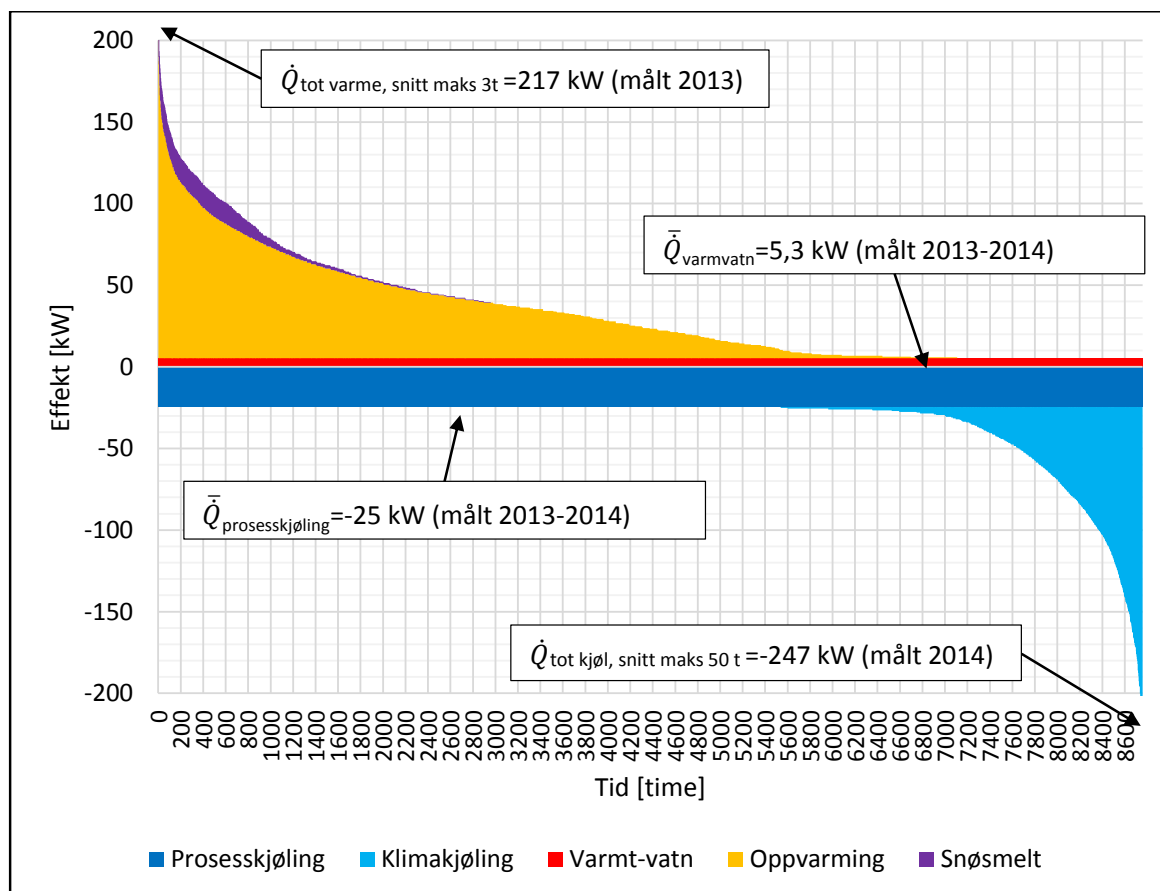
5.4 Effektbehov

5.4.1 Totalt effektbehov for varme og kjøling

Figur 5-4 viser effektvarigheitsdiagrammet for alle varme- og kjølebehova i Miljøhuset GK. Dette er målte timessnitt for 2013-14. Merk at alle energipostane er plotta uavhengig av kvarandre, og at det har blitt nytta gjennomsnittseffektar for varmtvatn og prosesskjøling.

Vi ser at gjennomsnittleg effektbehov for prosesskjøling berre har utgjort 10% av kjøleeffekttoppen, sjølv om akkumulert prosesskjølebehov har utgjort 70% av heile kjøleenergien i perioden 2013-14 (Tabell 5-1). Ein liknande tendens ser vi og for varmtvassbehovet: dette effektbehovet har utgjort berre 2,5% av varme-effekttoppen, medan energibehovet har utgjort 15% av total varmeproduksjon.

Dette viser at «konstante» varme- og kjølebehov kan gi betydelige utslag på energibehovet sjølv om effektbehovet er relativt lavt. For passivhus vil denne tendensen bli forsterka fordi effektbehovet for oppvarming og klimakjøling blir redusert, medan effektbehovet for varmtvatn og prosesskjøling er uavhengig av bygningskroppen sin kvalitet (Tabell 2-1). Desse behova bør derfor inkluderast i arbeidet med å auke energieffektiviseringa til varme- og kjølesystem i bygg av passivhusstandard.



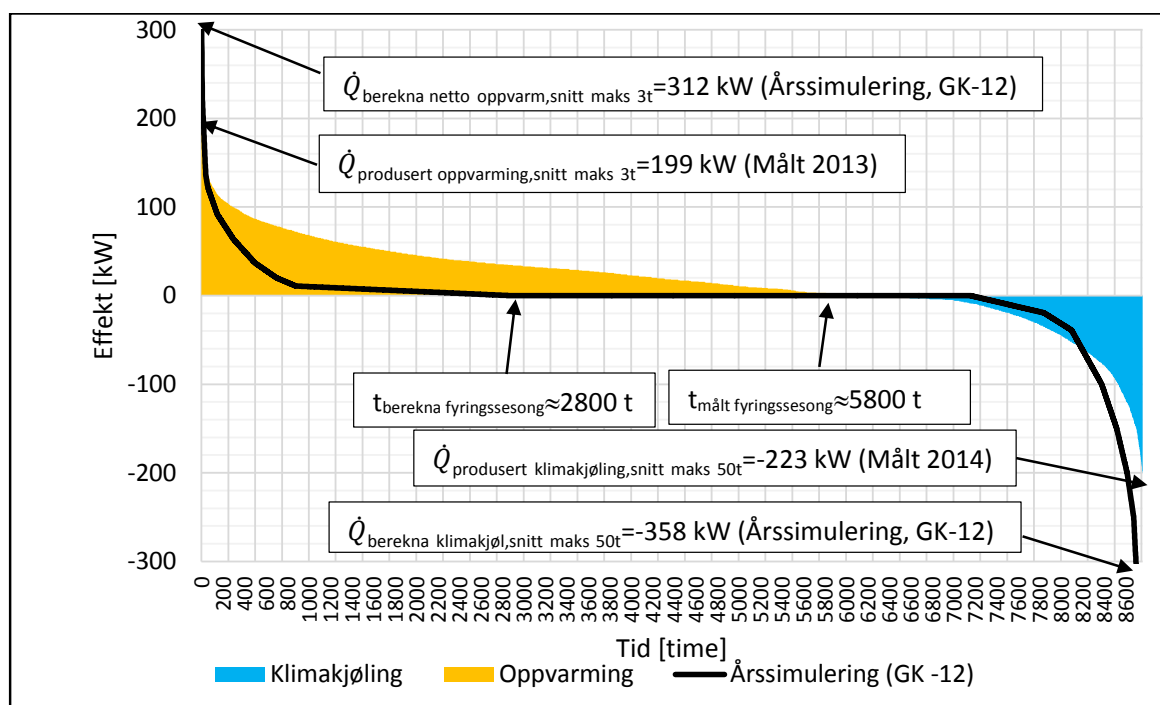
Figur 5-4 Målt effektvarigheit for total varme- og kjøleproduksjon i Miljøhuset GK, snitt for 2013-14.

5.4.2 Effektbehov for oppvarming og klimakjøling

Figur 5-5 viser målt årleg effektvarigheit for oppvarming og klimakjøling i Miljøhuset GK. Det vil seie at den berre viser behova knytt til bygningsklimatiseringa. Prosesskjøling, varmtvatn og snøsmelt er ikkje inkludert. Dette er målte gjennomsnittsverdiar for 2013-14. I tillegg har effektvarigheitskurva frå GK si årssimulering blitt plotta for å samanlikne reelt og berekna effektbehov (svart kurve).

Samanlikna med GK si årssimulering er dei reelle effektkurvene for oppvarming og klimakjøling mykje «flatere», som her vil seie at:

- Reell produsert effekttopp for oppvarming er 36% lågare enn berekna – Dette kan skuldast at bygget har eit lågare varmetapstal enn berekna.
- Reell produsert effekttopp for klimakjøling er 38% lågare enn berekna. – Dette kan skuldast lågare indre energitilskot enn berekna.
- Reell fyringssesong er dobbelt så lang som berekna. – Dette kan skuldast lågare indre energitilskot enn berekna.



Figur 5-5 Målt effektvarigheit for produsert oppvarming og klimakjøling i Miljøhuset GK, snitt for 2013-14.

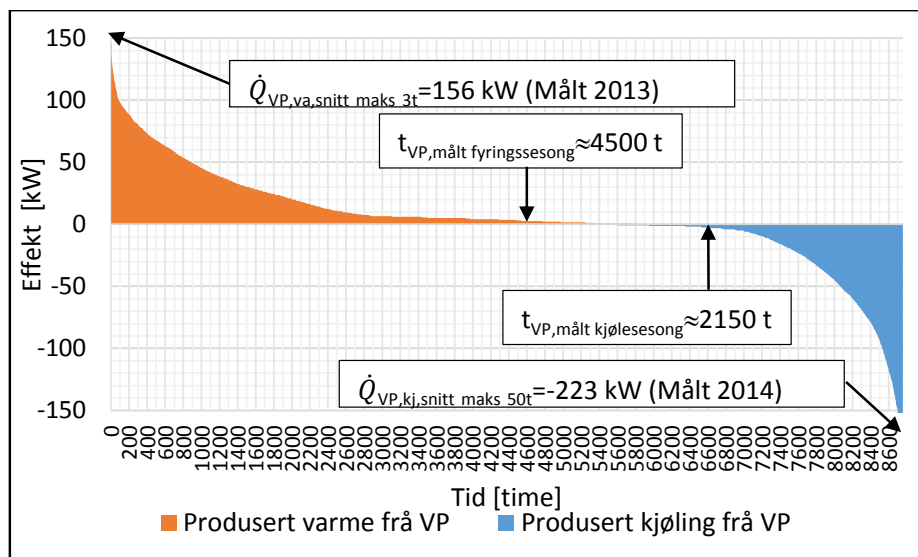
5.4.3 Termisk effektvarigheit for varmpumper og overskotsvarmen frå prosesskjølinga

Figur 5-6 og Figur 5-7 viser varigheita for varme- og kjøleeffekten som høvesvis varmpumpene (IK40/41) og prosesskjølemaskina (IK42) leverar til hovudkretsen. I begge figurane er det plotta eit gjennomsnitt for 2013-14.

Ut ifrå Figur 5-6 ser vi følgjande om varmpumpenes dimensjonering:

- Den høgste produserte varmeeffekten frå varmpumpene var 156 kW. Til samanlikning har begge varmpumpene ein samla nominell varmekapasitet på 520 kW ved +5/35°C, og ein samla varmekapasitet på 320 kW ved nedre sperretemperatur: -15°C (jf. Tabell 6-2).
- Gjennomsnittleg produsert kjøleeffekt frå varmpumpene for dei 50 «høgste» timane var 223 kW (målt i 2014). Til samanlikning har begge varmpumpene ein samla nominell kjølekapasitet på 500 kW ved +10/35°C.

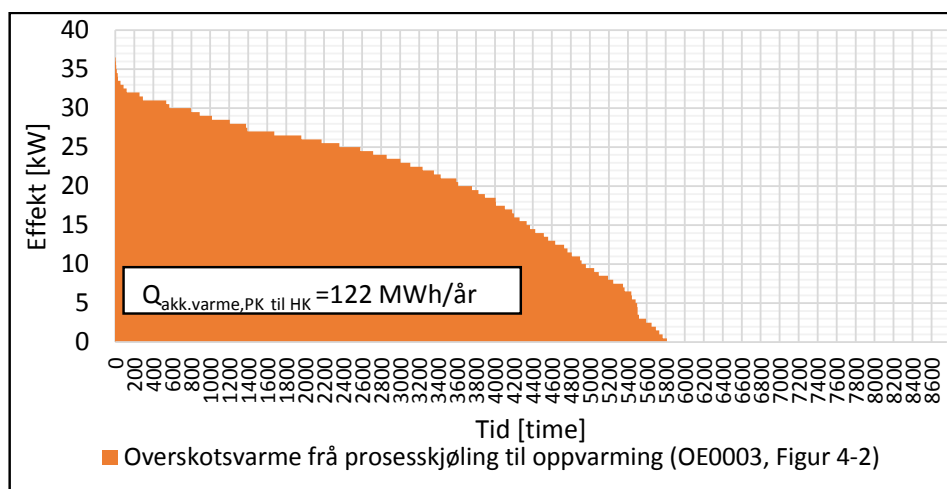
- Eitt aggregat hadde vore nok til å dekke den reelle varme- og kjøleproduksjonen frå VP.
- Overdimensjoneringa av varmepumpeaggregata kan skuldast at det berekna termiske effektbehovet var større enn det reelle. Det kan og skuldast at varmepumpene er meint å dekke heile effektbehovet dersom behovet for prosesskjøling fell bort, og overskotsvarmen ikkje lenger blir tilgjengelig.



Figur 5-6 Effektvarighet for varme- og kjøleproduksjonen av varmepumpene IK40/41 i Miljøhuset GK målt ved energimålar OE001. Plottet viser gjennomsnittsverdiar for 2013-14.

Ut ifrå Figur 5-7 kan ein seie følgjande om overskotsvarmen frå prosesskjølinga til hovudkretsen:

- Prosesskjølemaskina har levert overskotsvarme til hovudkretsen gjennom heile fyringssesongen si lengde: 5800 timar (jf. Figur 5-5).
- Gjennomsnittleg varmeeffekt har vore $122 \text{ MWh}/5800 \text{ h} = 21 \text{ kW}$
- Kurva har ikkje den typiske forma som effektvarighetskurver for bygningsoppvarming, som normalt er «konkav oppover» (jf. forma til «oppvarming» i Figur 5-5). Forklaringa på dette er at den tilgjengelege overskotsvarmen er avhengig av prosesskjølinga, som er tilnærma uavhengig av temperaturvariasjonane utandørs.



Figur 5-7 Effektvarighet for overskotsvarmen frå prosesskjølemaskin IK42 til hovudkretsen i Miljøhuset GK, målt ved energimålar OE003. Plottet viser gjennomsnittsverdiar for 2013-14.

6 Systemytingar for Miljøhuset GK, 2013-14

6.1 Nøkkeltal for ytinga til varme- og kjølesystemet

Tabell 6-1 oppsummerer ei rekkje nøkkeltal for ytinga til varme- og kjølesystemet i Miljøhuset GK. Energifaktor, energidekningsgrad og ekvivalent driftstid er målt og dokumentert for 2013 og 2014. Det er nødvendig å definere systemgrensene for slike nøkkeltal. I kolumna «Kommentar» er det beskrevet kva for systemgrenser som har blitt nytta i kvart tilfelle.

Nøkkeltal	2013	2014	13-14	Kommentar
Årleg energifaktor:				
SPF _{Va,Kj} : Varmepumpe IK40/41	2,5	2,6	2,6	$Q_{E1001}/(E_{OE07}+E_{OE08})$, varme og kjøleproduksjon
SPF _{Va} : Varmepumpe IK40/41	2,3	2,2	2,2	$Q_{E1001}/(E_{OE07}+E_{OE08})$, varmemodus
SPF _{Kj} : Varmepumpe IK40/41	3,1	3,4	3,3	$Q_{E1001}/(E_{OE07}+E_{OE08})$, kjølemodus
SPF: Varmtvasssystem	0,9	0,9	0,9	(El-kolbens el.forbruk) / (forbrukt VV)
SPF: Kjølemaskin IK42	4,2	3,9	4,1	(Produsert isvatn)/(tilført elektrisitet til IK42)
SPF: Total Va og Kj-system	2,2	2,4	2,3	(Tot. Va&Kj-prod) / (tot. El.forb. i Va&Kj-syst)
Energidekningsgrad:				
Varme: Varmepumpe	0,42	0,40	0,41	av total varme-produksjon, inkl. snøsmelting
Varme: Elektrokjel	0,05	0,02	0,03	av total varme-produksjon, inkl. snøsmelting
Varme: Overskot PK	0,37	0,40	0,38	av total varme-produksjon, inkl. snøsmelting
Varme: El-kolbe (VV)	0,17	0,18	0,17	av total varme-produksjon, inkl. snøsmelting
Kjøling: Varmepumper	0,26	0,33	0,29	av total kjøle-produksjon (klima- & prosesskj.)
Kjøling: Kjølemaskin (IK42)	0,73	0,66	0,70	av total kjøle-produksjon (klima- & prosesskj.)
Klimakjøling: Varmepumper	1,00	1,00	1,00	av klimakjøling levert til kombibatteria
Prosesskj.: Kjølemaskin (IK42)	1,00	1,00	1,00	av prosesskjøling levert til isvasskretsen
Ekvivalent driftstid [time]:				
VP (IK40-41), varmemodus	391	191	291	Nytta nominell varmeeffekt= 2*260kW=520kW
VP (IK40-41), kjølemodus	157	221	189	Nytta nominell kjøleeffekt=2*250kW=500kW
Kjølemaskin (IK42)	3885	3869	3877	Nytta nominell kjøleeffekt=56kW

Tabell 6-1 Nøkkeltal for varme- og kjølesystemet si yting i Miljøhuset GK, 2013-14.

Følgjande bør trekkast fram for perioden 2013-14:

- SPF=2,3 i snitt for heile varme- og kjølesystemet.
 - Dette inkluderer all varme- og kjøleproduksjon, og levert energi til energisentralen.
- Varmepumpenes effektfaktor i varmemodus, SPF_{Va}= 2,2, var 33% lågare enn i kjølemodus.
 - Dette skuldast at T_{løft} i snitt har vore 25 K større i varmemodus:
 - T_{løft,varmemodus}≈20-50 K (Figur 6-3). Vekta snitt: 31 K
 - T_{løft,kjølemodus}≈0-25 K (Figur 6-4). Vekta snitt: 6 K
 - Gjenbruk av prosessvarme har vore medverkande til dette, fordi varmpumpene dermed ikkje må driftast før det blir for kaldt til at prosessvarmen er utilstrekkeleg.
- SPF<1 for varmtvasssystemet.
 - Varme blir feilaktig dumpa til utelufta (jf. Kap 9.1). Dette utgjør 5,3 MWh/år.
 - Systemet for utnytting av overskotsvarme frå prosesskjølinga fungerer ikkje.
- Varmeoverskotet frå prosesskjølinga dekte 38% av det totale oppvarmingsbehovet
 - Dette ga ei varmegjenvinning på 115 MWh/år.
- Ekvivalent driftstid er svært låg for varmpumpene IK40 og IK41.
 - Dette tyder på overdimensjonerte aggregat som gir dårleg lønsemd.

6.2 Varmepumpesystemet si yting ved varierende temperaturløft

Ei varmepumpe si yting er sterkt avhengig av temperaturløftet (Vedlegg 10.1.3). For vidare analysar av energieffektivitet, var det derfor nødvendig å modellere samanhengen mellom varmepumpesystemet si yting og temperaturløftet. Varmepumpesystemet i Miljøhuset GK nyttar to parallellkoplade luft/væske-varmepumper: IK40 og IK41 (jf. Figur 3-2 og Kap 3.3). Dermed er temperaturløftet sterkt avhengig av utetemperaturen, som har relativt store variasjonar gjennom sesongen.

Aggregata blir trinnvis kapasitetsregulert ved inn-/utkopling av kompressorar. Effektfaktoren vil bli påverka av dellastreguleringa på grunn av endra massestrøm til kuldemediet (Vedlegg 10.3). Det har ikkje lukkast å skaffe måledata som kan talfeste kor stor denne innverknaden er, men dette er anteke å vere lite samanlikna med temperaturløftet sin innverknad. Dessutan ville ein slik reduksjon i effektfaktoren oppstått når den produserte effekten er låg, og dermed redusert betydninga det hadde hatt på energiforbruket. Vidare analyser ser dermed bort frå kapasitetsreguleringa sin innverknad på effektfaktoren.

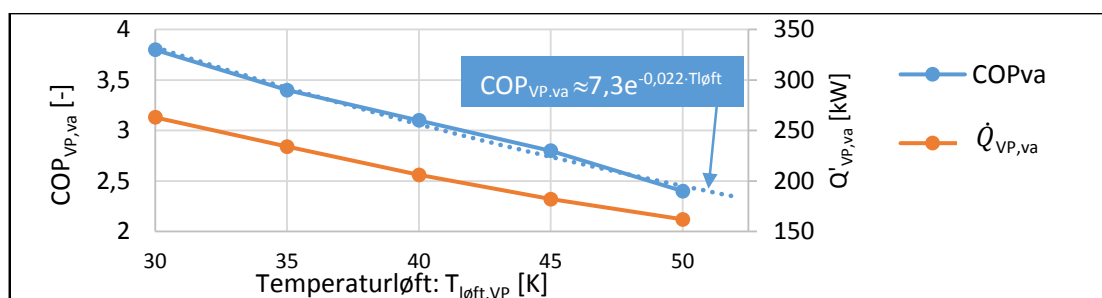
6.2.1 Produsenten si testkøyring

Tabell 6-2 viser produsenten sine testresultat for IK40/41 sin aggregattyp. Strømforbruk og termisk effekt har blitt målt og dokumentert, men avriming er ikkje inkludert i testen. Desse tala fortel kva for kapasitet og effektfaktor vi kan forvente ved ulike driftsvilkår. Maksimal varmeeffekt og $COP_{VP,va}$ har blitt plotta mot temperaturløftet i Figur 6-1. I tillegg har ei eksponentiell regresjonslinje for $COP_{VP,va}$ blitt plotta. (jf. Likning 4-1).

Parameter	Kjølemodus	Varmemodus					Snitt: Va
T_{ute} [°C]	30	-15	-10	-5	0	5	
$T_{w,k/f,out}$ [°C]	10	35	35	35	35	35	
$T_h - T_c$ [K]	20	50	45	40	35	30	
$\dot{Q}_{VP,va/kj}$ [kW]	-250	162	182	206	234	263	
$\dot{E}_{komp.}$ [kW]	72,7	56,1	57,5	58,9	60,3	61,8	
\dot{E}_{vifte} [kW]	8,14	8,1	8,1	8,1	8,1	8,1	
$COP_{m\ddot{a}lt}$ [-]	3,1	2,4	2,8	3,1	3,4	3,8	
COP_{ideell} [-]	14,2	6,2	6,8	7,7	8,8	10,3	
η_c [-]	0,22	0,39	0,41	0,40	0,39	0,37	0,39

Tabell 6-2 Produsenten sine testresultat for tilsvarende aggregattyp som IK40/41 (RC Group -12).

Vi ser at carnotverknadsgraden, η_c , i snitt er 0,22 i kjølemodus og 0,39 i varmemodus (jf. Vedlegg 10.1.2). Varmepumpeaggregat med ein slik kapasitet har ein typisk carnot-verknadsgrad på over 0,5 ved varmeproduksjon (Stene, 1997a). Avviket kan skuldast at dette er standardproduserte aggregat som nyttar uteluft som varmekjelde, og som kan ha moderate varmevekslarflater.



Figur 6-1 Produsenten sine testresultat i varmemodus for tilsvarende aggregattyp som IK40/41 (RC Group -12).

6.2.2 Målt samanheng mellom COP_{VP} og temperaturløftet for IK40/41

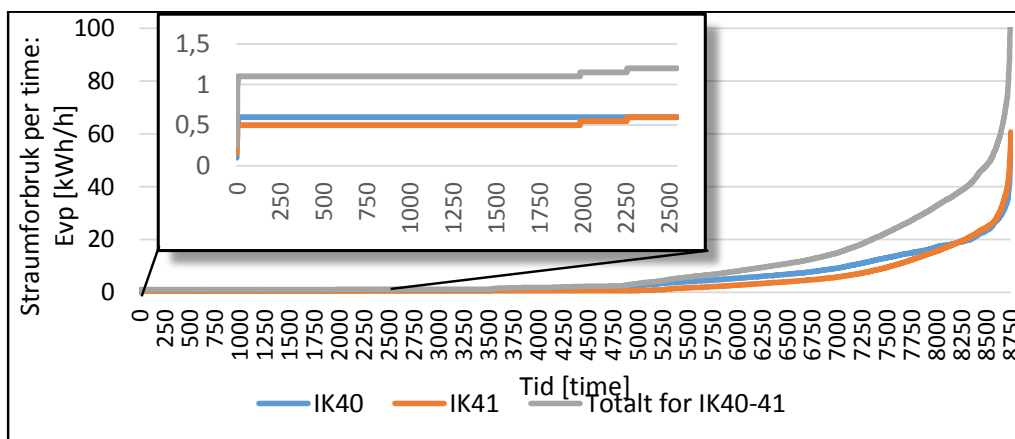
Måledataa frå SD-anlegget vart nytta til å analysere den «reelle» samanhengen mellom COP_{VP} og temperaturløftet til varmepumpesystemet i Miljøhuset GK (Figur 3-2, merka grønt). Dette blei gjort for å samanlikne med produsenten si testkøyring for å avdekke eventuelle avvik.

Måledata for COP_{VP}

Energioppfølgingsystemet bereknar og loggfører COP_{logg} ein gong i timen. Dette blir gjort på grunnlag av måledataa frå den termiske energimålaren OE001 (måler felles termisk produksjon frå IK40/41) og straummålarane OE07/08 (måler straumforbruket i IK40/41). Målingane gir akkumulert energi per time, som betyr at COP_{logg}-verdien i praksis er ein energifaktor med 1 time som periode (Likning V10-7).

Energimålaren OE001 er plassert i energisentralen slik som Figur 3-2 viser: nedstraums for tvillingpumpene JP40/41 og tett ved akkumuleringstanken. Det vil seie at eventuelle temperaturendringar pga varmeutvikling i pumpa, trykktap i røyrstrekket tur/retur til aggregata og varmetap gjennom røyrveggen vil bli inkludert i målinga. Pumpene har ein nominell effekt på 1,4 kW kvar og dei vekslar på å gå med konstant turtal. Pumpearbeidet går for det meste til trykkauke, som gjennom kretsen gradvis går over til indre energi og temperaturauke. Varmetilførselen som OE001 registrerar på grunn av pumpearbeidet kan dermed reknast å vere vel 1 kW.

Straummålarane OE07/08 måler tilført straum til aggregat IK40 og IK41. Sidan dette er luft/væske-aggregat, nyttar dei vifter for å betre varmevekslinga på luftsida. Straummålingane inkluderer dette viftearbeidet, i tillegg til kompressorarbeidet og interne regulerings- og hjelpesystem i kvart av aggregata, men pumpe JP40/41 er ikkje inkludert. Figur 6-2 viser varigheita for straumforbruket per time til varmepumpe IK40 og IK41. Dette er snittverdiar for 2013-14. Vi ser at begge varmepumpene alltid trekkjer litt effekt: ≈0,5 kW kvar i store delar av året. Det ser dermed ut til at dei interne reguleringsystema for IK40/41 samla sett trekkjer ein «konstant» effekt på om lag 1 kW.



Figur 6-2 Varigheit for straumforbruk per time til varmepumpene IK40/41, snitt for 2013-14.

Den loggførte COP_{logg}-en for varmepumpene er dermed gitt av følgjande samanheng:

$$COP_{logg} = \frac{Q_{OE001}}{E_{OE07+OE08}} = \frac{Q_{VP} + Q_{pumper} + Q_{varmetap,røyr}}{E_{kompr} + E_{vifter} + E_{regulering,hjelpesystem}} \quad (6-1)$$

Set ein inn dei tilnærma verdiane for Q_{pumper} og $E_{regulering,hjelpesystem}$, og neglisjerar $Q_{varmetap,røyr}$ får ein:

$$COP_{logg} \approx \frac{Q_{VP} + 1kW}{E_{kompr} + E_{vifter} + 1kW} \quad (6-2)$$

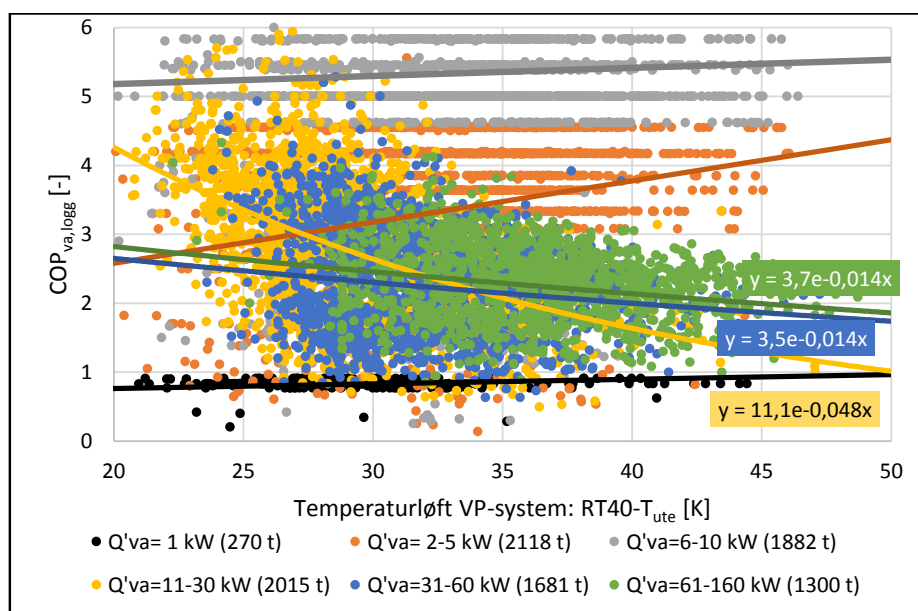
Ut ifrå Likning (6-2) kan ein forvente at ved låg varme- eller kjøleproduksjon, vil Q_{pumper} og $E_{regulering,hjelpesys}$ ha innverknad på COP-målingane. Ved høg produksjon vil desse kunne neglisjerast.

Måledata for temperaturløft

Temperaturløftet er her definert som differansen mellom vasstemperaturen ut frå varmpumpe-kondensatorarane (RT40, Figur 3-2) og utetemperatur: $T_{løft,varmemodus}=T_{RT40}-T_{ute}$, $T_{løft,kjølemodus}=T_{ute}-T_{RT40}$. Temperaturmålingane måtte korrigerast for loggføringsfeil før dei kunne nyttast: Sjå Vedlegg 7.

Plotting av COP_{logg} mot temperaturløftet

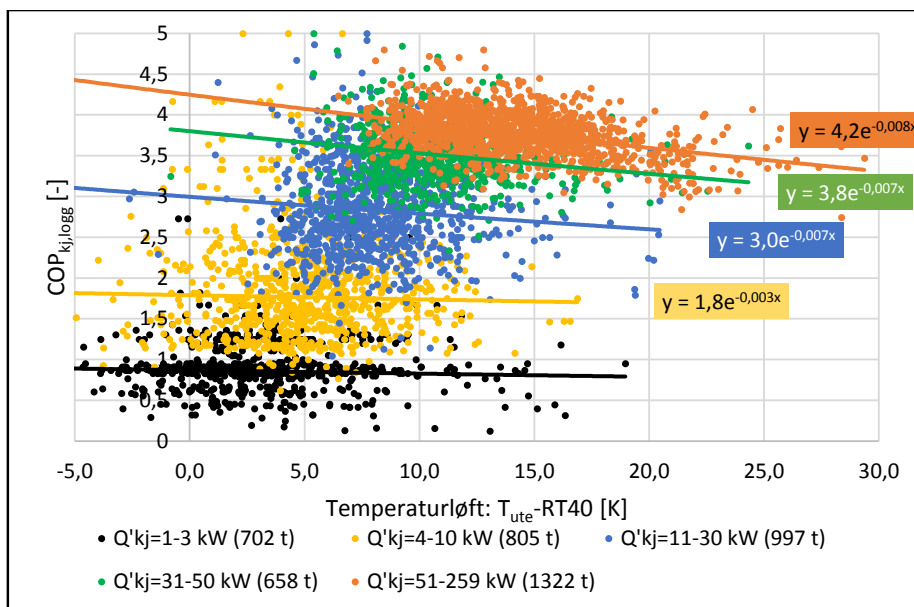
I Figur 6-3 og Figur 6-4 har temperaturløftet blitt plotta mot høvesvis COP_{va,logg} i varmemodus og COP_{kj,logg} i kjølemodus for perioden 2013-14. Målingane har blitt plotta i seriar med ulike effektintervall. Varigheita for kvart effektintervall i denne 2-årsperioden er oppgitt i serienamnet. I tillegg har det blitt plotta eksponentielle trendlinjer for kvar serie (jf. Likning 4-1).



Figur 6-3 Målt COP_{va,logg} (varmemodus) for varmpumpesystemet i Miljøhuset GK, 2013-14. COP_{va,logg}= $Q_{OE001,va}/E_{IK40-41,va}$. Det er nytta timessnitt, og målingane er delt opp i seriar etter termiske effektintervall.

For COP_{logg,va} i varmemodus ser vi følgjande (jf. Figur 6-3):

- $\dot{Q}_{va} \approx 1 \text{ kW}$: COP_{va,logg} ≈ 1 ved alle temperaturløft. Ein så låg varmeproduksjon betyr at varmpumpa ikkje har vore i drift, det er $\dot{Q}_{pumper} \approx 1 \text{ kW}$ som står for varmeproduksjonen, og $\dot{E}_{regulering,hjelpesys} \approx 1 \text{ kW}$ som står for straumforbruket (jf. Likning (6-1), (6-2)).
- $\dot{Q}_{va} \approx 2 - 10 \text{ kW}$: Her ser vi ingen normal samanheng mellom COP_{va,logg} og T_{løft} (raude og grå punkt). Vi ser tendensar til lagdelte, horisontale trendar. Det er usikkert kva som er årsaken til dette. Ei mogleg forklaring kan vere at energimålaren OE001 og strømmålarane OE07-08 har ei måleoppløysing på 0,1 kWh/h. Det vil gi meir «trinnvise» endringar i COP_{va,logg} for låge varmeeffektar. Desse tendensane burde då også dukke opp i feltmålingane for COP_{kj,logg} (Figur 6-4), men det gjer dei ikkje. Dermed kan det vere andre ukjente grunnar som ligg bak desse resultatane.
- $\dot{Q}_{va} \approx 10 - 30 \text{ kW}$: Vi ser tendensar til ein normal trend: COP_{va,logg} minkar ved aukande T_{løft}.
- $\dot{Q}_{va} > 30 \text{ kW}$: Trendane blir klarare, og spreininga er mindre (blå og grønne punkt). Likevel er det forskjellar mellom desse feltmålingane og produsenten si testkøyring (Figur 6-1): Feltmålingane har flatere trendlinjer som ligg lågare enn det produsenten oppgir.



Figur 6-4 Målt $COP_{kj,logg}$ (kjølemodus) for varmepumpesystemet i Miljøhuset GK, 2013-2014. $COP_{kj,logg} = Q_{OE001,kj} / E_{IK40-41,kj}$. Det er nytta timessnitt, og målingane er delt opp i seriar etter termisk effektintervall.

For $COP_{kj,logg}$ i kjølemodus ser vi følgjande (jf. Figur 6-4):

- $\dot{Q}_{kj} = 1 - 3 \text{ kW}$: $COP_{kj,logg}$ ligg rett under 1 ved nesten alle målingar. Dette skjer fordi kjøleproduksjonen er så liten at $\dot{Q}_{pumper} \approx 1 \text{ kW}$ og $\dot{E}_{regulering, hjelpesys} \approx 1 \text{ kW}$ blir vesentlege, og at aggregata i tillegg må motarbeide varmetilførselen \dot{Q}_{pumper} (jf. Likning (6-1) og (6-2)).
- $\dot{Q}_{kj} = 4 - 50 \text{ kW}$: $COP_{kj,logg}$ aukar frå 1 til $\approx 3,5$ i takt med aukande produsert kjøleeffekt. Aggregat IK40 og IK41 er stegvis kapasitetregulert ved hjelp av inn-/utkopling av kompressorar. Kompressorane går derfor ikkje på dellast i seg sjølv, og $COP_{kj,logg}$ burde ikkje vere avhengig av produsert kjøleeffekt. Forklaringa på at kjøleeffekten sin storleik kan spele inn på $COP_{kj,logg}$, kan vere at pumpene JP40/41 går konstant når systemet står stand-by, medan aggregatet berre slår inn og ut ved behov. Ut ifrå Likning (6-2) ser vi då at \dot{Q}_{pumper} vil gi eit varmebidrag som reduserer $COP_{kj,logg}$, men at denne påverknaden minkar di større den produserte kjøleeffekten frå varmepumpene blir.
- $\dot{Q}_{kj} > 50 \text{ kW}$: $COP_{kj,logg} \approx 3-5$. Den har ein svak minkande tendens ved aukande $T_{løft}$, men ser ikkje ut til å vere avhengig av storleiken på den produserte kjøleeffekten. $COP_{kj,logg} \approx 3-3,5$ ved $T_{løft} = 20 \text{ K}$. Dette samsvarer bra med produsenten si testkøyring som gav $COP_{kj,vp} = 3,1$ ved $T_{løft} = 20 \text{ K}$. Likevel er det vanskeleg å gjere ei samanlikning mellom trenden i feltmålingane og produsenten sine målingar, fordi dei berre oppgir måleverdiar ved èitt enkelt temperaturløft.

6.2.3 Vurdering av vidare bruk av måleresultata for COP mot temperaturløft

Målestøy

Feltemålingane av COP_{logg} til varmepumpesystemet er prega av mykje målestøy, spesielt ved låge varme- og kjøleeffektar (<10 kW). Oppsummert skuldast dette mest truleg at:

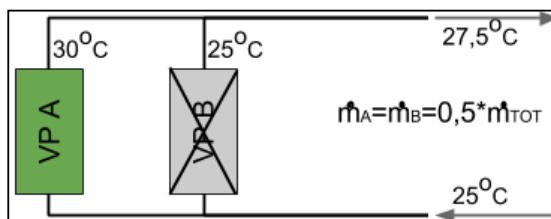
- Termisk energimålar er plassert for langt unna aggregata, som gir fleire varmetilskot til målingane enn berre kondensator-/fordampareffekten (jf. Likning (6-1)). Dette påverkar måleresultatet for COP_{logg} når den produserte termiske effekten er låg.

- Oppløysinga til sensorane i den termiske energimålaren er for stor til å gjere nøyaktige målingar når temperaturdifferansen for tur-/returstrøm er liten, og produsert effekt er låg.
- Dei elektriske energimålarane inkluderer strømförbruket til det interne regulerings- og hjelpesystemet i varmepumpene. For låge effektar vil dette påverke COP_{logg} -målingane.

Avvik mellom feltmåling og produsentdata

Vi har og sett at det er avvik mellom resultatane frå produsenten si testkøyning og feltmålingane gjort ved Miljøhuset GK (jf. Figur 6-1 og Figur 6-3 for $\dot{Q}_{va} > 30\text{kW}$). Målestøyen som har blitt nemnd, og det at produsenten sine testdata ikkje har inkludert avriming, kan ha verka inn på dette.

I tillegg kan det skuldast at dei to aggregata, IK40/41, er koplå i parallell utan regulering av vassmengdene seg imellom (Figur 3-2). Dersom berre eitt av aggregata er i drift, vil det bli ei blanding av kalde og varme straumar på grunn av «by-pass», som dermed krev eit høgare temperaturløft for det aktive aggregatet (Figur 6-5). Eit slikt ekstra temperaturløft vil ikkje bli registrert av temperaturmålar RT40 (Figur 3-2), fordi målarer er plassert etter blandinga. Dermed vil det bli registrert eit lågare temperaturløft enn det aggregatet faktisk jobbar mot ved dellast, som fører til at trendlinjene for $COP_{va,logg}$ blir forskyvne ned og til venstre i Figur 6-3 og Figur 6-4. Dette kan stemme med avviket vi såg mellom feltmålingane og produsenten sine testdata.



Figur 6-5 Parallellkopling av varmepumpeaggregat gir ekstra temperaturløft ved dellast pga blanding av vasstraumar, dersom fordelinga av vassmengdene ikkje blir regulert.

Prioritering av data for vidare analysar

Samanhengen mellom COP og $T_{\text{løft}}$ er nødvendig å kjenne til for å analysere energisparingspotensialet knytt til reduksjon av temperaturløftet. Di betre modell ein nyttar for dette, di meir påliteleg blir analyseresultatane. Feltemålingane og produsentdataa var ikkje heilt samsvarande. Då er spørsmålet om ein skal legge feltemålingane eller produsentdata til grunn for vidare analysar.

GK Norge ønskjer å gjere ombyggingar for å regulere vasstraumane til dei to aggregata. Konkrete tiltak for dette vil bli foreslått og analysert i neste del av denne rapporten, og analysar av anna optimalisering knytt til temperaturløftet vil ta utgangspunkt i at dette er endra på. Mest truleg vil dette føre til at trendane i feltemålingane vil samsvare meir med produsenten sine målingar. Derfor blir produsenten sine måledata nytta som analysegrunnlag så langt som råd. Då slepp ein òg usikkerheita som er knytt til målestøyen i feltemålingane, og som blir vurdert som meir utslagsgivande enn usikkerheita knytt til at produsenten si testkøyning ikkje inkluderte avriming.

6.2.4 Varmepumpene sitt energisparingspotensial knytt til temperaturløftet

Varmemodus

På bakgrunn av kapittel 6.2.2 og 6.2.3, vil produsenten sine måledata i Tabell 6-2 og Figur 6-1 bli lagt til grunn for analysar knytt til energisparing og temperaturløft i varmemodus. Samanhengen mellom $COP_{VP,va}$ og $T_{\text{løft},VP}$ blir dermed modellert med følgjande eksponentialfunksjon (jf. Likning 4-1)

$$COP_{VP,va} \cong f(T_{\text{løft},VP}) \approx 7,3e^{-0,022 \cdot T_{\text{løft},VP}} \quad (6-3)$$

Basert på Likning (4-2), (4-3), (6-3) og noverande $SPF_{VP,va,0}$ (Tabell 6-1), vil ei varig forskyving i varmepumpene sine temperaturløft, $\Delta T_{løft,VP}$, endre den noverande $SPF_{VP,va,0}$ til ein ny $SPF_{VP,va}$:

$$SPF_{VP,va} \cong f(\Delta T_{løft,VP}, SPF_{VP,va,0}) \approx e^{-0,022 \cdot \Delta T_{løft,VP}} \cdot 2,2 \quad (6-4)$$

$$\frac{\Delta SPF_{VP,va}}{SPF_{VP,va,0}} = \frac{SPF_{VP,va} - SPF_{VP,va,0}}{SPF_{VP,va,0}} \approx e^{-0,022 \cdot \Delta T_{løft,VP}} - 1 \quad (6-5)$$

Basert på Likning (4-5), (6-3), noverande $SPF_{VP,va,0}$ (Tabell 6-1) og årleg varmeproduksjon av varmepumpe IK40-41 (Figur 5-2), vil ei varig forskyving i varmepumpene sine temperaturløft, $\Delta T_{løft,VP}$, føre til følgjande endring i energiforbruket i varmemodus:

$$\frac{\Delta E_{VP,va}}{Q_{VP,va}} \approx \frac{1}{e^{-0,022(\Delta T_{løft,VP})} \cdot 2,2} - \frac{1}{2,2} \quad (6-6)$$

$$\Delta E_{VP,va} \approx \frac{124e3}{e^{-0,022(\Delta T_{løft,VP})} \cdot 2,2} kWh - 56e3 kWh \quad (6-7)$$

Kjølemodus

For analyser knytt til energisparing og temperaturløft i kjølemodus, vil derimot feltmålingane i Figur 6-4 bli lagt til grunn. Det er fordi produsenten berre har oppgitt måledata for èitt temperaturløft (Tabell 6-2), som gir lite informasjon til å modellere $COP_{VP,kj} \approx f(T_{løft,VP})$. Som tidlegare påpeika, låg denne produsentmålinga innanfor spreia til feltmålingane for $\dot{Q}_{kj} > 50kW$ (oransje punktsky i Figur 6-4). Samanhengen mellom $COP_{VP,kj}$ og $T_{løft,VP}$ blir dermed modellert med følgjande eksponentialfunksjon (jf. Likning 4-1):

$$COP_{VP,kj} \cong f(T_{løft,VP}) \approx 4,2e^{-0,008 \cdot T_{løft,VP}} \quad (6-8)$$

Basert på Likning (4-2), (4-3), (6-8) og noverande $SPF_{VP,kj,0}$ (Tabell 6-1), vil ei varig forskyving i varmepumpene sine temperaturløft, $\Delta T_{løft,VP}$, endre den noverande $SPF_{VP,kj,0}$ til ein ny $SPF_{VP,kj}$:

$$SPF_{VP,kj} \cong f(\Delta T_{løft,VP}, SPF_{VP,kj,0}) \approx e^{-0,008 \cdot \Delta T_{løft,VP}} \cdot 3,3 \quad (6-9)$$

$$\frac{\Delta SPF_{VP,kj}}{SPF_{VP,kj,0}} = \frac{SPF_{VP,kj} - SPF_{VP,kj,0}}{SPF_{VP,kj,0}} \approx e^{-0,008 \cdot \Delta T_{løft,VP}} - 1 \quad (6-10)$$

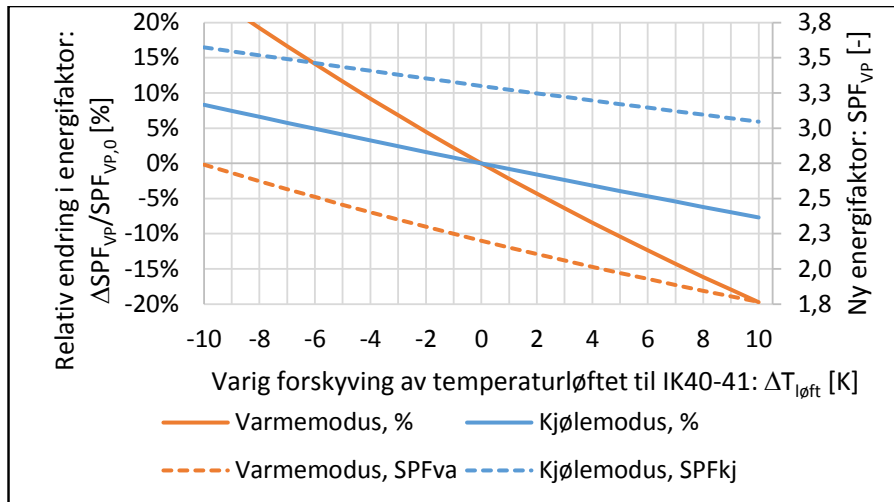
Basert på Likning (4-5), (6-8), noverande $SPF_{VP,kj,0}$ (Tabell 6-1) og årleg kjøleproduksjon av varmepumpe IK40-41 (Figur 5-2), vil ei varig forskyving i varmepumpene sine temperaturløft, $\Delta T_{løft,VP}$, føre til følgjande endring i energiforbruket i kjølemodus:

$$\frac{\Delta E_{VP,kj}}{Q_{VP,kj}} \approx \frac{1}{e^{-0,008(\Delta T_{løft,VP})} \cdot 3,3} - \frac{1}{3,3} \quad (6-11)$$

$$\Delta E_{VP,kj} \approx \frac{91e3}{e^{-0,008(\Delta T_{løft,VP})} \cdot 3,3} kWh - 28e3 kWh \quad (6-12)$$

Plotting

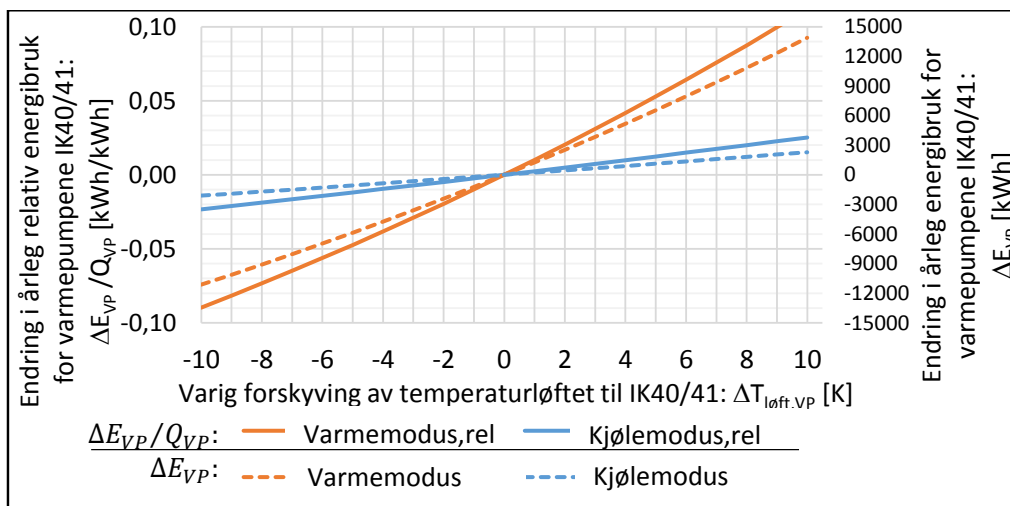
Figur 6-6 viser plotta for Likning (6-4), (6-5), (6-9) og (6-10) i eit felles diagram. Det vil seie at den viser prosentvis endring (faste linjer, venstre akse) av noverande $SPF_{VP,0}$, og kva for ny SPF_{VP} (stipla linjer, høgre akse) ein kan forvente ved ei varig forskyving av temperaturløftet, $\Delta T_{løft,VP}$, for varmepumpene IK40/41. Røde linjer gjeld for systemet i varmemodus, og blå linjer gjeld for kjølemodus.



Figur 6-6 Forventa endring av noverande SPF_{VP} ved ei varig forskyving av temperaturløftet, $\Delta T_{\text{løft,VP}}$.

Vi ser at i varmemodus vil $SPF_{VP,va}$ auke vel 2,5% per K vi reduserer temperaturløftet over heile sesongen. I kjølemodus er det mindre å hente: $SPF_{VP,kj}$ aukar vel 0,8% per K vi reduserer temperaturløftet over heile sesongen.

Figur 6-7 viser plotta for (6-6), (6-7), (6-11) og (6-12) i eit felles diagram. Det vil seie at den viser endring i energiforbruk per produsert varme-/kjøleining (venstre akse, faste linjer), og absolutt endring i energiforbruk (høgre akse, stipla linjer) ein kan forvente ved ei varig forskyving av temperaturløftet, $\Delta T_{\text{løft,VP}}$, for varmepumpe IK40/41. Røde linjer gjeld for systemet i varmemodus, og blå linjer gjeld for kjølemodus.



Figur 6-7 Forventa endring av varmepumpene sitt årlege energibruk ved ei varig forskyving av temperaturløftet, $\Delta T_{\text{løft,VP}}$.

Vi ser at energisparingspotensialet er størst i varmemodus. Ein kan spare $\approx 0,01$ kWh straum per kWh varme for kvar K ein reduserer temperaturløftet. For ein årleg varmeproduksjon på 124 MWh av varmepumpene (Figur 5-2), vil det seie $\approx 1,2$ MWh/år per K ein reduserer temperaturløftet.

Energisparingspotensialet er minst i kjølemodus. Her kan ein spare ≈ 2 Wh straum per kWh kjøling for kvar K ein reduserer temperaturløftet. For ein årleg klimakjøleproduksjon på 91 MWh av varmepumpene (Figur 5-2), vil det seie $\approx 0,2$ MWh/år per K ein reduserer temperaturløftet.

Kommentar til forskjellen i energisparingspotensialet mellom varme- og kjølemodus

Vi såg at den prosentvise endringa i SPF_{VP} var mykje mindre i kjølemodus enn i varmemodus (Figur 6-6). Dette heng saman med at varmepumpene sin noverande $SPF_{VP,kj}=3,3$ er klart høgare enn den noverande $SPF_{VP,va}=2,2$ (Tabell 6-1). Ved det same temperaturløftet vil eit varmepumpeaggregat ha ein høgare effektfaktor i varmemodus enn i kjølemodus fordi kompressorarbeidet inngår i varme-effekten. Den noverande $SPF_{VP,kj}$ er klart høgare enn $SPF_{VP,va}$ fordi temperaturløftet i snitt har vore 25 K lågare i kjølemodus enn i varmemodus. Dette kjem fram ved å samanlikne temperaturløfta til målingane for 2013-14 i Figur 6-4 og Figur 6-3: I kjølemodus har temperaturløftet i snitt vore 6 K, medan snittet i varmemodus har vore 31 K.

Den relative energisparinga flatar ut dess høgare SPF-en blir (Figur V10-6), fordi SPF er eit forholdstal. Det at den noverande $SPF_{VP,kj}$ er høgare enn $SPF_{VP,va}$, og at $SPF_{VP,kj}$ endrar seg mindre med $\Delta T_{l\ddot{o}ft,VP}$ enn $SPF_{VP,va}$, er grunnen til at energisparingspotensialet knytt til senking av temperaturløftet er klart høgast i varmemodus (jf. Figur 6-7).

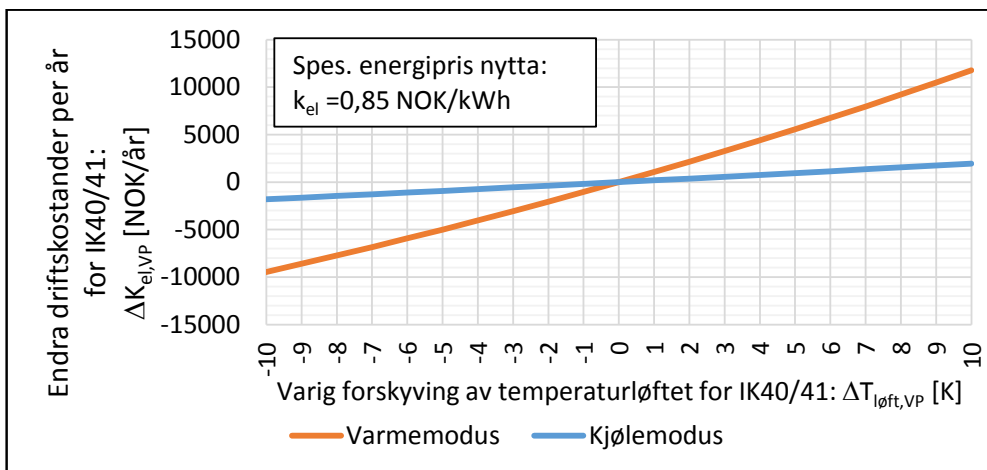
6.2.5 Økonomiske betraktningar knytt til temperaturløft og energisparing for IK40/41

Om ein reknar med ein spesifikk kraftpris $k_{el}=0,85$ NOK/kWh (snitt 2014: SSB 2015), og multipliserer den med Likning (6-7) og (6-12), kan ein berekne forventa endring i årlege driftkostnader ved ei varig forskyving av temperaturløftet $\Delta T_{l\ddot{o}ft,VP}$:

$$\Delta K_{el,VP,va} \approx \left[\frac{124e3}{e^{-0,022(\Delta T_{l\ddot{o}ft})} \cdot 2,2} kWh - 56e3 kWh \right] \cdot 0,85 \frac{NOK}{kWh} \quad (6-13)$$

$$\Delta K_{el,VP,kj} \approx \left[\frac{91e3}{e^{-0,008(\Delta T_{l\ddot{o}ft})} \cdot 3,3} kWh - 28e3 kWh \right] \cdot 0,85 \frac{NOK}{kWh} \quad (6-14)$$

Likning (6-13) og (6-14) er plotta i Figur 6-8 for $\Delta T_{l\ddot{o}ft,VP} = (-10)$ til 10 K. Vi ser at forventa endring i driftkostnadane er vel 1000 NOK/(K·år) i varmemodus og vel 200 NOK/(K·år) i kjølemodus. Sett i samanheng med storleiken på bygget, vert dette vurdert som små innsparingar. Om eventuelle optimaliseringstiltak er lønsame, er då avhengig av investeringskostnadane og kor stor reduksjon i temperaturløftet ein klarer å oppnå. Dette vil bli gjennomgått i del II av denne rapporten.



Figur 6-8 Forventa årleg endring i energikostnader knytt til ei varig forskyving av temperaturløftet til varmepumpene IK40/41.

6.3 Prosesskjølesystemet si yting ved varierende temperaturløft

I fyringssesongen leverer prosesskjølemaskin IK42 overskotsvarme til hovudkretsen. Då er kondenseringstemperaturen, og dermed temperaturløftet, til dette aggregatet styrt av temperaturane i hovudkretsen (RT52/42, Figur 3-2). Endringar i temperaturkravet til hovudkretsen vil dermed påverke energifaktoren for IK42 når systemet går i varmemodus.

Vi såg at IK42 årleg har levert varme til hovudkretsen i 5800 timar (Figur 5-7), som betyr at aggregatet årleg produserte 143 MWh kjøling medan det tilpassa temperaturløftet til hovudkretsen. Dette er i same storleiksorden som varmepumpene sin årlege varme-/kjøleproduksjon. Derfor er det av like stor interesse å analysere IK42 sitt energisparingspotensiale knytt til reduksjon av temperaturkravet i hovudkretsen. Framgangsmåten for denne analysen er den same som for varmepumpene IK40/41 i Kapittel 6.2.4 og 6.2.5.

6.3.1 Modellering av samanhengen mellom COP_{IK42} og temperaturløftet

Prosesskjølesystemet i Miljøhuset GK manglar måleutstyr for å loggføre IK42 sitt straumforbruk og kjøleproduksjon. Dette blei estimert ved hjelp av eigne feltmålingar (Vedlegg 4). Nominelle ytingar blir her nytta for å modellere samanhengen mellom $COP_{IK42,kj}$ og $T_{løft,IK42}$. Tilgjengeleg produsentinfo er oppsummert i Tabell 6-3:

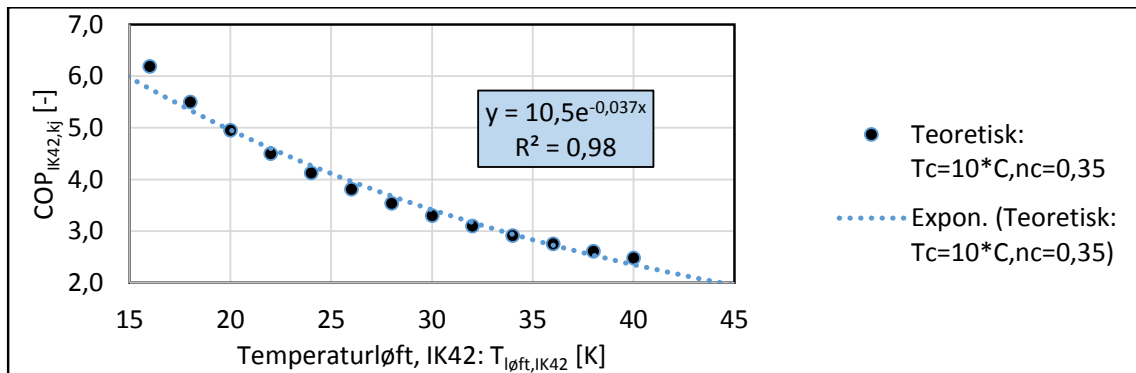
Parameter (IK42):	Verdi
Midlare vasstemperatur (fordamp./kondens.)	12°C/40°C
$COP_{kj,ideell}$	10,2
$COP_{kj,nominell}$	3,6
$\eta_{c,kj}$	0,35
\dot{Q}_{kj}	55,7 kW

Tabell 6-3 Ideelle og nominelle ytingar for aggregattypen til IK42 (RC Group).

Sidan produsenten berre har oppgitt nominelle måleverdiar for ein enkelt driftstilstand, må vi nytte carnotverknadsgraden, $\eta_{c,kj}$, som berekningsgrunnlag (jf. Vedlegg 10.1.2): Vi reknar med at dei reelle temperaturane ikkje vil variere meir enn +/- 10 K i forhold til dei nominelle, og at dette er så lite at $\eta_{c,kj} \approx$ konstant. Om vi i tillegg går ut ifrå at at isvatnet i snitt held 10°C, blir samanhengen mellom COP_{IK42} og $T_{løft,IK42}$ (jf. Likning V10-5):

$$COP_{IK42,kj} \cong f(T_{løft,IK42}) \cong \eta_{c,kj} \cdot \frac{T_c}{T_{løft}} \approx 0,35 \cdot \frac{283 \text{ K}}{T_{løft,IK42}} \quad (6-15)$$

Slik som for varmepumpene, er det nødvendig å modellere denne samanhengen ved hjelp av ein eksponentialfunksjon for å gjere vidare analyser i samsvar med Kapittel 4. Likning (6-15) og tilhøyrande eksponentialregresjon er plotta i Figur 6-9:



Figur 6-9 Teoretisk modell for $COP=f(T_{løft})$ for prosesskjølemaskin IK42.

Samanhengen mellom $COP_{IK42,kj}$ og $T_{løft,IK42}$ kan dermed modellerast med følgjande eksponentialfunksjon (jf. Likning 4-1):

$$COP_{IK42,kj} \approx 10,5 \cdot e^{-0,037 \cdot T_{løft,IK42}} \quad (6-16)$$

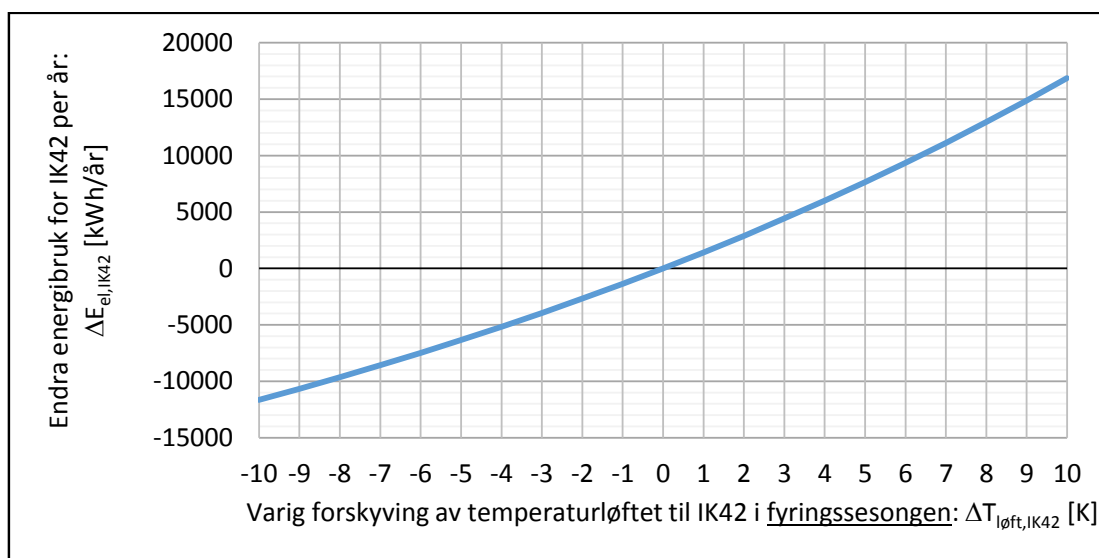
6.3.2 Prosesskjølemaskin IK42 sitt energisparingspotensiale knytt til temperaturløftet

Basert på Likning (4-5), (6-16), noverande SPF_{IK42} (Tabell 6-1) og årleg prosesskjøleproduksjon i fyringssesongen, vil ei varig forskyving i temperaturløftet til kjølemaskin IK42, $\Delta T_{løft, IK42}$, føre til følgjande endring i energiforbruket i fyringssesongen:

$$\frac{\Delta E_{IK42}}{Q_{IK42}} \approx \frac{1}{e^{-0,037(\Delta T_{løft,IK42})} \cdot 3,6} - \frac{1}{3,6} \quad (6-17)$$

$$\Delta E_{IK42} \approx \frac{143e3}{e^{-0,037(\Delta T_{løft,IK42})} \cdot 3,6} kWh - 40e3 kWh \quad (6-18)$$

Likning (6-18) er plotta i Figur 6-10. Det vil seie at den viser endringa i energiforbruket til IK42 som ein kan forvente ved ei varig forskyving av temperaturløftet i fyringssesongen. Vi ser at ein årleg kan spare om lag 1,2 MWh/(K·år).



Figur 6-10 Forventa endring i årleg energibruk for prosesskjølemaskin IK42, knytt til ei varig forskyving av temperaturløftet i fyringssesongen.

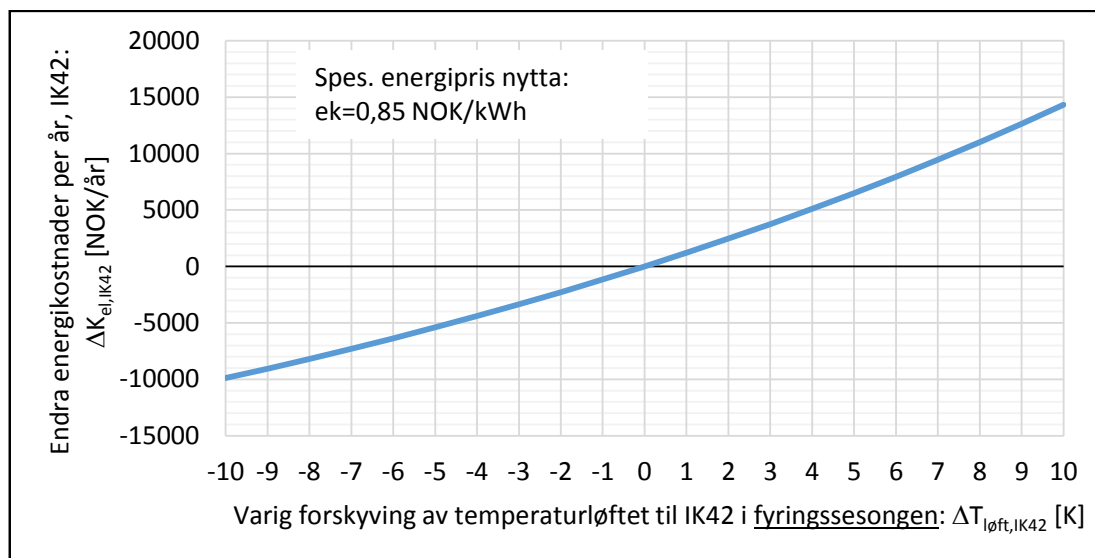
6.3.3 Økonomiske analysar knytt til temperaturløft og energisparing for IK42

Om ein reknar med ein spesifikk kraftpris $k_{el}=0,85$ NOK/kWh (snitt 2014: SSB 2015), og multipliserer den med Likning (6-18), kan ein berekne forventa endring i årlege energikostnader for IK42 ved ei forskyving av temperaturløftet i fyringssesongen:

$$\Delta K_{el,IK42} \approx \left[\frac{143e3}{e^{-0,037(\Delta T_{løft,IK42})} \cdot 3,6} kWh - 40e3 kWh \right] \cdot 0,85 \frac{NOK}{kWh} \quad (6-19)$$

Likning (6-19) er plotta i Figur 6-11. Vi ser at ein årleg kan spare om lag 1000 NOK/år per K ein reduserer temperaturløftet. Tiltak som senkar temperaturkravet til hovudkretsen vil såleis påverke

både IK42 og IK40/41, og den totale reduksjonen i energikostnadene knytt til dette vil vere summen for alle tre aggregata (jf. Figur 6-8 og Figur 6-11).



Figur 6-11 Forventa endring i årlege energikostnader for prosesskjølemaskin IK42, knytt til ei varig forskyving av temperaturløftet i fyringssesongen.

7 Oppsummering av del I

Målt varme- og kjølebehov i 2013-14.

- **Oppvarming og klimakjøling – store avvik frå simuleringane**
Oppvarmingsbehovet var i snitt 18 kWh/(m²·år). Dette var 4 gongar større enn det som GK simulerte i 2012. Behovet for klimakjøling var i snitt 7 kWh/(m²·år), som var litt lågare enn simuleringane: 8 kWh/(m²·år). Effektvarigheita for oppvarming og klimakjøling har vore vesentleg "flatere" enn simuleringane: Dei reelle effekttoppane var 36% og 38% lågare i høvesvis varme- og kjølemodus, og den reelle fyringssesongen var dobbelt så lang (5800 t/år). Dette kan skuldast at bygget sitt reelle varmetapstal og indre energitilskot er lågare enn berekna.
- **Prosesskjøling – eit vesentleg kjølebehov**
Prosesskjølebehovet var i snitt 16 kWh/(m²·år). Dette er i same storleiksorden som oppvarmingsbehovet i bygget, og over dobbelt så mykje som klimakjølebehovet. Overskotsvarmen dekte 40% av bygget sitt totale varmebehov, og leverte i snitt ein varmeeffekt på 21 kW til hovudkretsen gjennom heile fyringssesongen.
- **Varmtvatn – mindre behov enn berekna**
Forbruket av varmtvatn var i snitt 3,4 kWh/(m²·år). Dette var lågare enn det som var berekna: 5 kWh/(m²·år). Behovet for varmtvatn kan utgjere ein stor andel av det totale varmebehovet i passivhus. Her har det utgjort vel 15%, som kan seiast å vere lågt. Dette skuldast nok at det er eit kontorbygg.
- **«Bygguavhengige» behov – lågt effektbehov, stort energibehov**
Varmtvatn og prosesskjøling er behov som er uavhengige av bygningskroppen sin kvalitet. Desse treng ein jamn låg termisk effekt, men over tid blir dei betydelege termiske energibehov som saman har stått for 43% av bygget sitt totale varme- og kjølebehov.
- **Levert energi til varme- og kjøleproduksjon – lågare enn gjennomsnittet**
25% av den leverte energien (elektrisitet) til bygget vart nytta til varme- og kjøleproduksjon. Dette vil seie 263 MWh/år, eller 19 kWh/(m²·år). Denne *andelen* er under halvparten så stor som for eit gjennomsnittleg norsk bygg. Av denne andelen gjekk 24% (67 MWh/år) til teknisk utstyr som pumper og tørrkjølarar, og 20% (53 MWh/år) til el-kolben i varmtvassstankane.

Målt systemyting 2013-14

- **Energifaktor**
Den årlege energifaktoren for heile varme- og kjølesystemet var 2,3. Dette inkluderte varmpumper, kjølemaskin, el-kjele, el-kolbe, pumper, tørrkjølar og ulike hjelpesystem. Til samanlikning hadde varmpumpene IK40/41 ein varme- og kjølefaktor på høvesvis 2,2 og 3,3. Varmepumpene har ytt vesentleg dårlegare i varmemodus fordi det gjennomsnittlege temperaturløftet har vore 25 K høgare enn i kjølemodus. Varmtvasssystemet viste seg å ha ein varfefaktor på 0,9, altså under 1, sjølv om det skal ta imot overskotsvarme frå prosesskjølinga. Dette viser tydeleg at varmtvasssystemet ikkje fungerer som det skal.
- **Ekvivalent driftstid: Varmepumper – svært låg**
I varmemodus har varmpumpe IK40/41 hatt ei ekvivalent driftstid på 291 timar av 4500 årlege driftstimar. I kjølemodus har den vore 189 timar av 2159 årlege driftstimar. Dette er svært lågt og viser at varmpumpene sin kapasitet ikkje blir utnytta. I tillegg viste...

...effektvarigheita for varmepumpene at effektbehovet aldri har overgått kapasiteten til eitt enkelt aggregat. Varmepumpene er dermed overdimensjonerte for dagens behov i Miljøhuset GK. Eitt av dei to aggregata hadde vore nok.

Energisparingspotensialet knytt til temperaturløft

- **Temperaturløft og energisparing: Varmepumpene IK40-41 – moderat potensiale**
I varmemodus er det estimert å spare om lag 1,2 MWh/(K·år) dersom ein reduserer temperaturløftet for varmepumpene IK40/41. Med ein kraftpris lik 0,85 NOK/kWh gir dette om lag 1000 NOK/(K·år) i reduserte driftskostnader. Dette potensialet er moderat, og lønnsmda er avhengig av storleiken på eventuelle meirinvesteringar og oppnådd temperaturreduksjon. I kjølemodus var det mykje mindre potensiale: 0,2 MWh/(K·år) eller 200 NOK/(K·år).
- **Energisparing og temperaturløft: Prosesskjølemaskin IK42 – moderat potensiale**
For prosesskjølemaskin IK42 er det estimert å spare om lag 1,2 MWh/(K·år) dersom ein reduserer temperaturløftet gjennom fyringssesongen, altså når IK42 leverer overskotsvarme til hovudkretsen. Med ein kraftpris lik 0,85 NOK/kWh gir dette om lag 1000 NOK/(K·år) i reduserte driftskostnader. Dette potensialet er moderat, og på same måte som for varmepumpene, er lønnsmda avhengig av eventuelle meirinvesteringar og oppnådd temperaturreduksjon.

Del II: Optimalisering av noverande varme- og kjølesystem ved Miljøhuset GK

I del II blir konkrete forbetningsforslag av det noverande systemet analysert. Først blir prinsippa og rammene for analysen presisert. Deretter blir det gjort ein analyse av utvalde problemområde. Fokuset i denne delen er å finne konkrete tiltak som har vesentleg betydning for energibruk og –kostnader på systemnivå, og som kan vere realistisk å gjennomføre. Forventa energisparing og lønsemd er lagt til grunn for dei endelege konklusjonane. Berre problemområde med gode nok data til å kvantifisere potensialet for energisparing, har blitt prioritert.

Innhald for Del II:

8	Prinsipp og rammer for optimaliseringsarbeidet	42
9	Analyse av konkrete problemområde	43
9.1	Varmetap frå varmtvasssystemet	43
9.1.1	<i>Problembeskriving: VV-systemet</i>	<i>43</i>
9.1.2	<i>Forslag til løysing: VV-systemet.....</i>	<i>44</i>
9.1.3	<i>Berekna energisparing og lønnsedanalyse: VV-systemet.....</i>	<i>45</i>
9.2	Temperaturlap knytt til akkumuleringstanken si innkopling.	46
9.2.1	<i>Problembeskriving: Akkumuleringstank</i>	<i>46</i>
9.2.2	<i>Rammer for energisparinga: Akkumuleringstank.....</i>	<i>48</i>
9.2.3	<i>Vurdering av vidare arbeid med tiltak: Akkumuleringstank</i>	<i>52</i>
9.3	Temperaturlap knytt til parallellkopla varmpumpeaggregat.....	52
9.3.1	<i>Problembeskriving: Parallellkopling av IK40/41</i>	<i>52</i>
9.3.2	<i>Rammer for energisparinga: Parallellkopling av IK40/41.....</i>	<i>54</i>
9.3.3	<i>Forslag til løysing: Parallellkopling av IK40/41</i>	<i>55</i>
9.4	Manglar i måleopplegget.....	58
9.4.1	<i>Manglande måling av prosesskjølemaskin IK42 si yting</i>	<i>58</i>
9.4.2	<i>Manglande rapportering av målingar som antyda varmetap frå varmtvasssystemet ..</i>	<i>59</i>
9.4.3	<i>Manglande måling av ytinga til kvart enkelt varmpumpeaggregat IK40/41</i>	<i>59</i>
10	Oppsummering av del II	60

8 Prinsipp og rammer for optimaliseringsarbeidet

Kvifor optimalisere?

Det kan vere fleire grunnar til å optimalisere eit varme- og kjølesystem. Nokre openberre grunnar er at ein ønskjer å oppnå:

- Redusert **energibruk**
- Reduserte **kostnader**
- Redusert **miljøbelastning**
- Fremma **helse og sikkerheit**
- Auka **brukartilfredsheit**

Avgrensa målfokus

I ei masteroppgåve som dette har ein avgrensingar i både tid, resursar og tilgang til informasjon. I tillegg var det ein stor geografisk avstand som reduserte moglegheita for befarung og feltanalysar. Den største informasjonskjelda har vore fjernavlesing av sentrale driftsdata, og systemskjema. Derfor har fokusområdet for optimaliseringa vore redusert energibruk og –kostnader på systemnivå.

Kriterium for val av konkrete problemområder

På grunn av dei nemnde avgrensingane, måtte dei konkrete problemområda veljast ut frå visse kriterium. Det største forbetringspotensialet var forventa å ligge der ein hadde:

- Systemløysingar som er i strid med «allmenne» retningslinjer for god energieffektivitet.
- Dårligare energieffektivitet enn forventa.
- Tilknytning til store energipostar i energirekneskapen.
- Moglegheit til å gjere endringar som ikkje krev store ombyggingar.

I tillegg måtte gode nok data vere tilgjengelege, som vil seie at dataa kan nyttast til å talfeste energisparingspotensialet.

Prinsipp for lønsemdanalyser

For eit anlegg som er i prosjekteringsfasen, kan ein endre på systemdesignen utan at det vil få store konsekvensar. For eit eksisterande anlegg derimot, som er ferdig bygt og sett i drift, vil det vere ein høgare terskel for å gjere endringar fordi dette kan gi:

- Betydelege meirinvesteringar.
- Midlertidig stans av den daglege drifta.
- Usikkerheit knytt til reelle energisparingar.

Det må dermed avvegast mellom reduserte energikostnader og auka investeringskostnader. Det har blitt gjort fortløpande overslagsberekningar for lønsemda til dei ulike løysingsforslaga. Dette har blitt gjort på bakgrunn av følgjande føresetnader:

- **Energiprisen** er sett til 0,85 NOK/kWh (SSB, 2015: snitt for 2014).
- **Investeringskostnadene** er overslag basert på tilgjengelege prislister og erfaring.
- **Levetida på anlegget** er sett til 15 år.
- **Avkastningskravet** er sett til 5 %.

9 Analyse av konkrete problemområde

Basert på rammer og kriterium i førre kapittel, er følgjande konkrete problemområde blitt prioriterte:

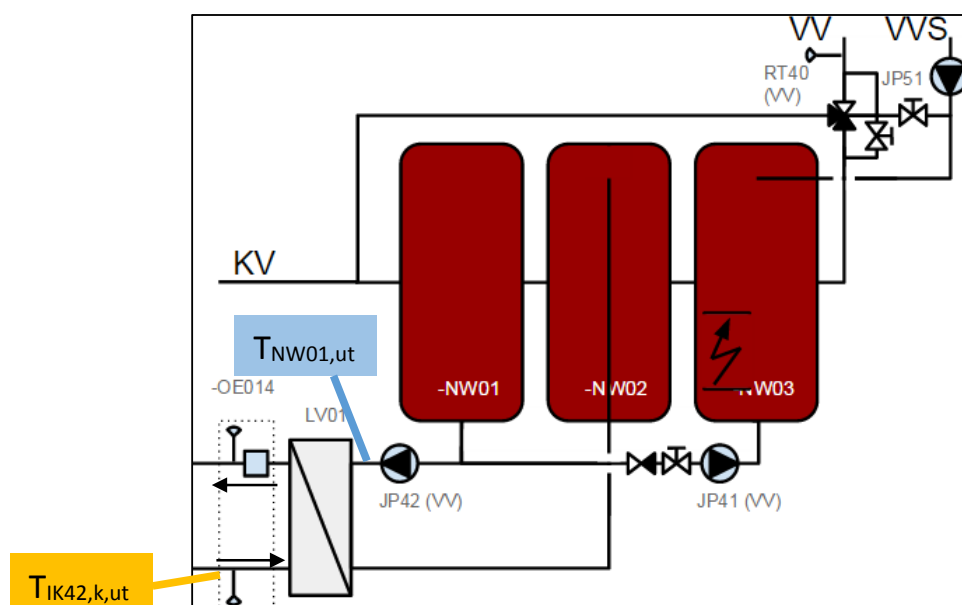
- Varmetap frå varmtvasssystemet
- Temperaturtap knytt til akkumuleringstanken
- Temperaturtap knytt til parallellkopla varmepumpeaggregat
- Manglar i måleopplegget

9.1 Varmetap frå varmtvasssystemet

Målingane viste at varmtvasssystemet har ein systemverknadsgrad på 0,9, sjølv om det mottek overskotsvarme frå IK42 (Tabell 6-1). Problemet skuldast varmetap til IK42 sin kondensatorkrets.

9.1.1 Problembeskriving: VV-systemet

Det er meininga at varmtvasssystemet (Figur 9-1) skal få overskotsvarme frå prosesskjølinga. Dette skal etter planen skje ved at kondensatorkretsen til IK42 avgir varme via varmevekslar LV01 når $T_{IK42,k,ut} > T_{NW01,ut}$, og energimålar OE014 måler varmeoverføringa.

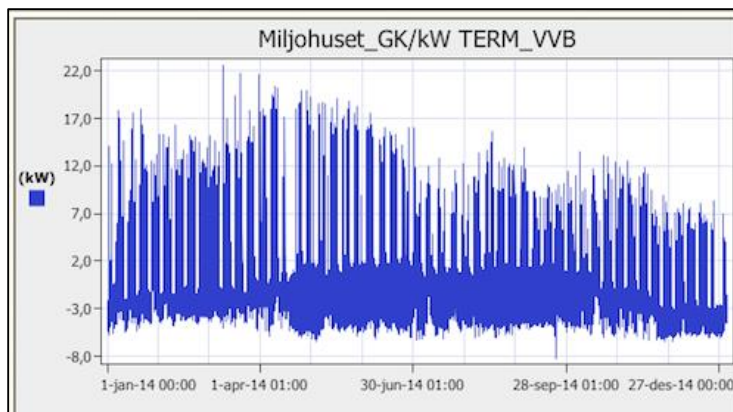


Figur 9-1 Systemskjema av noverande varmtvasssystem i energisentralen til Miljøhuset GK (jf. Figur 3-2).

Etter vel to års drift viser målingane at det ikkje berre har blitt overført varme *til* varmtvasssystemet, men at svært mykje varme har blitt trekt *ut* og dumpa via tørrkjølar LC01 (Figur 3-2). Figur 9-2 er henta frå SD-anlegget sitt brukargrensesnitt, og viser eit plot av varmevekslinga via LV01 for 2014. Positive effektar betyr at varme tilførast varmtvasssystemet, slik som tenkt.

Legg merke til at svært mange loggføringar viser negativ varmeoverføring, det vil seie at varmtvasssystemet taper varme til kondensatorkretsen. I energirekneskapan for 2013-14 (Vedlegg 5), ser vi at varmtvasssystemet i snitt mottok 7,6 MWh/år, men mista heile 13,7 MWh/år via LV01. Det vil seie eit netto varmetap på 6,1 MWh/år.

Grunnen til at varmeoverføringa går feil veg, er at pumpe JP42(VV) ikkje blir regulert, men kontinuerleg sirkulerer vatn mellom akkumulertankane og LV01. Dersom temperaturen i botnen av tank NW01 er høgare enn vass temperaturen ut frå kondensatoren til IK42, vil varme bli overført *frå* tankane og dumpa via tørrkjølar LC01 (Figur 3-2).



Figur 9-2 Plot av loggført varmeoverføring mellom IK42 sin kondensatorkrets og varmtvasssystemet i 2014 (OE014, Figur 9-1), henta frå SD-anlegget sitt brukargrensesnitt. Positive måleverdiar betyr at varmen overførast til varmtvasssystemet.

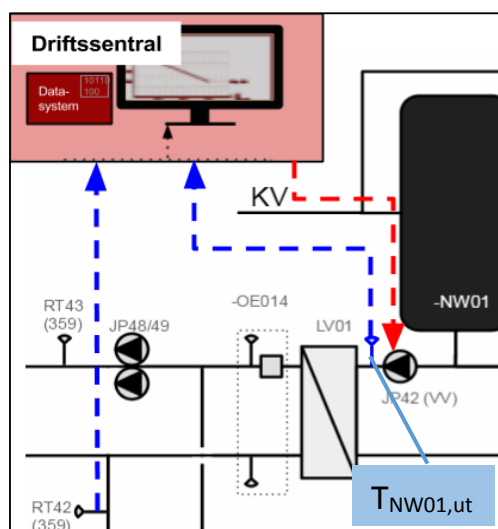
9.1.2 Forslag til løysing: VV-systemet

Det er openbart at pumpe JP42(VV) må regulerast etter temperaturdifferansen over varmevekslar LV01: Pumpa kan berre gå dersom $T_{IK42,k,ut} > T_{NW01,ut}$ (Figur 9-1). I praksis kan dette løysast på 2 måtar:

1. Lokal regulering av pumpe ved hjelp av ein kontaktor og enkel logisk krets.
2. Sentral regulering og overvaking av pumpe via SD-anlegget sin driftssentral.

For begge alternativa må ein temperatursensor installerast for å måle $T_{NW01,ut}$, sidan dette ikkje finst i dag. Denne bør monterast så nær innløpet på varmevekslaren som mogleg for å redusere temperaturforandringar mellom målar og innløpet (Figur 9-3). På kondensatorsida av LV01 kan måledata frå RT42 nyttast (Figur 3-2 og Figur 9-3). For å unngå at varmeoverføringa går feil veg ved små temperaturdifferansar, må den minste tillate temperaturdifferansen for at pumpe JP42(VV) skal gå, inkludere måleusikkerheita til temperatursensorane. Det bør også leggjast inn ei koplingshysterese for å unngå hyppige start og stopp av pumpe ved små temperaturdifferansar.

Alternativ 2 er anbefalt fordi det opnar for sentral loggføring og overvaking. Dette er illustrert i Figur 9-3:



Figur 9-3 Forslag til temperaturregulering av pumpe JP42(VV) via driftssentralen.

9.1.3 Berekn energisparing og lønnsedanalyse: VV-systemet

Energisparing

Slik varmtvasssystemet fungerer i dag, taper Miljøhuset GK varmen $Q_{VV,tap}=6,1$ MWh/år om ein samanliknar det med direkte elektrisk oppvarming av varmtvatnet. Vi antek no at dei foreslåtte tiltaka blir gjennomførte, varmtvassbehovet $Q_{VV} = 47$ MWh/år (likt som i 2013-14), $T_{IK42,k,ut} \approx 37^\circ\text{C}$ (snitt for 2014), og varmeoverføringa Q_{PK-VV} via LV01 forvarmar tappevatnet til $T_{FV} \approx 32^\circ\text{C}$. Om nettvatnet held $T_{KV} \approx 5^\circ\text{C}$, og tappevatnet skal nå $T_{VV}=60^\circ\text{C}$, kan ein forvente følgjande varmetilskot frå prosesskjølinga:

$$Q_{PK-VV} \approx Q_{VV} \cdot \frac{T_{FV} - T_{KV}}{T_{VV} - T_{KV}} \approx 47 \frac{\text{MWh}}{\text{år}} \cdot \frac{32^\circ\text{C} - 5^\circ\text{C}}{60^\circ\text{C} - 5^\circ\text{C}} \approx 23 \frac{\text{MWh}}{\text{år}} \quad (9-1)$$

Samanlikna med dagens systemløyning, blir den totale endringa i el-kolben sitt straumforbruk:

$$\Delta E_{El-kolbe} = -Q_{VV,tap} - Q_{PK-VV} \approx -6,1 \frac{\text{MWh}}{\text{år}} - 23 \frac{\text{MWh}}{\text{år}} \approx -29 \frac{\text{MWh}}{\text{år}} \quad (9-2)$$

Sparte energikostnader

Om ein reknar med ein spesifikk energipris lik $k_{el}=0,85$ NOK/kWh, vil endringa i el-kolben sitt straumforbruk føre til følgjande endringar i dei årlege energikostnadane:

$$\Delta K_{el,El-kolbe} = \Delta E_{El-kolbe} \cdot k_{el} \approx -29 \frac{\text{MWh}}{\text{år}} \cdot 0,85 \frac{\text{NOK}}{\text{kWh}} = -25 \frac{\text{kNOK}}{\text{år}} \quad (9-3)$$

Investeringskostnader

Eit overslag på investeringskostnadane ekskl. MVA er satt opp i Tabell 9-1:

Post	Forklaring	Antal	Kostnad (NOK)
Material:			
Signalkabel		20 m	250
Kontaktor		1 stk	1000
Temp.sensor		1 stk	1500
T-rør	For inkopling av temperatursensor i rørstrekket	1 stk	250
Total materialkost.			3000
Arbeid:			
Rørlegger	Installere T-rør og temp.sensor	2 t	3000
Elektriker	Kabling og installere kontaktor i styreskap	2 t	3000
Programutvikler	Implementere temp.sensor og pumpekontaktor i driftssentralen	2 t	3000
Saksbehandling (GK)	Planlegging, bestilling, dokumentering	4 t	4000
Total arbeidskost.			13000
Totalpris			16000

Tabell 9-1 Overslag på investeringskostnader knytt til optimalisering av varmtvasssystemet i Miljøhuset GK.

Netto noverdi

Om ein reknar med ei levetid på 15 år for anlegget, eit avkastningskrav på 5 %, og årleg sparte energikostnader og investeringskostnader som estimert over, blir netto noverdien for endringa:

$$NNV_{VV} = -K_{inv,VV} + \Delta K_{el,El-kolbe} \cdot A_{n,r,VV} \quad (9-4)$$

$$NNV_{VV} = -16\text{kNOK} + 25\text{kNOK} \cdot \frac{(1 + 0,05)^{15} - 1}{0,05(1 + 0,05)^{15}} = 244\text{kNOK} \quad (9-5)$$

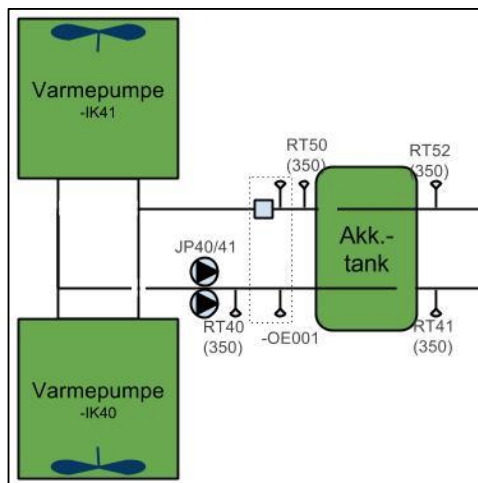
Kommentar til berekningane

Vi ser at NNV_w er estimert til å vere vel 200 000 NOK $\gg 0$. Det er ingen tvil om at dette tiltaket vil vere ei svært lønsam investering for GK Norge, og det tilrådest å gjennomføre det.

9.2 Temperaturtap knytt til akkumuleringstanken si innkopling.

9.2.1 Problembeskriving: Akkumuleringstank

Figur 9-4 viser den delen av energisentralen som omfattar varmepumpesystemet (jf. Figur 3-2, merka grønt). To parallellkopla luft/vatn-kjølemaskiner (IK40/41) nyttar uteluft som kjelde, og leverer varme eller kjøling til hovudkretsen via ein akkumuleringstank.



Figur 9-4 Systemskjema av varmepumpesystemet i energisentralen (jf. Figur 3-2).

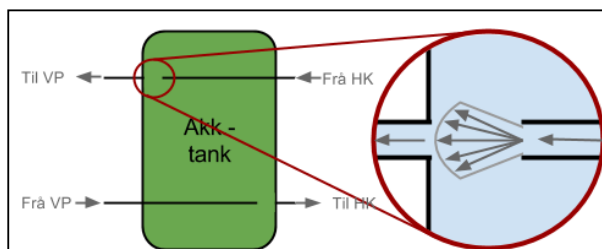
Akkumuleringstanken er sett inn for å oppnå:

- Optimal volumstrøm gjennom varmevekslarane i aggregat IK40/41, uavhengig av volumstrømmen i hovudkretsen.
- Færre start og stopp ved delast. Kompressorane er PÅ/AV-regulert, og ein vil ikkje ha for store variasjonar i turtemperaturen til hovudkretsen. Akkumuleringstanken lar kompressorane jobbe lenger om gangen.

Problemet med denne akkumuleringstanken er måten den er kople inn på, og at den same tanken blir nytta i både varme- og kjølemodus:

Innkoplinga i noverande system.

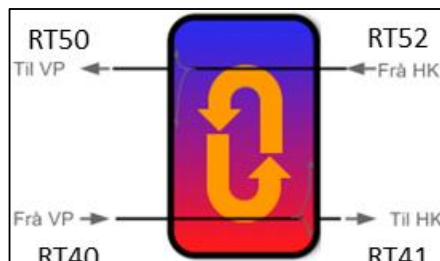
Denne tanken har fire tilkoplingspunkt: både tur- og returrøyra er kople til på begge sider. Dette skaper eit rotasjonsmoment og stor omrøring, som fører til øydelagd temperaturprofil i tanken (Zijdemans, 2014). For å redusere denne effekten, har GK Norge forlenga innløpsrøra fram mot utløpa, slik som Figur 9-5 viser:



Figur 9-5 Innkopling av akkumuleringstanken. Forlengta innløpsrøyr vil redusere omrøring i tanken.

Same tank og innkopling i både varme- og kjølemodus.

Ved å nytte den same tanken i både varme- og kjølemodus, utan å kople om på inn- og utløpa, vil tanken få ein svært ugunstig temperaturgradient i ein av modusane. Slik systemet er i dag, vil problemet oppstå i varmemodus. Då vil den «varme» turstraumen frå IK40/41 bli ført inn i botnen, og den «kalde» returstraumen frå hovudkretsen bli ført inn i toppen av tanken (Figur 9-6). Dette vil føre til ytterlegare omrøring og øydelagd temperaturprofil, på grunn av ulik massetettleik:



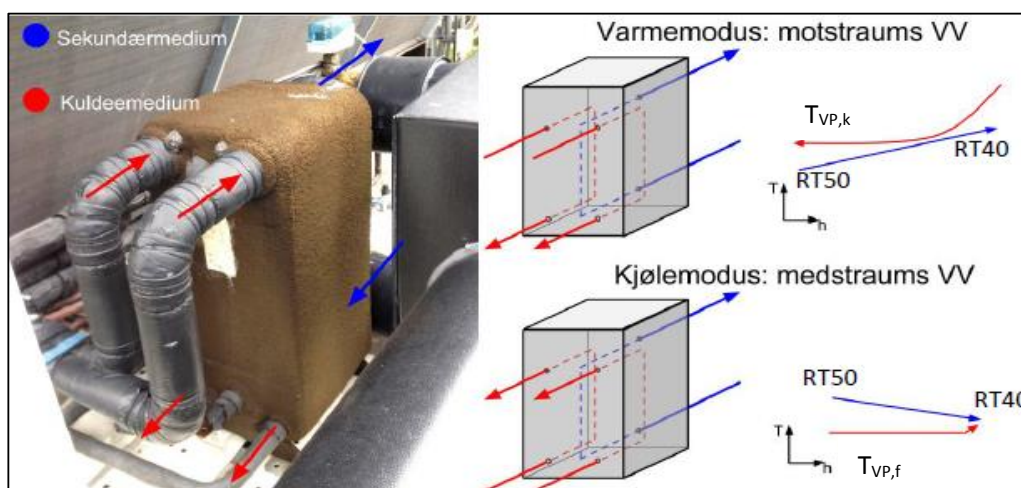
Figur 9-6 Ugunstig temperaturgradient i akkumuleringstanken fører til sirkulasjon og øydelagt temperatursjikt.

Problemet med omrøring og øydelagd temperaturprofil – Temperaturtap.

Vi ser at både innkoplinga og ein felles tank i varme- og kjølemodus vil føre til omrøring og øydelagd temperaturprofil i akkumuleringstanken. Kalde og varme straumar blir blanda slik at $RT50 \neq RT52$, $RT40 \neq RT41$, og temperaturkravet til varmpumpene blir mindre gunstig. Denne temperaturendringa i hovudkretsen sin tur- og returstrøm blir her kalla eit *temperaturtap*. Konsekvensen av dette er auka temperaturløft, redusert effektfaktor, og auka strømforsyning i varmpumpene.

Temperaturtapet sin innverknad på varmpumpene sitt temperaturløft.

Bygget sitt behov og distribusjonssystemet si utforming vil saman styre kva for termiske effektar og temperaturnivå varmpumpene må levere. Varmevexlinga mellom IK40/41 og hovudkretsen skjer via ein platevarmevexlar (Figur 9-7, jf. Figur 3-4). I varmemodus vil kuldemediet avgi varme gjennom nedkjøling av overheta gass, og kondensering ved $T_{VP,k}$. I kjølemodus vil det ta opp varme gjennom fordamping ved $T_{VP,f}$, og overheting av metta gass. For å forenkle berekningane, blir det lagt til grunn at all varmeoverføring skjer ved kondensering eller fordamping, altså at $T_{kuldemedie} \approx T_{VP,k}$ eller $T_{VP,f}$ i varme- eller kjølemodus.



Figur 9-7 Varmevexling mellom aggregat IK40/41 og hovudkretsen skjer via kvar sin platevarmevexlar. Platevarmevexlaren fungerer som ein kondensator eller fordampar i høvesvis varme- eller kjølemodus på grunn av reverserbare aggregat. Kvar aggregat har to interne delkretsar som deler ein slik platevarmevexlar på væskesida. Derfor viser figuren doble inn- og utløp på kuldemedie-sida.

For å oppnå ønska termisk effekt og turtemperatur i hovudkretsen (RT41) i varmemodus, må følgjande vilkår oppfyllest (Incropera, 2013):

$$\text{Vilkår. } I_{va}: \quad \dot{Q}_{VP,va} = UA_{VP,va} \cdot LMTD_{VP,va} \quad (9-6)$$

$$\text{der} \quad LMTD_{VP,va} \cong \frac{(T_{VP,k} - RT50) - (T_{VP,k} - RT40)}{\ln \frac{(T_{VP,k} - RT50)}{(T_{VP,k} - RT40)}} \quad (9-7)$$

$$\text{Vilkår. } II_{va}: \quad T_{VP,k}(x) > T_{sek.med}(x) \text{ for alle } x, \quad (9-8)$$

der x er posisjonen i platevarmevekslaren.

I kjølemodus er aggregat IK40/41 reversert, og følgjande må oppfyllest (Incropera, 2013):

$$\text{Vilkår. } I_{kj}: \quad \dot{Q}_{VP,kj} = UA_{VP,kj} \cdot LMTD_{VP,kj} \quad (9-9)$$

$$\text{der} \quad LMTD_{VP,kj} \cong \frac{(RT50 - T_{VP,f}) - (RT40 - T_{VP,f})}{\ln \frac{(RT50 - T_{VP,f})}{(RT40 - T_{VP,f})}} \quad (9-10)$$

$$\text{Vilkår. } II_{kj}: \quad T_{VP,k}(x) < T_{sek.med}(x) \text{ for alle } x, \quad (9-11)$$

der x er posisjonen i platevarmevekslaren.

Vilkår I_{va}/I_{kj} seier dermed at $T_{VP,k}/T_{VP,f}$ må vere så høg/låg at den gjennomsnittlege temperatur-differansen er stor nok til å oppnå den ønska termiske effekten. Vilkår II_{va}/II_{kj} seier i tillegg at $T_{VP,k}/T_{VP,f}$ må vere høg/låg nok til å levere den ønska turtemperaturen i hovudkretsen (RT41, Figur 9-4).

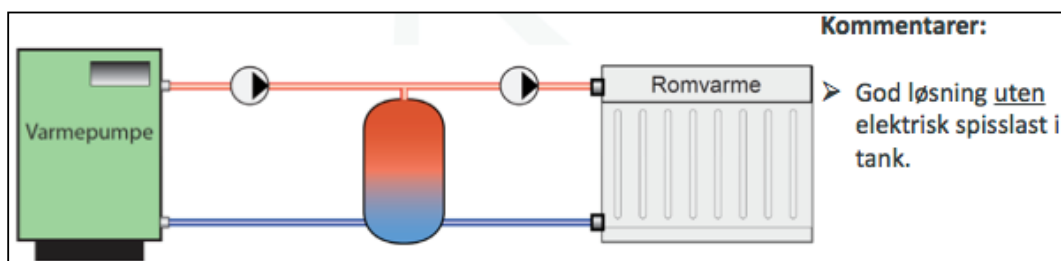
Dersom akkumuleringstanken fører til at $RT40 \neq RT41$ eller $RT50 \neq RT52$, må varmpumpene kompensere for dette ved å endre $T_{VP,k}/T_{VP,f}$ (varme-/kjølemodus), for å oppnå den ønska termiske effekten og hovudkretsen sin tur-temperatur (RT41). Dette fører til følgjande endringar i varmpumpene sitt temperaturløft: $\Delta T_{\text{øft},VP} = \Delta T_{VP,k}$ eller $-\Delta T_{VP,f}$.

9.2.2 Rammer for energisparinga: Akkumuleringstank

Ideell og reell akkumuleringstank

For ein ideell akkumuleringstank kan vi tenkje oss at vi har eliminert all omrøring og temperaturtap. Då er $RT50 = RT52$ og $RT40 = RT41$ (jf. Figur 9-4 og Figur 9-6).

I realiteten vil ein ikkje kunne eliminere heile temperaturtapet i tanken. Derimot kan ein redusere temperaturtapet. Figur 9-8 viser ein måte som Zijdemans (2014, s. 52) foreslår å kople akkumuleringstankar på i varmemodus: Å kople turrøyrret til toppen via eitt tilkoplingspunkt skal redusere omrøringa, medan botnen har gjennomstrøyming for å redusere faren for by-pass forbi tanken. I kjølemodus bør det koplast omvendt (opp/ned) for å unngå feil temperaturgradient.



Figur 9-8 Anbefalt innkopling av akkumuleringstank (Zijdemans, 2014, s. 52).

Teoretisk energisparingspotensiale

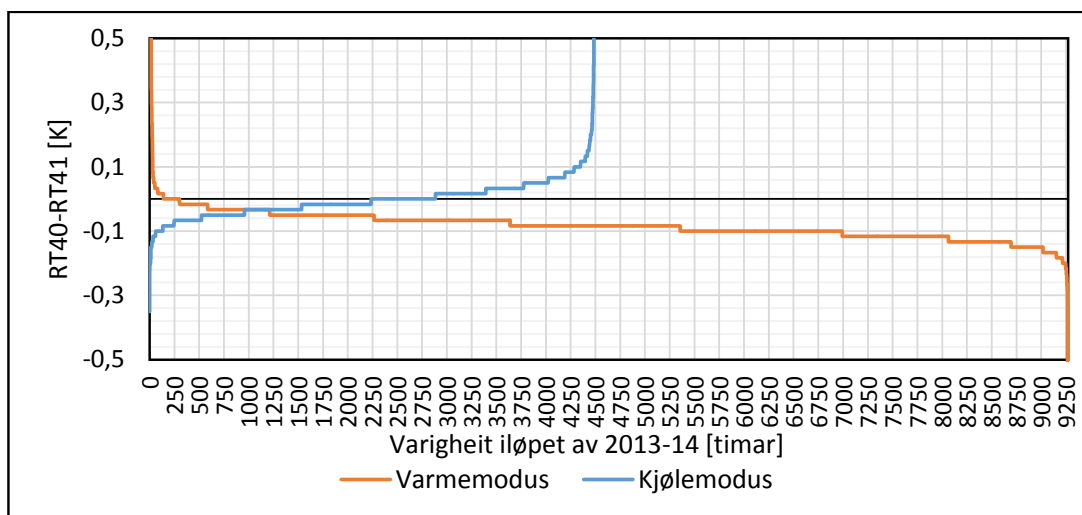
Figur 9-8 er berre ei prinsippskisse. Som påpeika innleiingsvis, kan ombyggingar medføre betydelege meirinvesteringar, stans i dagleg drift og usikkerheit knytt til reell energisparing. For å avgjere om dette var eit tiltak som skulle analyserast vidare, blei det gjort berekningar av kor mykje energisparing det ideelt sett var mogleg å oppnå.

Den teoretiske grensa for energisparing oppstår dersom ein hadde byta ut den noverande tanken med ein ideell tank som nemnd over. Det vil seie at ein unngår all omrøring, slik at $RT50 = RT52$ og $RT40 = RT41$ (jf. Figur 9-6).

Temperaturtapet i hovudkretsen sin tur-straum

Differansen mellom $RT40$ og $RT41$ er plotta i varigheitsdiagrammet i Figur 9-9. Desse målingane er gjort i driftstimane til varmpumpene i perioden 2013-14. Figuren viser at $RT40 < RT41$ i varmemodus, altså at tur-temperaturen har auka gjennom tanken. Dette gir ikkje meining, sidan tanken ikkje inneheld varmeelement. Samtidig ser vi at differansen er om lag 0,1 K. Sidan temperatursensorane har ei oppløysing på 0,1 K, kjem mest truleg desse resultatata som ei følge av ulik kalibrering av $RT40$ og $RT41$.

I realiteten har dermed $RT40 \cong RT41$, som betyr at akkumuleringstanken ikkje har ført til eit temperaturtap i hovudkretsen sin turstrøm.

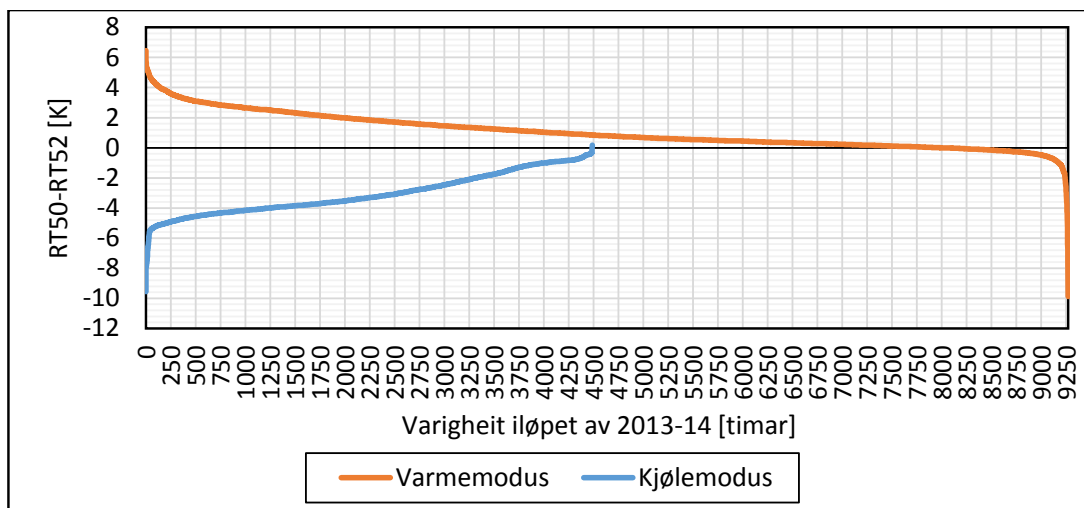


Figur 9-9 Temperaturforskjell mellom inn- og utløp gjennom akkumuleringstanken i turstrømmen til hovudkretsen. Varigheitsdiagram for 2013-14.

Temperaturtapet i hovudkretsen sin retur-straum

Differansen mellom $RT50$ og $RT52$ er plotta i varigheitsdiagrammet i Figur 9-10. Desse målingane er gjort i driftstimane til varmpumpene i perioden 2013-14. Figuren viser tydeleg at $RT50 > RT52$ i varmemodus, og at $RT50 < RT52$ i kjølemodus. Gjennom akkumuleringstanken har retur-temperaturen i snitt auka 1-2 K i varmemodus, og minka 3 K i kjølemodus.

Ifølge «Vilkår I» (Likning (9-6) og (9-9)), må platevarmevekslaren ha ein viss LMTD for å levere den ønska termiske effekten. Sidan retur-temperaturen aukar/minkar gjennom akkumuleringstanken i varme-/kjølemodus, må varmpumpene IK40/41 auke temperaturløftet for at den termiske effekten ikkje skal bli for liten.



Figur 9-10 Temperaturforskjell mellom ut- og innløp gjennom akkumuleringstanken i retur-straumen til hovudkretsen. Varighetsdiagram for 2013-14, Miljøhuset GK.

Endring i varmepumpene sitt temperaturløft på grunn av temperaturtapet i retur-straumen.

For å berekne endringa i varmepumpene sitt temperaturløft, kunne ein nytta Likning (9-7) og (9-10) for LMTD-en. Problemet med dette er at UA-verdien for platevarmevekslaren er ukjend, $T_{VP,k}$ og $T_{VP,f}$ blir ikkje loggført, og likningane må løysast iterativt.

Om ein derimot nyttar ein aritmetisk middeltemperaturdifferanse, AMTD, kan ein anslå endrina i kondenserings-/fordampartemperaturen analytisk. Dette blir gjort i påfølgjande utleiing:

$$\dot{Q}_{VP} \approx UA_{VP} \cdot AMTD_{VP} \quad (9-12)$$

$$\text{Varmem.}: \quad AMTD_{VP,va,ideell} \cong \frac{(T_{VP,k,ideell} - RT52) + (T_{VP,k,ideell} - RT41)}{2} \quad (9-13)$$

$$AMTD_{VP,va,reell} \cong \frac{(T_{VP,k,ideell} + \Delta T_{VP,k} - RT50) + (T_{k,VP,ideell} + \Delta T_{VP,k} - RT40)}{2} \quad (9-14)$$

$$\text{Kjølem.}: \quad AMTD_{VP,kj,ideell} \cong \frac{(RT52 - T_{VP,f,ideell}) + (RT41 - T_{VP,f,ideell})}{2} \quad (9-15)$$

$$AMTD_{VP,kj,reell} \cong \frac{(RT50 - (T_{VP,f,ideell} + \Delta T_{VP,f})) + (RT40 - (T_{VP,f,ideell} + \Delta T_{VP,f}))}{2} \quad (9-16)$$

$$\text{Gitt at:} \quad \dot{Q}_{VP,ideell} = \dot{Q}_{VP,reell} \text{ og } UA_{VP} = \text{konstant}$$

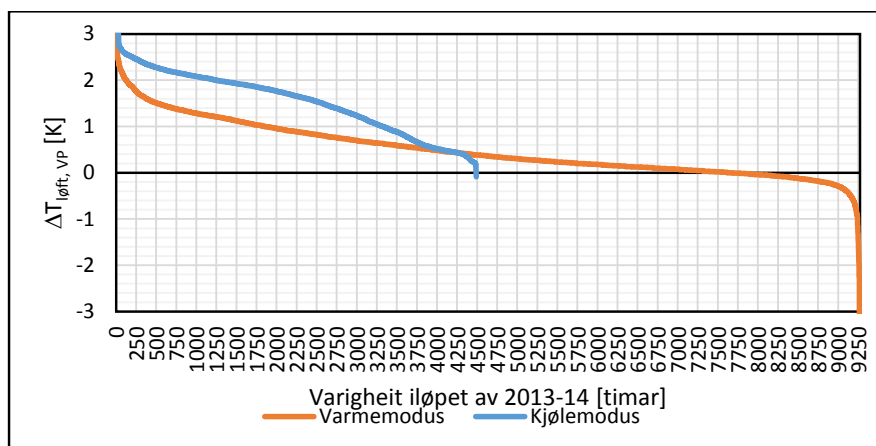
$$\Leftrightarrow AMTD_{VP,ideell} = AMTD_{VP,reell}$$

$$\text{Varmem.}: \quad \Leftrightarrow \Delta T_{VP,k} \cong \frac{RT40 + RT50 - RT41 - RT52}{2} \approx \Delta T_{løft,VP} \quad (9-17)$$

$$\text{Kjølem.}: \quad \Leftrightarrow \Delta T_{VP,f} \cong \frac{RT40 + RT50 - RT41 - RT52}{2} \approx -\Delta T_{løft,VP} \quad (9-18)$$

Sjølv om LMTD er den mest korrekte snitt-temperaturdifferansen (Incropera, 2013), er AMTD vurdert som god nok til å anslå rammene for energisparing. Å nytte AMTD forenkler utrekningane, og avviket frå LMTD vil truleg utgjere mindre enn usikkerheita knytt til kor mykje temperaturtapet reelt sett kan reduserast.

Likning (9-17) og (9-18) vart nytta til å berekne $\Delta T_{\text{løft,VP}}$ per time for 2013-14. Resultata er plotta i eit varigheitsdiagram i Figur 9-11. Vi ser at i snitt har denne akkumuleringstanken auka temperaturløftet med 0,5 K i varmemodus og 1,5 K i kjølemodus, samanlikna med ein ideell tank.



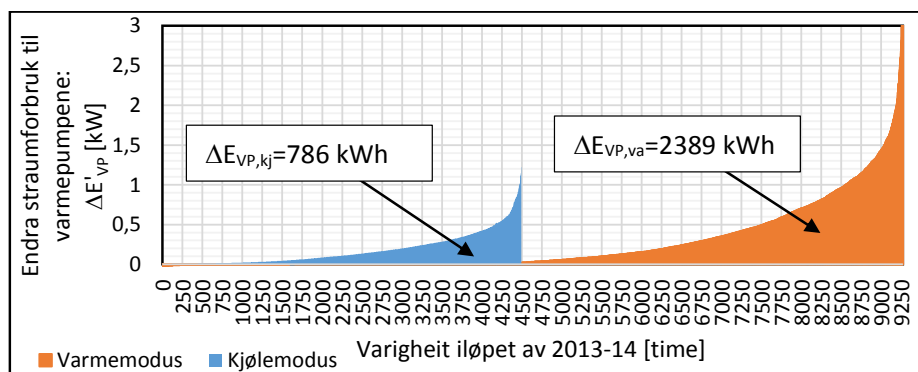
Figur 9-11 Endringa i varmepumpene sitt temperaturløft, $\Delta T_{\text{løft,VP}}$, på grunn av temperaturtap i akkumuleringstanken. Varighet for 2013-14.

Endra straumforbruk i varmepumpene på grunn av temperaturtapet.

På bakgrunn av målingar for temperatur og varmepumpene sin reelle termiske produksjon og effektfaktor, blei det gjort time-for-time-berekningar av det auka straumforbruket varmepumpene har hatt på grunn av temperaturtapet i akkumuleringstanken. For kvar time blei følgjande gjort:

- Likning (9-17) og (9-18) vart brukt til å berekne endringa i temperaturløftet.
- Likning (4-2), (6-3) og (6-8) vart brukt til å berekne endringa i gjennomsnittleg effektfaktor.
- Likning (4-4) vart brukt til å berekne endringa i varmepumpene sitt straumforbruk.

Resultata er plotta i Figur 9-12. Den viser eit varigheitsdiagram for kor mykje straumforbruket har auka på grunn av temperaturtapet i akkumuleringstanken, perioden 2013-14.



Figur 9-12 Endra straumforbruk i varmepumpene pga temperaturtapet i akkumuleringstanken, 2013-14.

Figur 9-12 fortel oss at dersom vi hadde unngått temperaturtapet i akkumuleringstanken, kunne varmepumpene spart vel 3,2 MWh i perioden 2013-14: 2,4 MWh er knytt til varmeproduksjon, og 0,8 MWh er knytt til kjøleproduksjon. Dette tilsvarar eit snitt på 1,6 MWh/år. I tillegg gjeld dette ein ideell akkumuleringstank. Ein reell tank vil gi mindre innsparingar.

Konklusjonen er dermed at den forventa reduksjonen i varmepumpene sitt straumforbruk er mindre enn 1,6 MWh/år, dersom ein gjer tiltak for å redusere temperaturtapet i akkumuleringstanken.

9.2.3 Vurdering av vidare arbeid med tiltak: Akkumuleringstank

Om ein reknar med ein spesifikk energipris lik $k_{el}=0,85$ NOK/kWh, ville den forventa straumsparinga for ein ideell akkumuleringstank føre til følgjande endring i energikostandane:

$$\Delta K_{el,VP} = \Delta E_{VP} \cdot k_{el} \approx -1,6 \frac{MWh}{\text{år}} \cdot 0,85 \frac{NOK}{kWh} = -1,4 \frac{kNOK}{\text{år}} \quad (9-19)$$

Om ein reknar med at anlegget har ei levetid på 15 år, og eit avkastningskrav på 5%, blir den største tillate investeringskostnaden (STI) lik:

$$STI = -\Delta K_{el,VP} \cdot A_{n,r} \approx 1,4 kNOK \cdot \left(\frac{(1 + 0,05)^{15} - 1}{0,05(1 + 0,05)^{15}} \right) = 20 kNOK \quad (9-20)$$

Dette er basert på straumsparinga knytt til ein ideell tank. Ein reell tank vil gi mindre straumsparing. I realiteten vil dermed den største tillate investerings-kostnaden vere lågare enn 20 000 NOK. Større ombyggingar av akkumulertanken vil inkludere omlegging av røyr, montering av motor-ventilar, oppkopling av elektrisk anlegg, og driftsstans med meir. Det er urealistisk at ei ombygging av tanken kan gjerast for denne prisen.

Den endelege konklusjonen er at det ikkje er lønsamt å gjennomføre tiltak for å optimalisere denne akkumulertanken. Vidare analyser av tiltak er dermed ikkje blitt gjort.

9.3 Temperaturløst knytt til parallellkoplade varmepumpeaggregat

9.3.1 Problembeskriving: Parallellkopling av IK40/41

Varmepumpene er koplade i parallell på væskesida (Figur 9-4). Tvillingpumpene JP40/41 sirkulerer kjølemediet mellom aggregata og akkumuleringstanken med ein konstant massestrøm. Det er inga regulering av greinstraumane til dei to aggregata. Dermed er $\dot{m}_{IK40} = \dot{m}_{IK41} = \frac{1}{2} \dot{m}_{vp} = \text{konstant}$.

Figur 6-5 illustrerte at dersom berre eitt av aggregata er i drift, vil ein få by-pass-strøyming gjennom det inaktive aggregatet. Dette fører til ei blanding av «varme» og «kalde» straumar ut frå aggregata, og den endelege turtemperaturen i hovudkretsen blir redusert. For å kompensere for dette temperaturløst, må det aktive aggregatet heve den utgåande vasstemperaturen. Som påpeika vil eit høgare temperaturløst redusere effekt faktoren og auke straumforbruket for IK40/41 (Figur 6-1).

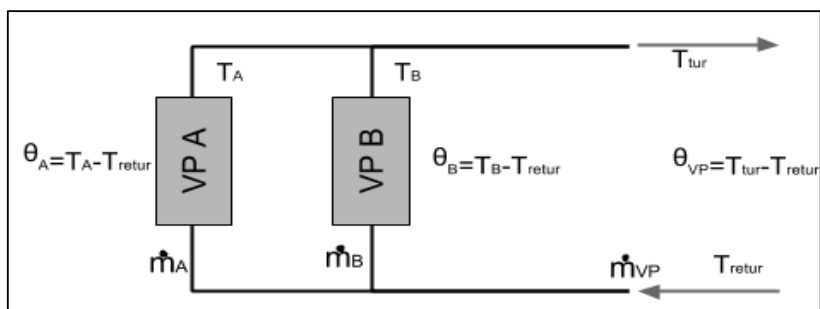
Eksempelen i Figur 6-5 var eit «worst case»-tilfelle, der berre eitt aggregat var i drift. For å kunne seie noko om kva som er optimal regulering av greinstraumane, og for å kvantifisere eventuelle energitap knytt til manglande greinstraumregulering, vart det gjort ein teoretisk analyse. Denne er dokumentert i Vedlegg 8, men ei oppsummering av dei viktigaste funna blir omtala her:

Optimal regulering av greinstraumar for parallellkoplade varmepumper

Figur 9-13 viser ei prinsippskisse for parallellkoplade varmepumper. Distribusjonssystemet set rammevilkåra for det termiske effektbehovet, massestrømmen og temperaturane i tur- og returstrømmen. Det termiske effektbehovet og massestrømmen skal fordelast på dei to aggregata. Det vil seie at $\dot{Q}_{VP} = \dot{Q}_A + \dot{Q}_B$, og $\dot{m}_{VP} = \dot{m}_A + \dot{m}_B$. Temperaturlidninga til hovudkretsen er temperaturredifferansen mellom tur- og returstrømmen: $\theta_{vp} = T_{tur} - T_{retur}$. Tilsvarande er temperaturlidninga til greinstraumen gjennom kvart enkelt aggregat lik differansen mellom utløps- og innløps temperatur: $\theta_{A/B} = T_{A/B} - T_{retur}$.

Det blei gjort ein case med relevante verdiar frå systemet i Miljøhuset GK. Konklusjonen var at den optimale fordelinga av greinstraumane til aggregata oppstår når temperatur-glidningane var lik for

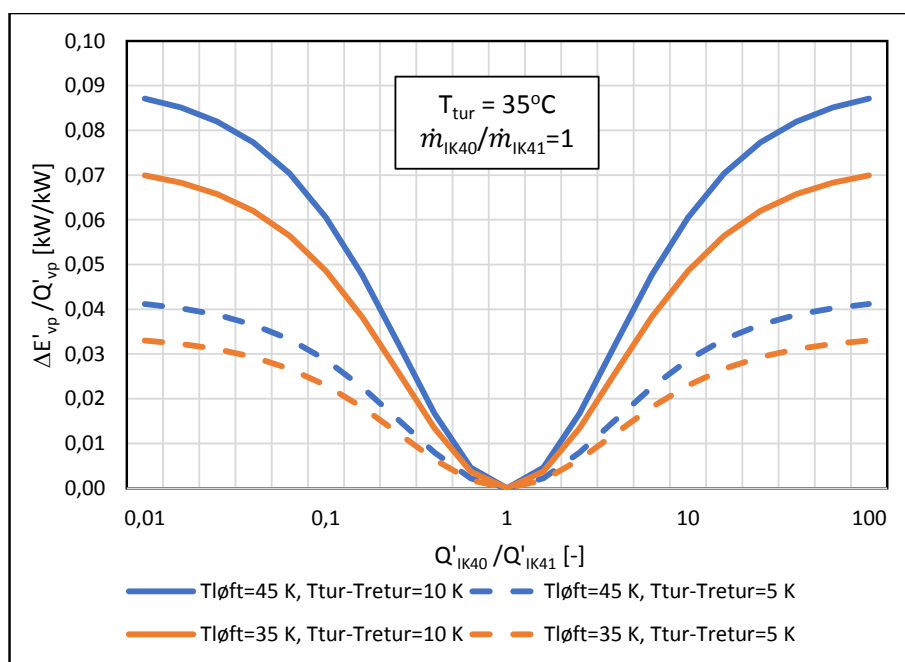
begge aggregata (Vedlegg 8): $\theta_{IK40} = \theta_{IK41} = \theta_{vp} \Rightarrow \frac{\dot{Q}_{IK40}}{\dot{Q}_{IK41}} = \frac{\dot{m}_{IK40}}{\dot{m}_{IK41}}$. Då blir det samla straumforbruket minst.



Figur 9-13 Prinsippskisse for parallellkopling av varmepumpeaggregat.

Spesifikk tapsanalyse for Miljøhuset GK

Det vart og analysert kor mykje det samla straumforbruket til varmepumpene IK40/41 kan auke på grunn av manglande regulering av greinstraumane (Vedlegg 8). Fordelinga av totalstraumen til desse aggregata er som sagt konstant: $\dot{m}_{IK40} = \dot{m}_{IK41} = \frac{1}{2} \dot{m}_{vp} = \text{konstant}$. Figur 9-14 viser plottet av samanhengen mellom den termiske effektfordelinga, $\frac{\dot{Q}_{IK40}}{\dot{Q}_{IK41}}$, og endringa i det samla straumforbruket til varmepumpene per produserte termiske eining, $\frac{\Delta \dot{E}_{vp}}{\dot{Q}_{vp}}$. Det er plotta kurver for ulike kombinasjonar av temperaturglidninga, $\theta_{vp} = T_{tur} - T_{retur}$, og temperaturløftet, $T_{løft} = T_{tur} - T_{ute}$. Grenseverdien til $\frac{\Delta \dot{E}_{vp}}{\dot{Q}_{vp}}$ når $\frac{\dot{Q}_{IK40}}{\dot{Q}_{IK41}}$ nærmar seg 0 eller ∞ representerer situasjonen der berre eitt aggregat er i drift.



Figur 9-14 Endring i varmepumpene IK40/41 sitt straumforbruk per produsert varmeeining når $Q_{IK40}/Q_{IK41} \neq 1$.

Vi ser at å endre θ_{vp} med 5 K gir større utslag på straumtapet enn å endre $T_{løft}$ med 10 K. Altså er straumtapet som er knytt til manglande regulering av greinstraumane, meir sensitiv til endringar i temperaturglidninga $\theta_{vp} = T_{tur} - T_{retur}$ enn temperaturløftet $T_{løft} = T_{tur} - T_{ute}$. Di høgare denne temperaturglidninga er, di større blir tapet.

9.3.2 Rammer for energisparinga: Parallellkopling av IK40/41

Endringar på det eksisterande anlegget kan bli kostbart. Potensialet for energisparing avgjer kva for tiltak som kan gjennomførast.

Manglar i måleopplegget

I Vedlegg 8 vart det utleia eit teoretisk regneverktøy for å berekne energitapet knytt til ugunstig regulering av greinstraumane. For å nytte dette verktøyet, var det nødvendig å kjenne til den termiske effektfordelinga mellom dei to aggregata. Dette kan ein vite dersom ein kjenner til eitt av følgjande punkt:

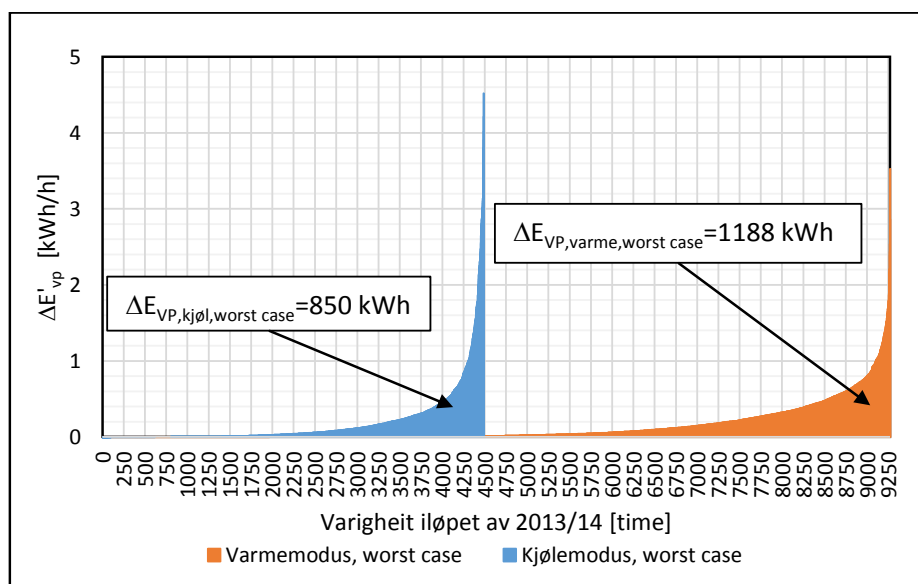
- Termisk effekt produsert av kvart enkelt aggregat.
- Vasstemperaturen ut av kvart enkelt aggregat.
- Antall kompressorar som er i drift i kvart enkelt aggregat.
- Strategien for samkøyring av dei to aggregata.

Dessverre blir ikkje noko av dette loggført i SD-anlegget. Strategien for samkøyring av aggregata er heller ikkje kjent. Dermed mangla den nødvendige informasjonen til å estimere det reelle straumtapet.

«Worst case» - maksimalt energisparingspotensiale

Eit alternativ til å estimere det reelle energitapet, er å anta at systemet har blitt drifta «worst case» gjennom 2013/14. Vi såg i Figur 5-6 at den samla varme- og kjøleproduksjonen til IK40/41 ikkje har overgått kapasiteten til eitt enkelt aggregat. Dermed kan systemet i teorien ha dekt behovet med berre eitt aggregat i drift. Dette ville ført til at varmepumpesystemet alltid opererte med $\frac{\dot{Q}_{IK40}}{\dot{Q}_{IK41}} = 0$ el. ∞ , som ifølge Figur 9-14 fører til det største tapet.

Dersom vi set $\frac{\dot{m}_{IK40}}{\dot{m}_{IK41}} = 1$ og $\frac{\dot{Q}_{IK40}}{\dot{Q}_{IK41}} = 0$, nyttar måledata for \dot{Q}_{VP} , $COP_{VP,logg}$, RT40 og RT50, og Likning (6-3) og (6-8) som effektfaktormodell, kan vi ved hjelp av Likning (V8-15) berekne straumtapet per time for 2013-14 i ei slik worst-case-drift. Resultata er plotta i eit varigheitsdiagram i Figur 9-15:



Figur 9-15 Varigheitsdiagram for det største straumtapet IK40/41 kan ha hatt pga ugunstig greinstraumregulering i 2013/14. Dette gjeld ein worst-case-situasjon der berre eitt aggregat har vore i drift til ei kvar tid.

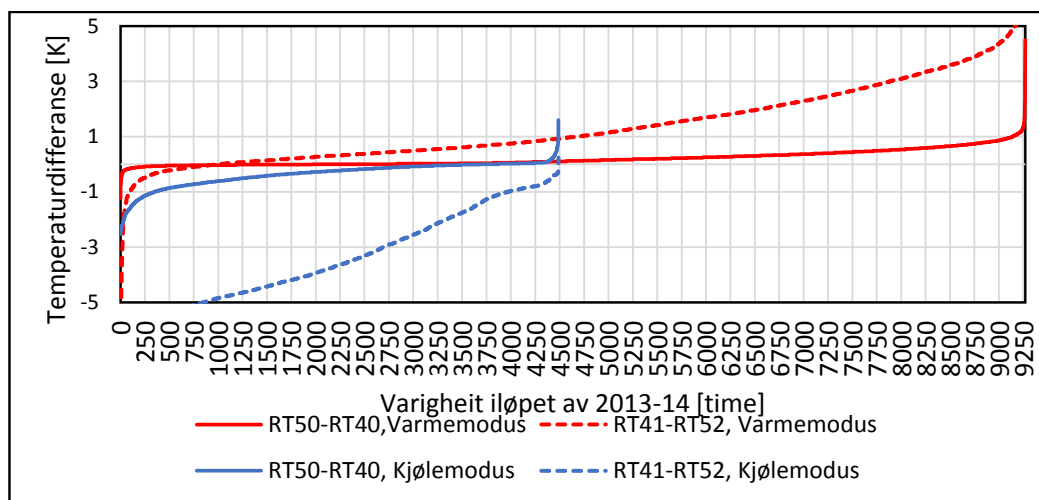
Vi ser at i «worst case» har Miljøhuset GK «tapt» vel 2 MWh elektrisk energi i perioden 2013-14 på grunn av manglende regulering av greinstraumane. Det vil seie at GK Norge vil spare maksimalt 1 MWh/år, fordelt mellom varme- og kjølemodus, dersom ein innfører tiltak for å regulere greinstraumane. Om aggregata i tillegg ikkje har blitt drifta «worst case», men på ein slik måte at dei har samarbeidd om den termiske produksjonen, vil det reelle potensialet for energisparing vere enda mindre, sidan $\frac{\dot{Q}_{IK40}}{\dot{Q}_{IK41}} \rightarrow 1 = \frac{\dot{m}_{IK40}}{\dot{m}_{IK41}}$ (jf. Figur 9-14).

Konklusjonen er dermed at den forventa reduksjonen i varmepumpene sitt straumforbruk er maksimalt 1 MWh/år, dersom ein gjer tiltak for å regulere greinstraumane i parallellkoplinga deira.

Kommentar til straumtapet

Straumtapet knytt til ugunstig greinstraumregulering har vore relativt lågt. Vi såg i Figur 9-14 at temperaturglidninga $\theta_{vp}=T_{tur}-T_{retur}$ hadde relativt stor innverknad på straum-tapet. Figur 9-16 viser varigheita for $\theta_{vp}=RT40-RT50$ (heile linjer), og $\theta_{hovudkrets}=RT41-RT52$ (stipla linjer) på kvar si side av akkumuleringstanken (Figur 9-4) for 2013-14. Det kjem tydeleg fram at IK40/41 har jobba med ei svært lita temperaturglidning på kjøleveska: $\theta_{vp} < 1K$ i både varme- og kjølemodus. Dette er mest truleg grunnen til at straumtapet knytt til ugunstig greinstraumregulering har vore lågt.

Vi ser at temperaturtapet i akkumuleringstanken har bidrege til den låge θ_{vp} . I tillegg veit vi at prosesskjølinga har levert overskotsvarme gjennom heile fyringssesongen (Figur 5-7). Dette har heva retur-temperaturen (RT52), og dermed bidrege til ytterlegare reduksjon av θ_{vp} i varmmodus. Hadde ikkje systemet hatt akkumuleringstank og varmegjenbruk frå prosesskjølinga, ville tapet mest truleg vore mykje større.

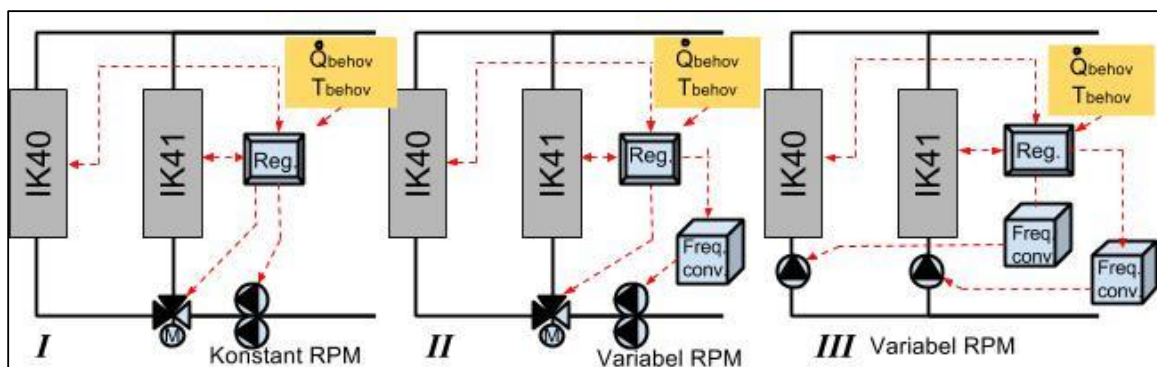


Figur 9-16 Varighetsdiagram for tur- og returtemperaturen i distribusjonssystemet, 2013-14.

9.3.3 Forslag til løysing: Parallellkopling av IK40/41

Regulering av greinstraumane kan gjerast på fleire måtar. Figur 9-17 viser tre ulike forslag til reguleringsprinsipp:

- I. **Ventilfordeling av greinstraumar og felles pumpe med konstant turtal:**
-Ei enkel løysing der ventilen blir styrt fortløpande av forholdet $\dot{Q}_{IK40}/\dot{Q}_{IK41}$.
- II. **Ventilfordeling av greinstraumar og felles turtalsregulert pumpe:**
-Nesten same løysinga som i I, men den totale volumstraumen kan regulerast.
- III. **Individuelle turtalsregulerte pumper til kvart aggregat:**
-Pumpene blir regulert i samsvar med $\dot{Q}_{IK40}/\dot{Q}_{IK41}$ og total ønska volumstrøm.



Figur 9-17 Forslag til systemløsning for regulering av greinstraumar i parallellkoplinga.

Investeringsanalyse

Felles for desse forslaga er at dei krev ei ombygging av anlegget som inneber ein meirkostnad for både material og arbeid. Om ein reknar med ein spesifikk energipris lik $k_{el}=0,85$ NOK/kWh, vil den maksimale straumsparinga, knytt til å innføre regulering av greinstraumane, gi følgjande endringar i energikostandane:

$$\Delta K_{el,VP} = \Delta E_{VP} \cdot k_{el} \approx -1 \frac{MWh}{\text{år}} \cdot 0,85 \frac{NOK}{kWh} = -0,85 \frac{kNOK}{\text{år}} \quad (9-21)$$

Om ein reknar med at anlegget har ei levetid på 15 år, og eit avkastningskrav på 5%, blir den største tillate investeringskostnaden (STI) lik:

$$STI = -\Delta K_{el,VP} \cdot A_{n,r} \approx 0,85 kNOK \cdot \left(\frac{(1 + 0,05)^{15} - 1}{0,05(1 + 0,05)^{15}} \right) = 8,8 kNOK \quad (9-22)$$

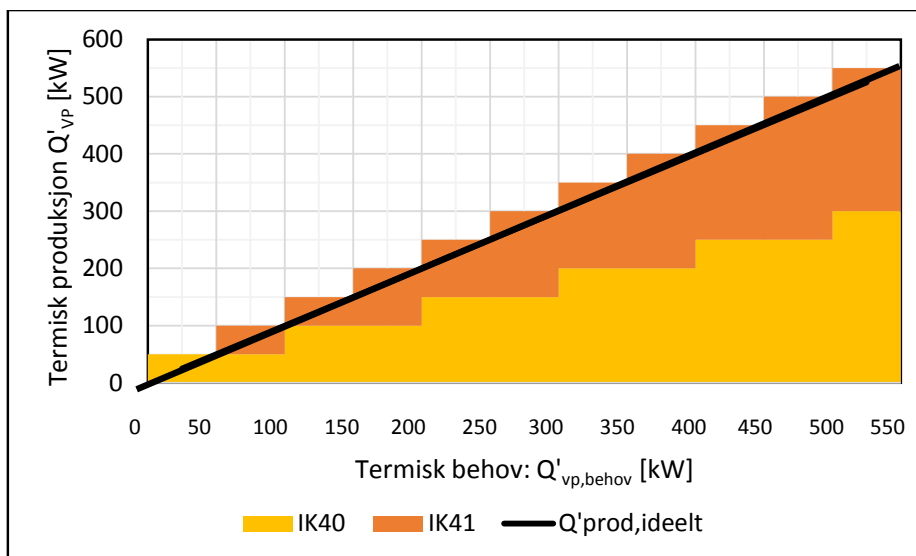
Det er urealistisk at ein klarar å bygge om anlegget for vel 9000 NOK. Den endelege konklusjonen er dermed at det ikkje er lønsamt å gjennomføre tiltak for å regulere greinstraumane, som inneber ei ombygging av anlegget. Vidare analyser av dette er dermed ikkje blitt gjort.

Tiltak utan ombygging

I staden for å bygge om anlegget for å regulere greinstraumane, er det mogleg å redusere problemet ved å sikre ei optimal samkøying mellom aggregata. Figur 9-18 og Tabell 9-2 viser eit forslag til korleis dette kan gjerast.

IK40 og IK41 blir begge dellastregulert ved hjelp av inn- og utkopling av 4 kompressortrinn kvar. Den termiske kapasiteten er avhengig av fordampar-temperaturen (Figur 6-1), men her er det nytta ein avrunda verdi på 50 kW/trinn.

Dersom reguleringssystemet sikrar at talet på aktive kompressortrinn for dei to aggregata er så like som råd, og med ein maksimal forskjell på eitt trinn, vil $\frac{\dot{Q}_{IK40}}{\dot{Q}_{IK41}}$ vere så nær 1 som mogleg. Vi ser at avviket er størst når $\dot{Q}_{VP} \leq 50 kW$, men då er også den produserte effekten lågast, så straumtapet får mindre å seie. Di høgare \dot{Q}_{VP} blir, di meir vil $\frac{\dot{Q}_{IK40}}{\dot{Q}_{IK41}}$ nærme seg 1, som gir eit minimalt straumtap.



Figur 9-18 Forslag til samkøring av aggregat IK40/41.

\dot{Q}_{behov} [kW]	#Kompr. _{IK40} [-]	#Kompr. _{IK41} [-]	\dot{Q}_{IK40} [kW]	\dot{Q}_{IK41} [kW]	\dot{Q}_{vp} [kW]	$\dot{Q}_{IK41}/\dot{Q}_{IK40}$ [kW]
≤50	1	0	50	0	50	0
51-100	1	1	50	50	100	1
101-150	2	1	100	50	150	0,5
151-200	2	2	100	100	200	1
201-250	3	2	150	100	250	0,7
251-300	3	3	150	150	300	1
301-350	4	3	200	150	350	0,8
::	::	::	::	::	::	::

Tabell 9-2 Forslag til samkøring av aggregat IK40/41.

Noverande reguleringsstrategi er som sagt ukjent. Dermed er energisparingspotensialet ved å innføre ein slik reguleringsstrategi også ukjent. Det vert anbefalt å undersøke noverande reguleringsstrategi, og om det er mogleg å optimalisere den slik det er beskrive her. Kostnadene knytt til ei slik optimalisering omfattar i beste fall ei omprogrammering i driftssentralen og/eller i den interne reguleringa til kvart av aggregata.

9.4 Manglar i måleopplegget

Ein føresetnad for å optimalisere drifta til eit varme- og kjølesystem, er at anlegget har eit tilstrekkeleg måleopplegg som gir pålitelige måledata. Miljøhuset GK har eit omfattande måleopplegg knytt til sentral drift- og energirapportering. Dette gjorde det mogleg å gjere djupare analysar av anlegget. Likevel kom det fram enkelte manglar i måleopplegget. Følgjande manglar blir beskrive kort, etterfølgd av eit forslag til forbetring:

- Manglande måling av prosesskjølemaskin IK42 si yting.
- Manglande rapportering av målingar som antyda varmetap frå varmtvasssystemet.
- Manglande måling av ytingane til kvart enkelt varmepumpeaggregat: IK40/41.

9.4.1 Manglande måling av prosesskjølemaskin IK42 si yting

Verken straumforbruk, fordampareffekt, eller kondensatoreffekt blir målt for prosesskjølemaskin IK42. Dette måtte estimerast på bakgrunn av eigne feltmålingar (Vedlegg 4). Vi har sett at prosesskjølemaskina er den komponenten som produserer mest av den samla varme- og kjøleproduksjonen (Figur 5-2). Det er dermed openbart at dette aggregatet burde hatt minst like omfattande måleopplegg som varmepumpene IK40/41.

Følgjande måleopplegg blir anbefalt:

Termiske energimålarar:

Dette bør monterast i både isvasskretsen og kondensatorkretsen for å loggføre produsert kjøle- og varmeeffekt. For å unngå at varmetilførsel frå pumper og omgivelser skal bli registrert av energimålarane (jf. Kap 6.2.3), bør temperaturfølarane plasserast så nær fordamparen/kondensatoren som mogleg. Oppløysinga til sensorane bør ikkje vere over 0,1 K, sidan effekt faktoren til IK42 endrar seg 3-4% prosent per K (Figur 6-9), og temperaturdifferansen i hovudkretsen er om lag 5 K. Ei oppløysing på 1 K ville gitt ein svært stor relativ måleusikkerheit.

Straummålar:

Det bør monterast ein eigen målar for IK42 sitt straumforbruk. Dette er nødvendig for å kunne estimere den reelle effekt faktoren til aggregatet, og dermed avdekke og følgje opp unormale driftssituasjonar.

Loggføring av måledata:

Det anbefalast å loggføre målingane for straumforbruk, termisk produksjon og temperaturar med relativt korte intervall: maksimalt 5 minutt. Det er fordi aggregatet er PÅ/AV-regulert med to kompressortrinn, og ved låge termiske behov kan aggregatet slå seg på og av fleire gongar i timen. Ved måleintervall på 1 time, slik som for varmepumpene IK40/41 sitt straumforbruk, vil ein miste informasjon om driftstekniske eigenskapar til aggregatet, og korleis det responderer på endringar i rammevilkåra. Det er også svært viktig at måleintervalla for dei ulike målarane korresponderer med kvarandre. Det vil seie at dei startar og sluttar kvart intervall på same tid.

I tillegg anbefalast det å loggføre kompressordrifta. Det vil seie at ein loggfører kor mange kompressorar som er i drift per måleintervall. På den måten kan ein velje å filtrere bort periodane aggregatet ikkje har vore i drift, i samband med analyser av aggregatet sin effekt faktor. Eit aggregat vil alltid trekkje litt straum (jf. Kap 6.2.2), og isvass-/kondensatorkretsen kan framleis avgi eller motta varme til bygget, sjølv om aggregatet står "stand-by". Målingar frå desse «stand-by»-periodane vil forstyrre analysen av aggregatet i driftperiodane, og ein bør ha moglegheit til å filtrere bort dette.

9.4.2 Manglande rapportering av målingar som antyda varmetap frå varmtvasssystemet

Varmetapet frå varmtvasssystemet vart beskrive i Kapittel 9.1. Kort oppsummert har varmen tidvis blitt overført frå varmtvasstankane og dumpa via tørrkjølar LC41 (Figur 3-2). Dette blei oppdaga ved å gå systematisk gjennom måledata frå energimålar OE014 (Figur 9-1) som var registrert med 10. minutt intervall.

Det var to grunnar til at dette ikkje hadde blitt oppdaga før:

- Det var ingen alarm i SD-anlegget som ga beskjed dersom energimålar OE014 registrerte at varmeoverføringa gjekk feil veg.
- Energioppfølgingssystemet (EOS), som rapporterte periodevis akkumulerte energimålingar frå SD-anlegget, filtrerte bort alle måledataa frå OE014 som hadde negativt forteikn. Dermed var det berre akkumulerte verdiar for «korrekt»/positiv varmeoverføring som blei rapportert.

Kapittel 9.1 foreslo endringar i det fysiske anlegget og reguleringsstrategien for å forhindre dette tapet. I tillegg bør det også gjerast følgjande omprogrammeringar i SD-anlegget og tilhøyrande EOS:

- SD-anlegget må gi ein alarm dersom det blir registrert varmeoverføringar som går feil veg (negativt forteikn på målingane).
- EOS bør rapportere akkumulerte målingar for både positive og negative verdiar. Dei bør splittast for å avdekke eventuelle varmetap, fordi verdiar for netto varmeoverføring ikkje gir denne informasjonen.

9.4.3 Manglande måling av ytinga til kvart enkelt varmepumpeaggregat IK40/41

Det blir ikkje gjort individuelle målingar av den termiske produksjonen til varmepumpene IK40/41. I staden blir det gjort målingar av deira felles termiske produksjon (OE001, Figur 3-2). På denne måten er det ikkje mogleg å analysere ytinga til kvart enkelt aggregat. Dette kan gjere det vanskelegare å oppdage om eit av aggregata yter dårlegare enn forventa.

Dessutan er det fleire svakheiter med både plasseringa til dagens energimålar OE001, og loggføringa av måledataa i SD-anlegget. Som påpeika i Kapittel 6.2, er det uheldig at energimålar OE001 er plassert langt unna aggregata. Både varmetap og tilført pumpearbeid i røyrstrekket vil gi avvik mellom den reelle og målte effektfaktoren (Likning 6-1). Dessutan blir temperaturane i hovudkretsen, og straumforbruket til IK40/41 loggført med eit intervall på høvesvis 10 og 60 minutt. Til samanlikning blir målingar frå deira felles termiske produksjon loggført kvart 30. sekund. Spesielt straummålinga blir då ein flaskehals for detaljerte analyser. Den fører til at effektfaktoren ikkje kan kalkulerast for kortare intervall enn ein time. Då er det vanskeleg å gjere analyser av aggregatet sin respons på endringar i rammevilkåra.

Det anbefalast å montere ein termisk energimålar på væskesida til kvart av dei to varmepumpeaggregata IK40/41. Desse bør monterast så nærme aggregata som mogleg for å redusere målestøyen. På same måten som for prosesskjølemaskin IK42 anbefalast det og at både termisk produksjon, straumforbruk, temperaturar og antall aktive kompressortrinn blir loggført med eit intervall på maksimalt 5 minutt (sjå Kapittel 9.4.2).

10 Oppsummering av del II

- **Varmtvassystemet – stort energisparingspotensiale**

Varmtvassystemet har hatt eit stort varmetap på grunn av manglande regulering av varmevekslinga med prosesskjøleanlegget. Det er forventa at foreslåtte forbetringstiltak vil gi om lag 29 MWh energisparing i året. Ei overslagsberekning gir ei forventa lønsemd på 200 000 NOK gjennom anlegget si levetid, dersom tiltaket blir gjennomført. Det tilrådest å gjennomføre dette tiltaket

- **Akkumuleringstanken – ombygging ikkje lønsamt**

Akkumuleringstanken er kopla inn på ein måte som ikkje er optimal. Temperaturmålingar for 2013-14 viser at dette i snitt har auka varmepumpene sitt temperaturløft med 0,5 K i varmemodus og 1,5 K i kjølemodus. Ein time-for-time-analyse viste at tiltak for å redusere temperaturtapet til akkumuleringstanken vil gi ei energisparing på under 1,4 MWh/år. Dette blei vurdert til å vere for lågt til at ei ombygging vil løne seg.

- **Parallellkopling av IK40/41 – ombygging ikkje lønsamt**

Varmepumpene IK40/41 er parallellkopla på væskesida. Greinstraumane i denne parallellkoplinga kan ikkje regulerast. Dette fører tidvis til eit auka temperaturløft for varmepumpene, og eit større straumforbruk enn nødvendig. Likevel er ikkje dette tapet stort nok til at ombyggingar av anlegget er lønsamt: Ein time-for-time-analyse viste at det totale energisparingspotensialet er maksimalt 1 MWh/år. Som eit alternativ til ombygging, bør ein gå gjennom driftsstrategien for korleis aggregata er samkøyrd, og om mogleg optimalisere denne. Dersom dette kan gjerast ved ei omprogrammering, vert kostnadane miniale, og det kan bli ei lønsam investering for GK Norge.

- **Manglar i måleoppdraget – hindrar optimal drift**

Det har blitt oppdaga fleire manglar ved måleoppdraget til varme- og kjølesystemet. Dette har hindra ei optimal drift. Manglande alarmering og rapportering førte til at det omtalte varmetapet frå varmtvassystemet ikkje blei oppdaga. Prosesskjølemaskin IK42 manglar målarar for både termisk produksjon og straumforbruk, sjølv om den har ein større termisk produksjon enn begge varmepumpene til saman. Det manglar også individuelle termiske målarar for dei to varmepumpeaggregata IK40/41. Det er foreslått at dei omtalte målarane blir ettermonterte. Det er og påpeika at måleintervallet bør vere maksimalt 5 minutt, for å ikkje miste verdifull informasjon om aggregatet sine driftstekniske eigenskapar.

Del III: Analyse av alternative systemløsinger

I Del III blir det gjort fleire eksempel-studium av alternative systemløsinger. Det blir talfesta kor mykje energi og kostnader Miljøhuset GK har spart på sine utradisjonelle løysingar. Det blir og gjort analysar av potensialet for ytterlegare innsparingar, dersom dei hadde valt andre løysingar. Fokuset har vore på grunnleggjande endringar av distribusjonssystemet, prosesskjølebehovet og termiske kjelder, og korleis dette påverkar energisentralen.

Innhald for del III:

11	Rammer for analysen av alternative systemløsinger	63
11.1	Formålet med analysen	63
11.2	Framgangsmåten for analysen	63
12	Fokusområde for analysen.....	64
12.1	Distribusjonssystemet for varme og kjøling.....	64
12.1.1	<i>Ulike varme- og kjøleavgivarar.....</i>	<i>64</i>
12.1.2	<i>Nye moglegheiter for distribusjonssystemet i kontorbygg av passivhusstandard</i>	<i>64</i>
12.1.3	<i>Ventilasjonsluft for varme- og kjøledistribusjon.....</i>	<i>65</i>
12.1.4	<i>Potensialet for ventilasjonsluft.....</i>	<i>65</i>
12.2	Serversystemet.....	66
12.2.1	<i>Energibehov knytt til serversystemet</i>	<i>66</i>
12.2.2	<i>Serververme som varmekjelde</i>	<i>66</i>
12.2.3	<i>Outsourcing av serversystem.....</i>	<i>66</i>
12.3	Termiske energikjelder.....	67
12.3.1	<i>Ulike termiske kjelder for varmepumper</i>	<i>67</i>
12.3.2	<i>Termiske kjelder for Miljøhuset GK.....</i>	<i>67</i>
13	Eksempel-studium av ulike systemløsinger for Miljøhuset GK	69
13.1	Felles tilnærming til eksempel-studia	69
13.2	Studium 1: Varmedistribusjon via radiatorar i staden for ventilasjonsluft.....	70
13.2.1	<i>Forslag til systemløsing: Studium 1</i>	<i>70</i>
13.2.2	<i>Spesielle føresetningar: Studium 1</i>	<i>70</i>
13.2.3	<i>Berekna endring i energiforbruk: Studium 1.....</i>	<i>72</i>
13.2.4	<i>Lønsemdanalyse: Studium 1.....</i>	<i>72</i>
13.2.5	<i>Kommentar til Studium 1.....</i>	<i>73</i>

13.3	Studium 2: Ingen gjenbruk av overskotsvarmen frå serverkjølinga.....	74
13.3.1	<i>Forslag til systemløyning: Studium 2</i>	74
13.3.2	<i>Spesielle føresetnader: Studium 2</i>	74
13.3.3	<i>Berekna endring i energiforbruk: Studium 2</i>	75
13.3.4	<i>Kostnadsanalyse: Studium 2</i>	76
13.3.5	<i>Kommentar til Studium 2</i>	76
13.4	Studium 3: Outsourcing av serversystemet	77
13.4.1	<i>Forslag til systemløyning: Studium 3</i>	77
13.4.2	<i>Spesielle føresetnader: Studium 3</i>	77
13.4.3	<i>Berekna endring i energiforbruk: Studium 3</i>	78
13.4.4	<i>Kostnadsanalyse: Studium 3</i>	78
13.4.5	<i>Kommentar til Studium 3</i>	79
13.5	Studium 4: Grunnvarme som termisk kjelde i staden for uteluft	80
13.5.1	<i>Forslag til systemløyning: Studium 4</i>	80
13.5.2	<i>Forventa endring i energiforbruk: Studium 4</i>	82
13.5.3	<i>Investeringskostnader: Studium 4</i>	82
13.5.4	<i>Kommentar til Studium 4</i>	83
13.6	Samanlikning av energisparingspotensiale for dei ulike systemløyningane.....	84
14	Oppsummering av del III	86

11 Rammer for analysen av alternative systemløyningar

11.1 Formålet med analysen

Miljøhuset GK har nytta fleire utradisjonelle systemløyningar. Nokre av dei reknar ein med har vore gunstig for energieffektiviteten, medan andre ikkje har vore like gunstig. For å dra lærdom til liknande framtidige prosjekt, er det av interesse å talfeste energisparingspotensialet for både noverande og alternative løyningar. Det overordna målet med denne delen har dermed vore å svare på følgjande:

- **Faktisk energisparing:** Kor mykje energi har GK spart på sine uvanlege løyningar, samanlikna med dei meir tradisjonelle?
- **Potensialet for ytterlegare energisparing:** Kor mykje meir energi kunne GK spart ved å nytte andre systemløyningar enn dagens?
- **«Hypotetisk» potensiale for energisparing:** Kor mykje energi kunne GK spart dersom dei hadde hatt andre rammevilkår, som t.d. andre termiske behov eller tilgjengelege kjelder?

Det som skil denne analysen frå optimaliserings-analysen i del II, er at endringane er meir omfattande og på «konseptstadiet».

Som presisert i innleiinga, er ikkje netto varme- og kjølebehov i fokus i denne rapporten. Dette blir sett på som gitt. Meininga med å presentere alternative systemløyningar er å sjå på korleis dette kunne endra systemeffektiviteten og dermed behovet for levert energi. Dermed blir målingar av det reelle varme- og kjølebehovet for 2013-14 nytta som basis for berekningane.

11.2 Framgangsmåten for analysen

Analysen er gjort i følgjande steg:

1. **Fokusområde for analysen** – Grunnlaget for val av eksempel-studium.
2. **Eksempel-studium** – Ulike endringar på den noverande systemløyninga blir analysert kvar for seg.
3. **Samanlikning av dei ulike eksempel-studia** – Samanlikning av energisparingspotensialet til dei alternative systema.

12 Fokusområde for analysen

Det var nødvendig å klarlegge kva for systemendringar som var relevante å analysere. På bakgrunn av generell varmepumpe-teori, og erfaringar frå arbeidet med Miljøhuset GK, var det visse sider av systemet som utmerka seg. Følgjande fokusområde blir drøfta kort, med utgangspunkt i Miljøhuset GK:

- Distribusjonssystemet for varme og kjøling
- Serversystemet
- Termiske energikjelder

12.1 Distribusjonssystemet for varme og kjøling

12.1.1 Ulike varme- og kjøleavgivarar

Distribusjonssystemet for varme og kjøling kan ha stor innverknad på systemet si yting og økonomi. Temperaturnivået er som kjent avgjerande for varmepumpa sin effektfaktor og kapasitet. Termisk inneklima, plasseringsmoglegheiter, regulerbarheit, investeringskostnader og estetikk har og mykje å seie.

Ein kan grovt sett dele inn distribusjonssystema i to typar. Den eine er dei som påverkar ventilasjonslufta, og den andre er dei som påverkar lufta i rommet (Nilsson, 2003). Det finst mange tekniske løysingar for å gjere dette. Tabell 12-1 viser ei oppsummering av ulike varme- og kjøleavgivarar som er vanleg å nytte. Den er utarbeidd på bakgrunn av Zijdemans (2012, Kap. 2). I Noreg har det vore mest vanleg å nytte radiatorar til vassboren oppvarming og ventilasjonsluft til kjøling (Zijdemans, 2012, Kap.2).

Varmeavgivarar	Kjøleavgivarar
Golvvarme	Tak-kjøling
Veggvarme	Kjølebaflar
Takvarme	Viftekonvektor
Radiator (mest vanleg)	Ventilasjonskjøling - kjølebatteri (mest vanleg)
Konvektor	
Varmelist	
Strålevarmepanel	
Ventilasjonsvarme - Varmebatteri	

Tabell 12-1 Ulike varme- og kjøleavgivarar. Utarbeidd på bakgrunn av Zijdemans (2012, Kap.2).

12.1.2 Nye moglegheiter for distribusjonssystemet i kontorbygg av passivhusstandard

Miljøhuset GK nytta over- og undertemperert ventilasjonsluft til høvesvis oppvarming og klimakjøling. Som påpeika, har det vore mest vanleg å nytte radiatorar til vassboren varme-distribusjon i Noreg. Radiatorar har som regel blitt plasserte langs fasaden, og helst under vindauga, for å unngå kaldras. Oppvarmingsbehovet i tradisjonelle bygg har i tillegg vore så stort, at om ein skulle ha dekt dette via ventilasjonslufta, ville overtemperaturane og tilluftmengdene blitt så store at det kunne skapt termisk ubehag. (Stene 2014b)

Passive yrkesbygg har derimot så høge krav til isolering og låg U-verdi på vindauga at transmisjonstap og kaldras blir sterkt redusert. Dette gir større fridom med tanke på plassering av varme-avgivarar. (Stene 2014b). I tillegg vil effektbehovet til oppvarming vere langt mindre enn for tradisjonelle hus, og kravet til over-temperatur og luftmengder i ventilasjonslufta vil derfor bli redusert dersom ein nyttar dette til distribusjon. Dette har gjort det mogleg for Miljøhuset GK å nytte ventilasjonsluft til både oppvarming og kjøling.

12.1.3 Ventilasjonsluft for varme- og kjøledistribusjon

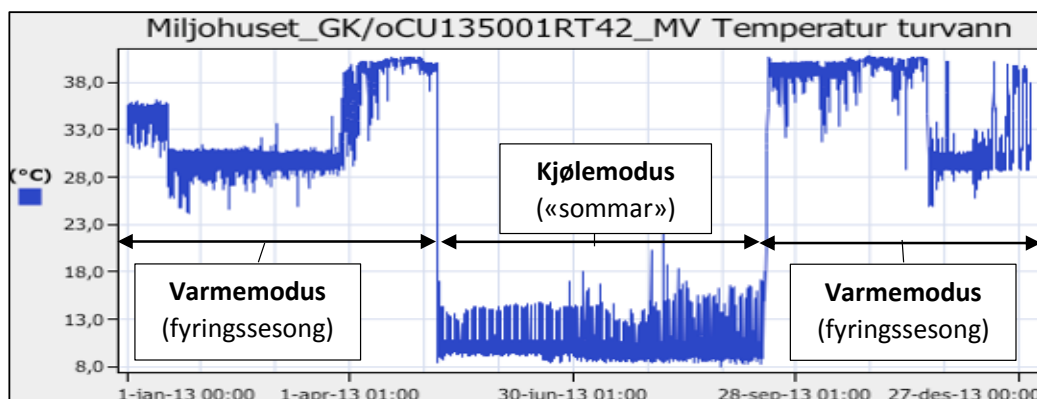
Inneklimate

Gjennom prosjektet *Forklima* har SINTEF Byggforsk blant anna studert inneklimate i Miljøhuset GK. Vinteren 13/14 blei det gjennomført både eksperimentelle testar og spørjeundersøkingar blant brukarane. Resultata så langt indikerer at inneklimate er godt, og brukarane er fornøgde. (VVS-forum, 2014)

Gunstige temperaturkrav

Tradisjonelle radiatoranlegg har tidlegare hatt eit temperaturnivå på 80/60°C ved DUT_v . For nyare bygg er det i dag vanleg å nytte 60/40 °C (Smedegård, 2012). Samtidig er det aktørar som vel ein mindre temperaturdifferanse, fordi det gir ein større volumstraum som er lettare å regulere. Til dømes nyttar AF Bygg 55/45 °C ved DUT_v i mange radiatoranlegg (VVS-forum, 2015).

I 2013 hadde Miljøhuset GK ein turtemperatur på ≈ 30 -40°C gjennom heile fyringssesongen (Figur 12-1). Dette er 20-30 °C lågare enn nyare radiatoranlegg. Vi såg i *Del I* at dersom ein reduserer turtemperaturen, vil det årlege straumforbruket til både varmepumpe IK40/41 og prosesskjølemaskin IK42 bli redusert med $\approx 1,2$ MWh/år per K. (Figur 6-7, Figur 6-10). Det har dermed utan tvil vore fordelaktig for energiforbruket å nytte ventilasjonsluft til varmedistribusjon.



Figur 12-1 Målt turtemperatur i hovudkretsen til Miljøhuset GK, 2013. (RT42 i Figur 3-2).

Installasjonskostnader

Som påpeika, er energisentralen i Miljøhuset GK designa for å levere kunn varme eller kjøling via ventilasjonsaggregata, avhengig av det dominerande behovet (Kap 3.2). Det vil seie at den same hovudkretsen mellom energisentralen og ventilasjonsaggregata kan nyttast i både varme- og kjølemodus. Dette har redusert investeringskostnadane. Ved å nytte ventilasjonslufta til oppvarming har ein i tillegg sluppe å investere i til dømes radiatorar og tilhøyrande røyrnett.

12.1.4 Potensialet for ventilasjonsluft

Sidan det er gunstig for straumforbruket og investeringskostnadene, og foreløpige studium indikerer at inneklimate er godt, er varmedistribusjon via ventilasjonslufta eit interessant alternativ til det tradisjonelle radiatoranlegget. Ein analyse av faktisk energi- og kostnadssparing er likevel nødvendig for å tallfeste kor stort potensialet er.

Samtidig skal ein huske på at dette er eit «ein-sone-bygg», som betyr at energisentralen kunn leverer varme- eller kjøling. Enkelte bygg kan ha behov for både oppvarming og klimakjøling på same tid. Dersom slike bygg skal distribuere både oppvarming og klimakjøling via ventilasjonslufta, må det leggast til rette for sone-inndelte ventilasjonssystem. Energisentralen må då kunne levere både varme og kjøling, og kvart enkelt ventilasjonsaggregat må kunne velje kva det vil ta imot.

12.2 Serversystemet

12.2.1 Energibehov knytt til serversystemet

I Miljøhuset GK har «prosesskjøling» omfatta kjøling av serverrom, og dette har vore ein av dei største termiske energipostane til bygget (Figur 5-1). Det har medført at straumforbruket til produksjon og distribusjon av denne kjølinga har utgjort ein betydeleg andel av den leverte energien. I tillegg kjem straumforbruket til serverane i seg sjølv. Alt straumforbruket i samband med serverrommet har anslagsvis utgjort nesten 30 % av bygget sitt totale straumforbruk.

Dette samsvarer både med forventningane ein har hatt til passive yrkesbygg (Tabell 2-1), og erfaringar frå kontorbygg utan passivhusstandard (Kap 2.6). Grini et al. (2009) drog fram eit kontorbygg i Strandveien 18, Lysaker, som eit eksempel der energibruken til serversystemet har utgjort nesten 30% av den totale energibruken. THEMA Consulting Group (2013, s. 49) har påpeika at «Datamengdene som prosesseres og lagres har økt betydelig de siste 20 årene, og man regner med at datamengdene doubles hver 18. måned».

12.2.2 Servervarme som varmekjelde

Vi såg at i Miljøhuset GK blir nesten 40% av oppvarmingsbehovet dekt av servervarmen (Tabell 6-1). Det er openbart at gjenbruk av servervarmen har avlasta varmpumpene og bidrege til energisparing. Dette viser kor viktig det er å inkludere prosesskjølinga i berekningar, design og prosjektering av varme- og kjølesystem.

Samtidig er det viktig at ein ikkje baserer resten av systemet på at servervarmen alltid kan dekke store delar av varmebehovet. Dersom behovet for serverar fell bort eller blir redusert, må dei andre varmekjeldene kunne dekke heile varmebehovet på eiga hand. Slike endringar kan t.d. oppstå dersom nye leigetakarar ikkje har behov for serverar. Det kan også skje om ein vel outsourcing. «Ifølge IKT Norge er det en trend at lagring av data i stadig større grad outsources.» (THEMA Consulting Group, 2013, s. 49).

12.2.3 Outsourcing av serversystem

Servervarmen er ei varmekjelde med relativt høg temperatur, samanlikna med t.d. uteluft. Dette er gunstig for effektiv varmpumpedrift. Samtidig må ein huske at denne varmen kjem frå eit direkte straumforbruk. Derfor vil det mest truleg vere energibesparande for Miljøhuset GK å outsource serversystemet, sjølv om dette medfører ein større varmeproduksjon for luft/vatn-varmpumpene IK40/41 (Studium 3, Kap 13.4). Problemet er at det ikkje nødvendigvis er kostnadsbesparande. Det er heller ikkje sikkert at det er ønskeleg for GK å gi bort kontroll over eigne serverar.

Korvidt det er aktuelt å outsource serversystemet, er dermed eit spørsmål om lønsemd og akseptabel risiko knytt til sky-lagring. Her må ein rekne med alle endringar i energibruk og kostnader. Om vurderingane blir gjort i prosjekteringsfasen, må ein òg rekne med sparte investeringskostnader for både serversystemet og tilhøyrande kjøleanlegg.

Frå eit samfunnsperspektiv er det likevel ikkje sikkert at det totale energiforbruket blir redusert. Det er fordi ein eigentleg berre overfører energibehovet til ein ny stad. For at dette skal gi eit lågare energiforbruk totalt sett, må leverandøren av sky-tenestene dra nytte av «stordrift» og legge til rette for mest mogleg energieffektive løysingar.

12.3 Termiske energikjelder

12.3.1 Ulike termiske kjelder for varmepumper

Den termiske kjelda vil ha stor innverknad på varmepumpa si yting og økonomi. Temperaturnivået er som kjent avgjerande for varmepumpa sin effektfaktor og kapasitet, men det er og andre faktorar som påverkar val av termisk kjelde. Tilgjengelegheit, driftssikkerheit, mengde, varmeoverførings-eigenskapar, investeringskostnader og praktiske sider ved opptakssystemet har og mykje å seie (Stene, 1997a).

Vi har og sett at kjølebehovet for eit kontorbygg av passivhusstandard vil utgjere ein større andel av bygget sitt termiske behov, samanlikna med bygg av ein eldre standard (Tabell 2-1). Derfor er moglegheita for frikjøling ein eigenskap som også bør vektleggast ved val av termiske kjelder til framtidige bygg.

Tabell 12-2 er henta frå Stene (1997a, s 4-1) og viser ei oversikt over typiske termiske kjelder for varmepumper. Vi ser at det er store forskjellar på temperaturnivået til dei ulike kjeldene, der spesielt uteluft utmerkar seg. Den har det lågaste temperaturnivået ved DUT_v og store temperaturvariasjonar gjennom sesongen.

Varmekjelde	Temperaturnivå ved dim. Utetemperatur	Temperaturvariasjon over fyringssesongen
Sjøvatn	3-8 °C	4-5 °C
Grunnvatn	4-8 °C	Liten
Grunnvarme (fjell)	4-8 °C	Liten
Ferskvatn (innsjø/elv)	0-4 °C	5-10 °C
Jordvarme	0 °C	Liten
Uteluft	(-40) til (-10)°C	0-50 °C
Ventilasjonsluft	15-25 °C	Liten
Avløpsvatn/kloakk	5-10 °C	4-8 °C
Spillvatn (industri)	>10 °C	Liten

Tabell 12-2 Ulike varmekjelder med typiske temperaturar (henta frå Stene, 1997a, s 4-1).

12.3.2 Termiske kjelder for Miljøhuset GK

Dagens løysing

I tillegg til overskotsvarmen frå serverkjølinga, nyttar Miljøhuset GK uteluft som termisk kjelde. Luft/vatn-varmepumper blir vanlegvis nytta i boligar (Zijdemans, 2012), men her vert det nytta fordi det er få andre tilgjengelege kjelder som ville blitt lønsame.

Som vi såg i Tabell 12-2, har uteluft eit relativt lågt temperaturnivå ved DUT_v og store temperaturvariasjonar gjennom sesongen. Dette er ugunstig for energieffektiv varmepumpedrift, og aggregat IK40/41 blir ikkje drifta når $T_{ute} < -15^{\circ}\text{C}$. I tillegg er det generelt behov for avriming ved utetemperaturar under 3°C (Zijdemans, 2012), og muligheitene for frikjøling på sommaren er begrensa (ventilering).

Sjølv om utetemperaturen kan bli låg på vinteren, har varmepumpene likevel fått relativt gode arbeidsvilkår på grunn av det låge temperaturkravet til distribusjonssystemet. Det er fordi dei nyttar ventilasjonsluft til å distribuere oppvarming, i staden for meir tradisjonelle metodar som radiatorar.

Fordelen ved å nytte uteluft er at det er enkelt tilgjengeleg, og investeringskostnadane er relativt låge (Zijdemans, 2012). Dei auka krava til sjølvne bygningskroppen i bygg av passivhusstandard medfører auka byggekostnader. Derfor er det forventa at investeringskostandene vil vere ein viktig faktor for framtidige varmepumpesystem.

Alternative kjelder

Berekningane i prosjekteringsfasen antyda at varmebehovet kom til å bli svært lågt. Hafslund meinte derfor at det ikkje ville bli lønsamt å byggje ut fjernvarmenettet som stoppa på motsett side av Ryen T-banestasjon. Det fanst heller ingen vassdrag eller sjø som kunne nyttast som kjelde for varmpumpene, og ein rekna med at grunnvarme ville bli ulønsamt fordi det var 60 meter laus masse ned til fast berg. Det ville krevd dyre foringsrøyr.

Samtidig har målingane vist at det reelle varmebehovet er vel 4 gongar større enn berekna (Figur 5-1). Det viste seg også at det totale kjølebehovet, inkludert prosesskjøling, har vore like stort som den totale varmeproduksjonen (Tabell 5-1), med eit konstant turtemperaturkrav på 10°C. Basert på det reelle termiske behovet, kunne det vore interessant å gjere ein analyse av energisparing og lønnsemd for grunnvarme som termisk kjelde, med moglegheit til frikjøling.

13 Eksempel-studium av ulike systemløysingar for Miljøhuset GK

På bakgrunn av fokusområda i Kapittel 12, vart det prioritert å analysere følgjande systemendringar:

Studium 1. Varmedistribusjon via radiatoranlegg i staden for ventilasjonsluft.

Studium 2. Ingen gjenbruk av overskotsvarmen frå serverkjølinga.

Studium 3. Outsourcing av serversystemet.

Studium 4. Grunnvarme som termisk kjelde i staden for uteluft.

13.1 Felles tilnærming til eksempel-studia

Varme- og kjølebehov

Som basis for berekningane, vart det nytta målingar for temperatur og netto varme- og kjølebehov i Miljøhuset GK, perioden 2013-14. Unntaket er Studium 3, der outsourcing av serversystemet blir analysert. Dette medfører endringar i netto-behovet for termisk energi.

Systemendringane sin påverknad

Det har ikkje blitt vektlagt å berekne absolutt straumforbruk for dei alternative løysingane, men endringa i straumforbruket samanlikna med dagens system. Ved å t.d. endre energisentralen, termiske kjelder eller distribusjonsmetode, er det forventa at ein eller fleire av følgjande variablar blir påverka:

- **Effektdekning** – Ny fordeling av varme- og kjøleproduksjon på ulike komponentar.
- **Temperaturnivå** – Spesielt termiske kjelder og distribusjonssystemet påverkar dette.
- **Effektfaktorar** – Blir spesielt påverka av temperaturnivåa.
- **Kapasitetsbegrensning** – Termiske kjelder, varmpumper o.l. kan ha begrensa kapasitet.
- **Pumpe-/tørrkjølararbeid** – Endra systemdesign kan endre på behovet for dette.

Ei kvalitativ vurdering blei gjort i kvart enkelt studium for å avklare kor i systemet ein ville få dei viktigaste endringane, og dermed kva for variablar som skulle inkluderas i berekningane. Dette blir beskrive fortløpande for kvart studium.

Kostnadestimat

Den spesifikke el-prisen er i desse analysane satt til 0,85 NOK/kWh (SSB 2015: Snitt for 2014).

Det har generelt vore lite tilgang på prislister for sentrale komponentar og tenester. Dette har medført at få endelege lønsemdanalyser har blitt gjort. Der dette har mangla, har det blitt laga eit kvalitativt oppsett i kvart studium som presenterer kva for type kostnadsendringar som er forventa.

Berekningsverktøy

Det vart utvikla ein Excel-modell for å gjere time-for-time-berekningar. Korleis denne er bygd opp og nytta i dei ulike studia, er omtala i Vedlegg 9.

13.2 Studium 1: Varmedistribusjon via radiatorar i staden for ventilasjonsluft

I dette studiet er målet å analysere endringa i levert energi og kostnader for Miljøhuset GK, dersom dei hadde distribuert all oppvarming via eit lågtemperatur radiatoranlegg, i staden for ventilasjonslufta. Temperaturkravet og investeringskostnadene for radiatoranlegget vil då vere viktige forskjellar, og energibruken er forventa å auke (jf. Kap 12.1).

13.2.1 Forslag til systemløysing: Studium 1

Det er gitt at resten av anlegget skal vere uendra. Dermed vil det forenkla systemskjemaet i Figur 3-2 framleis gjelde, bortsett frå at «Varme-/kjøle batteri» i ventilasjonsaggregata blir byta ut med «Radiatoranlegg» i fyringssesongen. Når anlegget går i kjølemodus, er det gitt at det skal levere kjøling til ventilasjonsaggregata, på same måte som i dagens system. Det er dermed berre i varmemodus at ein vil få endringar i dette studiet.

13.2.2 Spesielle føresetningar: Studium 1

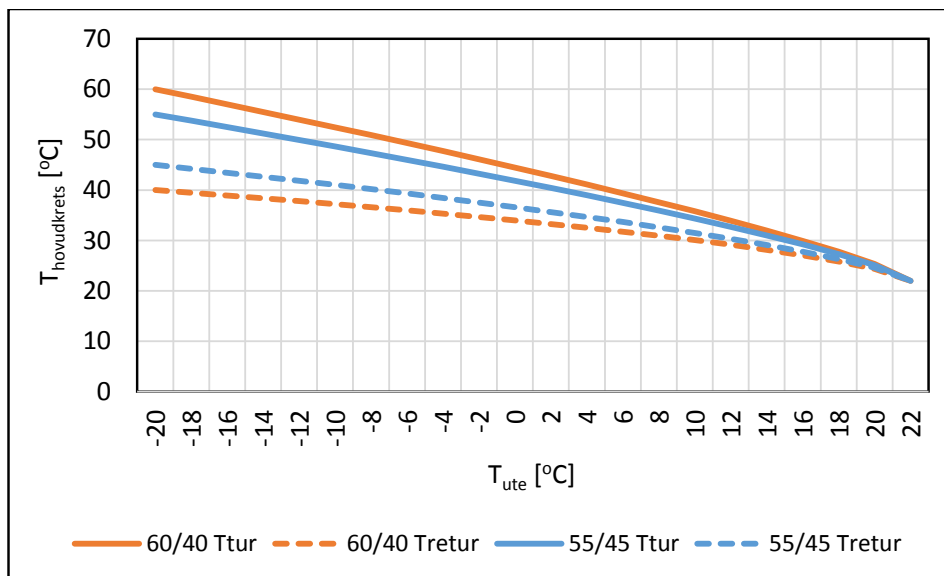
Følgjande spesielle føresetnader ligg til grunn for berekningane i dette studiet:

Effektdekning

I utgangspunktet vil effektdekninga på dei ulike komponentane og delsystema forbli uendra, fordi det ikkje blir gjort endringar i netto-behovet eller energisentralen. Unntaket er om dei nye temperaturkrava for radiatoranlegget overgår den maksimale turtemperaturen som IK40,-41 og -42 kan levere. I så fall må el-kjelen overta delar av effektdekninga for å dekke resten av temperaturløftet. Dette er inkludert i berekningsverktøyet (Vedlegg 9).

Temperaturkrav

I dette studiet blir både 60/40 °C- og 55/45 °C-anlegg analysert (jf. Kap 12.1.3). Romtemperaturen blir sett til 22°C, altså 2°C over minste tillatne romtemperatur i GK sine simuleringar frå 2012 (Tabell 3-2). DUT_v blir sett til -20°C (Wolleng, 1979: Oslo klima). Ved hjelp av oppgitte temperaturar, og metoden som er beskrevet i Zijdemans (2012), vart det konstruert ei utekompenseringskurve for både 60/40 °C og 55/45 °C (Figur 13-1):



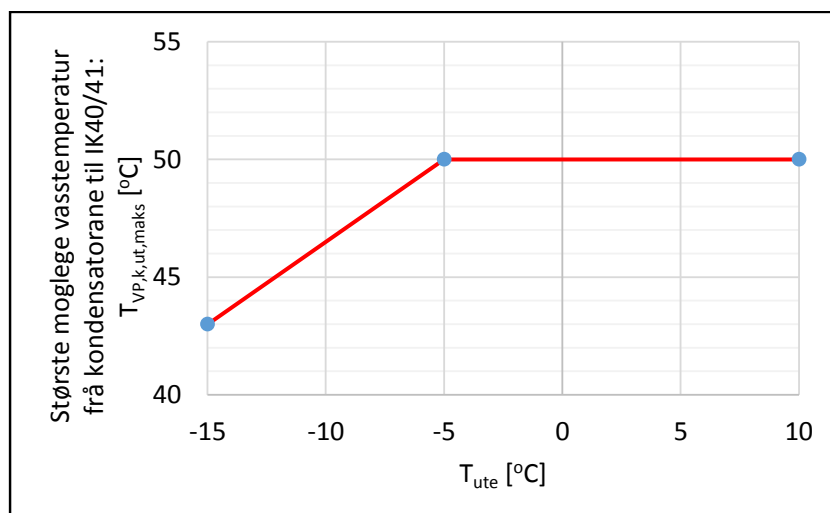
Figur 13-1 Utekompenseringskurve for 60/40 °C og 55/45 °C radiatoranlegg, $DUT_v = -20$ °C og $T_{rom} = 22$ °C. Konstruert etter metoden i Zijdemans (2012).

Varmepumpene sine ytingar ved nye temperaturkrav

Radiatoranlegget vil tidvis krevje ein høgare turtemperatur enn dagens varme-distribusjon via ventilasjonssystemet. Aggregat som nyttar R410A kan generelt oppnå ein utgåande vasstemperatur på 50°C ved 35 bars trykkklasse, og 65°C ved 45 bars trykkklasse (Stene, 2014a). Det har ikkje lukkast å finne informasjon om trykkklassa til varmepumpe IK40/41 og kjølemaskin IK42. Derfor er det gjort ein føresetnad om at alle tre aggregata har 35 bars trykkklasse, som gir ein maksimal utgåande vasstemperatur på 50°C.

Det er likevel ikkje alltid at IK40/41 kan levere ein turtemperatur på 50°C. Ved relativt låge ute-temperaturar/fordampartemperaturar vil den moglege utgåande vasstemperaturen bli redusert. Det er fordi trykkforholdet p_k/p_f blir så stort, at trykk-gass-temperaturen til kuldemediet ut av kompressoren blir for høg. Trykk-gass-temperaturar over 100-120 °C blir skadeleg for både kompressoren og sjølve kuldemediet (Stene, 2014a).

Det har heller ikkje lukkast å skaffe produsentdata for denne temperaturbegrensinga til IK40/41 ved låge fordampartemperaturar. Derfor blei det gjort ein teoretisk analyse. Denne er dokumentert i Vedlegg 9, og resultatane er presentert i Figur 13-2. Den viser den største moglege vasstemperaturen frå kondensatorane til IK40/41 som ein kan forvente ved ulike utetemperaturar:



Figur 13-2 Berekna grense for største moglege vasstemperatur frå IK40/41 sine kondensatorar ved ulike utetemperaturar.

Dersom kravet til turtemperaturen overstig denne temperaturgrensa, vil modellen sørgje for at resten av temperaturløftet blir dekkja av spisslasta/el-kjelen. Det har og blitt nytta ei nedre driftssperre for IK40/41 når $T_{ute} < -15^{\circ}\text{C}$. Då må overskotsvarmen frå prosesskjølemaskina og spisslasta/el-kjelen dekke heile varmebehovet.

Pumpearbeid for radiatoranlegget

Eit radiatoranlegg vil krevje eit vesentleg pumpearbeid samanlikna med varmedistribusjon via ventilasjonsaggregata. For å estimere dette pumpearbeidet, ville det vore nødvendig å foreslå ein konkret systemdesign for radiatoranlegget. Dette har ikkje blitt prioritert i denne oppgåva. Fokuset har vore på korleis eit radiatorsystem ville endra straumforbruket i energisentralen. Derfor har det ikkje blitt gjort berekningar på dette ekstra pumpearbeidet.

13.2.3 Berekn endring i energiforbruk: Studium 1

Ved hjelp av berekningsverktøyet (Vedlegg 9), blei det gjort time-for-time-berekningar. Ei oppsummering av resultatene er presentert i Tabell 13-1. Den viser forventede endringar i årleg energiforbruk ved varmedistribusjon via eit radiatoranlegg i staden for ventilasjonslufta. Resultata for både eit 60/40 °C- og 55/45 °C-anlegg er stilt opp for samanlikning. I tillegg har endringane blitt delt opp etter relevante komponentar.

Komponent	Beskriving	Radiator -anlegg: 60/40°C	Radiator -anlegg: 55/45°C
Årleg ΔE		[kWh/år]	[kWh/år]
Varmepump.	Auka straumforbruk i IK40/41 pga høgare $T_{\text{løft}}$ og lågare COP_{va}	9 108	8 009
Pros.kjølem.	Auka straumforbruk i IK42 pga høgare $T_{\text{løft}}$ og lågare COP i fyringsses.	13 020	9 744
El-kjele	Auka effektdekning i el-kjelen pga høgare T_{tur} og temp.-begr. i IK40-42.	14 422	9 437
El-kolbe	Redusert straumforbruk i el-kolben pga auka T_{tur} gir meir forvarm. frå IK42	-4 686	-3 655
Pumper	Auka pumpearbeid ved distribusjon via radiatoranlegg i staden for vent.	Ukjent	Ukjent
ΔE_{tot}	Total endring i årleg energiforbruk.	31 864	23 535
Spesifikk ΔE		$\left[\frac{kWh}{m^2 \cdot \text{år}} \right]$	$\left[\frac{kWh}{m^2 \cdot \text{år}} \right]$
$\Delta E_{\text{tot, spes.}}$	Total endring i spesifikt årleg energiforbruk.	2,3	1,7

Tabell 13-1 Forventa endring i årleg energiforbruk ved å distribuere oppvarming via eit radiatoranlegg i staden for ventilasjonslufta. Resultata for både eit 60/40 °C- og 55/45 °C-anlegg er satt opp.

Som forventa, er det totale energiforbruket estimert til å auke: 32 MWh/år for eit 60/40 °C-anlegg, og 24 MWh/år for eit 55/45 °C-anlegg. Dette utgjer ei spesifikk endring på høvesvis 2,3 kWh/(m²·år) og 1,7 kWh/(m²·år).

Legg merke til den store auken i straumforbruket til el-kjelen: 14 MWh for 60/40 °C-anlegget og 9 MWh for 55/45 °C-anlegget. Samanlikna med dagens forbruk, er dette ein auke på høvesvis 156 og 100% (jf. Figur 5-3). Dette skuldast at det auka temperaturkravet til radiatoranlegget overgår den høgste moglege turtemperaturen som aggregat IK40/41/42 kan levere. Denne endringa er størst for 60/40 °C-anlegget fordi det har ein lenger periode der kravet til turtemperaturen er høgare enn temperaturgrensa til IK40/41/42, samanlikna med 55/45 °C-anlegget.

Legg også merke til at straumforbruket i IK42 aukar klart meir enn i IK40/41 dersom ein går frå eit 55/45 °C- til 60/40 °C-anlegg: 34% for IK42 mot 14% for IK40/41. Det er to grunnar til dette. Den eine er at den prosentvise endringa i temperaturløftet, og påfølgjande prosentvise reduksjonen i COP, blir større for IK42 enn IK40/41, fordi IK42 har ein gjennomsnittleg høgare fordampartemperatur på vinteren. Den andre er at IK40/41 reduserer varmeeffekten dersom dei ikkje klarer å levere høg nok temperatur, og el-kjelen tek seg av det resterande. Dette kan ikkje IK42 gjere, fordi den primert skal levere prosesskjøling uavhengig av varmebehovet. Dermed må delar av overskotsvarmen dumpast til utelufta dersom temperaturnivået ikkje er høgt nok til levere alt til hovudkretsen.

13.2.4 Lønsemdanalyse: Studium 1

I tillegg til at energibruken aukar (Tabell 13-1), er det også forventa at eventuelle investeringskostnader vil auke, dersom ein distribuerer oppvarming via eit radiatoranlegg i staden for ventilasjonslufta. I Tabell 13-2 er det gjort ein lønsemdanalyse av dette. Det er presentert to kostnadsestimat for radiatoranlegget. Alternativ A er basert på Norsk Prisbok 2013. Alternativ B er basert på Smedegård (2012, s. 115) si kostnadsanalyse for ei såkalla «...«Forenkla løysing», i tungt

kontorbygg av passivhus-standard, med tilpassa løysing til kontorlandskap utan krav til innreiingsfleksibilitet.» Begge pris-estimata er oppgitt utan MVA.

Utgiftspost	Beskriving	Radiator-anlegg: 60/40 °C	Radiator-anlegg: 55/45 °C
Δ Driftskost.:		[NOK/år]	[NOK/år]
Energi	= $\Delta E_{tot} \cdot k_{el}$. El.-pris: $k_{el} = 0,85$ NOK/kWh	27 101,-	20 004,-
Vedlikehald: radiator	Ukjent	Ukjent	Ukjent
Sum Δ Driftskost.		27 101,-	20 004,-
Δ Inv.kost. alt. A: Norsk Prisbok -13(Element i parantes)		[NOK]	[NOK]
Radiatorar	294,7 NOK/m ² (Elem.3.2.5.0180).	4 022 655,-	4 022 655,-
Leidningsnett	128,2 NOK/m ² (Elem.3.2.2.0100).	1 749 930,-	1 749 930,-
Sum ΔInv.kost. alt A		5 772 585,-	5 772 585,-
Δ Inv.kost. alt. B: Smedegård (2012): forenkla anlegg		[NOK]	[NOK]
Kompl. anl.-kost	150 NOK/m ²	2 047 500,-	2 047 500,-
Sum ΔInv.kost. alt B		2 047 500,-	2 047 500,-
Lønsemdanalyse		[NOK]	[NOK]
NNV A	Netto noverdi: n=15 år, r=5 %	- 6 053 893,-	-8 200 193,-
NNV B	Netto noverdi: n=15 år, r=5 %	-2 328 799,-	-2 255 142,-

Tabell 13-2 Lønsemdanalyse for å distribuere oppvarming via eit radiatoranlegg i staden for ventilasjonslufta. Resultata for både eit 60/40 °C- og 55/45 °C-anlegg er satt opp. Det er nytta to ulike estimat for investeringskostnadane: Norsk Prisbok 2013 og Smedegård (2012) Kostander er oppgitt utan MVA.

Sjølv om dette er grove estimat, med stor spreiring, antydar begge lønsemdanalysene at GK Norge har spart minimum 2 000 000 NOK på å distribuere oppvarming via ventilasjonsluft i staden for radiatorar. Ut ifrå denne analysen, er det tydeleg at den største kostnadsauken ved å gå for eit radiatoranlegg i staden for ventilasjonslufta, skuldast investeringskostnadene. Vi ser og at det er store variasjonar på investeringskostnadene etter kva for modell ein nyttar: Norsk Prisbok 2013 sitt estimat er 282 % høgare enn Smedegård (2012) sine berekningar.

13.2.5 Kommentar til Studium 1

Den endelege konklusjonen er at GK Norge openbart har spart både energi og kostnader ved å distribuere oppvarming via ventilasjonslufta i staden for radiatorar. Dersom det viser seg at innklimaet er godt nok ved denne typen distribusjon i passive kontorbygg, vil dette vere ei svært gunstig løysing.

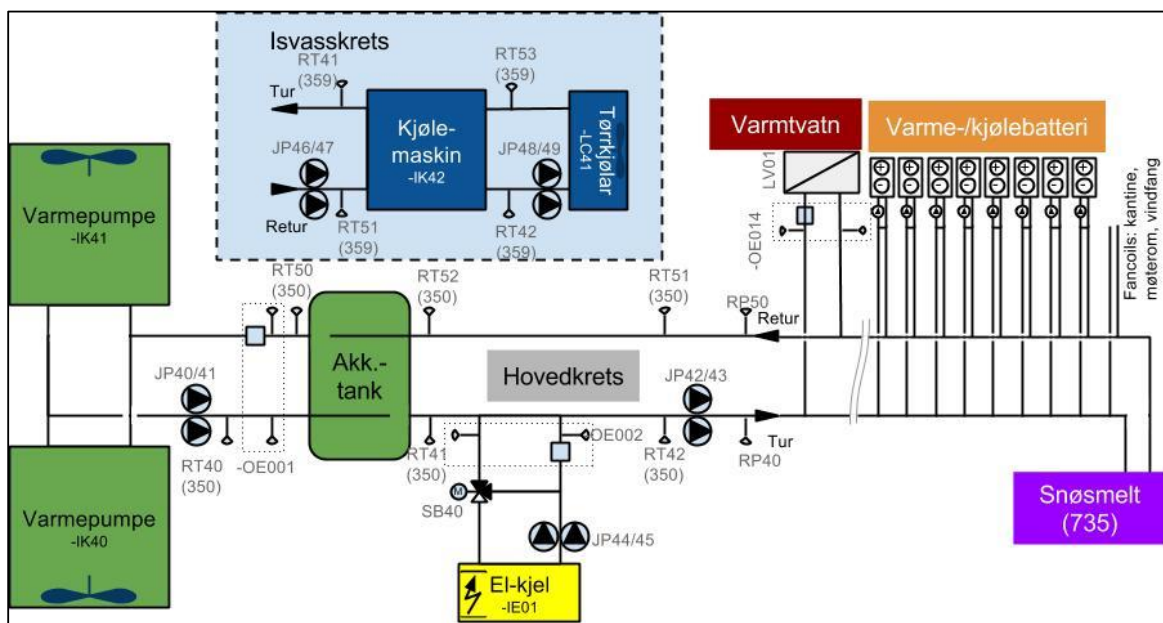
13.3 Studium 2: Ingen gjenbruk av overskotsvarmen frå serverkjølinga

I dette studiet er målet å analysere endringa i levert energi og kostnader for Miljøhuset GK, dersom dei ikkje hadde nytta overskotsvarmen frå serverkjølinga til å dekke varmebehov. Det er forventa at GK har spart energi på slik gjenbruk av overskotsvarme, og denne analysen vil talfeste kor mykje.

13.3.1 Forslag til systemløyising: Studium 2

Figur 13-3 viser eit eksempel på korleis systemløyisinga kunne vore utan gjenbruk av overskotsvarmen frå serversystemet. Systemet for serverkjølinga (blått felt), og resten av energisentralen, opererer uavhengig av kvarandre (jf. med Figur 3-2). Det er heller ikkje lagt til rette for frikjøling.

Dagens ordning, som forvarmar varmtvatnet ved hjelp av IK42 sin overskotsvarme, har blitt gjort om (jf. Figur 3-2). Forvarminga skjer no frå hovudkretsen, via LV01, så lenge systemet går i varmemodus. I kjølemodus må el-kolben ta seg av heile varmtvassbehovet.



Figur 13-3 Eksempel på systemløyising utan gjenbruk av overskotsvarmen frå serverkjølinga, og utan tilrettelegging for frikjøling.

13.3.2 Spesielle føresetnader: Studium 2

Følgjande spesielle føresetnader blei lagt til grunn for berekningane i dette studiet:

Effektdekning

I varmemodus må varmpumpene no dekke summen av det dei i utgangspunktet har dekt, det som overskotsvarmen frå serverkjølinga har dekt, og forvarming av gjennomsnittleg varmtvassbehov:

$\dot{Q}_{VP} = \dot{Q}_{VP, \text{dagens løyising}} + \dot{Q}_{\text{overskotsvarme, IK42}} + \dot{Q}_{VV, \text{forvarme}}$. El-kolben må dekke heile varmtvassbehovet når systemet går i kjølemodus.

Temperaturkrav

Temperaturkravet til hovudkretsen er likt som i dagens systemløyising. Temperaturkravet til kjølemaskin IK42 sin kondensatorkrets blir derimot senka i fyringssesongen, samanlikna med dagens systemløyising. Det er fordi den ikkje lenger skal levere varme til hovudkretsen. Dermed slepp den å

tilpasse kondensatorvatnet sin utløpstemperatur til hovudkretsen, men temperaturen må vere høg nok til å dumpe varmen til utelufta via tørrkjølaren.

Varmepumpene sin kapasitet

Sidan temperaturkravet i hovudkretsen er uendra, veit vi at dagens varmepumper, IK40/41, kan levere den utgåande vasstemperaturen som krevst. Den lågaste kondensator-kapasiteten til desse aggregata er 162 kW per aggregat ved nedre sperregrense: -15°C utetemperatur (Tabell 6-2). Den høgste leverte varmeeffekten i 2013-14 var 156 kW frå varmepumpene (Figur 5-6), og 35 kW frå kondensatorkretsen til IK42 (Figur 5-7). Dagens varmepumpesystem har dermed kapasitet til å dekke både det som varmepumpe IK40/41 og prosesskjølemaskin IK42 har levert saman.

Pumpearbeid

Sidan det ikkje lenger er varmeoverføring mellom IK42 og hovudkretsen, kan pumpearbeidet til JP50 kuttast ut (Figur 3-2).

Tørrkjølararbeid

Sidan det ikkje lenger er varmeoverføring mellom IK42 og hovudkretsen, må tørrkjølaren dumpe meir varme, og dermed auke straumforbruket til viftene.

13.3.3 Berekna endring i energiforbruk: Studium 2

Ved hjelp av berekningsverktøyet (Vedlegg 9), blei det gjort time-for-time-berekningar. Ei oppsummering av resultata er presentert i Tabell 13-3. Den viser forventa endringar i årleg energibruk dersom ein hadde dumpa all overskotsvarmen frå serverkjølinga, i staden for å nytte den til varme-formål. Endringane har blitt delt opp etter relevante komponentar.

Komponent	Beskriving	Dumpe server-varmen
Årleg ΔE		[kWh/år]
Varmepumpe	Auka straumforbruk i IK40/41 pga høgare effektdekning i varmemodus.	38 624
Pros.kjølem.	Redusert straumforbruk i IK42 pga redusert T_{loft} og høgare COP i varmemodus	-20 546
El-kjele	Ingen endring i el-kjelen sitt straumforbruk.	0
El-kolbe	Auka straumforbruk i el-kolben pga ingen «gratis» forvarming på sommaren.	3 673
Pumper	Pumpe JP50 er ikkje lenger i drift.	-5 623
Tørrkjølar	Auka straumforbruk i tørrkjølar LC41 fordi den må dumpe meir varme.	2 215
ΔE_{tot}	Total endring i årleg energiforbruk.	18 343
Spesifikk ΔE		$\left[\frac{\text{kWh}}{\text{m}^2 \cdot \text{år}} \right]$
$\Delta E_{\text{tot, spes.}}$	Total endring i spesifikt årleg energiforbruk.	1,3

Tabell 13-3 Forventa endring i årleg energiforbruk dersom ein dumpar overskotsvarmen frå serverkjølinga, i staden for å nytte den til oppvarming.

Som forventa, ser vi at det totale energiforbruket vil auke dersom overskotsvarmen frå serverkjølinga blir dumpa: 18 MWh/år. Legg merke til at prosesskjølemaskin IK42 får ein reduksjon i straumforbruket på 21 MWh/år, sjølv om kjøleproduksjonen er uendra, fordi temperaturløftet ikkje lenger må tilpassast temperaturkravet i hovudkretsen. Dette er ein reduksjon på 38% (jf. Figur 5-3). Dette veg likevel ikkje opp for at varmepumpe IK40/41 no får større effektdekning, og aukar straumforbruket sitt med heile 47% frå dagens forbruk (jf. Figur 5-3).

13.3.4 Kostnadsanalyse: Studium 2

Tabell 13-4 viser eit oppsett over forventa endringar i drifts- og investeringskostnader dersom ein hadde dumpa all overskotsvarmen frå serverkjølinga til utelufta. Det har ikkje lukkast å finne prislister for enkeltkomponentar i energisentralen. Dermed har det ikkje vore mogleg å talfeste endringane i investeringskostnadene. Likevel er det lista opp kva for komponentar som kunne blitt droppa, dersom ein ikkje hadde lagt opp til varmegjenvinning (jf. Figur 13-3 og Figur 3-2).

Utgiftspost	Beskriving	Dumpe servervarmen
Δ Driftskost.:		[NOK/år]
Energi	= $\Delta E_{\text{tot}} \cdot k_{\text{el}}$. El.-pris: $k_{\text{el}} = 0,85$ NOK/kWh	15 592,-
Sum Δ Driftskost.		15 592,-
Δ Investeringskost.:		[NOK]
Varmevekslar	Varmevekslaren mot hovudkretsen er unødvendig.	Ukjent
Pumper	JP50 er unødvendig.	Ukjent
Ventilar	SB51 og SB41 er unødvendig	Ukjent
Måleutstyr	OE003, RT42, RT52 og RT44 er unødvendig.	Ukjent
Sum Δ Investeringskost.		Ukjent
NNV		Ukjent

Tabell 13-4 Forventa endring i drifts- og investeringskostnader dersom ein hadde dumpa all overskotsvarmen frå serverkjølinga til utelufta.

Vi ser at forventa endring i driftskostnader er vel 16 000 NOK/år. Sidan det ikkje har lukkast å finne prisestimat på relevante komponentar, har det ikkje blitt gjort ein lønsemdanalyse.

13.3.5 Kommentar til Studium 2

Basert på denne analysen, kan det bekreftast at energiforbruket og driftskostnadene ville auka for Miljøhuset GK dersom dei hadde dumpa overskotsvarmen frå serverkjølinga, utan gjenbruk til varmeformål.

13.4 Studium 3: Outsourcing av serversystemet

Vi såg i Studium 2 at gjenbruk av overskotsvarmen frå serverkjølinga har redusert energibehovet med vel 18 MWh/år. Samtidig vart det påpeika i Kapittel 12.2.3 at ei outsourcing av heile serversystemet mest truleg vil redusere det totale energiforbruket, fordi serverdrifta i seg sjølv krev eit høgt straumforbruk.

Målet med dette studiet er å talfeste kor mykje energiforbruket og kostnadane ville endra seg for Miljøhuset GK, dersom dei hadde outsourca heile serversystemet.

13.4.1 Forslag til systemløyning: Studium 3

Forskjellen mellom dette studiet og «Studium 2: Ingen gjenbruk av overskotsvarmen frå serverkjøling», er at heile drifta av serversystemet og -kjølinga blir fjerna. Resten av energisentralen er lik. Figur 13-3 illustrerer dermed systemløyninga for dette studiet, dersom ein ser bort frå kjølesystemet som er innramma blått.

Dette inneber at det også her er foreslått å forvarme varmtvatnet frå hovudkretsen, via LV01, så lenge systemet går i varmemodus. I kjølemodus må el-kolben ta seg av heile varmtvassbehovet.

13.4.2 Spesielle føresetnader: Studium 3

Følgjande spesielle føresetnader blei lagt til grunn for berekningane i dette studiet:

Effektdekning

I varmemodus må varmpumpene no dekke summen av det dei i utgangspunktet har dekt, det som overskotsvarmen frå serverkjølinga har dekt, og forvarming av gjennomsnittleg varmtvassbehov:

$\dot{Q}_{VP} = \dot{Q}_{VP, \text{dagens løyning}} + \dot{Q}_{\text{overskotsvarme, IK42}} + \bar{Q}_{VV, \text{forvarme}}$. El-kolben må dekke heile varmtvassbehovet når systemet går i kjølemodus.

Temperaturkrav

Temperaturkravet til hovudkretsen er likt som i dagens systemløyning.

Varmepumpemodell

Sidan temperaturkravet i hovudkretsen er uendra, veit vi at dagens varmpumper, IK40/41, kan levere den utgåande vasstemperaturen som krevst. Den lågaste kondensator-kapasiteten til desse aggregata er 162 kW per aggregat ved nedre sperregrense: -15°C utetemperatur (Tabell 6-2). Den høgste leverte varmeeffekten i 2013-14 var 156 kW frå varmpumpene (Figur 5-6), og 35 kW frå kondensatorvarmen til IK42 (Figur 5-7). Dagens varmpumpesystem har dermed kapasitet til å dekke både det som varmpumpe IK40/41 og prosesskjølemaskin IK42 har levert saman.

Prosesskjølemaskin IK42

Alt straumforbruk i prosesskjølemaskin IK42 kan kuttast ut (jf. Figur 3-2).

Pumpearbeid

Alt pumpearbeid som er knytt til prosesskjølesystemet kan kuttast ut: JP46/47, JP48/49, JP50 (jf. Figur 3-2).

Tørrkjølararbeid

Alt tørrkjølararbeid for dumping av overskotsvarme kan kuttast ut: LC41 (jf. Figur 3-2).

Serversystemet sitt direkte straumforbruk

Serverrommet er plassert i kjellaren, som gir redusert tilførsel av varme frå resten av bygget. Vi såg og at levert prosesskjøling var bortimot identisk for 2013 og 2014, trass at sommaren 2014 var uvanleg varm (Tabell 5-1). Dette indikerer at storleiken på prosesskjølebehovet tilsvarende storleiken på

straumforbruket i serverrommet: $E_{el,serverar} \cong Q_{prosesskjøling} = 216 \text{ MWh/år}$. Her er både servereffekten, og straumforbruket til lokale vifter og anna utstyr som er plassert serverrommet, inkludert i $E_{el,serverar}$. Dette straumforbruket blir fjerna ved ei eventuell outsourcing.

13.4.3 Berekna endring i energiforbruk: Studium 3

Ved hjelp av berekningsverktøyet (Vedlegg 9), blei det gjort time-for-time-berekningar. Ei oppsummering av resultatane er presentert i Tabell 13-5. Den viser forventane endringar i årleg energibruk dersom ein hadde outsourca heile serversystemet. Endringane har blitt delt opp etter relevante komponentar.

Komponent	Beskriving	Dumpe servervarmen
Årleg ΔE		[kWh/år]
Varmepumpe	Auka straumforbruk i IK40/41 pga høgare effektdekning i varmemodus.	38 624
Pros.kjølem.	IK42 er ikkje lenger i drift pga ingen behov for prosesskjøling.	-54 000
El-kjele	Ingen endring i el-kjelen sitt straumforbruk.	0
El-kolbe	Auka straumforbruk i el-kolben pga ingen «gratis» forvarming på sommaren.	3 673
Pumper	Pumpe JP46/47/48/49/50 er ikkje lenger i drift.	-27 523
Tørrkjølar	Tørrkjølar LC41 er ikkje lenger i drift.	-2500
Serversystem	Straumforbruket i serversystemet, lokale vifter og hjelpeutstyr blir fjerna.	-216 000
ΔE_{tot}	Total endring i årleg energiforbruk.	-257 726
Spesifikk ΔE		$\left[\frac{kWh}{m^2 \cdot \text{år}} \right]$
$\Delta E_{tot,spes.}$	Total endring i spesifikt årleg energiforbruk.	-18,9

Tabell 13-5 Forventa endring i årleg energiforbruk ved outsourcing av serversystemet.

Vi ser at den totale energisparinga ein kan rekne med dersom ein outsourcar serversystemet i Miljøhuset GK, er heile 258 MWh/år, eller 18,9 kWh/(m²·år). Til samanlikning har det totale straumforbruket i bygget vore nesten 1,1 GWh/år (Figur 5-3). Dermed ville outsourcinga medført ein reduksjon i straumforbruket på heile 24%. Dette er vurdert til å vere svært mykje.

Samtidig må det igjen påpeikast at frå eit samfunnsperspektiv er det ikkje sikkert at dette fører til redusert energibruk. Det er fordi ein berre overfører energibehovet til ein annan aktør. For at dette skal vere samfunnsmessig energibesparande, er det viktig at leverandøren av sky-tenester kan drive meir energieffektivt enn lokale serversystem.

13.4.4 Kostnadsanalyse: Studium 3

Driftskostnader

Tabell 13-6 viser ein oversikt over forventane endringar i driftskostnader ved outsourcing av servertenester. Det har ikkje lukkast å skaffe prisar på alle relevante tenester. Der dette har mangla, er det satt opp som ein post med ukjent storleik.

Sidan det manglar prisestimat på sentrale utgiftspostar, er det ikkje mogleg å konkludere om det er lønsamt å outsource servertenestene eller ikkje. Likevel kan den forventane reduksjonen til energikostnadane antyde ei øvre grense for kostnadane til ei eventuell sky-tenester. Det vil seie at den største tillate årskostnaden for ei eventuell sky-teneste må mest truleg vere under 220 000 NOK/år for at outsourcinga kan bli lønsam.

Utgiftspost	Beskriving	Dumpe server-varmen
Δ Driftskost.:		[NOK/år]
Energi	= $\Delta E_{\text{tot}} \cdot k_{\text{el}}$. El.-pris: $k_{\text{el}} = 0,85$ NOK/kWh	-219 067,-
IT-service	Konsulenttenester på lokalt serversystem blir fjerna.	-Ukjent
Vedlikehald: kjøleanlegg	Normalt vedlikehald knytt til kjølesystem blir fjerna.	-Ukjent
Outsourcing	Årlege kostnader ved kjøp av sky-teneste.	+Ukjent
Sum Δ Driftskost.		-219 067,-

Tabell 13-6 Forventa endring i driftskostnader ved outsourcing av servertenester.

Investeringskostnader

Dersom ein hadde vurdert å outsource serversystemet i bygget sin planleggingsfase, måtte ein i tillegg rekna med sparte investeringskostnader. Tabell 13-7 viser eit oppsett over relevante postar for desse investeringskostnadene, men det har ikkje lukkast å skaffe konkrete prisar på komponentar og arbeid.

Utgiftspost	Beskriving	Dumpe server-varmen
Δ Investeringskost.:		[NOK]
Serversystem	Serverar inkl. installasjon, oppsett, igangsetting	Ukjent
Serverrom	Innreie rom for serverinstallasjon og luftkjøling	Ukjent
Dataromskjølar (backup)	3 stk. RC Next DW.U.S 015.Z1.H2 inkl. installasjon	Ukjent
Kjølemaskin (IK42)	1 stk. RC MANTA T.48.P2.D.J7 inkl. installasjon	Ukjent
Tørrkjølar (LC41)	1 stk. RC TEAM MATE DC A M.56 inkl. installasjon	Ukjent
Pumper	JP46/47/48/49/50 inkl. installasjon	Ukjent
Ventilar	Stengevent., innreg.vent., SB51/SB41 inkl. installasjon	Ukjent
Måleutstyr	RT(350)41/42/43/51/52/53, OE003, inkl. installasjon	Ukjent
Rørsystem	Isvasskrets, kondensatorkrets inkl. installasjon	Ukjent
Elektrisk	Hovudstraum, styrestraum, signal, tavle	Ukjent
Hjelpekomponentar	Vassbehandling, sikkerheitsventilar, ekspansjonsyst.	Ukjent
Prosjekt. og dokument.		Ukjent
Sum ΔInvesteringskost.		Ukjent

Tabell 13-7 Forventa endring i investeringskostnadane ved outsourcing av serversystemet i bygget sin planleggingsfase.

Sidan det manglar prisestimat i Tabell 13-7, er det ikkje mogleg å fastslå storleiken på investeringskostnadane knytt til serversystem og –kjøling. Det er likevel opplagt at uavhengig av storleiken på desse investeringane, kan ein tillate ein større årskostnad ved outsourcing av servertenester dersom dette blir bestemt i planleggingsfasen.

13.4.5 Kommentar til Studium 3

Sidan det ikkje har lukkast å skaffe prisestimat på sentrale utgiftspostar, er det ikkje mogleg å seie sikkert om outsourcing av servertenester hadde vore lønsamt for Miljøhuset GK. Likevel er det verdtt å merke seg den forventa energisparinga på vel 258 MWh/år. Dette er vurdert til å vere mykje. Det er og forventa at drifts- og investeringskostnadene knytt til serversystemet er relativt høge. Det anbefalast å gjere nøye vurderingar i prosjekteringsfasen til framtidige prosjekt, før ein bestemmer seg for å bygge eige serverrom eller å outsource.

13.5 Studium 4: Grunnvarme som termisk kilde i staden for uteluft

Studium 4 hadde som mål å analysere endringa i levert energi for Miljøhuset GK, dersom dei hadde nytta grunnvarme som termisk kilde i staden for uteluft. Det var og eit mål å gjere ein økonomisk analyse av investeringane for eit slikt grunnvarmesystem.

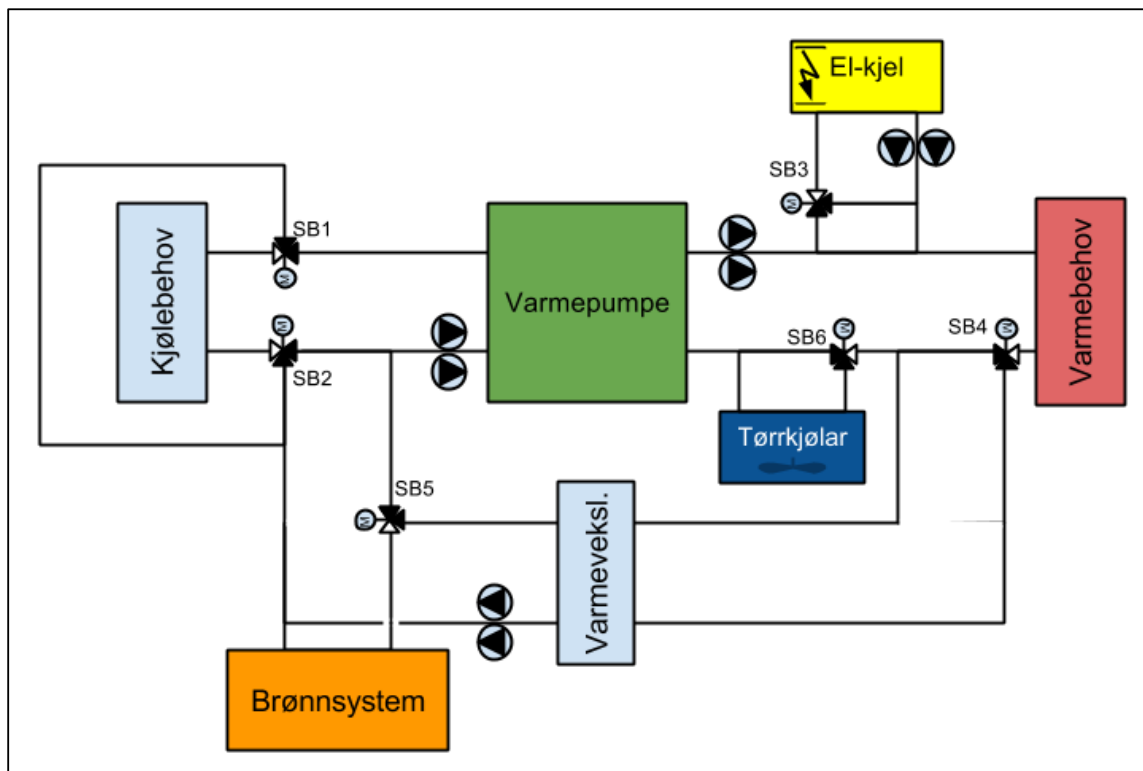
For å kunne berekne det termiske potensialet til grunnen, trengs det gode data av grunnforhold, gjerne ein termisk responstest, og omfattande bruk av analyseverktøy som t.d. Earth Energy Designer (EED). Dette er i stor grad ein del av det geologiske fagfeltet. På grunn av avgrensingar i tid og nødvendige data, blei det ikkje prioritert å gjere slike analyser i denne rapporten.

Dette inneber at straumforbruket til varme- og kjølesystemet ved bruk av grunnvarme, ikkje har vore mogleg å berekne. Sidan storleiken på brønnsystemet er avhengig av det termiske potensialet i grunnen, har det heller ikkje blitt gjort ein konkret kostnadsanalyse for eit brønnsystem til Miljøhuset GK.

Likevel har det blitt laga eit forslag til systemløyning som kunne blitt nytta. Systemet blir forklart kvalitativt. Det blir og gjort ein generell gjennomgang av kostnader som er knytt til å installere eit brønnsystem, for å vise kva for storleiksorden slike investeringar kan ha.

13.5.1 Forslag til systemløyning: Studium 4

Figur 13-4 viser ei prinsippskisse for korleis energisentralen kan sjå ut dersom det skal nyttast grunnvarme som termisk kilde. I staden for å teikne inn heile distribusjonssystemet for varme- og kjøling, og brønnsystemet for varmeopptak og -avgiving, har dette blitt symbolisert med boksane "Kjølebehov", "Varmebehov" og "Brønnsystem". Måleutstyr og diverse hjelpesystem er heller ikkje innteikna. Detaljplanlegging av dette har ikkje blitt prioritert, fokuset har vore på energisentralen sine hovudfunksjonar.



Figur 13-4 Forslag til systemløyning med grunnvarme som termisk kilde.

Dette løysingsforslaget omfattar eit kombinert varme- og kjølesystem. I motsetning til dagens system, er det ikkje foreslått at varmpumpeaggregatet skal kunne reverserast. Det er heller ikkje sett inn ei dedikert prosesskjølemaskin. I staden er det foreslått å samle varme- og kjølebehova på kvar si faste side av eit felles aggregat. Temperaturkravet på isvatnet har vore likt for både prosess- og klimakjølinga (10°C), så desse burde vere mogleg å kombinere i ein felles kjølekrets. Det er venta at ei slik systemløysing vil gi følgjande fordelar:

- Mest mogleg gjenvinning av overskotsvarmen frå kjølebehovet til varmebehovet.
- Relativt stabil temperatur på den termiske kjelda gir ein god effektfaktor for varmpumpene.
- Mest mogleg frikjøling av overskotsvarmen ved eit moderat dominerande kjølebehov.
- Eitt stort fellesaggregat med påkosta turtalsregulerte kompressorar, i staden for fleire delsystem med eigne aggregat som har PÅ/AV-regulering.
- Mulighet for multisoner. I dagens system er energisentralen styrt etter det totale dominerande behovet til å levere kunn varme eller kjøling til ventilasjonsaggregata, sjølv om enkeltsoner kan ha eit lokalt motstridande behov. Med den foreslåtte løysinga i Figur 13-4 kan kombibatteria i kvart enkelt ventilasjonsaggregat, til ei kvar tid velje å ta imot varme eller kjøling frå varme- eller kjølekretsen, avhengig av det lokale behovet i kvar enkelt sone.
- Unngår problematikken med påfrysing/avriming på fordamparen som oppstår for uteluftbaserte varmpumpeaggregat.

I grove trekk er det fire ulike driftssituasjonar som kan oppstå for dette systemet:

Balanse mellom varme og kjølebehov

Dette er ein driftssituasjon der varme- og kjølebehovet balanserer kvarandre via varmpumpa. Det er ikkje behov for å nytte brønnsystemet, elkjelen eller tørrkjølaren. Ventil SB1 og SB2 stenger for all gjennomstrømming i brønnsystemet. Ventil SB3, SB4, SB5 og SB6 stenger for greinstraumane til el-kjelen, varmevekslaren og tørrkjølaren. I realiteten vil dette skje i svært korte periodar. Stort sett vil enten varme- eller kjølebehovet dominere.

Dominerande varmebehov

Overskotsvarmen frå kjølebehovet er ikkje tilstrekkeleg til å dekke varmebehovet. Varmepumpa må hente varme frå grunnen òg. Returstraumen frå kjølekretsen har for høg temperatur til å motta varme frå grunnen. Derfor opnar ventil SB1 for ein parallell greinstraum til brønnsystemet, samtidig som varmpumpa senkar turtemperaturen nok til å hente ut varme derifrå. Ventil SB2 sender returstraumen frå kjølebehovet rett til varmpumpa, for å hindre innblanding i brønnen. Dersom overskotsvarmen og grunnvarmen ikkje klarar å dekke varmebehovet, eller at varmpumpa sin kapasitet er for liten, må el-kjelen dekke det resterande behovet. Dette blir regulert av ventil SB3 og pådraget i el-kjelen.

Moderat dominerande kjølebehov – frikjøling

Kjølebehovet er større enn nødvendig for å dekke varmebehovet. Overskotsvarmen må dumpast. Førsteprioritet er å nytte brønnsystemet til frikjøling så lenge temperaturnivået tillèt det. Det skjer ved at ventil SB1 stenger greinstraumen til brønnsystemet, og SB2 blir opna for å føre overskotsvarmen rett til brønnen. Ventil SB4 og SB5 stenger framleis for greinstraumar til varmevekslaren.

Betydeleg dominerande kjølebehov

Dersom brønnsystemet ikkje har kapasitet til å ta imot overskotsvarmen ved hjelp av frikjøling, må varmpumpa ta over. Ventil SB2 stenger for greinstraumen til brønnsystemet, og leiar returstraumen rett til varmpumpa. Varmepumpa tek seg av heile kjølebehovet, og produserer dermed

overskotsvarme. Ventil SB4 opnar for å leie returstraumen frå varmebehovet til varmevekslaren, og ventil SB5 sørger for at straumen gjennom brønnsystemet berre sirkulerer gjennom varmevekslaren i staden for kjølekretsen. Dermed blir er det mogleg å dumpe overskotsvarmen til brønnsystemet fordi varmepumpa har auka temperaturnivået.

Dersom kjølebehovet er særskilt høgt, og brønnsystemet sin kjølekapasitet har blitt nådd, må den resterande overskotsvarmen dumpast til utelufta via tørrkjølaren. Då må ventil SB6 opne for ein greinstraum til tørrkjølaren.

13.5.2 Forventa endring i energiforbruk: Studium 4

Som påpeika har det ikkje blitt gjort berekningar av straumforbruket til denne systemløyisinga, på grunn av ulike avgrensingar. Derimot er det vurdert kvalitativt kva for endringar ein vil få, samanlikna med dagens system. Dette er satt opp i Tabell 13-8 . Den viser forventa endringar i det komponentvise straumforbruket ved bruk av grunnvarme i staden for uteluft som termisk kjelde (jf. Figur 13-4 og Figur 3-2).

Komponent	Beskriving	Endra straumforbruk
Årleg ΔE		[kWh/år]
Varmepump.	Samla straumforbruk for varmepumper/kjølemaskin minkar.	-Ukjent
El-kjele	Endra straumforbruk i el-kjelen avhengig av brønncapasiteten.	Ukjent
El-kolbe	Uendra stamforbruk i el-kolben pga lik $T_{tur, varmekrest}/forvarming$.	0
Pumper	Mindre pumpearbeid pga færre pumper i energistralen (sett bort frå brønnpumper)	-Ukjent
Tørrkjølar	Endra straumforbruk i tørrkjølaren avhengig av brønncapasiteten.	Ukjent
Brønnpump.	Nytt pumpearbeid knytt til brønnsystemet.	+Ukjent
ΔE_{tot}	Total endring i årleg energiforbruk.	Ukjent
Spesifikk ΔE		$\left[\frac{kWh}{m^2 \cdot \text{år}} \right]$
$\Delta E_{tot, spes.}$	Total endring i spesifikt årleg energiforbruk.	Ukjent

Tabell 13-8 Forventa endring i årleg energiforbruk ved bruk av grunnvarme i staden for uteluft som termisk kjelde.

Kort oppsummert er det forventa at straumforbruket i varmepumpene/kjøleaggregata vil bli redusert på grunn av eit gunstigare temperaturnivå i varmekjelda ved dominerande varmebehov, og tidvis moglegheit for frikjøling ved eit moderat dominerande kjølebehov. Samtidig er det forventa eit vesentleg større behov for pumpearbeid, som er knytt til å sirkulere sekundærmediet gjennom brønnsystemet.

13.5.3 Investeringskostnader: Studium 4

Investeringskostnadene knytt til grunnvarme som termisk kjelde, er mykje høgare enn for uteluft. Tabell 13-9 viser ei typisk prisantydning på å bygge ut eit brønnsystem. Einingsprisane er basert på opplysningar frå aktørar som leverer slike tenester. Her er det rekna med ei boredjupne på 250 m. I tillegg er det inkludert foringsrør for 60 m lausmasse, som ville blitt nødvendig for eit brønnsystem ved Miljøhuset GK.

Post	Eining	Einings- pris [NOK per eining]	Mengde per brønn	Postsum per brønn [NOK]
Felles rigging		10 000,-	-	-
Rigging, brønn	stk	30 000,-	1	30 000,-
Foringsrør	m	550,-	60	33 000,-
Boring	m	180,-	250	45 000,-
Brønnskjema	stk	500,-	1	500,-
Vannmengdemåling	stk	4 000,-	1	4 000,-
Grunnvannsstand	stk	500,-	1	500,-
Temperaturmålingar	stk	2 500,-	1	2 500,-
Kollektorslange	m	68,-	250	16 875,-
Rapportering	stk	1 200,-	1	1 200,-
Sum ekskl. mva				133 575,-
Sum inkl. mva				166 969,-

Tabell 13-9 Overslag på investeringskostnader knytt til å bygge ut eit brønnsystem ved Miljøhuset GK.

Basert på denne prisantydninga, må ein rekne med å betale vel 134 000 NOK/brønn ekskl. MVA for å bygge ut ein brønnpark ved Miljøhuset GK. Legg spesielt merke til ekstrakostnaden på vel 33 000 NOK/brønn for foringsrøya. Dette tilsvarar ein prisauke på 33%. Dette er nødvendig å sette inn i det øverste laget med lausmasse, for å unngå samanrasing.

Det er nødvendig å gjere termiske berekningar av grunnforholda for å avgjere kor mange brønner ein skal bore. Sidan dette ikkje har blitt gjort, er det ikkje mogleg å fastslå den totale investeringskostnaden for eit brønnsystem ved Miljøhuset GK.

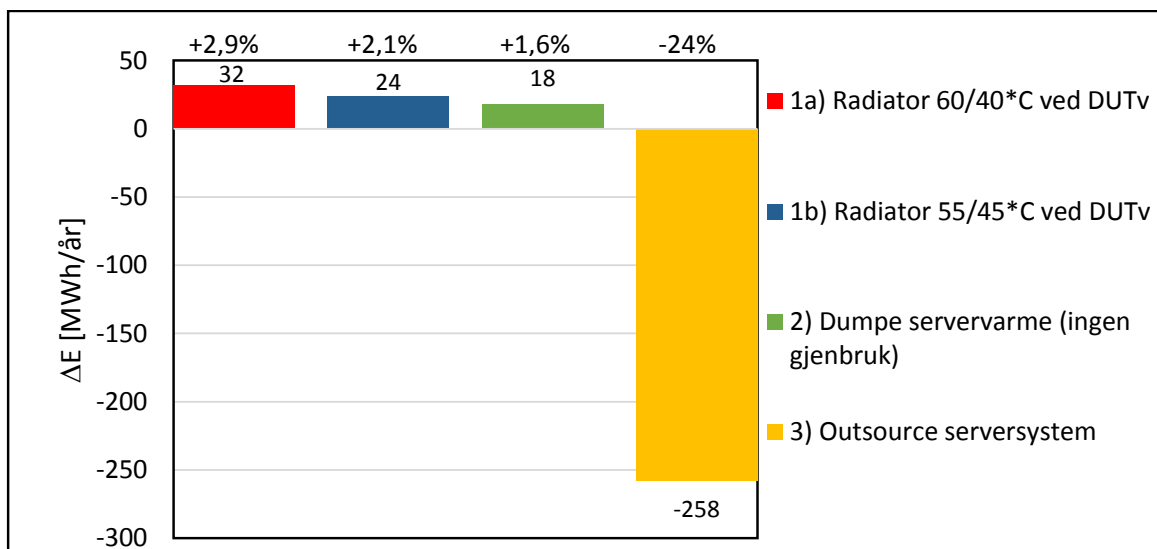
13.5.4 Kommentar til Studium 4

Vi ser at investeringskostnadane knytt til brønnsystemet er relativt høge, og energisparinga skal vere betydeleg for at eit slikt system skal bli lønsamt. Det gjenstår å gjere grundige termiske analyser av grunnforholda før ein kan talfeste endringane i både energibruk og kostnader.

13.6 Samanlikning av energisparingspotensiale for dei ulike systemløysingane

Endring i totalt energiforbruk

Figur 13-5 samanliknar resultatane for dei ulike studia. Den viser forventede endring i årleg energiforbruk for dei alternative systemløysingane. Sidan dette ikkje har blitt berekna for «Studium 4: Grunnvarme som termisk kjelde i staden for uteluft», er denne studien utelatt frå figuren. Dagens systemløysing er referansen: Uteluft og servervarme er termisk kjelde, og distribusjonen skjer via ventilasjonslufta. Prosentverdien tek utgangspunkt i det totale straumforbruket for bygget i dag: 1,1 GWh/år (Figur 5-3).



Figur 13-5 Samanlikning av forventede endring i årleg energiforbruk for ulike alternative systemløysingar. Dagens system er referansen. Prosentverdien tek utgangspunkt i det totale straumforbruket for bygget i dag: 1,1 GWh/år (Figur 5-3)

Outsourcing av serversystemet utmerkar seg med eit stort potensialet for energisparing (grå kolonne). Ein reduksjon på 24% er mykje. Det gjenstår likevel å skaffe reelle prisestimat på skytenester for å vurdere om dette er lønsamt eller ikkje. Som også påpeika, er det ikkje sikkert at ei outsourcing fører til energisparing frå eit samfunnsperspektiv, fordi energibehovet blir overført til ein ny aktør (Kap 12.2.3).

Samtidig har vi sett at fleire av løysingane som GK faktisk har nytta, har vore lønsame. Dei har spart både energi og kostnader på varmedistribusjon via ventilasjonslufta i staden for radiatorar (raud og blå kolonne), og gjenbruk av servervarme i staden for å dumpe den (grøn kolonne).

Komponentvis endring i energiforbruk

Tabell 13-10 har delt opp resultatane frå Figur 13-5 etter ulike komponentar. Den samanliknar dermed forventede endring i energiforbruk til dei ulike komponentane for dei alternative systemløysingane. Det er nytta grøn og raud fargekode for å få tydeleg fram om det er ein energireduksjon eller energiauke.

	Studium 1a	Studium 1b	Studium 2	Studium 3
Komponent	Radiator: 60/40 °C ved DUT _v .	Radiator: 55/45 °C ved DUT _v .	Dumpe server-varme. (Ingen gjenbruk)	Outsource server- system.
Årleg ΔE	[kWh/år]	[kWh/år]	[kWh/år]	[kWh/år]
Varmepumper	9 108	8 009	38 624	38 624
Prosesskjølemaskin	13 020	9 744	-20 546	-54 000
El-kjele	14 422	9 437	0	0
El-kolbe (VV)	-4 686	-3 655	3 673	3 673
Tørr-kjølar	0	0	2 215	-2 500
Pumpearbeid	0	0	-5 623	-27 523
Serversystem	0	0	0	-216 000
Total ΔE	31 864	23 535	18 343	-257 726
Spesifikk ΔE	$\left[\frac{kWh}{m^2 \cdot \text{år}} \right]$	$\left[\frac{kWh}{m^2 \cdot \text{år}} \right]$	$\left[\frac{kWh}{m^2 \cdot \text{år}} \right]$	$\left[\frac{kWh}{m^2 \cdot \text{år}} \right]$
Total ΔE/BRA	2,3	1,7	1,3	-18,9
Prosentvis ΔE*	+2,9 %	+2,1 %	+1,6 %	-24%

* Prosentvis endring samanlikna med det målte totalforbruket som bygget har i dag: 1,1 GWh/år (Figur 5-3).

Tabell 13-10 Samanlikning av forventa endring i årleg energiforbruk for ulike alternative systemløyisingar. Endringane er fordelt på hovudkomponentane. Dagens system er referansen.

Legg merke til kor dominerande endringa i straumforbruket til «Serversystem» er, samanlikna med alle andre komponentar. Som forklart i Studium 3, inkluderer dette straumforbruket i sjølve serverane, lokale vifter og hjelpesystem i serverrommet.

Som påpeika i Studium 1, har ikkje pumpearbeidet for radiatoranlegget blitt estimert. Dermed er det ikkje realistisk å samanlikne «Pumpearbeid» for dei ulike studiane i Tabell 13-10. Likevel er det ein gjennomgåande tendens at pumpearbeidet utgjer ein stor energi-andel (jf. Figur 5-3), og at endringar i pumpearbeidet spelar ei vesentleg rolle i samanlikning av alternative system. Derfor kan ein ikkje berre fokusere på varmpumpene sin energieffektivitet. Det er det totale straumforbruket som betyr noko til slutt.

14 Oppsummering av del III

- **Fokusområdet for alternative systemløsningar**

Miljøhuset GK har nytta fleire uvanlege løysingar i varme- og kjølesystemet sitt. Basert på arbeidet med dette bygget, og generell varmepumpeteori, blei det prioritert å analysere alternative systemløsningar for distribusjonssystemet, den termiske kjelda, og serversystemet med –kjøling. Analysane tok utgangspunkt i dagens system. Målet var å talfeste kor mykje energisparing GK faktisk har oppnådd med sine løysingar, og potensialet for ytterlegare energisparing om dei hadde gjort andre val frå starten av. Det er og gjort økonomiske analysar så langt som råd.
- **Radiatorar for varmedistribusjon – dyrare og meir energikrevande enn ventilasjonsluft**

Den nye passivhusstandarden har gjort det mogleg å nytte ventilasjonslufta til varmedistribusjon, utan at det termiske innklimaet har blitt for dårleg. Dagens system har blitt samanlikna med å nytte eit lågtemperatur radiatorsystem, som er det mest reelle alternativet. Resultata viste at eit 60/40 °C- og 55/45 °C-radiatoranlegg ville auka straumforbruket med høvesvis 32 og 24 MWh/år. Dette utgjer 2,3 og 1,7 kWh/(m²·år). I tillegg ville installasjonskostnadene truleg auka med minimum 2 000 000 NOK. Å nytte ventilasjonsluft til både varme- og kjøledistribusjon ser dermed ut til å vere ein suksess i Miljøhuset GK, frå eit energiperspektiv.
- **Dumping av servervarme – betydeleg energitap**

Overskotsvarmen frå serverkjølinga har delvis blitt nytta til varmeformål. Dette har avlasta varmepumpene, men samtidig redusert effekt faktoren for kjølemaskin IK42, på grunn av høgare temperaturløft i fyringssesongen. Det vart analysert kor mykje det totale straumforbruket ville ha endra seg dersom systemet hadde dumpa all servervarmen. Resultata viste at straumforbruket ville auka med vel 18 MWh/år, eller 1,4 kWh/(m²·år), som bekreftar at gjenbruk av servervarmen har gitt straumsparing.
- **Outsourcing av serversystemet – Stort energisparingspotensiale lokalt**

Det generelle behovet for datalagring har auka i samfunnet. Vi har sett at alt straumforbruket som er knytt til serversystemet og –kjølinga, har utgjort heile 30% av bygget sitt totale straumforbruk. Samtidig har det blitt meir vanleg å outsource serversystem til såkalla sky-tenester. Energisparings-potensialet ved ei slik outsourcing vart analysert. Det medfører blant anna at varmepumpene IK40/41 må erstatte den manglande overskotsvarmen frå serverkjølinga. Resultata viste at ein kan spare 258 MWh/år, eller 18,9 kWh/(m²·år). Dette tilsvara ein reduksjon på 24% av det totale straumforbruket i bygget. Det er og venta at ein kunne spart betydelege investeringskostnader, men ei endeleg lønsemdanalyse er ikkje gjort pga manglande tilgang på prisar.
- **Grunnvarme som termisk kjelde – store investeringskostnader**

På grunn av ulike avgrensingar, vart det ikkje gjort berekningar av det termiske potensialet i grunnen til Miljøhuset GK. Dermed har det ikkje vore mogleg å berekne forventa endringar i straumforbruk ved å nytte grunnvarme i staden for uteluft som termisk kjelde. Derimot blei det gjort ei kvalitativ vurdering av ei foreslått system-løysing, og presentert generelle investeringskostnader knytt brønnboring. Forventa investeringskostnad for ein 250 m djup brønn er 133 000 NOK/brønn ekskl. MVA. Dette...

...inkluderer 60 m foringsrør, som ville blitt nødvendig på grunn av grunnforholda ved Miljøhuset GK.

- **Samla vurdering av alternative systemløyningar**

Det har blitt dokumentert at fleire av GK sine systemløyningar, som varmedistribusjon via ventilasjonsluft og gjenbruk av servervarme, faktisk har redusert både energiforbruket og kostnadene. Ein gjennomgåande tendens er at pumpearbeidet utgjer ein vesentleg andel av energiforbruket. Det er derfor viktig å ta hensyn til dette, sidan det er det totale straumforbruket som er avgjerande.

Avsluttande del

I den avsluttande delen blir det gjort ein gjennomgang av erfaringar frå Miljøhuset GK. Basert på dette, blir det foreslått retningslinjer for framtidige kontorbygg av passivhusstandard. Deretter blir det konkludert på dei innleiande problemstillingane, etterfølgd av forslag til vidare arbeid.

Innhald for avsluttande del:

18	Generell kommentar til varme- og kjølesystemet i passive kontorbygg	90
19	Relevante erfaringar frå Miljøhuset GK for framtidige kontorbygg av passivhusstandard..	91
19.1	Varme- og kjølebehovet – berekna og målte verdiar	91
19.2	Distribusjonssystemet	92
19.3	Termiske kjelder	92
19.4	Oppbygging av energisentralen	93
19.5	Måling og energioppfølging.....	94
20	Konklusjon	95
21	Forslag til vidare arbeid	97
22	Referanseliste	98

18 Generell kommentar til varme- og kjølesystemet i passive kontorbygg

I arbeidet med denne oppgåva blei det gjort fleire generelle erfaringar. Desse blir nemnd som ei innleiing til dei meir konkrete erfaringane frå Miljøhuset GK:

Hald investeringskostnadane nede

Dersom høringsforslaget til TEK15 blir vedteke, vil det ha stor innverknad på dei økonomiske rammene til varme- og kjølesystemet. Det er foreslått å behalde netto energibehov som berekningspunkt, og avvikle reguleringa av direkteverkande elektrisitet. Dette vil sette lite krav til varme- og kjølesystemet. I tillegg vil dei auka krava til bygningskroppen sin kvalitet føre til auka byggkostnader. Dette kan medføre at byggeigarar nedprioriterer å investere i energieffektive varme- og kjølesystem. Fagsjefen for VVS-foreninga uttala at sjansen er «...stor for at forbrukere og produsenter velger panelovner til oppvarming, fordi dette på kort sikt er den enkleste løsningen.» (VVS-foreningen, 2015).

For at energieffektive varme- og kjølesystem skal vere konkurransedyktige mot billigare løysingar, må det vere eit fokus på å få ned investeringskostnadene. Då er det ikkje sikkert at ein kan gå for dei mest energi-optimale løysingane. Fokuset bør kanskje vere på å designe system som er «gode nok». Ein må hugse på at med auka krav til bygningskroppen sin kvalitet, vil nettobehovet bli redusert. Dermed er det ikkje sikkert at tapet knytt til semi-optimale løysingar treng å bli så stort.

Forenkla løysingar for betre oppfølging og drift

Med auka energi-optimalisering kjem som regel ein auka kompleksitet for varme- og kjølesystema. Dette medfører ein auka grad av automatisering, og ein må bruke meir tid og ressursar på innregulering og drift. Dette vil også auke krava til spesialkompetanse for driftspersonell, og risikoen for at ein ikkje oppdagar potensielle feil i systemet, aukar. I verste fall kan dette resultere i at systemet ikkje yter slik det var meint, og at eit vesentleg enklare anlegg kunne oppnådd tilnærma den same ytinga.

Auka optimalisering aukar også investeringskostnadene. Ein tilrår derfor å ta omsyn til både kostnader og driftstekniske eigenskapar ved design av varme- og kjølesystem. Ein bør søke etter enkle systemløysingar, der det er mogleg. Overkompliserte anlegg risikerer å bli dårlegare og dyrare enn forventa, og vil dermed øydeleggje tiltrua markedet har til slike system.

Gjer det rett "første gongen"

Vi har i denne rapporten sett døme på at relativt enkle feil har redusert energieffektiviteten til varme- og kjølesystemet. Samtidig har det vist det seg at ikkje alle feila er lønsame å rette opp, fordi potensialet for energisparing er for lite til å vege opp for meirkostnaden knytt til endringane.

Dette er likevel feil som ikkje nødvendigvis hadde gitt meirkostnader om dei hadde blitt retta på i planleggingsfasen. Det vil alltid vere mykje større kostander og konsekvensar knytt til ombyggingar av eit anlegg etter at det er sett i drift.

Det blir dermed generelt oppfordra til å prioritere meir ressursar i planleggingsfasen for å gjere det rett «første gongen».

19 Relevante erfaringar frå Miljøhuset GK for framtidige kontorbygg av passivhusstandard

Denne rapporten har hatt eit konkret fokus på Miljøhuset GK. Analysen har avdekkja både positive og negative sider av varme- og kjølesystemet. Fleire av desse erfaringane er knytt spesifikt til dette bygget. Likevel har dei ein viss overføringsverdi til seinare byggeprosjekt.

Her blir det gjort ei oppsummering av erfaringar som er relevante for framtidige kontorbygg av passivhusstandard. Desse er kategorisert under følgjande punkt:

- Varme og kjølebehovet – berekna og målte verdiar
- Distribusjonssystemet
- Termiske kjelder
- Energisentralen
- Måling og oppfølging

19.1 Varme- og kjølebehovet – berekna og målte verdiar

Til no er det relativt få kontorbygg av passivhusstandard som har blitt drifta lenge nok til at det reelle energiforbruket kan vurderast. For boligar har Klinski et al. (2012, s. 5) konkludert med at *"Norske og utenlandske studier viser at energibruk i mange lavenergi- og passivhus avviker i forhold til energiberegningar; noen er bedre og noen er verre enn forventet."*

Oppvarming og klimakjøling

Målingane ved Miljøhuset GK viste at det reelle varme- og kjølebehovet for klimatisering av bygget ikkje samsvarer med dei berekna verdiane. Til dømes har effektbehovet vore vesentleg lågare enn berekna, både for oppvarming og klimakjøling. Dette kan ha medført at varmpumpesystemet har blitt overdimensjonert, og ein har investert i fleire aggregat enn nødvendig.

Serversystemet med -kjøling

Straumforbruket knytt til serversystemet med -kjøling har utgjort vel 30% av det totale straumforbruket i Miljøhuset GK. Dette samsvarer med forventningane ein har hatt til passive yrkesbygg (Tabell 2-1). Vi såg og at Grini et al. (2009, s. 4) konkluderte med at *"Energibruk som går til teknisk utstyr overskrider standardisert verdi betydelig."*

Tilrådingar:

- Det er svært viktig å gjere detaljerte berekningar av det reelle varme- og kjølebehovet, for å designe og dimensjonere energisentralen på ein optimal og lønsam måte. Normerte berekningar er ikkje tilstrekkeleg, sidan dette ikkje inkluderer alle reelle behov.
- Serversystem krev ein vesentleg kjøleenergi, men ein moderat kjøleeffekt. Det må avklarast tidleg i planleggingsfasen om ein skal ha eige serversystem eller ikkje. Det er i tilfelle sterkt tilrådd å legge opp til gjenvinning av overskotsvarmen frå serverkjølinga.
- Sidan varmtvatn og serverkjøling er «konstante» termsike behov, er det naturleg at desse blir integrert for utnytting av overskotsvarmen. Dersom effektbehovet til varmtvatnet er klart lågare enn effektbehovet for serverkjøling, kan ein nytte ei standard varmpumpeløysing som forvarmar varmtvatnet. Om desse effektbehova derimot har tilnærma lik storleiksorden, kan ein vurdere ei varmpumpeløysing som dekkjer tilnærma heile effekt- og temperaturbehovet til tappevatnet med servervarmen som kjelde.
- Ved gjenbruk av servervarme må ein samtidig legge til rette for framtidig omstilling i energisentralen, dersom behovet for serverar fell bort. Det kan blant anna gjerast ved å sette av plass til eit ekstra varmpumpeaggregat.

19.2 Distribusjonssystemet

Ventilasjonsluft for varmedistribusjon

Samanlikna med tradisjonelle kontorbygg, har passive kontorbygg høgare krav til isolering og lågare U-verdi på vindauga, slik at transmisjonstap og kaldras blir sterkt redusert. Dette gir større fridom til plassering av varmeavgivarar (Stene 2014b). I tillegg vil effektbehovet til oppvarming vere langt mindre enn for tradisjonelle bygg, og kravet til overtemperatur og luftmengder i ventilasjonslufta vil derfor bli redusert dersom ein nyttar dette til distribuering. Dette har gjort det mogleg for Miljøhuset GK å nytte ventilasjonsluft til både oppvarming og kjøling. Foreløpige undersøkingar har vist at inneklimate er godt og brukarane er fornøgde (VVS-forum, 2014).

Samanlikna med eit radiatoranlegg, har det låge temperaturkravet til ventilasjonslufta ført til ein reduksjon i varmepumpene sitt straumforbruk på 1-2 kWh/(m²·år). I tillegg har kompressorslitasjen minka pga. eit lågare trykkforhold, og varmepumpene har fått ein høgare energidekningsgrad, fordi kravet til turtemperaturen ikkje har overstige det aggregata kan levere. Den største forskjellen har ein likevel sett i investeringskostnadene: GK har spart minimum 2 000 000 NOK på denne løysinga samanlikna med eit radiatoranlegg.

Ei eller fleire soner

Samtidig skal ein hugse på at dette er eit «ein-sone-bygg», som betyr at energisentralen til ei kvar tid leverer enten varme- eller kjøling til byggklimatiseringa. Enkelte bygg kan ha behov for både oppvarming og klimakjøling på same tid. Dersom slike bygg skal distribuere både oppvarming og klimakjøling via ventilasjonslufta, må det leggest til rette for sone-inndelte ventilasjonssystem. Energisentralen må då kunne levere både varme og kjøling, og kvart enkelt ventilasjonsaggregat må kunne velje kva det vil ta imot.

Tilrådingar:

- Basert på det ein veit om dagens inneklimate i Miljøhuset GK, blir det tilrådd å distribuere både oppvarming og kjøling via ventilasjonslufta. Dette vil redusere både straumforbruket og investeringskostnadene.
- Det blir samtidig tilrådd at ein ved behov legg til rette for eit sone-inndelt ventilasjonssystem, og ein energisentral som kan levere både varme og kjøling til ventilasjonsaggregata. Då vil bygget få ein mykje større fleksibilitet til å takle lokale variasjonar i det termiske behovet.
- Soner med vestvendte fasadar, store vindauge og store møterom, kan tidvis ha behov for kjøling sjølv om resten av bygget har eit oppvarmingsbehov.

19.3 Termiske kjelder

Luft/vatn-varmepumper blir vanlegvis nytta i boligar (Zijdemans, 2012), men i Miljøhuset GK har det blitt nytta fordi det var få andre tilgjengelege kjelder som ville blitt lønsame. Uteluft er ei termisk kjelde med store temperaturvariasjonar, samanlikna med t.d. sjøvatn og grunnvarme. Den gir varmepumpene det største temperaturløftet når effektbehovet til oppvarming er størst. Dette er ugunstig for energieffektiviteten til aggregatet.

Samtidig har det låge temperaturkravet til det ventilasjonsbaserte distribusjonssystemet redusert temperaturløftet, samanlikna med eit radiatorsystem. Dette har redusert konsekvensane av det ugunstige temperaturnivået som utelufta har gitt til varmepumpene.

Fordelen med å nytte uteluft som termisk kjelde er at investeringskostnadene er vesentleg lågare enn om ein t.d. nyttar grunnvarme eller sjø. Som påpeika vil det for framtidige bygg bli svært viktig å halde investeringskostnadene nede dersom forslaga til TEK15 blir vedtekne. Det er betre at ein

utbyggar vel eit uteluft-basert varmpumpesystem som fungerer «godt nok», enn at det blir installert direkte elektrisk oppvarming fordi det er billigare enn t.d. eit grunnvarmesystem.

Om nødvendig, er det også relativt enkelt å utvide aggregatkapasiteten når ein nyttar uteluft som termisk kjelde, fordi aggregata står utandørs, og ein slepp å ta hensyn til trange tekniske rom.

Tilrådingar:

- Dersom forslaga til dei nye energireglane i TEK15 blir vedtekne, bør ein vurdere å nytte uteluft-baserte varmpumper for varme- og kjøleproduksjon. Samanlikna med grunnvarme-baserte varmpumper, har dette mykje større sjanse til å konkurrere med direkteverkande elektrisk oppvarming, fordi investeringskostnadene er mykje lågare. Meirinvesteringane for eit brønnsystemet er fleire hundre tusen NOK for eit bygg på storleik med Miljøhuset GK.
- Ein tilrår samtidig at ein kombinerer uteluftbaserte varmpumper med ventilasjonsbasert varme- og kjøledistribusjon. Dette vil til ein viss grad kompensere for det ugunstige temperaturnivået som utelufta gir.
- Eit anna tiltak som kan redusere ulempene til uteluft som termisk kjelde, er å nytte eit aggregat som har:
 - Store varmevekslarflater, for å redusere temperaturløftet.
 - Effektive system for detektering av frost og avriming. Påfrysing på fordamparen kan bli ei vesentleg utfordring i kalde, fuktige kystklima (Stene, 1997a)
 - Turtalsregulerte kompressorar for effektiv dellastregulering.
 - Ein kompressortype med relativt god isentropisk verknadsgrad ved store temperaturløft, som t.d. stempelkompressorar (Stene, 1997a).
- Vi har sett at effektbehovet kan bli lågare enn det berekningane skulle tilseie. Vel heller eit aggregat som er for lite enn for stort, men legg til rette for utviding om nødvendig. For uteluftbaserte aggregat er det plassmessig relativt enkelt å utvide kapasiteten, fordi ein slepp å ta omsyn til trange tekniske rom.

19.4 Oppbygging av energisentralen

Som tidlegare omtala, har distribusjonssystemet i nye kontorbygg fått eit betydeleg lågare temperaturkrav enn tradisjonelle bygg (Kap 12.1.3). Dette gir gunstige rammevilkår for varmpumpesystema, og legg til rette for ein relativt høg energifaktor. Samtidig vil også oppvarmingsbehovet minke for passive kontorbygg. Dette fører til at konsekvensen av at energisentralen ikkje er optimalisert for mest mogleg energieffektiv varmpumpedrift, blir mindre samanlikna med eldre kontorbygg.

Det har og blitt påpeika at ein auka systemkompleksitet vil auke både investeringskostnadene og risikoen for at systema ikkje yter slik dei skal på grunn av driftsfeil. I tillegg har det blitt dokumentert at straumforbruket til pumpene i nyare kontorbygg kan ha same storleiksorden som straumforbruket til varmpumpene. (jf. Kap 2.6 og Figur 5-3).

På bakgrunn av desse faktorane, kan det samla sett tenkast at ei forenkla systemløyning, som reduserer pumpearbeidet og drifts-kompleksiteten, kan bli tilnærma like energieffektiv som eit system som er optimalisert for ei mest mogleg energieffektiv varmpumpedrift. Dette vil og kunne redusere investeringskostnadene, og gjere systema meir konkurransedyktige dersom dei nye forslaga til TEK15 blir vedtekne.

Tilrådingar:

- Ein bør fokusere på kostandseffektive og driftssikre system som kan yte slik som dei er meint, i staden for å velge overkompliserte løysingar som aukar risikoen for driftsfeil.
- Fokuset bør vere på det totale straumforbruket. Pumpearbeidet i passive kontorbygg kan vere like stort som straumforbruket til varmepumpene. "Forenkla systemdesign" som fører til eit lågare pumpearbeid, vil truleg gi like god straumsparing som "kompliserte system" som fokuserer på optimal varmepumpedrift.
- Konkrete råd for å oppnå eit slikt «forenkla systemdesign» er:
 - Nytt enklast mogleg røyrsystem: korte strekk, få greiner, få pumper, få vinklar og få komponentar. Dette vil redusere trykktapet, pumpearbeidet og investeringskostnadane.
 - Nytt energieffektive pumper. Dagens pumper i Miljøhuset GK har IE2-standard. Ved å lage enklare systemløyningar, som reduserer talet på pumper, kan ein investere meir i kvar enkelt pumpe, for å oppnå IE3-standard.

19.5 Måling og energioppfølging

Ein føresetnad for å optimalisere drifta av eit varme- og kjølesystem, er at måleopplegget er tilstrekkeleg og gir pålitelege data. Som nemnt innleiingsvis, har Grini et al. (2009, s.4) tidlegare etterlyst eit betre måleopplegg i kontorbygg som inkluderer dei største energipostane og gir "*...riktig tilbakemelding på avvik eller svikt i de tekniske installasjoner*". Dette vart rapportert i 2009, og ein skulle tru at det aukande fokuset på energieffektive bygningar, og innføring av passivhusstandarden, også har medført eit auka fokus på måleopplegget dei siste åra.

Miljøhuset GK har eit omfattande måleopplegg, og det blir jamnleg gjort forbetringar i energioppfølgingssystemet. Likevel har det kome fram fleire vesentlege manglar. Mellom anna såg vi at det ikkje blir gjort egne målingar av verken straumforbruk eller termisk produksjon for prosesskjølemaskin IK42, sjølv om den står for den største varme- og kjøleproduksjonen i heile bygget. Det er og ønskeleg med fleire målarar og meir frekvent loggføring for varmepumpene IK40/41. I tillegg har manglande måling og enkle rapporteringsfeil ført til store varme-tap frå varmtvasssystemet.

Miljøhuset GK har hatt som mål å vere eit føregangs-bygg for energieffektive kontorbygg. Når eit slikt bygg har hatt slike manglar, er det ikkje utenkeleg at ein vil finne liknande manglar i andre kontorbygg. Det er derfor viktig å fremme fokuset på måleopplegget.

Tilrådingar:

- Alle varme-/kjøleaggregat bør ha egne målarar for både temperatur, straumforbruk og termiske effektar, for å analysere ytingane og følge opp eventuelle avvik frå normal drift.
- Dersom eit bygg har ei dedikert prosesskjølemaskin, kan denne stå for ein vesentleg del av den termiske produksjonen, og bør derfor ha minst like omfattande måleopplegg som andre varme- og kjøleproduserande komponentar.
- Varme- og kjøleaggregat er dynamiske maskiner som responderer på endringar i omgivelsane. Måledataa for desse aggregata bør loggførast med relativt korte intervall, maksimalt kvart 5. minutt, for å kunne analysere driftstekniske eigenskapar. Dette gjeld både straumforbruk, termisk produksjon, temperaturar og kompressordrifta.
- Oppløysinga til temperatur- og energimålarar bør vere maksimalt 0,1 K, fordi trenden går mot mindre temperaturdifferansar i hovudkretsen. Grovare oppløysing vil føre til ein stor relativ måleusikkerheit.
- Det bør vere eit auka fokus på rutinar for kvalitetssikring av måleopplegget.
- Ein bør ha fokus på opplæring, oppfølging og dialog med driftspersonell for å sikre korrekt drift.

20 Konklusjon

Denne oppgåva har hatt som mål å auke kunnskapen om energieffektiviteten til varme- og kjølesystem i kontorbygg med passivhusstandard. Dette har blitt gjort gjennom ein analyse av varme- og kjølesystemet ved Miljøhuset GK. Innleiingsvis vart det formulert fire problemstillingar som skulle besvarast. Det kan konkluderast med følgjande:

A. Samsvarer behovet for varme- og kjøling i Miljøhuset GK med prosjekterte verdiar?

Energimålingar for både 2013 og 2014 viste fleire store avvik mellom det reelle og berekna termiske behovet. Mellom anna har oppvarmingsbehovet ($17,6 \text{ kWh}/(\text{m}^2 \cdot \text{år})$) vore 4 gongar større, og fyringssesongen (5800 timar) vore dobbelt så lang som berekna. Samtidig har effektbehovet for både oppvarming og klimakjøling vore minst 36% lågare enn berekna. Dette kan skuldast at bygget sitt varmetapstal og interne energitilskot har vore lågare enn forventa.

Serversystemet har krevd eit vesentleg kjølebehov på $16 \text{ kWh}/(\text{m}^2 \cdot \text{år})$. Dette utgjorde heile 70% av bygget sitt kjøleenergibehov, men berre 10% av bygget sitt maksimale kjøleeffektbehov. Dette samsvarer både med forventningane til passive yrkesbygg (Tabell 2-1), og erfaringar frå andre kontorbygg med lågt totalt energibehov (Kap 2,6).

B. Korleis kan dagens varme- og kjølesystem ved miljøhuset GK optimaliserast for å gjere det meir energieffektivt og økonomisk lønsamt?

Bygget sitt totale straumforbruk har vore $1,1 \text{ GWh}/\text{år}$, eller $78 \text{ kWh}/(\text{m}^2 \cdot \text{år})$. 25% av dette har gått til energisentralen. Av denne andelen har 24% gått til teknisk utstyr som pumper og tørrkjølar, og 20% har gått til el-kolben i varmtvasssystemet. Energisentralen har hatt ein samla årleg energifaktor på 2,3. Dette inkluderer pumpe- og tørrkjølararbeid. Til samanlikning har varmpumpe-aggregata hatt ein varme- og kjølefaktor på høvesvis 2,2 og 3,3. Desse uteluft/væske-aggregata har ytt vesentleg dårlegare i varmemodus, fordi temperaturløftet i snitt har vore 25 K høgare enn i kjølemodus.

Fleire forbetringstiltak har blitt vurdert. Ein reguleringsfeil har ført til eit vesentleg varmetap frå varmtvasstankane. Det er tilrådd å gjere ei enkel ombygging, som vil redusere straumforbruket i el-kolben med $2,1 \text{ kWh}/(\text{m}^2 \cdot \text{år})$. Dette er ei halvering, og vil føre til ein reduksjon på 3% av bygget sitt totale straumforbruk.

Prosesskjølemaskina manglar målarar for både termisk produksjon og straumforbruk, sjølv om feltmålingar viste at den har ein større termisk produksjon enn begge varmpumpene til saman. Det manglar også individuelle termiske målarar for dei to varmpumpeaggregata. Det tilråddast å ettermontere dei nemnde målarane. I tillegg tilråddast det at måledata for temperatur, termisk produksjon og straumforbruk til alle aggregata blir loggført med eit kortare intervall enn det blir for varmpumpene i dag (1 time): maksimalt kvart 5. minutt, for ikkje å miste verdifull informasjon om aggregata sine driftstekniske eigenskapar.

Det har og blitt avdekt fleire ugunstige systemløysingar som aukar varmpumpene sitt temperaturløft, men det er ikkje tilråda å bygge om desse. Det er fordi tiltak som senkar turtemperaturen i fyringssesongen vil gi ei straumsparing på vel $2 \text{ MWh}/\text{år}$ per K. Dette er for små innsparingar til at ei ombygging kan bli lønsam.

C. Kunne Miljøhuset GK med fordel nytta andre systemløysingar frå starten av?

Det blei gjort eit eksempel-studium av alternative løysingar for varme- og kjøledistribusjon, termiske kjelder og serversystemet med –kjøling.

GK har spart $1-2 \text{ kWh}/(\text{m}^2 \cdot \text{år})$ på å distribuere oppvarming og klimakjøling via ventilasjonslufta i staden for radiatorar. Det er fordi turtemperaturkravet har blitt senka. Den største forskjellen har ein

likevel sett i investeringskostnadane: GK har spart minimum 2 000 000 NOK på denne løysinga samanlikna med eit radiatoranlegg. Frå eit energi- og kostnadsperspektiv har denne løysinga vore ein suksess. Samtidig må det påpeikast at dette er ei «ein-sone-løysing» som inneber at heile bygget berre får levert enten varme eller kjøling, avhengig av det dominerande behovet, men foreløpige undersøkingar viser at innklimaet er godt og brukarane er fornøgde.

Gjenbruk av overskotsvarmen frå serverkjølinga har dekt 40% av bygget sitt varmebehov, og gitt ei straumsparing på 1,3 kWh/(m²·år). Samtidig kunne ein spart heile 19 kWh/(m²·år) dersom serversystemet hadde blitt outsourca, fordi servereffekten utgjer 20% av bygget sitt totale straumforbruk. Det er uvisst om dette er lønsamt, fordi det ikkje har lukkast å skaffe prisar på såkalla «sky-tenester». Det er heller ikkje gitt at ei outsourcing gir straumsparing frå eit samfunnsperspektiv. Dette krev at leverandøren kan drive meir energieffektivt enn eit lokalt serversystem.

Målingane har vist at varmpumpene er overdimensjonerte. Eitt aggregat kunne dekt den reelle varme- og kjøleproduksjonen som har blitt målt for IK40/41 i perioden 2013-14. Berre eitt aggregat burde blitt installert, med avsatt plass til utviding om nødvendig. Overdimensjoneringa kan skuldast at det reelle effektbehovet har vore mykje lågare enn det som var berekna.

D. Kva kan vi lære frå Miljøhuset GK til komande kontorbygg med passivhusstandard?

Basert på arbeidet med Miljøhuset GK, har det blant anna blitt gitt følgjande tilrådingar:

Kostnader: Dersom forslaget til nye TEK15 blir vedteke, vil reguleringa av direkteverkande elektrisitet bli avvikla. Då må ein fokusere på låge investeringskostnader for energieffektive systemløysingar, for å kunne konkurrere mot direkte elektrisk oppvarming.

Enkle systemløysingar: Kompliserte anlegg aukar risikoen for driftsfeil. I tillegg har vi sett at straumforbruket i pumper kan bli vesentleg. «Forenkla systemdesign» som fører til færre pumper, mindre trykktap og eit lågare pumpearbeid, kan tenkast å gi like god straumsparing som eit «komplisert system» med fokus på optimal varmpumpedrift.

Termiske kjelder: Dersom forslaga til TEK15 blir vedteke, blir det tilrådd å nytte uteluft som termisk kjelde for å halde investeringskostnadene nede, sjølv om dette gir ugunstige temperaturløft for varmpumpene. Denne ulempa kan ein delvis kompensere for ved å nytte ventilasjonsbasert varmedistribusjon med låge turtemperaturar, og varmpumper som har store varmevekslarflater, effektive avrimingssystem, og kompressorar med god verknadsgrad ved store temperaturløft.

Distribusjonssystemet: Det vert tilrådd å distribuere oppvarming og klimakjøling via ventilasjonslufta, fordi dette reduserer både straumforbruket og investeringskostnadene. Det relativt låge turtemperaturkravet aukar både effekt faktoren, effektdekninga og levetida til varmpumpene. Ved behov bør det samtidig leggjast til rette for eit soneinndelt ventilasjonssystem, og ein energisentral som kan levere både varme og kjøling til ventilasjonsaggregata. Dette gir bygget ein større fleksibilitet til å takle lokale variasjonar i det termiske behovet.

Serversystem: Det er svært viktig å avklare tidleg i planleggingsfasen om bygget skal ha eit eige serversystem. I så fall bør ein legge opp til gjenvinning av servervarmen. Serverkjøling og varmtvatn er «konstante» behov som med fordel kan utfylle kvarandre

Måleopplegg: Alle aggregat bør ha eit måleopplegg for både temperaturar, termisk produksjon, straumforbruk og kompressordrift. Dette bør loggførast med eit maksimalt intervall på 5 minutt. Temperatursensorar bør i tillegg ha ei maksimal oppløysing på 0,1 K, fordi trenden går mot lågare temperaturredifferansar i varme- og kjølesystemet. Grovare oppløysing vil gi svært stor usikkerheit i målingane.

21 Forslag til vidare arbeid

På grunn av nødvendige avgrensingar, var det enkelte analysar som ikkje kunne prioriterast. Følgjande konkrete punkt er foreslått å jobbe vidare med:

Snøsmelteanlegget sin innverknad på temperaturkravet

Turtemperaturen i hovudkretsen har vore om lag 30-40°C gjennom fyringssesongen. Ein del av varmen blir levert til snøsmelteanlegget ved behov. GK ønsker å senke den gjennomsnittlege turtemperaturen ytterlegare, men meiner at dette blir hindra av temperaturkravet til snøsmelteanlegget.

Det bør gjerast ein analyse av snøsmelteanlegget sitt temperaturkrav, og sjå om det finst alternative systemløyisingar som kan tillate ein lågare turetemperatur i hovudkretsen.

Luft/væske-aggregat med stempel eller skruekompressor

Ei varmpumpe som nyttar uteluft som termisk kjelde vil få store variasjonar i temperaturløftet gjennom sesongen. Dagens luft/væske-varmepumper ved Miljøhuset GK har scroll-kompressorar. Slike kompressorar har eit fast volum-forhold, og dermed eit fast trykkforhold, mellom inn- og utløp. Dermed vil ein få over- eller underkompresjon når temperaturløftet gir eit lågare eller høgare trykkforhold enn designpunktet til kompressoren. Dette vil gi ein dårleg isentropisk verknadsgrad, og ein påfølgjande dårleg effektfaktor.

Det bør gjerast ein analyse av energisparingspotensialet knytt til å nytte eit luft/-væskeaggregat med ein annan kompressortype som til dømes stempel-kompressor. Denne tilpassar kompresjonen til det faktiske trykkforholdet, og vil dermed gi ein betre effektfaktor.

Grunnvarme som termisk kjelde, kombinert med varmedistribusjon via ventilasjonsanlegget

Det har i denne rapporten blitt foreslått ei systemløyising for Miljøhuset GK som nyttar grunnvarme som termisk kjelde, i staden for uteluft. Av ulike grunnar vart det ikkje gjort berekningar av verken energisparingspotensialet eller dei totale meirinvesteringane ei slik løyising kan gi. Det er av interesse for bransjen å gjere realistiske berekningar for ei slik løyising.

Sjø som termisk kjelde, kombinert med varmedistribusjon via ventilasjonsanlegget

Miljøhuset GK hadde ikkje tilgang på sjø eller ferskvatn som termisk kjelde, så dette blei aldri vurdert i planleggingsfasen. Likevel hadde det vore interessant for bransjen, og framtidige kontorbygg med sjøtilgang, å gjere berekningar av energisparingspotensialet ein kunne hatt dersom ein hadde kombinert sjø som termisk kjelde og ventilasjonsluft som varme- og kjøledistributør. Kombinasjonen av gunstige temperaturar i sjøen og lågt temperaturkrav til ventilasjonsaggregatet er venta å gi ein svært god energifaktor for eit varmpumpesystem.

Ventilasjon som distributør av oppvarming til eit fleirsonebygg

Miljøhuset GK er eit «einsone»-bygg i den forstand at energisentralen leverer kunn varme eller kjøling til heile bygget, avhengig av det dominerande behovet. Samtidig er det ikkje uvanleg at slike bygg kan ha behov for både oppvarming og klimakjøling på same tid i ulike soner. Dette kan skuldast at ulike delar av bygget får ulike sol-tilskot eller har ulike indre energitilskot. For at eit slikt bygg skal kunne nytte ventilasjonsluft som varme- og kjøledistributør, må det leggest til rette for soneinndelt ventilering, og ein energisentral som kan levere både varme og kjøling på same tid til ventilasjonsaggregata.

Det bør gjerast ein moglegeheitsanalyse av å nytte ventilasjonsluft som varme- og kjøledistributør i eit slikt fleirsone-bygg.

22 Referanseliste

- Direktoratet for byggkvalitet (2015) *Høringsnotat. Nye energikrav til bygg*. Tilgjengeleg frå: http://dibk.no/globalassets/aktuelle-horinger/160215_nye-energikrav-til-bygg/horingsnotat_160215.pdf (Henta 19. mai 2015).
- Enova SF (2014) *Resultat- og aktivitetsrapport 2013*. Trondheim: Enova (Enovarapport 2014:1)
- Enova SF (2012) *Potensial- og barrierestudien: Energieffektivisering i norske bygg*. Trondheim: Enova (Enovarapport 2012:1)
- GK Norge AS (2013) *Fra C til A+ og lønnsomhet*. Tilgjengeleg frå: <http://miljohuset-gk.no/miljohuset-gk/hvorfor-miljohuset/> (Henta 05. juni 2015).
- Grini et al. (2009) *LECO – Energibruk i fem kontorbygg i Norge. Befaring og rapportering*. Oslo: SINTEF. (Prosjektrapport 2009:48)
- Hva er BREEAM?* (2014) Tilgjengelig frå <http://www.breeam-nor.no/hva-er-breeam/> (Henta 22. September 2014)
- Høsegg R.Z. (2014) *Legislation and standards – official requirements for energy performance*. Norges teknisk-naturvitenskapelige universitet. Presentasjon: TEP4245 Klimateknikk.
- Incropera, Frank P. et. al. (2013) *Principles of heat and mass transfer*. 7. Utg. Singapore: Wiley
- Klinski et al. (2012) *Systematisering av erfaringer med passivhus*. Trondheim: SINTEF akademisk forlag 2012 . (Prosjektrapport 2012:90)
- Nilsson P.E. (2003) *Achieving the desired indoor climate*. Lund: Studentlitteratur.
- Nylund H. K. (2015) *Fem utfordringer for enkle, driftssikre varmeanlegg*. Tilgjengeleg frå <http://www.vvsforum.no/artikkel/9902/fem-utfordringer-for-enkle-driftssikre-varmeanlegg.html#.VU3qofntmkp> (Henta 08. mai 2015)
- Rommetveit A. (2014) *En slik sommer har ingen opplevd før*. Tilgjengeleg frå: <http://www.yr.no/artikkel/varmeste-juli-pa-over-100-ar-1.11862568> (Henta 18. mai 2015).
- Smedegård, O. (2012) *Analyse av forenkla vassborne varmedistribusjonssystem for større bygninger*. Trondheim: NTNU, EPT
- SSB (2015) *Elektrisitetspriser, 1. kvartal 2015*. Tilgjengeleg frå: <https://www.ssb.no/elkraftpris/> (Henta 03. juni 2015).
- Standard Norge (2014) *Informasjon om NS-3701*. Tilgjengelig frå: http://www.standard.no/no/nyheter/nyhetsarkiv/bygg-anlegg-og-eiendom/2013/norsk-passivhusstandard-for-yrkesbygninger/?gclid=CPL02Znh0cACFaHhcgod_XIAFw (Henta: 08. september 2014)

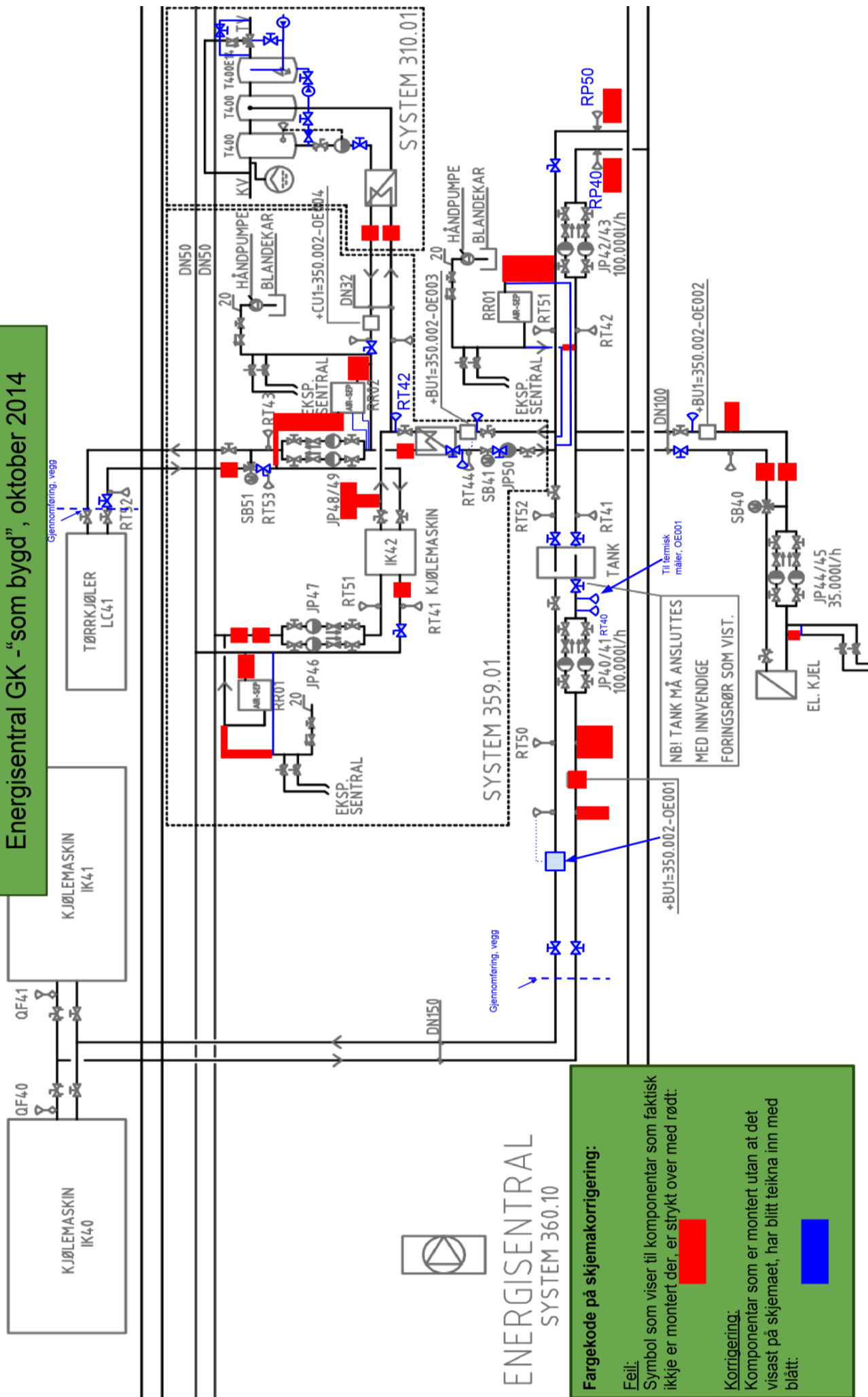
- Stene J. (2014a) *Arbeidsmedier (kuldemedier) for varmpumpeprosessen*. Norges teknisk-naturvitenskapelige universitet. Presentasjon: TEP4260 Varmepumper for bygningsklimatisering.
- Stene J. (2014b) *Varmepumper i passivhus – YRKESBYGG*. Norges teknisk-naturvitenskapelige universitet. Presentasjon: TEP4535-TEP16 Heat pump technology.
- Stene J. (1997a) *Varmepumper. Grunnleggende varmpumpeteknikk*. Trondheim: SINTEF Energiforskning AS (Rapport STF84 A97302)
- Stene J. (1997b) *Varmepumper. Bygningsoppvarming*. Trondheim: SINTEF Energiforskning AS (Rapport STF84 A97303)
- THEMA Consulting Group (2013) *Energibruk i kontorbygg. Trender og drivere*. Oslo: NVE (Prosjektrapport 2013:9)
- VVS-foreningen (2015) *Se medlemmenes TEK-innspill til DiBK*. Tilgjengeleg frå: <http://www.vvs-foreningen.no/se-medlemmenes-tek-innspill-til-dibk/> (Henta 10. mai 2015).
- VVS-forum (2014) *Lovende testresultater fra Miljøhuset GK*. Tilgjengelig frå: <http://www.vvsforum.no/artikkel/8724/lovende-testresultater-fra-miljoehuset-gk.html> (Henta 16. desember 1014)
- What is BREEAM?* (2014) Tilgjengleg frå: <http://www.breeam.org/about.jsp?id=66> (Henta 22. September 2014)
- Wolleng, T. (1979) *Byggforskningens håndbok. VVS-tekniske Klimadata for Norge*. Norges Byggforskning sinstitutt
- Zijdemans D. (2014) *Varmepumpevettreglene*. Presentasjon: Skarland Press
- Zijdemans D. (2012) *Vannbaserte oppvarmings- og kjølesystemer*. 1. Utg. Oslo: Skarland Press AS.

Vedlegg

Vedlegg 1	Energisentralen «som bygd» i Miljøhuset GK.....	103
Vedlegg 2	Om målearbeidet.....	104
V2.1	Måleomfang.....	104
V2.2	Målemetode	104
V2.3	Måleperiode	105
V2.4	Måleresultat	105
Vedlegg 3	Tilgjengelege måledata i SD-anlegget/EOS.....	106
Vedlegg 4	Berekne prosesskjølebehovet og levert energi til IK42	107
V4.1	Volumstram: Isvasskrets.....	107
V4.2	Årleg prosesskjøleproduksjon.....	107
V4.2.1	<i>Akkumulert prosesskjøling</i>	<i>107</i>
V4.2.2	<i>Effektvarigheit.....</i>	<i>108</i>
V4.3	Levert effekt og carnotverknadsgrad	109
V4.3.1	<i>Feltmålingar</i>	<i>109</i>
V4.3.2	<i>Produsenten si testkøyring</i>	<i>110</i>
V4.4	Berekning av årleg levert energi til IK42.....	110
Vedlegg 5	Energirekneskap for Miljøhuset GK, 2013-14	112
Vedlegg 6	Plotting av effektvarigheitskurver	114
Vedlegg 7	Behandle målefeil i SD-anlegget	115
Vedlegg 8	Optimale greinstramar til parallellkoplte varmpumper.....	118
V8.1	Teoretisk analyse	118
V8.2	Case: Optimal greinstramfordeling til varmpumpene i Miljøhuset GK	121
V8.3	Sensitivitetsanalyse for stramtapet til varmpumpene i Miljøhuset GK.....	123
V8.4	Konklusjon og vidare bruk av resultatata	123
Vedlegg 9	Estimere energisparing ved alternative systemløyningar	124
V9.1	Overordna tilnærming	124
V9.2	Berekningsverktøy	124
V9.3	Modell for varmpumper	124
V9.4	Modell for tørrkjølar	126
V9.5	Modell for pumppearbeid	126
V9.6	Modell for radiatoranlegg.....	126
Vedlegg 10	Teoretiske verktøy for berekning av varmpumper sin energieffektivitet.	127
V10.1	Viktige vilkår for energieffektive varmpumper	127

V10.1.1	Varmepumpa sitt grunnleggjande prinsipp.....	127
V10.1.2	Varmepumpas effektfaktor	127
V10.1.3	Temperaturløftet sin innverknad på effektfaktoren.....	128
V10.1.4	Varmefaktor og energifaktor	129
V10.2	Energifaktor og energisparing	133
V10.3	Dellastreguleringa sin innverknad på effektfaktoren.....	134
V10.4	Systemgrenser og effektfaktoren.....	135
Vedlegg 11	Risikovurdering knytt til gjennomføring av oppgåva	136

Energisentral GK - "som bygg", oktober 2014



Vedlegg 2 Om målearbeidet

Målingane blei gjort for å dokumentere reelt energiforbruk og systemytingar.

V2.1 Måleomfang

Det var planlagt å måle følgjande (jf. Figur 3-2 og Vedlegg 1):

Produsert varme og kjøling til hovudpostane

- Total oppvarming (350.01 til HK.)
- Total klimakjøling (350.01 til HK.)
- Prosesskjøling (-IK42 frå server)
- Varmtvatn (310.01 til TV)
- Snøsmelting (til 735.01)

Produsert varme og kjøling av enkeltkomponentar

- Varmepumper (-IK40,-IK41)
- Kjølemaskin (-IK42)
- Spisslastkjele (-IE01)
- Tørrkjøler (-LC41)

Varmeveksling mellom integrerte delsystem

- Kjølekrets-varmtvatn (359.01 – 310.01)
- Kjølekrets-hovedkrets (359.01 – 350.01)

Levert energi (elektrisitet) til varme- og kjølesystemet

- Varmepumper (-IK40, -IK41)
- Kjølemaskin (-IK42)
- Spisslastkjele (-IE01)
- El-kolbe (VV)
- Pumper (350.01 og 359.01)
- Tørrkjølar (-LC41)
- Øvrig teknisk utstyr i energisentralen

Temperatur, historiske data

- Utetemp målt lokalt
- Tur/retur hovedkrets
- Tur/retur akkumuleringstank
- Tur/retur isvasskrets
- Tur/retur varmpumper
- Tur/retur vassside, kondensator prosesskjøling
- Tur/retur tørrkjølar

V2.2 Målemetode

Måledata frå SD-anlegget

Systemet er utstyrt med ei rekkje målarar for blant anna termisk energi, elektrisk energi, trykk og temperatur. Desse målarane sender data til SD-anlegget for logging og overvaking. Aktuelle måledata vart henta ut for vidare behandling.

For enkelte av dei planlagte målingane, mangla det måledata i SD-anlegget. Dette skuldast enten manglande måleutstyr, manglande lagring av måledataa, eller feil ved lagringa. Ein tabell over tilgjengelege måledata i SD-anlegget ligg i Vedlegg 3.

Feltmåling

Essensielle måledata, som mangla i SD-anlegget, måtte skaffast ved hjelp av manuelle målingar i felt. Dette gjaldt særleg målingar av produsert prosesskjøling og levert elektrisitet til prosesskjølemaskina IK42. Feltmålingane blei gjort hausten 2014, som ein del av forprosjektet som vart omtala innleiingsvis. Nærmare dokumentasjon av prosessen med feltmålingane ligg i Vedlegg 4.

Behandling av måledatafeil

Det vart oppdaga loggføringsfeil for fleire av temperaturmålingane, som gjorde at dataa ikkje kunne brukast som dei var. Desse måtte behandlast i samsvar med Vedlegg 7.

V2.3 Måleperiode

Den første tida etter innflytting er vanlegvis prega av innregulering og etterjustering. Dette kan pågå i fleire månader. Måledata frå ein slik innreguleringsperiode kan vere lite representativ for normal drift. Derfor har målingar frå 2012 ikkje blitt vurdert. Det har i staden blitt fokusert på måledata for 2013 og 2014, for å få energibruken for 2 heile kalenderår.

V2.4 Måleresultat

Ein oversikt over alle energimål, og nøkkeltal for ytingar, for perioden 2013-14, kan finnast i Vedlegg 5.

Vedlegg 3 Tilgjengelege måledata i SD-anlegget/EOS

Planlagte målingar:	Effekt	Loggført/estimerast f.o.m	Mulig å est.? est.?	Timesnitt (kWh)	Loggført/estimerast f.o.m	Mulig å est.? est.?	Akk. Energi (kWh)	Loggført/estimerast f.o.m	Mulig å est.? est.?	Måler(skjemaref.)/kommentar
Prod. V/K til hovudpostar:										
Oppvarming (350.01 til dist.)					2012->			2012->		= PKtoHK+VP+EK
Klimakjøling (350.01 til dist.)					2012->			2012->		= Produsert kjøling VP
Prosesskjøling (-IK42 til serv.)					2012->			2012->		Est: vassmengde, temp
Varmvatn (310.01 til TV)					2012->			2012->		= El.kolb+net PKtoVV
Snøsmelt (350.01 til 735.01)					<-2012			<-2012		TM: 350-OE06
Prod. V/K av enkeltmod.:										
Varmepumper (-IK40,-IK41)		21.jan-14			<-2012			<-2012		TM: 350-OE001
Spisslastkjele (-IE01)					<-2012			<-2012		TM: 350-OE002
Tørrkjøler (-LC41)										
Intern varmeveksling:										
PK - VV (359.01-310.01)					<-2012			<-2012		TM: 350-OE014
PK - DIS (350.01-350.01)					<-2012			<-2012		TM: 350-OE003
Levert energi:										
Varmepump. (-IK40, -IK41)					<-2012			<-2012		(-XQ216, -XQ217)
Kjølemaskin (-IK42)					2012->			2012->		Berekne frå man. mål.
Spisslastkjele (-IE01)					<-2012			<-2012		(-XQ218)
El-kolbe (VV)					<-2012			<-2012		(-XQ219)
Tekn. Sentral (+CU1=434.04)					<-2012			<-2012		(-XQ211)
-->Pumper (359.01)					<-2012			<-2012		(-XQ201) inkl i tek.sentr
-->Tørrkjølar (-LC41)					<-2012			<-2012		Inkl. i Tekn. Sentr
Temperaturmål	Målingar loggført?	Loggført f.o.m	Frekv. [# / h]	Skjema-referanse						
Uttemp		07.mai-12	1	(-RT90,350)						
Distribusjon, tur		08.jun-12	6	(-RT42,350)						
Distribusjon, retur		08.jun-12	6	(-RT51,350)						
Akk.tank,tur (frå dist.)		08.jun-12	6	(-RT52,350)						
Akk.tank,retur (til dist.)		08.jun-12	6	(-RT41,350)						
VP, kond, tur		08.jun-12	6	(-RT50,350)						
VP, kond, retur		08.jun-12	6	(-RT40,350)						
Isvann, tur		08.jun-12	6	(-RT41,359)						
Isvann, retur		08.jun-12	6	(-RT51,359)						
Kjølevatn kond, tur		08.jun-12	6	(-RT53,359)						
Kjølevatn kond, retur		08.jun-12	6	(-RT42,359)						
Tørrkjøl, tur		08.jun-12	6	(-RT43,359)						

Tilgjengelege måledata i SD-anlegget, Miljøhuset GK.

Fargekoding blir nytta for å dokumentere om det er tilgjengeleg måledata for effekt, temperatur, energi eller timessnitt for planlagte målingar, og for kva tidsperiode det er loggført. Det er også gjort ei vurdering på om manglande måledata kan estimerast på bakgrunn av andre måledata.

Fargekoding:
■ (=JA)
■ (=NEI)
■ (=UKLART)
■ (=URELEV.)

Kontrollert: 8. okt 2014
 Oppdat.: 11.okt -14
 Oppdat.: 31.okt -14
 Oppdat.: 7.des -14

Tabell V3-1 Tilgjengelege relevante måledata i SD-anlegget/EOS i Miljøhuset GK.

Vedlegg 4 Berekne prosesskjølebehovet og levert energi til IK42

Det er ikkje montert verken energimålar i isvasskretsen eller straummålar til kjølemaskin IK42 (jf. Figur 3-2), men vasskretsane på kald- og varmsida har temperaturmålalarar som blir loggført. For å estimere årleg behov for prosesskjøling og levert energi til kjølemaskin IK42, var det nødvendig å gjere egne feltmålingar av volumstraumen i isvasskretsen og tilført elektrisk effekt.

V4.1 Volumstrøm: Isvasskrets

Isvasspumpene JP46/47 er ikkje frekvensstyrte, og det er ingen ventilar i isvasskretsen som blir endra under drift. Dette betyr at pumpe- og systemkarakteristikken er uendra. Dermed er det antekje at volumstraumen er tilnærma konstant så lenge ei av pumpene går, og at denne kan bereknast vha ei stikkprøve.

Vassmengda blei berekna på grunnlag av trykkfallmålingar over innreguleringsventilen og produsentens oppgitte ventilkapasitet for den gitte forinnstillinga (Tabell V4-1):

Parameter	Verdi	Eining/tilleggsinformasjon
Måleinstrument	Ballorex BC2	
Måletidspunkt	Kl 12.40-13.10	15. oktober 2014
Ventilprodusent	COMAP	
Serie	751B-DN80	
Fluid	Vatn	
Forinnstilling	4.0	
k_v (prod-data)	19,2	[m ³ /(h*bar ^{0.5})]
Avlest temperatur	9,4	°C
Målt Δp	0,1765	bar
Berekna volumstrøm	8,07	m³/h

Tabell V4-1 Berekning av volumstrøm i isvasskrets.

V4.2 Årleg prosesskjøleproduksjon

V4.2.1 Akkumulert prosesskjøling

På bakgrunn av berekna volumstraumberekninga og temperaturloggen i SD-anlegget, blei kjøleeffekten til IK42 berekna på følgende måte:

$$\dot{Q} = \dot{V} \cdot \rho \cdot c_p \cdot \Delta T \quad (V4-1)$$

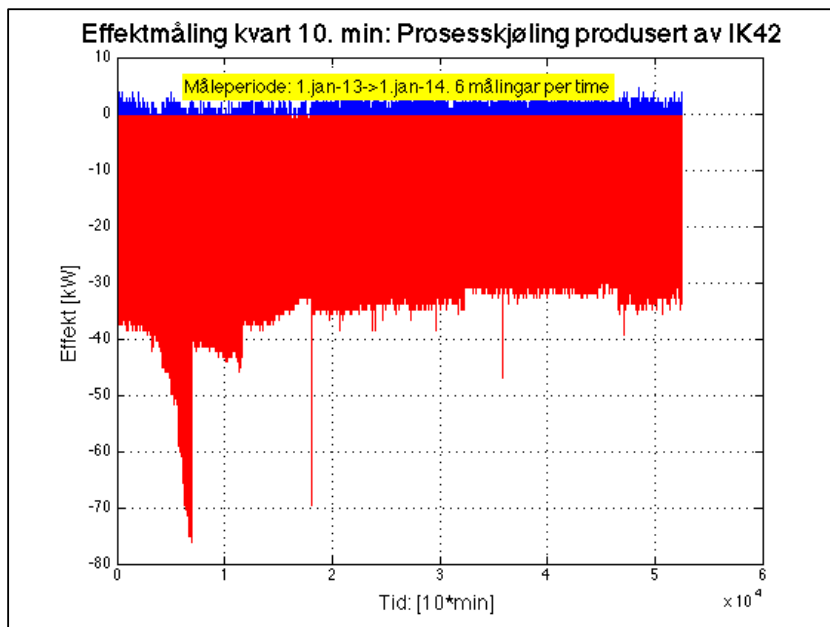
Eit excel-ark vart nytta til å berekne gjennomsnittleg kjøleeffekt per 10. min, som var tidsintervallet mellom kvar temperaturmåling. Den årlege gjennomsnittseffekten blei multiplisert med antal driftstimar for pumpene for å estimere den årlege produksjonen av prosesskjøling. Det er antekje at pumpe JP46/47 går konstant heile året (alternierende drift), altså 8760 t/år. Figur V4-1 viser eksempel på utrekning og resultat for 2013. Dette vart gjort for både 2013 og 2014, og resultatata kan finnast i energirekneskapet i Vedlegg 5.

Berekne årleg prosesskjøling					
Tidspunkt	RT41 [°C]	RT51 [°C]	ΔT_{isvatn} [°C] (RT51-RT41)	Kjøleeffekt	
1-jan-13 00:10:00	8,8	12,5	3,7	34,8	kW
1-jan-13 00:20:00	9,0	12,5	3,5	32,9	kW
1-jan-13 00:30:00	11,4	12,0	0,6	5,6	kW
1-jan-13 00:40:00	11,1	11,8	0,7	6,6	kW
:	:	:	:	:	:
2013, snitt	9,5	12,2	2,6	24,7	kW
2013, akkum. E = P_{snitt, 2013}*timar₂₀₁₃				215995 kWh	

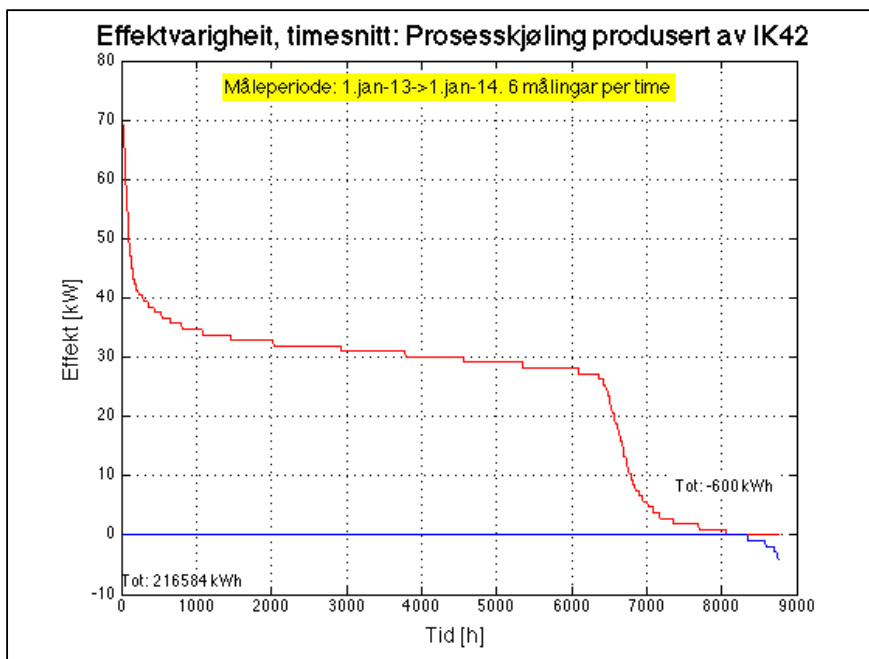
Figur V4-1 Utdrag frå excel-ark for utrekning av årleg prosesskjølebehov.

V4.2.2 Effektvarigheit

Figur V4-2 og Figur V4-3 viser høvesvis kronologiske måledata og varigheit for produsert kjøleeffekt av IK42 i 2013. Dataane er henta frå utrekningane i Kapittel V4.2.1. IK42 har to kompressortrinn med ein samla nominell effekt på 55,7 kW ved 15/10°C fordamparvatn og 37/43°C kondensatorvatn. Vi ser dermed at maskina stort sett har gått med berre eitt kompressortrinn.



Figur V4-2 Produsert kjøleeffekt av IK42 i 2013.



Figur V4-3 Effektvarigheit for produsert kjøleeffekt av IK42 i 2013.

V4.3 Levert effekt og carnotverknadsgrad

V4.3.1 Feltnmålingar

Det var gjort feltnmålingar for å samanlikne effekt faktoren med produsenten si testkøyring. Eit tangampermeter vart nytta til å måle straumen gjennom kvar enkelt fase til kjølemaskina (Figur V4-4), og faseforskyvinga vart antekke å vere $\approx 0,8$ etter rådføring med fagpersonell. Effekten kunne då estimerast på følgjande måte:

$$\dot{E}_{IK42} = (I_1 + I_2 + I_3) \cdot \frac{U_{fase-fase}}{\sqrt{3}} \cdot \cos\varphi \quad (V4-2)$$



Figur V4-4 Straummåling med tangampermeter på IK42.

For å kunne seie noko om årleg levert energi til kjølemaskin IK42, vart carnotverknadsgraden, $\eta_{c,IK42}$, berekna i samsvar med Likning (V10-5). Levert effekt og carnotverknadsgrad vart berekna for fleire tidspunkt iløpet av ein normal arbeidsdag. Resultata er presentert i Figur V4-5. Vi ser at feltnmålingane gav ein estimert gjennomsnittleg carnotverknadsgrad på 0,33.

	A	B	C	D	E	F	G	H	I	J	K	L	M	N	O	P	Q	R	
1	15.okt-14	Målt I, pr fase [A]					Temperatur [°C], SD-logg										Effektfaktorar		
2	Tidspunkt	Kvit	Svart	Brun	U [V]	Pel, tot [kW]*	Isv: tur RT41	Isv: retur RT51	Kond: tur RT53	Kond: ret RT42	Tm, isv. SD-log [°C]	Tm, kond w. SD-log [°C]	deIT IK42 [K]	Vdot: isvann [m3/h]	Kjøle-effekt [kW]	COP, kjø	COP, ideel	η_{carnot}	
3	09:45	15,2	14,3	14,2	400	8,1	10,9	12,4	37,6	38,9	12	38	27	8,1	14,1	1,7	10,7	0,16	
4	10:12	15,4	14,5	14,3	400	8,2	9,0	12,1	38,1	40,7	11	39	29	8,1	29,2	3,6	9,8	0,36	
5	10:19	15,1	14,3	14,1	400	8,0	8,9	11,9	38,8	41,1	10	40	30	8,1	28,3	3,5	9,6	0,37	
6	10:31	14,4	13,6	13,5	400	7,7	8,7	11,7	39,3	42,2	10	41	31	8,1	28,3	3,7	9,3	0,40	
7	10:41	15,0	14,2	14,0	400	8,0	8,4	11,5	35,3	38,5	10	37	27	8,1	29,2	3,7	10,5	0,35	
8	11:14	15,0	14,4	14,3	400	8,1	9,5	12,8	37,4	39,6	11	39	27	8,1	31,1	3,9	10,4	0,37	
9	11:23	14,8	13,8	13,5	400	7,8	9,2	12,4	38,1	40,1	11	39	28	8,1	30,2	3,9	10,0	0,39	
10	11:29	14,6	13,6	13,3	400	7,7	9,0	12,0	39,8	41,8	11	41	30	8,1	28,3	3,7	9,4	0,39	
11	12:28	15,0	14,0	14,1	400	8,0	10,3	12,9	39,7	42,2	12	41	29	8,1	24,5	3,1	9,7	0,32	
12	12:48	14,9	14,1	14,4	400	8,0	9,7	12,5	35,9	39,1	11	38	26	8,1	26,4	3,3	10,8	0,31	
13	12:51	14,2	13,7	13,9	400	7,7	9,7	12,5	35,9	39,1	11	38	26	8,1	26,4	3,4	10,8	0,32	
14	13:15	14,4	13,5	13,4	400	7,6	9,6	12,5	36,8	39,0	11	38	27	8,1	26,9	3,5	10,6	0,33	
15	13:28	15,0	14,0	14,1	400	8,0	9,6	12,3	36,7	39,5	11	38	27	8,1	25,5	3,2	10,5	0,31	
16	13:41	15,0	13,9	14,1	400	7,9	9,5	12,3	39,2	41,4	11	40	29	8,1	26,4	3,3	9,7	0,34	
17	14:22	15,0	14,2	14,3	400	8,0	9,4	12,1	35,9	39,0	11	37	27	8,1	25,5	3,2	10,6	0,30	
18	14:30	15,3	14,1	14,2	400	8,1	9,4	12,1	38,8	40,5	11	40	29	8,1	25,5	3,2	9,8	0,32	
19	15:08	15,4	14,3	14,4	400	8,1	9,3	12,0	36,6	39,9	11	38	28	8,1	25,5	3,1	10,3	0,30	
20	15:22	15,0	14,1	14,2	400	8,0	9,3	12,0	38,2	39,7	11	39	28	8,1	25,5	3,2	10,0	0,32	
21	15:39	14,6	14,0	14,1	400	7,9	9,2	11,9	35,5	38,4	11	37	26	8,1	25,5	3,2	10,7	0,30	
22	Snitt	14,9	14,0	14,0	400	7,9	9,4	12,2	37,6	40,0	11	39	28	8,1	26,4	3,3	10,1	0,33	
23	*Estimert på bakgrunn av målt I, antekke V og estimert cos(phi)=0,80.																		

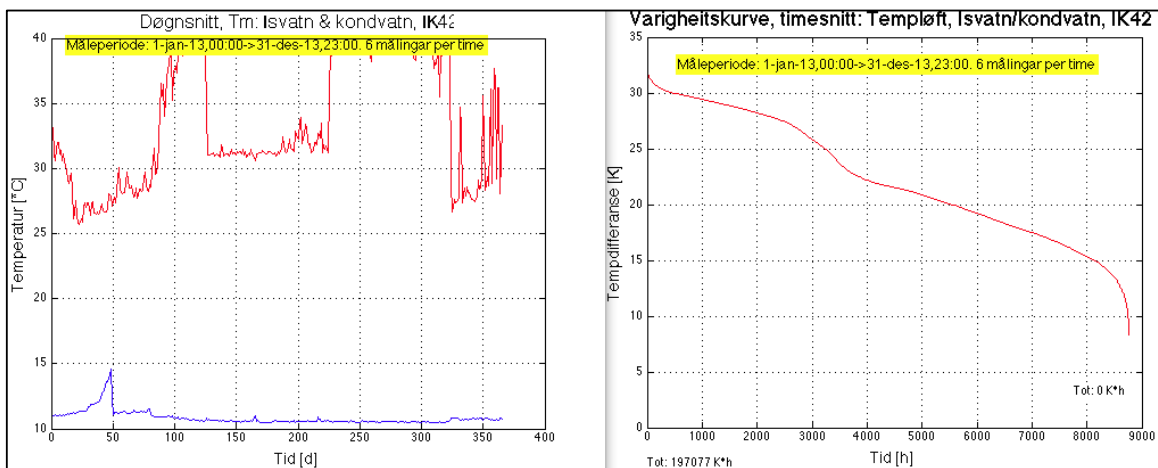
Figur V4-5 Berekning av carnotverknadsgraden til IK42.

V4.3.2 Produsenten si testkøyring

Produsenten si testkøyring av same aggregattype som IK42, gav ein carnotverknadsgrad på 0,35 (Tabell 6-3). Vi ser at snittet frå berekningane i Figur V4-5 ligg tett opp til dette. Estimaten i Figur V4-5 baserte seg blant anna på ei antaking av faseforskyvinga. Derfor er produsenten si testkøyring ansett som mest korrekt, og carnotverknadsgraden frå den vil bli nytta i vidare berekingar.

V4.4 Bereking av årleg levert energi til IK42

Plotta i Figur V4-6 viser at midlare isvasstemperatur i fordamparen er bortimot konstant heile året, og at temperaturløft mellom kald og varm side stort sett er 15-30 K. Dette er vurdert til å vere moderate variasjonar, og det er antekje at carnot-verknadsgraden, $\eta_{c,IK42}$, er bortimot den same heile året (Stene, 1997a).



Figur V4-6 Middeltemperaturar og temperaturløft for vasskretsane på kald og varm side av IK42, 2013.

Dersom $\eta_{c,IK42}$ er konstant, kan tilført effekt estimerast på bakgrunn av kjøleeffekten, $\dot{Q}_{IK42,kj}$, og middel-temperaturane til vasskretsane gjennom fordampar og kondensator ved å snu om på Likning (V10-5):

$$\dot{E}_{IK42} = \frac{\dot{Q}_{IK42,kj}}{\frac{T_h - T_c}{T_c} \cdot \eta_{IK42,c}} \quad (V4-3)$$

Måledataa frå Kapittel V4.2.1 vart nytta i Likning (V4-3) til å berekne den momentane straumeffekten kvart 10. minutt gjennom heile 2013 og 2014. Gjennomsnittet av desse momentaneffektane vart til slutt multiplisert med antal timar per år for å estimere årleg levert energi til IK42 i 2013 og 2014. Sjå Figur V4-7 for illustrasjon.

Tidspunkt	Temperatur				ΔT isvatn:		Q'_{kj} [kW]	T_m , isvann:		Temp-løft [K]	Ytelse COPc	Carnot-virkningsgr.	P_{el} [kW]	
	RT41 [*C]	RT42 [*C]	RT51 [*C]	RT53 [*C]	RT51-RT41	RT42-RT53		Snitt RT51/41	Snitt RT42/53					
1-jan-13 00:0	10,5	34,8	11,8	34	1,3	0,8	12,2	11,2	34,4	23,3	12,2	0,33	3,2	
1-jan-13 00:1	8,8	35,4	12,5	33,2	3,7	2,2	34,8	10,7	34,3	23,7	12,0	0,33	9,4	
1-jan-13 00:2	9	34,6	12,5	32,4	3,5	2,2	32,9	10,8	33,5	22,8	12,5	0,33	8,5	
1-jan-13 00:3	11,4	32,2	12	31,9	0,6	0,3	5,6	11,7	32,1	20,4	14,0	0,33	1,3	
1-jan-13 00:4	11,1	33,5	11,8	33,3	0,7	0,2	6,6	11,5	33,4	22,0	13,0	0,33	1,6	
1-jan-13 00:5	8,4	35,6	12,1	33,4	3,7	2,2	34,8	10,3	34,5	24,3	11,7	0,33	9,6	
1-jan-13 01:0	9,1	35,5	12,6	33,2	3,5	2,3	32,9	10,9	34,4	23,5	12,1	0,33	8,8	
1-jan-13 01:1	10,8	32,3	11,1	32,3	0,3	0	2,8	11,0	32,3	21,4	13,3	0,33	0,7	
1-jan-13 01:2	11,1	32,7	11,8	32,6	0,7	0,1	6,6	11,5	32,7	21,2	13,4	0,33	1,6	
1-jan-13 01:3	8,6	35,8	12,2	33,5	3,6	2,3	33,8	10,4	34,7	24,3	11,7	0,33	9,4	
...	
31-des-13 23:	9,1	35,8	12,4	33,5	3,3	2,3	31,0	10,8	34,7	23,9	11,9	0,33	8,0	
31-des-13 23:	8,8	35,5	12,1	33,2	3,3	2,3	31,0	10,5	34,4	23,9	11,9	0,33	8,0	
31-des-13 23:	8,3	35,8	11,5	33,5	3,2	2,3	30,1	9,9	34,7	24,8	11,4	5,8	0,33	8,0
31-des-13 23:	12,1	30,9	12	30,8	-0,1	0,1	-0,9	12,1	30,9	18,8	15,2	0,33	-0,2	
31-des-13 23:	9,5	35,5	12,7	33,5	3,2	2	30,1	11,1	34,5	23,4	12,1	0,33	7,5	
31-des-13 23:	8,9	35,8	12,1	33,6	3,2	2,2	30,1	10,5	34,7	24,2	11,7	0,33	7,8	
2013, snitt							24,7						6,17	

Figur V4-7 Utdrag frå excel-ark for berekning av levert energi til IK42, 2013.

Vedlegg 5 Energirekneskap for Miljøhuset GK, 2013-14

Energimåling, SD-logg		2013		2014		Budsjettert, GK 2012		Snitt 2013/2014	
Måling, beskrivelse	Skjemaref.	Energi [kWh/år]	Spes. E. [kWh/(m ² *år)]	Energi [kWh/år]	Spes. E. [kWh/(m ² *år)]	Energi [kWh/år]	Spes. E. [kWh/(m ² *år)]	Energi [kWh/år]	Spes. E. [kWh/(m ² *år)]
Varme									
Varmepumper (-IK40,-IK4)	TM: 350-OE001	124974	9,2	122542	9,0			123758	9,1
Elektrokjel (-IE01)	TM: 350-OE002	14151	1,0	4674	0,3			9412,5	0,7
PK - HK (350.01-350.01)	TM: 350-OE003	116293	8,5	127897	9,4			122095	8,9
PK - VV (359.01-310.01)	TM: 350-OE014	8908	0,7	6219	0,5			7563,5	0,6
Snøsmelt (350.01 til 735.0)	TM: 350-OE06	16662	1,2	13682	1,0			15172	1,1
Kjøling									
Varmepumper (-IK40,-IK4)	TM: 350-OE001	75372	5,5	106244	7,8			90808	6,7
Elektrokjel (-IE01)	TM: 350-OE002	175	0,0	153	0,0			164	0,0
PK - HK (350.01-350.01)	TM: 350-OE003	2698	0,2	3403	0,2			3050,5	0,2
PK - VV (359.01-310.01)	TM: 350-OE014	15193	1,1	12247	0,9			13720	1,0
Snøsmelt (350.01 til 735.0)	TM: 350-OE06	0	0,0	2	0,0			1	0,0
Levert elektrisitet:									
VP (IK40)	(-XQ216)	43393	3,2	47353	3,5			45373	3,3
VP (IK41)	(-XQ217)	33942	2,5	38316	2,8			36129	2,6
Elektrokjel (-IE01)	(-XQ218)	12966	0,9	4188	0,3			8577	0,6
El-kolbe (VV)	(-XQ219)	51695	3,8	53753	3,9			52724	3,9
Teknisk rom* (+CU1=434)	(-XQ211)	72798	5,3	60231	4,4			66515	4,9
Totalt levert energi	(-XQ001)	1055665	77,3	1087149	79,6	883105	64,7	1071407	78,5

*Inkluderer pumpene i 359 og 350, tørrkjøler LC41, vassbehandlingsystem, vifte i t.rom, fancoils.IKKJE IK42.

Energimåling, feltmåling+estimering		2013		2014		Budsjettert, GK 2012		Snitt 2013/2014	
Måling, beskrivelse	Kommentar	Energi [kWh/år]	Spes. E. [kWh/(m ² *år)]	Energi [kWh/år]	Spes. E. [kWh/(m ² *år)]	Energi [kWh/år]	Spes. E. [kWh/(m ² *år)]	Energi [kWh/år]	Spes. E. [kWh/(m ² *år)]
Produsert varme/kjøling:									
Prosesskjøling (IK42)	Sjå vedlegg A5	215995	15,8	215097	15,8			215546	15,8
Levert elektrisitet:									
Kjølemaskin (IK42)	Sjå vedlegg A5	50934	3,7	55729	4,1			53331,5	3,9

Energirekneskap: Varme og kjøling		2013		2014		Budsjettert, GK 2012		Snitt 2013/2014	
Energipost	Kommentar	Energi [kWh/år]	Spes. E. [kWh/(m ² *år)]	Energi [kWh/år]	Spes. E. [kWh/(m ² *år)]	Energi [kWh/år]	Spes. E. [kWh/(m ² *år)]	Energi [kWh/år]	Spes. E. [kWh/(m ² *år)]
Produsert varme & kjøling:									
Oppvarming, produsert***	Va: til HK (minus S	238756	17,5	241431	17,7	58110	4,3	240093,5	17,6
Klimakjøling, produsert**	VP+oversk. til tørr	78070	5,7	109647	8,0	106345	7,8	93858,5	6,9
Varmtvatn, produsert*	El-kolb.+NET frå P	45410	3,3	47725	3,5	68254	5,0	46567,5	3,4
Prosesskjøling, produsert		215995	15,8	215097	15,8			215546	15,8
Snøsmelt, produsert		16662	1,2	13682	1,0			15172	1,1
Total produksjon:									
Total varmeproduksjon***	Oppv.+VV+SS	300828	22,0	302838	22,2	126364	9,3	301833	22,1
Total kjøleproduksjon	Klimakj. + prosess	294065	21,5	324744	23,8	106345	7,8	309404,5	22,7
Levert energi:									
Levert E til tot V&Kj (el)**	El:VP+EK+PK+PU+EI	265728	19,5	259570	19,0			262649	19,2

*VV-prod=El. tilført elkolbe + oversk.varme frå kjølekrets - varme frå VV til kjølekrets/tørrkjøler

** Det er tilsynelatande endel varme som blir trekt ut via varmeveksling til kjølekretsen/tørrkjøleren.

***Ingen tilgjengelige måledata på strømforbruk i lokale el-stavar--> Reel verdi vil vere høgare

Energirekneskap: Totalt		2013		2014		Budsjettert, GK 2012		Snitt 2013/2014	
Måling, beskrivelse	Kommentar	Energi [kWh/år]	Spes. E. [kWh/(m ² *år)]	Energi [kWh/år]	Spes. E. [kWh/(m ² *år)]	Energi [kWh/år]	Spes. E. [kWh/(m ² *år)]	Energi [kWh/år]	Spes. E. [kWh/(m ² *år)]
Netto energibehov:									
Total NET behov*		1384830	101,5	1455161	106,6			1419995	104,0
Total NET behov**	(ekskl.PK,Serv & S	936178	68,6	1011285	74,1	1019634	74,7	973731	71,3
Levert energi:									
Total levert energi (el)	(-XQ001)	1055665	77,3	1087149	79,6	883105	64,7	1071407	78,5

*Nettobehovet=Totalt levert el. - Levert el. til V&Kj-systemet + Produsert varme og kjøling

**Prosesskjøling, servereffekt og snøsmelt er trekt frå for å kunne samanlikne med normative berekningar

Systemytingar og andre nøkkeltal		2013		2014		Budsjettert, GK 2012		Snitt 2013/2014	
Kommentar									
Årssnitt effektfaktor:									
SPF: Varmepumper, Va&Kj	V&Kj,VP / El: VP	2,6		2,7				2,6	
SPF: Varmtvatn-system	Prod VV / El:kolbe	0,9	**	0,9	**			0,9	**
SPF: Kjølemaskin, prosess	Kj,PK / El:PK	4,2		3,9				4,1	
SPF: Total Va og Kj*	Tot,V&Kj/El:Tot,V&Kj	2,2		2,4				2,3	
Energidekningsgrad:									
Varmer: Varmepumpe	Va:VP / Tot Va	0,42		0,40				0,41	
Varmer: Elektrokjel	Va:EK / Tot Va	0,05		0,02				0,03	
Varmer: Overskudd PK	Va:PKtoHK&VV/Tot V	0,37		0,40				0,38	
Varmer: El-kolbe(VV)		0,17		0,18				0,17	
Kjøling:									
Kjøling: Varmepumper	Kj: VP / Tot Kj	0,26		0,33				0,29	
Kjøling: Kjølemaskin (IK42)	Kj: PK / Tot Kj	0,73		0,66				0,70	
Kjøling: Oversk., HK til TK	Kj: HK to PK / Tot Kj	0,01		0,01				0,01	
Ekvivalent driftstid:									
VP (IK40-41), varmemodus	Va:VP/P,Va:VP(640kW)	391	t/5800 t	191	t/5800 t			291	t/5800 t
VP (IK40-41), kjølemodus*	Kj:VP/P,Kj:VP(480kW)	157	t/1600 t	221	t/1600 t			189	t/1600 t
Kjølemaskin (IK42)**	Kj:PK/P,Kj:PK (56kW)	3885	t/8760 t	3869	t/8760 t			3877	t/8760 t

*Ingen tilgjengelege måledata på strømforbruk i lokale el-stavar--> Reel SPF vil vere litt lavare.

** SPF er under 1 fordi varmevekslinga mellom PK og VV trekker UT meir varme enn den fører TIL VV-systemet.

*** Kjøle- og varmekap. vil variere etter temperaturloftet. Nyttar produsentens testkjørings-verdiar i dim.punkt.

Vedlegg 6 Plotting av effektvarigheitskurver

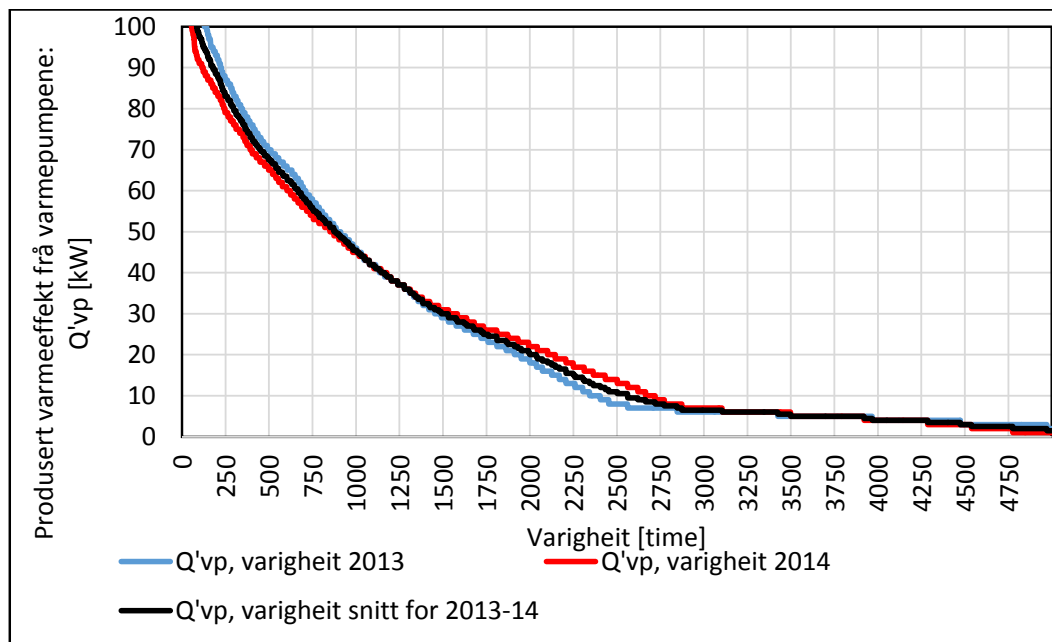
Effektvarigheitskurvene i Kapittel 5 presenterer eit gjennomsnittår som baserer seg på måledata frå 2013-14. Her blir det forklart kort korleis desse er laga. Måledata for varmpumpene IK40/41 sin varmeproduksjon blir nytta som eksempel.

Figur V6-1 viser korleis måledataa for varmpumpene sin varmeproduksjon per time blei behandla i Microsoft Excel før plotting. Kronologiske målingar for 2013 (kollonne «B») og 2014 (Kollonne «D») vart sorterte fallande i høvesvis Kollonne «G» og «H». Deretter blei det rekna ut eit gjennomsnitt for dei sorterte måledataa. Dette blei gjort for time 0 til 8760 (Rad 2-8761), og snittverdien per time blei lagra i korresponderande celle (same rad) i kollonne «I».

	A	B	C	D	E	F	G	H	I
1	Tidsregistrering (2013)	Q'vp, 2013	Tidsregistrering (2014)	Q'vp, 2014			Q'vp, varigheit 2013	Q'vp, varigheit 2014	Q'vp, varigheit snitt for 2013-14
2	01.01.2013 00:00	3	01.01.2014 00:00	5		Tid [time]	0	158	154
3	01.01.2013 01:00	8	01.01.2014 01:00	6			1	156	149
4	01.01.2013 02:00	4	01.01.2014 02:00	7			2	154	144
5	01.01.2013 03:00	5	01.01.2014 03:00	5			3	145	139
6	01.01.2013 04:00	2	01.01.2014 04:00	6			4	145	138
7	01.01.2013 05:00	3	01.01.2014 05:00	7			5	142	135
8	01.01.2013 06:00	4	01.01.2014 06:00	6			6	142	133

Figur V6-1 Behandling av måledata før plotting av effektvarigheitskurvene.

Figur V6-2 viser plottet av dei sorterte målingane for 2013 (blå kurve) og 2014 (raud kurve), i tillegg til gjennomsnittet av desse (svart kurve). Denne gjennomsnittskurva viser snittverdiene frå kollonne «I» i Figur V6-1. Det er ei slik kurve som blir presentert som «gjennomsnittskurve» i Kapittel 5.



Figur V6-2 Plotting av effektvarigheitskurver. Samanlikning av måledata for 2013, 2014 og snitt for 2013-14.

Vedlegg 7 Behandle målefeil i SD-anlegget

Dei ulike målepunkta i anlegget blir logga med ulike tidsintervall. Til dømes blir straumforbruk og utetemperatur logga kvar time, medan ulike temperaturmålingar i det vassborne varmesystemet blir logga kvart 10. minutt.

For enkelte analyser var det nødvendig å samanstille målingane ved like tidsintervall, altså time-for-time. Dermed måtte det reknast ut eit timessnitt for alle målingar som vart logga kvart 10. minutt. Sidan det var av interesse å gjere time-for-time-analyser over 2 heile driftsår, ville det bli $2 \cdot 365 \cdot 24 \cdot 6 = 105120$ "10. minutts-målingar" som skulle omreknast til sekvensielle "time-for-time-målingar". Dette var så mange omrekningar at eit programmerings-verktøy som MATLAB måtte nyttast.

Måledata kan hentast ut som rekneark der kvar rad gir måleverdien for kvart 10. minutt. Problemet var at det for enkelte tidspunkt mangla loggføringar. Det er usikkert kvifor dette har skjedd, men korte straumbrot til måleutstyret kan kanskje vere ei forklaring. I staden for å hoppe over ei rad for kvart tidsintervall som mangla loggføring, lagrar systemet neste registrerte måling i første tomme rad. På den måten blir tidsintervalla forskyve oppover i tabellen (Figur V7-1).

	A	B	C	D	E	F	G
	Loggført tidspunkt	RT40 [°C]		"Korrekte" kronologiske tidspunkt	RT40 [°C]		
1	01.01.13 00:00	33,9		01.01.13 00:00	33,9		
2	01.01.13 00:10	35,1		01.01.13 00:10	35,1		
3	01.01.13 00:30	34,4		01.01.13 00:20		<-Manglane loggføring	
4	01.01.13 00:40	34,2		01.01.13 00:30	34,4		
5	01.01.13 01:00	34,1		01.01.13 00:40	34,2		
6	01.01.13 01:10	34,3		01.01.13 00:50		<-Manglane loggføring	
7	01.01.13 01:20	33,8		01.01.13 01:00	34,1		

Figur V7-1 Illustrasjon av korleis tidsintervalla blir forskyve ved manglande loggføringar. Verdiane som har blitt nytta her er konstruerte.

Dette gjorde det problematisk å skrive ein funksjon som kunne automatisere omrekninga. Om ein ba MATLAB om å rekne snittet for 6 og 6 rader, ville slike forskyvingar føre til at målingar frå feil time vart nytta. Iløpet av 2013-2014 var det 127 manglar i loggføringa, som gav ei tidsforskyving på $127 \cdot 10 \text{ min} / 60 (\text{min/t}) = 21,2$ timar. Altså ville ei slik time-for-time-utrekning ikkje korrespondert med time-for-time-målingane for utetemperatur og straumforbruk i det heile.

For å korrigere dette vart følgjande prosedyre gjennomført:

1. Systematisere tidsavvik

Ei generisk tidslinje med like tidsintervall (10 minutt) vart laga i ei eiga kolonne i excel-arket. Deretter vart det skrive ein funksjon som samanlikna loggførte og generiske tidspunkt, og gav tilbake kor mange 10-minuttsintervall kvar enkelt rad var forskyve. Sjå Figur V7-2:

	A	B	C	D	E	F	G	H	I
								Generert "korrekt" tidslinje med like intervall	# 10min forskyvning mellom loggført- og "korrekt" tidslinje
1	Registrert tidspunkt	RT40 [*C]	RT41 [*C]	RT42 [*C]	RT50 [*C]	RT51 [*C]	RT52 [*C]		
2	01.01.13 00:00	33,9	34	33,9	34	30,6	35	01.01.13 00:00	0
3	01.01.13 00:10	35,1	35,2	34,9	34,7	31,1	34	01.01.13 00:10	0
4	01.01.13 00:30	34,4	34,4	34,4	34,2	31,1	33	01.01.13 00:20	1
5	01.01.13 00:40	34,2	34,3	34,2	34	31,5	32,2	01.01.13 00:30	1
6	01.01.13 01:00	34,1	34,2	34,2	34,1	32	33,5	01.01.13 00:40	2

Figur V7-2 Systematisering av tidsavvika i loggføringane.

2. Generere ein ny tabell med korrekte tidsintervall

Følgjande MATLAB-script og -funksjon blei nytta for å hente inn data, generere ein ny tabell med like tidsintervall mellom radene, og fylle inn snittverdiar for manglande loggføringar av måledata:

```
tic
clear all
filename = 'DATA.xlsx'; %Sti til excel-dokument
sheet = 1; %Ønska ark i excel-dokument
xlRangeA = 'A2:G104994'; %Celler med måledata frå excel-dokument
xlRangeF = 'I2:I104994'; %Celler med tidsavvik frå excel-dokument
A = xlsread(filename, sheet, xlRangeA); %Hente inn måledata til variabel A
F=xlsread(filename, sheet, xlRangeF); %Hente inn tidsavvik til variabel F
(Kolonne "I" i Figur VX-2).
toc %Måle tidsbruk for å hente data til variabel

tic

B=forskyv(A,F); %Forskyver feil registrering pga manglande måling.

toc %Måle tidsbruk for å rette opp forskyvningsfeil
```

```
function B=forskyv(A,F)
% Funksjonen tek inn ei matrise A med måledata, og ein vektor F med
% "#10-min.avvik", opprettar ei ny matrise B med jamne tidsintervall og f_rer
% over måleverdiane frå A. For tidsintervalla der loggf_ring mangla blir
% det tildelt ein gjennomsnittsverdi.

S=size(A); %Finne dimensjon på A
f=0; %Referanseverdi for måling av forskyvningsendring.

for i=1:S(1); %For kvar loggf_rte målingsintervall:
B(i+F(i),:)=A(i,:); %flytt over målingar frå A til "korrekt" rad (tid) i B.

%Fylle inn eventuelle manglar i loggf_ringa:
if F(i)~=f;% Endring i forskyvning betyr ny manglande loggf_ring og
% ytterlegare forskyving. I så fall skal dette gjerast:
for j=2:S(2); %For kvar kolonne med måledata
B(i+f:(i+(F(i)-1)),j)=(A(i-1,j)+A(i,j))/2;
% Tildeler manglande måletidspunkt ein gjennomsnittsverdi
% basert på forrige og neste måling.
end
f=F(i); %Ny referanseverdi for måling av forskyvningsendring.
end
end
```


3. Rekne ut timessnitt

Måledataane kunne no nyttast til å lage timessnitt for samanlikning med andre time-for-time-målingar. Timessnitta vart rekna ut og lagra i matrisa C ved hjelp av følgjande funksjon:

```
function C=timesnitt(n,B)
%Funksjonen hentar inn målingar (B) som har blitt
%gjort "n" gongar i timen, og reknar ut eit
%timesnitt for alle HEILE timar i måleperioden.

%n = #mÅlingar per time
%B = matrise med mÅleveridar.

kol=min(size(B)); %Finne antall kolonner i B
h=floor(length(B)/n); %Finne #heile mÅletimar
C=zeros(h,kol); %Sette av minne til variabel C

for j=1:kol %"Skal gjerast for kvar kolonne..."
    for i=1:h
        C(i,j)=mean(B(n*i-(n-1):n*i,j));%Reknar t.snitt.
    end
end
end
```

4. Skrive behandla måledata til fil

For å lagre behandla måledata til seinare bruk vart dei skrivne til ei *.excel-fil.

Eksempel på databehandlinga

Figur V7-3 viser kva resultatet blir etter at måledataane har blitt behandla i samsvar med prosedyre 1-2. Legg merke til korleis målingane som er merka gult og grønt blir flytta nedover i samsvar med storleiken på tidsavviket. På den måten blir dei presenterte kronologisk og med like tidsintervall mellom radene. Det oransje feltet viser korleis tidsintervalla som manglar loggførte målingar, får tildelt ein gjennomsnittsverdi basert på målinga før og etter (gult og grønt).

A	B	C	D	E	F	G	H	I	J	K	L
Loggførte tidspunkt	RT40 [°C]	RT41 [°C]	RT42 [°C]	Generert "korrekt" tidslinje med like intervall	# 10-min-forskyvning mellom loggført og "korrekt"		Korrigerte loggførte tidspunkt	RT40 [°C]	RT41 [°C]	RT42 [°C]	
...	
19.01.2013 10:40	22,5	24,8	28,3	19.01.2013 10:30	1		19.01.2013 10:30	22,4	24,4	28,5	
19.01.2013 12:50	24	24,2	25,8	19.01.2013 10:40	13		19.01.2013 10:40	22,5	24,8	28,3	
19.01.2013 13:00	28,3	28,4	28,5	19.01.2013 10:50	13		(10.50)	23,3	24,5	27,1	
19.01.2013 13:10	30,2	30,4	30,3	19.01.2013 11:00	13		(11.00)	23,3	24,5	27,1	
19.01.2013 13:20	30,2	30,4	30,3	19.01.2013 11:10	13		(11.10)	23,3	24,5	27,1	
19.01.2013 13:30	30,2	30,5	30,4	19.01.2013 11:20	13		(11.20)	23,3	24,5	27,1	
19.01.2013 13:40	29,1	29,2	29,2	19.01.2013 11:30	13		(11.30)	23,3	24,5	27,1	
19.01.2013 13:50	29,5	29,5	29,5	19.01.2013 11:40	13		(11.40)	23,3	24,5	27,1	
19.01.2013 14:00	29,6	29,6	29,6	19.01.2013 11:50	13		(11.50)	23,3	24,5	27,1	
19.01.2013 14:10	29,9	30	29,9	19.01.2013 12:00	13		(12.00)	23,3	24,5	27,1	
19.01.2013 14:20	27,2	27	26,7	19.01.2013 12:10	13		(12.10)	23,3	24,5	27,1	
19.01.2013 14:30	29,8	29,9	29,9	19.01.2013 12:20	13		(12.20)	23,3	24,5	27,1	
19.01.2013 14:40	29,9	30,1	30	19.01.2013 12:30	13		(12.30)	23,3	24,5	27,1	
19.01.2013 14:50	29,6	29,7	29,6	19.01.2013 12:40	13		(12.40)	23,3	24,5	27,1	
19.01.2013 15:00	28,8	29	28,9	19.01.2013 12:50	13		19.01.2013 12:50	24	24,2	25,8	
...	

Figur V7-3 Eksempel på korleis måledata blir behandla i samsvar med prosedyre 1-2.

Vedlegg 8 Optimale greinstraumar til parallellkopa varmpumper

V8.1 Teoretisk analyse

Samankopling av fleire varmpumpeaggregat kan gjerast i parallelt eller i serie. Begge har sine fordelar og ulemper. Seriekopling gir moglegheit for eit gjennomsnittleg lågare temperaturløft, ved å fordele temperaturglidninga til sekundærmediumet over fleire aggregat, men fører til auka trykktap og pumpearbeid. For parallellkopling gjeld det motsatte: mindre trykktap, men gjennomsnittleg høgare temperaturløft. (Stene, 1997b)

Her vil ei parallellkopling av to aggregat bli analysert, med fokus på optimal regulering av greinstraumane til aggregata. For å gjere det meir oversiktleg, vil analysen berre fokusere på kondensatorsida, men resultatane vil også gjelde for fordamparsida.

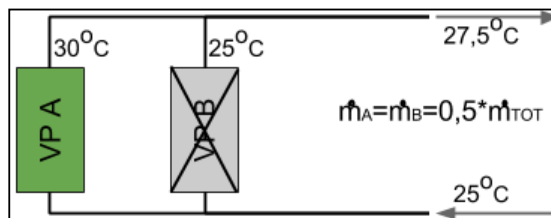
Varmepumpene sitt energibruk

To varmpumper VP_A og VP_B , som jobbar saman for å levere ein total varmeeffekt lik $\dot{Q}_{VP} = \dot{Q}_A + \dot{Q}_B$, trekkjer ein straumeffekt lik $\dot{E}_{VP} = \dot{E}_A + \dot{E}_B$, der $\dot{E}_A = \dot{Q}_A / COP_A$ og $\dot{E}_B = \dot{Q}_B / COP_B$. Dermed har vi følgjande uttrykk for den samla straumeffekten:

$$\dot{E}_{VP} \approx \frac{\dot{Q}_A}{COP_A} + \frac{\dot{Q}_B}{COP_B} \quad (V8-1)$$

Greinstraumar og temperaturløft

Figur V8-1 illustrerer kva som kan skje med temperaturløftet til varmpumpene dersom greinstraumane til dei to aggregata ikkje blir regulert i samsvar med aggregata sine effektdekningar. Dersom det eine aggregatet stoppar, utan at greinstraumen blir nedregulert, må det andre aggregatet jobbe med eit høgare temperaturløft enn nødvendig for å oppnå ønska turtemperatur. Det skjer fordi utløps-straumar med ulik temperatur blir blanda. Eit høgare temperaturløft vil føre til redusert COP og større straumforbruk. Dette eksempelet illustrerer at greinstraumane må kunne regulast, dersom ein ønskjer eit minimalt straumforbruk til varmpumpene.



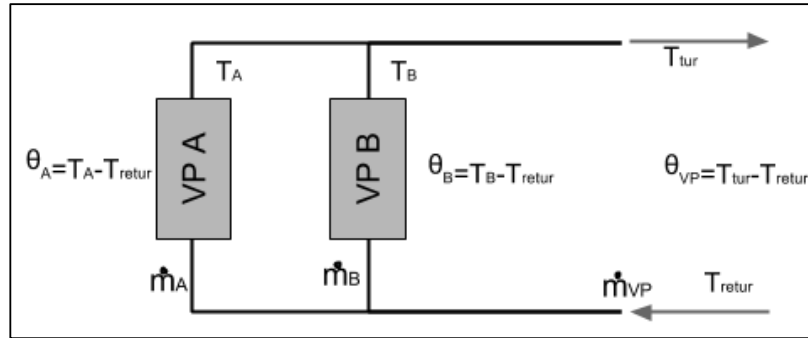
Figur V8-1 Greinstraumar mellom parallellkopa varmpumpeaggregat påverkar temperaturløftet.

Målet med regulering av greinstraumane

Eksempelet i Figur V8-1 gjaldt for situasjonen der berre eitt aggregat var i drift. Kva om begge er i drift, men leverer ulik varmeeffekt? Kva vil vere den optimale fordelinga av greinstraumane? Greinstraumane påverkar temperaturglidninga, som påverkar temperaturløftet, som påverkar effekt faktoren, som til slutt påverkar straumforbruket til varmpumpene. Målet er å halde straumforbruket til varmpumpene så lågt som mogleg. Dermed er målet å regulere greinstraumane slik at det samla straumforbruket \dot{E}_{VP} i Likning (V8-1) blir lågast mogleg.

Greinstraumane sin påverknad på temperaturløfta

Følgjande analyser tek utgangspunkt i prinsippsskissa i Figur V8-2. Varmepumpe A og B skal levere ein gitt totaleffekt \dot{Q}_{VP} ved ei gitt temperaturglidning $\theta_{VP} = T_{tur} - T_{retur}$. Begge aggregata har ein gitt samanheng mellom effekt faktor og temperaturløft: $COP \cong f(T_{løft})$.



Figur V8-2 Parallellkopling av varmepumpe-aggregat.

Utgangspunktet er at greinstramane blir regulert slik at temperaturløftet blir likt for begge aggregata, og at dette medfører effektfaktorane $COP_{A,0}$ og $COP_{B,0}$. Referanseverdiane for dette utgangspunktet har fått indeks «0».

Gjeld alltid: $\dot{Q}_{VP} = \dot{Q}_A + \dot{Q}_B$ (V8-2)

$$\dot{Q}_A = \frac{\dot{Q}_{VP}}{(1 + \dot{Q}_B/\dot{Q}_A)} \quad (V8-3)$$

$$\dot{Q}_B = \frac{\dot{Q}_{VP}}{(1 + \dot{Q}_A/\dot{Q}_B)} \quad (V8-4)$$

$$\dot{m}_{VP} = \dot{m}_A + \dot{m}_B \quad (V8-5)$$

Ref.tilstand: $\theta_{A,0} = \theta_{B,0} = \theta_{VP}$ (V8-6)

$$\Leftrightarrow \frac{\dot{Q}_{A,0}}{\dot{m}_{A,0}} = \frac{\dot{Q}_{B,0}}{\dot{m}_{B,0}} = \frac{\dot{Q}_{VP}}{\dot{m}_{VP}} \Rightarrow \frac{\dot{Q}_{A,0}}{\dot{Q}_{B,0}} = \frac{\dot{m}_{A,0}}{\dot{m}_{B,0}} \quad (V8-7)$$

Ei endring i fordelinga av effektdekning på aggregata, og/eller massestrømmen gjennom dei, vil kunne endre på temperaturløftet dei jobbar mot. Samanhengen er gitt av følgjande utleiing:

$$\frac{\theta_A}{\theta_{VP}} = \frac{\dot{Q}_A/(c_p \cdot \dot{m}_A)}{\dot{Q}_{VP}/(c_p \cdot \dot{m}_{VP})} = \frac{\dot{Q}_A \cdot \dot{m}_{VP}}{\dot{Q}_{VP} \cdot \dot{m}_A} = \frac{\dot{Q}_A \cdot (\dot{m}_A + \dot{m}_B)}{(\dot{Q}_A + \dot{Q}_B) \cdot \dot{m}_A} = \frac{1 + \frac{\dot{m}_B}{\dot{m}_A}}{1 + \frac{\dot{Q}_B}{\dot{Q}_A}} \quad (V8-8)$$

$$\Delta\theta_A = \theta_A - \theta_{A,0} = \theta_A - \theta_{VP} \quad (V8-9)$$

jf. (V8-8)
$$\Delta\theta_A = \theta_{VP} \left(\frac{1 + \frac{\dot{m}_B}{\dot{m}_A}}{1 + \frac{\dot{Q}_B}{\dot{Q}_A}} - 1 \right) \quad (V8-10)$$

Tilsvarende:
$$\Delta\theta_B = \theta_{VP} \left(\frac{1 + \frac{\dot{m}_A}{\dot{m}_B}}{1 + \frac{\dot{Q}_A}{\dot{Q}_B}} - 1 \right) \quad (V8-11)$$

Dersom $\frac{\dot{Q}_A}{\dot{Q}_B} \neq \frac{\dot{m}_A}{\dot{m}_B}$ vil dette medføre endringar i $\Delta\theta_A$ og $\Delta\theta_B$ i samsvar med (V8-10) og (V8-11). Når vi antek at $COP \cong f(T_{l\theta ft})$, og samtidig antek at $\Delta T_{l\theta ft,A} \cong \Delta\theta_A$ og $\Delta T_{l\theta ft,B} \cong \Delta\theta_B$, vil slike endringar medføre at varmepumpene vil få nye effektfaktorar: $COP_A \cong f(T_{l\theta ft,A,0} + \Delta\theta_A)$ og $COP_B \cong f(T_{l\theta ft,B,0} + \Delta\theta_B)$. Det er klart at dersom temperaturglidinga θ minkar for det eine aggregatet, må det auke for det andre, for å samla oppnå θ_{VP} . Dette medfører at COP aukar for det eine aggregatet, men minkar for det andre. Om dette er gunstig eller ikkje, kjem an på om det samla straumforbruket for begge aggregata aukar eller minkar. Endringa i det sampla straumforbruket er gitt av følgjande utleiing:

$$\text{jf. (V8-1)} \quad \Delta \dot{E}_{VP} = \Delta \dot{E}_A + \Delta \dot{E}_B = \left(\frac{\dot{Q}_A}{COP_A} - \frac{\dot{Q}_A}{COP_{A,0}} \right) + \left(\frac{\dot{Q}_B}{COP_B} - \frac{\dot{Q}_B}{COP_{B,0}} \right) \quad (\text{V8-12})$$

$$\begin{aligned} \text{jf. (V8-3)} \\ \text{og} \\ \text{(V8-4)} \end{aligned} \quad \Delta \dot{E}_{VP} = \frac{\dot{Q}_{VP}}{1 + \frac{\dot{Q}_B}{\dot{Q}_A}} \left(\frac{1}{COP_A} - \frac{1}{COP_{A,0}} \right) + \frac{\dot{Q}_{VP}}{1 + \frac{\dot{Q}_A}{\dot{Q}_B}} \left(\frac{1}{COP_B} - \frac{1}{COP_{B,0}} \right) \quad (\text{V8-13})$$

Vedlegg 10.1.4 viser at samanhengen mellom COP og $T_{l\theta ft}$ kan modellerast ved hjelp av eksponentialfunksjonen $COP \cong A \cdot e^{-bT_{l\theta ft}}$ og at endringar i temperaturløftet, $\Delta T_{l\theta ft}$, då fører til ein ny effektfaktor: $COP \cong A \cdot e^{-b(T_{l\theta ft,0} + \Delta T_{l\theta ft})} = COP_0 \cdot e^{-b\Delta T_{l\theta ft}} \cong COP_0 \cdot e^{-b\Delta\theta}$. Om ein set dette inn i (V8-13), får ein:

$$\Delta \dot{E}_{VP} \approx \frac{\dot{Q}_{VP}}{1 + \frac{\dot{Q}_B}{\dot{Q}_A}} \left(\frac{1}{COP_{A,0} \cdot e^{-b \cdot \Delta\theta_A}} - \frac{1}{COP_{A,0}} \right) + \frac{\dot{Q}_{VP}}{1 + \frac{\dot{Q}_A}{\dot{Q}_B}} \left(\frac{1}{COP_{B,0} \cdot e^{-b \cdot \Delta\theta_B}} - \frac{1}{COP_{B,0}} \right) \quad (\text{V8-14})$$

Set ein til slutt inn uttrykket for $\Delta\theta_A$ og $\Delta\theta_B$ i samsvar med (V8-10) og (V8-11), får ein følgjande uttrykk for $\Delta \dot{E}_{VP}$:

$$\begin{aligned} \Delta \dot{E}_{VP} \approx \frac{\dot{Q}_{VP}}{1 + \frac{\dot{Q}_B}{\dot{Q}_A}} \left(\frac{1}{COP_{A,0} \cdot e^{-b \cdot \theta_{VP} \left(\frac{1 + \frac{\dot{m}_B}{\dot{m}_A} - 1 \right) \left(\frac{\dot{Q}_B}{1 + \frac{\dot{Q}_B}{\dot{Q}_A}} \right)}} - \frac{1}{COP_{A,0}} \right) \dots \\ + \frac{\dot{Q}_{VP}}{1 + \frac{\dot{Q}_A}{\dot{Q}_B}} \left(\frac{1}{COP_{B,0} \cdot e^{-b \cdot \theta_{VP} \left(\frac{1 + \frac{\dot{m}_A}{\dot{m}_B} - 1 \right) \left(\frac{\dot{Q}_A}{1 + \frac{\dot{Q}_A}{\dot{Q}_B}} \right)}} - \frac{1}{COP_{B,0}} \right) \end{aligned} \quad (\text{V8-15})$$

Ved hjelp av Likning (V8-15) kan ein analysere korleis ulike kombinasjonar av forholda $\frac{\dot{Q}_A}{\dot{Q}_B}$ og $\frac{\dot{m}_A}{\dot{m}_B}$ vil påverke det totale straumforbruket til varmepumpene ved gitte rammevilkår, samanlikna med når $\frac{\dot{Q}_A}{\dot{Q}_B} = \frac{\dot{m}_A}{\dot{m}_B} \Leftrightarrow \theta_A = \theta_B = \theta_{VP}$. Rammevilkåra vi då må kjenne til er bygget sitt behov for \dot{Q}_{VP} , T_{tur} , T_{retur} , varmekjelda sin $T_{varmekjelde}$, og varmepumpene sine $COP \cong f(T_{l\theta ft}) \cong Ae^{-bT_{l\theta ft}}$.

V8.2 Case: Optimal greinstraumfordeling til varmpumpene i Miljøhuset GK

Uttrykk (V8-15) vart nytta til å kjøre ein case på varmpumpesystemet i Miljøhuset GK. Tabell V8-1 viser input-a som vart nytta som rammevilkår. A og b er konstantane i eksponentialregresjonen $COP \cong A \cdot e^{-bT_{løft}}$ for IK40-41, og er henta frå Figur 6-1.

INPUT		
T_{ute}	-15	°C
T_{tur}	35	°C
T_{retur}	30	°C
$\dot{Q}_{varmebehov, bygning}$	100	kW
A (eksp. VP-modell)	7,3	Eksp. regr. av COP mot $T_{løft}$, der $COP = Ae^{-bT_{løft}}$
b (eksp. VP-modell)	0,022	Eksp. regr. av COP mot $T_{løft}$, der $COP = Ae^{-bT_{løft}}$
INPUT FØRER TIL:		
$\theta_{VP} = T_{tur} - T_{retur}$	5	Temperaturlidning i varmesystemet
$T_{løft,0} = T_{tur} - T_{ute}$	50	Dersom $\theta_A = \theta_B = \theta_{VP}$
$COP_{VP,0}$	2,4	Basert på eksp. regresjonen og $T_{løft}$

Tabell V8-1 Input til case for analyse av endra straumforbruk knytt til regulering av greinstraumane til varmpumpe IK40-41.

Endringa i straumforbruket ved ulike kombinasjonar av termisk effektfordeling $\frac{\dot{Q}_A}{\dot{Q}_B}$ og greinstraumfordeling $\frac{\dot{m}_A}{\dot{m}_B}$ blei berekna og ført opp i tabellform. Tabell V8-2 og Tabell V8-3 viser resultatata for høvesvis varmpumpe A og B. Vi ser at når $\frac{\dot{Q}_A}{\dot{Q}_B} > \frac{\dot{m}_A}{\dot{m}_B}$ (opp til høgre i tabellane), vil straumforbruket til VP_A auke, medan straumforbruket for VP_B vil minke. Dette heng saman med at temperaturløftet aukar for VP_A og minkar for VP_B fordi $\frac{\dot{Q}_A}{\dot{m}_A} > \frac{\dot{Q}_B}{\dot{m}_B}$. Det motesette skjer når $\frac{\dot{Q}_A}{\dot{Q}_B} < \frac{\dot{m}_A}{\dot{m}_B}$ (ned til venstre i tabellane): $\Delta \dot{E}_A < 0$ kW og $\Delta \dot{E}_B > 0$ kW.

$\Delta \dot{E}_{VPA}$ [kW]	Q'_A/Q'_B																			
	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1	1,1	1,2	1,3	1,4	1,5	1,6	1,7	1,8	1,9	2
$\frac{\dot{m}'_A}{\dot{m}'_B}$ 0,1	0,0	0,7	1,8	3,1	4,7	6,3	8,0	9,8	11	13	15	16	18	20	21	22	24	25	26	28
0,2	-0,2	0,0	0,4	1,0	1,6	2,3	3,0	3,7	4,4	5,1	5,7	6,4	7,0	7,6	8,2	8,7	9,3	9,8	10	10
0,3	-0,2	-0,2	0,0	0,3	0,7	1,1	1,5	2,0	2,4	2,8	3,2	3,6	4,0	4,4	4,8	5,1	5,4	5,7	6,0	6,3
0,4	-0,3	-0,3	-0,2	0,0	0,3	0,5	0,8	1,2	1,5	1,8	2,1	2,4	2,6	2,9	3,2	3,4	3,7	3,9	4,1	4,3
0,5	-0,3	-0,4	-0,3	-0,2	0,0	0,2	0,4	0,7	0,9	1,2	1,4	1,6	1,8	2,1	2,3	2,5	2,7	2,8	3,0	3,2
0,6	-0,3	-0,4	-0,4	-0,3	-0,2	0,0	0,2	0,4	0,6	0,8	1,0	1,2	1,3	1,5	1,7	1,9	2,0	2,2	2,3	2,5
0,7	-0,3	-0,4	-0,4	-0,4	-0,3	-0,2	0,0	0,2	0,3	0,5	0,7	0,8	1,0	1,1	1,3	1,4	1,6	1,7	1,8	1,9
0,8	-0,3	-0,5	-0,5	-0,5	-0,4	-0,3	-0,1	0,0	0,1	0,3	0,4	0,6	0,7	0,8	1,0	1,1	1,2	1,3	1,4	1,6
0,9	-0,3	-0,5	-0,5	-0,5	-0,4	-0,3	-0,2	-0,1	0,0	0,1	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	1,0	1,1	1,2	1,3
1	-0,3	-0,5	-0,5	-0,5	-0,5	-0,4	-0,3	-0,2	-0,1	0,0	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,7	0,7	0,8	0,9	1,0
1,1	-0,3	-0,5	-0,6	-0,6	-0,5	-0,5	-0,4	-0,3	-0,2	-0,1	0,0	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,8
1,2	-0,3	-0,5	-0,6	-0,6	-0,6	-0,5	-0,5	-0,4	-0,3	-0,2	-0,1	0,0	0,1	0,2	0,3	0,4	0,4	0,5	0,6	0,7
1,3	-0,3	-0,5	-0,6	-0,6	-0,6	-0,6	-0,5	-0,4	-0,3	-0,3	-0,2	-0,1	0,0	0,1	0,2	0,2	0,3	0,4	0,5	0,5
1,4	-0,3	-0,5	-0,6	-0,6	-0,6	-0,6	-0,5	-0,5	-0,4	-0,3	-0,2	-0,2	-0,1	0,0	0,1	0,2	0,2	0,3	0,4	0,4
1,5	-0,3	-0,5	-0,6	-0,7	-0,7	-0,6	-0,6	-0,5	-0,4	-0,4	-0,3	-0,2	-0,1	-0,1	0,0	0,1	0,1	0,2	0,3	0,3
1,6	-0,3	-0,5	-0,6	-0,7	-0,7	-0,6	-0,6	-0,6	-0,5	-0,4	-0,3	-0,3	-0,2	-0,1	-0,1	0,0	0,1	0,1	0,2	0,3
1,7	-0,3	-0,5	-0,6	-0,7	-0,7	-0,7	-0,6	-0,6	-0,5	-0,5	-0,4	-0,3	-0,3	-0,2	-0,1	-0,1	0,0	0,1	0,1	0,2
1,8	-0,3	-0,5	-0,6	-0,7	-0,7	-0,7	-0,7	-0,6	-0,6	-0,5	-0,4	-0,4	-0,3	-0,2	-0,2	-0,1	-0,1	0,0	0,1	0,1
1,9	-0,3	-0,5	-0,7	-0,7	-0,7	-0,7	-0,7	-0,6	-0,6	-0,5	-0,5	-0,4	-0,3	-0,3	-0,2	-0,2	-0,1	-0,1	0,0	0,1
2	-0,3	-0,5	-0,7	-0,7	-0,7	-0,7	-0,7	-0,7	-0,6	-0,6	-0,5	-0,4	-0,4	-0,3	-0,3	-0,2	-0,2	-0,1	-0,1	0,0

Tabell V8-2 Endring i effektforbruk for VP_A pga ulike greinstraummar og effektdekning i parallellkoplinga.

$\Delta \dot{E}_{VP,B}$ [kW]		Q'_A/Q'_B																			
		0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1	1,1	1,2	1,3	1,4	1,5	1,6	1,7	1,8	1,9	2
$\frac{\dot{m}'_A}{\dot{m}'_B}$	0,1	0,0	-0,3	-0,5	-0,7	-0,8	-0,9	-0,9	-1,0	-1,0	-1,0	-1,0	-1,0	-1,0	-1,0	-1,0	-1,0	-1,0	-0,9	-0,9	-0,9
	0,2	0,4	0,0	-0,3	-0,5	-0,6	-0,7	-0,8	-0,8	-0,9	-0,9	-0,9	-0,9	-0,9	-0,9	-0,9	-0,9	-0,9	-0,9	-0,9	-0,9
	0,3	0,8	0,3	0,0	-0,2	-0,4	-0,5	-0,6	-0,7	-0,7	-0,8	-0,8	-0,8	-0,8	-0,8	-0,8	-0,8	-0,8	-0,8	-0,8	-0,8
	0,4	1,1	0,6	0,3	0,0	-0,2	-0,4	-0,5	-0,6	-0,6	-0,7	-0,7	-0,7	-0,8	-0,8	-0,8	-0,8	-0,8	-0,8	-0,8	-0,8
	0,5	1,5	1,0	0,5	0,2	0,0	-0,2	-0,3	-0,4	-0,5	-0,6	-0,6	-0,6	-0,7	-0,7	-0,7	-0,7	-0,7	-0,7	-0,7	-0,7
	0,6	1,9	1,3	0,8	0,5	0,2	0,0	-0,2	-0,3	-0,4	-0,4	-0,5	-0,6	-0,6	-0,6	-0,6	-0,7	-0,7	-0,7	-0,7	-0,7
	0,7	2,3	1,6	1,1	0,7	0,4	0,2	0,0	-0,1	-0,2	-0,3	-0,4	-0,5	-0,5	-0,5	-0,6	-0,6	-0,6	-0,6	-0,6	-0,6
	0,8	2,7	1,9	1,4	0,9	0,6	0,4	0,2	0,0	-0,1	-0,2	-0,3	-0,4	-0,4	-0,5	-0,5	-0,5	-0,5	-0,5	-0,6	-0,6
	0,9	3,1	2,3	1,6	1,2	0,8	0,5	0,3	0,1	0,0	-0,1	-0,2	-0,3	-0,3	-0,4	-0,4	-0,5	-0,5	-0,5	-0,5	-0,5
	1	3,5	2,6	1,9	1,4	1,0	0,7	0,5	0,3	0,1	0,0	-0,1	-0,2	-0,3	-0,3	-0,4	-0,4	-0,4	-0,4	-0,5	-0,5
	1,1	3,9	2,9	2,2	1,7	1,2	0,9	0,6	0,4	0,3	0,1	0,0	-0,1	-0,2	-0,2	-0,3	-0,3	-0,4	-0,4	-0,4	-0,4
	1,2	4,4	3,3	2,5	1,9	1,4	1,1	0,8	0,6	0,4	0,2	0,1	0,0	-0,1	-0,2	-0,2	-0,3	-0,3	-0,3	-0,3	-0,4
	1,3	4,8	3,6	2,8	2,2	1,7	1,3	1,0	0,7	0,5	0,3	0,2	0,1	0,0	-0,1	-0,1	-0,2	-0,2	-0,3	-0,3	-0,3
	1,4	5,2	4,0	3,1	2,4	1,9	1,5	1,1	0,9	0,6	0,5	0,3	0,2	0,1	0,0	-0,1	-0,1	-0,2	-0,2	-0,3	-0,3
	1,5	5,6	4,3	3,4	2,7	2,1	1,6	1,3	1,0	0,8	0,6	0,4	0,3	0,2	0,1	0,0	-0,1	-0,1	-0,2	-0,2	-0,2
	1,6	6,1	4,7	3,7	2,9	2,3	1,8	1,5	1,1	0,9	0,7	0,5	0,4	0,3	0,2	0,1	0,0	-0,1	-0,1	-0,2	-0,2
	1,7	6,5	5,1	4,0	3,2	2,5	2,0	1,6	1,3	1,0	0,8	0,6	0,5	0,3	0,2	0,1	0,1	0,0	-0,1	-0,1	-0,2
	1,8	6,9	5,4	4,3	3,4	2,7	2,2	1,8	1,4	1,2	0,9	0,7	0,6	0,4	0,3	0,2	0,1	0,1	0,0	-0,1	-0,1
	1,9	7,4	5,8	4,6	3,7	3,0	2,4	2,0	1,6	1,3	1,0	0,8	0,7	0,5	0,4	0,3	0,2	0,1	0,1	0,0	-0,1
	2	7,8	6,2	4,9	3,9	3,2	2,6	2,1	1,7	1,4	1,2	0,9	0,8	0,6	0,5	0,4	0,3	0,2	0,1	0,1	0,0

Tabell V8-3 Endring i effektforbruk for VP_B pga ulike greinstraumar og effektdekning i parallellkoplinga.

Tabell V8-4 viser endringa i det *samla* straumforbruket for varmpumpe A og B ved ulike kombinasjonar av termisk effektfordeling $\frac{\dot{Q}_A}{\dot{Q}_B}$ og greinstraumfordeling $\frac{\dot{m}_A}{\dot{m}_B}$. Det vil seie at den viser «summen» av Tabell V8-2 og Tabell V8-3. Fargekodane er nytta for å visualisere trendane, der grønt betyr tilnærma ingen endring i straumforbruket, samanlikna med utgangspunktet: $\frac{\dot{Q}_{A,0}}{\dot{Q}_{B,0}} = \frac{\dot{m}_{A,0}}{\dot{m}_{B,0}}$.

$\Delta \dot{E}_{VP,tot} = \Delta \dot{E}_A + \Delta \dot{E}_B$ [kW]		Q'_A/Q'_B																			
		0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1	1,1	1,2	1,3	1,4	1,5	1,6	1,7	1,8	1,9	2
$\frac{\dot{m}'_A}{\dot{m}'_B}$	0,1	0,0	0,3	1,2	2,4	3,9	5,5	7,1	8,8	10,5	12,2	13,8	15,5	17,0	18,6	20,0	21,5	22,9	24,2	25,5	26,7
	0,2	0,2	0,0	0,1	0,5	1,0	1,6	2,2	2,9	3,5	4,2	4,8	5,5	6,1	6,7	7,3	7,8	8,4	8,9	9,4	9,9
	0,3	0,5	0,1	0,0	0,1	0,3	0,6	0,9	1,3	1,7	2,0	2,4	2,8	3,2	3,6	3,9	4,2	4,6	4,9	5,2	5,5
	0,4	0,9	0,3	0,1	0,0	0,1	0,2	0,4	0,6	0,8	1,1	1,4	1,6	1,9	2,1	2,4	2,6	2,9	3,1	3,3	3,6
	0,5	1,2	0,6	0,2	0,0	0,0	0,0	0,1	0,3	0,4	0,6	0,8	1,0	1,2	1,4	1,6	1,8	1,9	2,1	2,3	2,5
	0,6	1,6	0,9	0,4	0,2	0,0	0,0	0,0	0,1	0,2	0,3	0,5	0,6	0,7	0,9	1,0	1,2	1,3	1,5	1,6	1,8
	0,7	2,0	1,2	0,6	0,3	0,1	0,0	0,0	0,0	0,1	0,2	0,2	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1,1	1,2	1,3
	0,8	2,4	1,5	0,9	0,5	0,2	0,1	0,0	0,0	0,0	0,1	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0
	0,9	2,8	1,8	1,1	0,7	0,4	0,2	0,1	0,0	0,0	0,0	0,0	0,1	0,2	0,2	0,3	0,4	0,5	0,5	0,6	0,7
	1	3,2	2,1	1,4	0,9	0,5	0,3	0,1	0,1	0,0	0,0	0,0	0,0	0,1	0,1	0,2	0,3	0,3	0,4	0,5	0,5
	1,1	3,6	2,5	1,7	1,1	0,7	0,4	0,2	0,1	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,1	0,1	0,2	0,2	0,3	0,3	0,4
	1,2	4,0	2,8	1,9	1,3	0,9	0,6	0,3	0,2	0,1	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,1	0,1	0,1	0,2	0,2	0,3
	1,3	4,4	3,1	2,2	1,5	1,1	0,7	0,5	0,3	0,2	0,1	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,1	0,1	0,2	0,2
	1,4	4,9	3,5	2,5	1,8	1,2	0,9	0,6	0,4	0,2	0,1	0,1	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,1	0,1	0,1
	1,5	5,3	3,8	2,8	2,0	1,4	1,0	0,7	0,5	0,3	0,2	0,1	0,1	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,1	0,1
	1,6	5,7	4,2	3,0	2,2	1,6	1,2	0,8	0,6	0,4	0,3	0,2	0,1	0,1	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,1
	1,7	6,2	4,5	3,3	2,5	1,8	1,3	1,0	0,7	0,5	0,3	0,2	0,1	0,1	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
	1,8	6,6	4,9	3,6	2,7	2,0	1,5	1,1	0,8	0,6	0,4	0,3	0,2	0,1	0,1	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
	1,9	7,0	5,2	3,9	3,0	2,2	1,7	1,3	1,0	0,7	0,5	0,4	0,3	0,2	0,1	0,1	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
	2	7,5	5,6	4,2	3,2	2,5	1,9	1,4	1,1	0,8	0,6	0,4	0,3	0,2	0,2	0,1	0,1	0,0	0,0	0,0	0,0

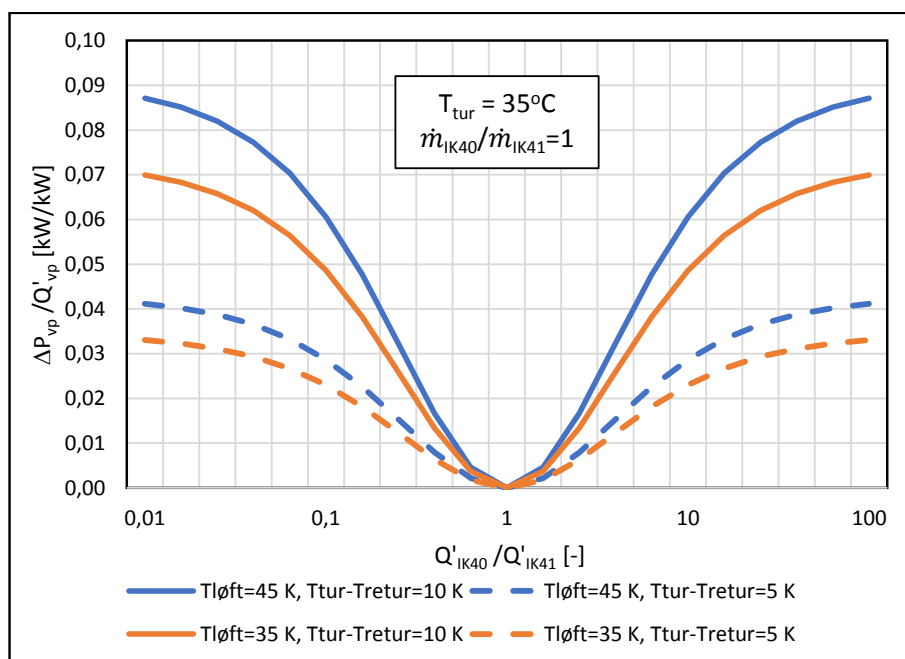
Tabell V8-4 Endring i samla effektforbruk for $VP_A + VP_B$ som følge av ulike greinstraumar og effektdekning i parallellkoplinga.

Det kjem tydeleg fram av den grønne «diagonalen» i Tabell V8-4 at det optimale i denne casen er å regulere greinstraumane slik at $\frac{\dot{Q}_A}{\dot{Q}_B} = \frac{\dot{m}_A}{\dot{m}_B}$, altså at temperaturlidninga i greinstraumane blir like:

$\theta_A = \theta_B = \theta_{VP}$. Når $\frac{\dot{Q}_A}{\dot{Q}_B} \neq \frac{\dot{m}_A}{\dot{m}_B}$ ser vi at det totale straumforbruket til varmpumpene aukar.

V8.3 Sensitivitetsanalyse for straumtapet til varmpumpene i Miljøhuset GK

Dersom ein set $\frac{\dot{m}_A}{\dot{m}_B} = 1$, får ein driftssituasjonen i Miljøhuset GK. Ifølgje konklusjonen over, ville den optimale effektfordelinga mellom IK40-41 vere når $\frac{\dot{Q}_{IK40}}{\dot{Q}_{IK41}} = \frac{\dot{m}_{IK40}}{\dot{m}_{IK41}} = 1$. Om ein deler Likning (V8-15) på \dot{Q}_{VP} , og nyttar Likning (6-3) og (6-8) for COP_{va} og COP_{kj} , kan ein plote endringa i samla straumforbruk per varmeeining ein får dersom $\frac{\dot{Q}_{IK40}}{\dot{Q}_{IK41}} \neq 1$. Dette er gjort i Figur V8-3 for ulike verdjar av $T_{l\ddot{o}ft,VP}$ og θ_{VP} . Grenseverdien for straumtapet når $\frac{\dot{Q}_{IK40}}{\dot{Q}_{IK41}}$ nærmar seg 0 eller ∞ representerer situasjonen der berre eitt aggregat er i drift.



Figur V8-3 Endring i varmpumpe IK40-41 sitt straumforbruk per produsert varmeeining når $Q_{IK40}/Q_{IK41} \neq 1$.

Vi ser at å endre θ_{VP} med 5 K gir større utslag på straumtapet enn å endre $T_{l\ddot{o}ft}$ med 10 K. Altså er straumtapet som er knytt til manglande regulering av greinstraumane, meir sensitiv til endringar i temperaturlidninga $\theta_{VP} = T_{tur} - T_{retur}$ enn temperaturløftet $T_{l\ddot{o}ft} = T_{tur} - T_{ute}$.

V8.4 Konklusjon og vidare bruk av resultatata

Denne analysen indikerte at i ei parallellkopling av fleire varmpumpeaggregat, er det mest gunstig å regulere greinstraumane på ein slik måte at aggregata jobbar med den same temperaturlidninga for kjølemediumet. Det oppnår ein dersom $\frac{\dot{Q}_A}{\dot{Q}_B} = \frac{\dot{m}_A}{\dot{m}_B}$.

Vi ser samtidig at storleiken på tapet ved ugunstig greinstraum-regulering er spesielt avhengig av temperaturlidninga $\theta_{VP} = T_{tur} - T_{retur}$. Di høgare denne temperaturlidninga er, di større blir tapet. Storleiken på det årlege tapet bør kalkulerast ved hjelp av time-for-time-berekningar for eit heilt år.

Vedlegg 9 Estimere energisparing ved alternative systemløyningar

For å kunne samanlikne alternative systemløyningar, var det nødvendig å berekne endringa i levert energi. Her blir det gjort ei kort beskriving av metoden for desse berekningane.

V9.1 Overordna tilnærming

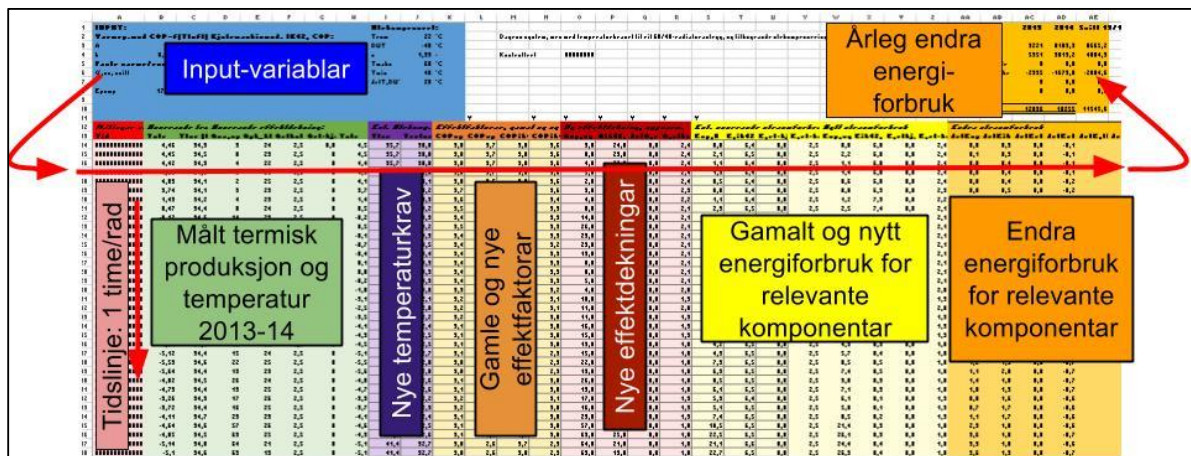
Ved å t.d. endre systemdesign, termiske kjelder eller distribusjonsmetode, er det forventa at ein eller fleire av følgjande variablar blir påverka:

- **Effektdekning** – Ny fordeling av varme- og kjøleproduksjon på ulike komponentar.
- **Temperaturnivå** – Spesielt termiske kjelder og distribusjonssystem påverkar dette.
- **Effektfaktorar** – Blir spesielt påverka av temperaturnivåa.
- **Kapasitetsbegrensning** – Termiske kjelder, varmepumper o.l. kan ha begrensa kapasitet.
- **Pumpe-/tørrkjølararbeid** – Endra systemdesign kan endre på behovet for dette.

Ei kvalitativ vurdering blei gjort i kvart enkelt eksempel-studium for å avklare kor i systemet ein ville få dei viktigaste endringane, og dermed kva for variablar som skulle inkludrast i berekningane. Dette blir beskrive fortløpande for kvart av studia.

V9.2 Berekningsverktøy

Det vart laga ein modell i Microsoft Excel for å gjere energi-berekningane. Figur V9-1 illustrerer eit døme på korleis den vart bygd opp. Kvar rad representerer ein spesifikk time frå 2013-14. På bakgrunn av studium-spesifikke input-variablar, termiske målingar, og modellar (funksjonar) som representere systemet sin respons på dette, vart det gjort sekvensielle energiberekingar for kvar time. Resultata frå alle timane vart summert for å få den totale endringa i årleg energiforbruk.



Figur V9-1 Illustrasjon av excel-modellen for berekning av endra energiforbruk ved alternative systemløyningar.

V9.3 Modell for varmepumper

Effektfaktor

Effektfaktoren til varmepumpene blei modellert på same måte som beskrive i Kapittel 4. Det vil seie at $COP \cong f(T_{l\ddot{o}ft}) \approx A \cdot \exp^{-bT_{l\ddot{o}ft}}$. Berekingar som involverte varmepumpe IK40/41 nytta Likning (6-3) og (6-8) som modell i varme- og kjølemodus. Berekingar som involverte kjølemaskin IK42 nytta Likning (6-16) som modell. Dellastreguleringa sin innverknad på effektfaktoren har blitt neglisjert, fordi det ikkje fantes målingar eller produsentdata til å vurdere dette.

Temperaturgrensa for aggregat IK40/41/42

I eksempel-studiet av varmedistribusjon via radiatoranlegget har det blitt satt begrensninger på høyeste utgående vassstemperatur frå varmepumpe IK40/41 og kjølemaskin IK42.

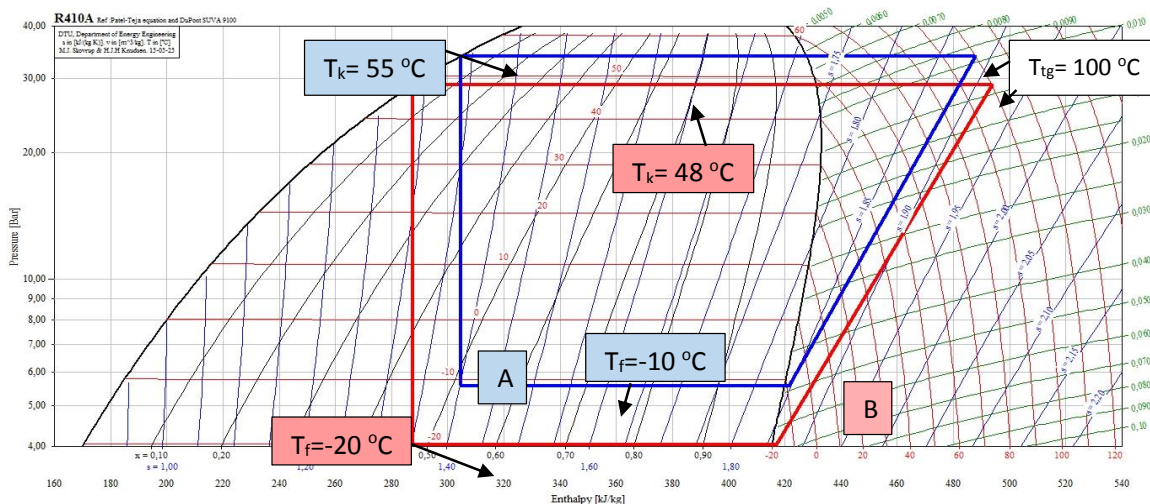
Aggregat IK40/41/42 nyttar R410A som kuldemedie. Det kan generelt oppnå ein utgåande vassstemperatur på 50°C ved 35 bars trykkklasse, og 65°C ved 45 bars trykkklasse (Stene, 2014a). Det har ikkje lukkast å finne kva for trykkklasse varmepumpe IK40/41 og kjølemaskin IK42 har. Derfor er det gjort ein føresetnad om at alle tre aggregata har 35 bars trykkklasse, som gir ein maksimal utgåande vassstemperatur på 50°C.

Det er likevel ikkje alltid at IK40/41 kan levere ein turtemperatur på 50°C. Ved relativt låge ute-temperaturar/fordampartemperaturar vil denne tur-temperaturgrensa bli redusert. Det er fordi trykkforholdet p_k/p_f blir så stort, at trykk-gass-temperaturen til kuldemediet ut av kompressoren blir for høg. Trykk-gass-temperaturar over 100-120 °C blir skadeleg for både kompressoren og sjølve kuldemediet (Stene, 2014a).

Det har ikkje lukkast å skaffe produsentdata for denne temperaturgrensa til IK40/41 ved låge fordampartemperaturar. Derfor blei det gjort ein teoretisk analyse. Følgande føresetningar har blitt nytta:

- Maksimal tillate trykk-gass-temperatur: 100°C
- Temperaturdifferanse: $T_{VP,k} - T_{VP,k,ut} = 5 \text{ K}$
- Temperaturdifferanse: $T_{ute} - T_{VP,f} = 5 \text{ K}$
- Overheting av gass, fordampar: 2 K
- Isentropisk verknadsgrad er avhengig av p_k/p_f . (Verdiar frå Stene, 1997a, s. 3-13, Figur 3.13).

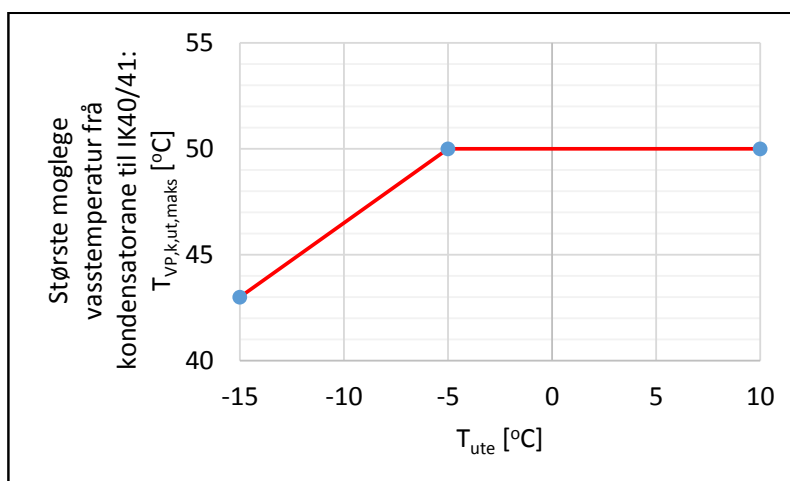
Ved hjelp av analyse-programmet CoolPack blei det gjort iterative berekningar av temperaturgrensene til IK40/41. Resultata er presentert i Figur V9-2. Den viser at ved $T_{ute} > -5^\circ\text{C}$ vil IK40/41 klare å levere ein utgåande vassstemperatur på 50°C. Vi ser også at IK40/41 kan levere ein maksimal utgåande vassstemperaturen på 43°C ved nedre sperregrense: $T_{ute} = -15^\circ\text{C}$.



	T_{ute} [°C]	T_f [°C]	p_f [bar]	T_k [°C]	p_k [bar]	p_k/p_f [-]	η_{is} [-]	T_{tg} [°C]	$T_{k,ut}$ [°C]
A)	-5	-10	5,8	55	34	5,9	0,81	100	50
B)	-15	-20	4	48	27	6,8	0,70	100	43

Figur V9-2 Prosessanalyse for R410A: A) Lågaste utetemperatur som gir 50°C utgåande vassstemperatur frå kondensatoren. B) Maksimal utgåande vassstemperatur frå kondensatoren ved $T_{ute} = -15^\circ\text{C}$. Føresetnad: $T_k - T_{k,ut} = 5 \text{ K}$, $T_{ute} - T_f = 5 \text{ K}$.

Det blei anteke at grensa for den maksimale utgåande vasstemperaturen som kondensatoren kan levere, aukar lineært ved utetemperaturar mellom -15°C til -5°C. Resultata frå Figur V9-2 blei interpolert. Dette er plotta i Figur V9-3.



Figur V9-3 Berekna grensa for største moglege vasstemperatur frå kondensatorane til IK40/41 ved ulike utetemperaturar.

Dersom kravet til turtemperaturen overstig denne temperaturgrensa, vil modellen sørgje for at resten av temperaturløftet blir dekkja av spisslasta/el-kjelen. Det har og blitt nytta ei nedre driftssperre for luft/væske-aggregata når $T_{ute} < -15^\circ\text{C}$, slik som for IK40-41 i dag. Då må overskotsvarmen frå prosesskjølemaskina og spisslasta/el-kjelen dekke heile varmebehovet.

V9.4 Modell for tørrkjølar

Det har vore lite tilgang til data for tørrkjølarar. Det er også anteke at desse ikkje står for den største delen av straumforbruket, og at forenkla modellar er godt nok for denne typen analyser. Produsentinfo av noverande tørrkjølar (LC41, Figur 3-2) har blitt nytta til å lage ein modell for straumforbruket. Basert på nominelle verdiar, er det anteke at forholdet mellom avgitt varmeeffekt og vifteeffekt er tilnærma lik 55.

V9.5 Modell for pumpearbeid

Dei fleste pumpene som har blitt lagt til eller fjerna i dei ulike eksempel-studia, har hatt konstant turtal. Nominelle pumpe-effektar og driftstimar har blitt nytta til å berekne det årlege pumpearbeidet for kvar enkelt pumpe.

V9.6 Modell for radiatoranlegg

Det har blitt nytta utekompenseringskurver for det tiltenkte radiatoranlegget. Dette vil seie at tur- og returtemperaturen blir styrt av utetemperaturen. Metoden som er beskrive i Zijdemans (2012, s. 285-289) vart nytta til å modellere dette:

$$T_{tur} = T_{rom} + \Delta T_{DUT} \cdot \left(\frac{T_{rom} - T_{ute}}{T_{rom} - T_{DUT}} \right)^{\frac{1}{n}} + 0,5 \cdot (T_{tur,maks} - T_{retur,maks}) = \frac{T_{rom} - T_{ute}}{T_{rom} - T_{DUT}} \quad (V9-1)$$

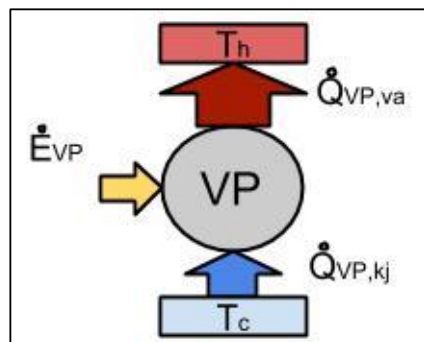
$$T_{retur} = T_{tur} - (T_{tur,maks} - T_{retur,maks}) \cdot \frac{T_{rom} - T_{ute}}{T_{rom} - T_{DUT}} \quad (V9-2)$$

Vedlegg 10 Teoretiske verktøy for berekning av varmepumper sin energieffektivitet.

V10.1 Viktige vilkår for energieffektive varmepumper

V10.1.1 Varmepumpa sitt grunnleggjande prinsipp

I termodynamisk samanheng kan ei varmepumpe beskrivast som ei reversert varmemaskin: Ved hjelp av tilført arbeid, overfører den varme frå eit «kaldt» termisk reservoar med temperatur T_c til eit «varmt» termisk reservoar med ein høgare temperatur, T_h . (Figur V10-1) Termene «kaldt» og «varmt» blir nytta for å presisere at $T_h > T_c$. (Stene, 1997a)



Figur V10-1 Grunnleggjande prinsipp for varmepumper

Varmepumper produsere dermed varme- og kjøleffekt. Fordelen ved å nytte ei varmepumpe i til dømes bygningsoppvarming, er at delar av varmeeffekten blir dekt av varmeopptak frå det «kalde» reservoaret. Dette reduserer behovet for tilført arbeid, som i praksis betyr redusert behov for høgverdig energi som t.d. elektrisitet eller fossilt brensel. Fordi energibalansen er $Q_{VP,va} = E_{VP} + Q_{VP,kj}$ blir denne reduksjonen lik $Q_{VP,kj}$.

V10.1.2 Varmepumpas effektfaktor

Definisjon

Varmepumpas effektfaktor, COP (Coefficient of performance), er forholdet mellom produsert termisk effekt og tilført arbeidseffekt:

$$COP = \frac{\dot{Q}_{VP}}{\dot{E}_{VP}} \quad (V10-1)$$

For varmedrift nyttar ein $COP_{va} = \dot{Q}_{VP,va} / \dot{E}_{VP}$, og for kjøledrift nyttar ein $COP_{kj} = \dot{Q}_{VP,kj} / \dot{E}_{VP}$ (jf. Figur V10-1). Vi ser at di høgare effekt faktoren er, di større blir effektsparinga.

Ideelle varmepumper

Den høgste teoretiske effekt faktoren kan utledast frå den reverserte carnot-maskina, og er gitt av absolutt-temperaturen til det varme og kalde reservoaret (Stene, 1997a)

jf. Figur V10-1

$$COP_{va,ideell} = \frac{T_h}{T_h - T_c} \quad (V10-2)$$

$$COP_{kj,ideell} = \frac{T_c}{T_h - T_c} \quad (V10-3)$$

Reelle varmepumper

Reelle varmepumper vil ha ein lågare COP enn ideelle: $COP_{reell} < COP_{ideell}$. Kort sagt skuldast dette termodynamiske og mekaniske tap i systemet, hovudsakleg varmevekslartap, kompressortap, overhetningstap og strupningstap (Stene, 1997a).

Carnotverknadsgraden

Forholdet mellom effekt faktoren til ei reell og ideell varmpumpe ved like rammevilkår, vert kalla carnotverknadsgraden, η_c :

$$\eta_c = \frac{COP_{reell}}{COP_{ideell}}$$

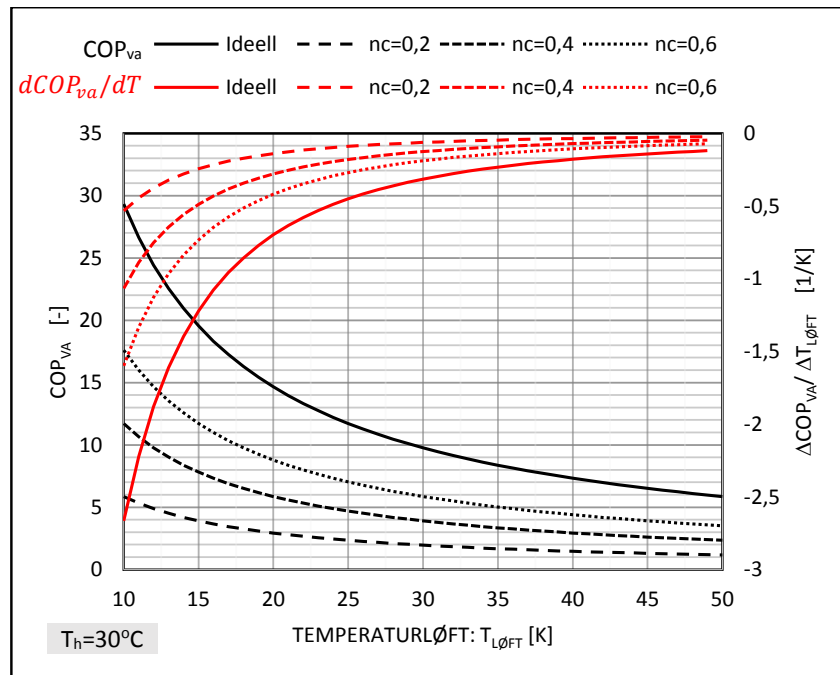
jf. (V10-2)
$$\eta_{c,va} = \frac{COP_{va,reell}}{T_h/(T_h-T_c)} \quad (V10-4)$$

jf. (V10-3)
$$\eta_{c,kj} = \frac{COP_{kj,reell}}{T_c/(T_h-T_c)} \quad (V10-5)$$

Innanfor normale temperaturløft for varmpumper til bygningsklimatisering, vil η_c endre seg lite ved temperaturvariasjonar (Stene, 1997a). Om ein kjenner η_c , T_h og T_c kan ein derfor til ein viss grad estimere COP_{reell} for ei gitt varmpumpe ved å snu om på Likning (V10-4) og (V10-5).

V10.1.3 Temperaturløftet sin innverknad på effekt faktoren

Effekt faktoren er sterkt avhengig av temperaturnivåa på dei termiske reservoara, T_h og T_c (Stene, 1997a). For ideelle varmpumper ser vi av Likning (V10-2) og (V10-3) at effekt faktoren er omvendt proporsjonal med temperaturløftet $T_{løft} = T_h - T_c$. Figur V10-2 viser plot av COP_{va} og $\frac{dCOP_{va}}{dT}$ som funksjon av temperaturløftet. Kurvene samanliknar ei ideell varmpumpe med tre ulike varmpumper som har konstante carnot-virkningsgradar på 0,2,0,6.



Figur V10-2 Temperaturløftet sin innverknad på effekt faktoren i varmmodus. $T_h=30^\circ\text{C}$.

Vi ser at dess lågare temperaturløftet er, dess større innverknad har temperaturendringane på COP. Sjølv om dette er teoretiske modellar, gir det ein god indikasjon på temperaturløftet sin innverknad. For reelle varmpumper bør forholdet mellom COP og temperaturløft målast gjennom ei testkøyring for å kunne vurdere temperaturløftet sin reelle innverknad på effekt faktoren.

V10.1.4 Varmefaktor og energifaktor

Figur V10-2 illustrerte at temperaturløftet har stor innverknad på effekt faktoren. Derfor vil effekt faktoren vere lite eigna som mål på systemets energieffektivitet over tid dersom temperaturnivået varierer. Då er varmefaktoren (eller årsvarmefaktoren/SPF – Seasonal Performance Factor) eit betre alternativ. Det er definert som forholdet mellom total varmeleveranse $Q_{VP,va}$ og total energitilførsel E_{VP} for ein gitt oppvarmingsperiode (Stene, 1997a):

$$SPF_{va} = \frac{Q_{VP,va}}{E_{VP}} \quad (V10-6)$$

Tilsvarende kan vi berekne SPF_{kj} dersom systemet blir nytta til kjøleformål. Då må ein nytte $Q_{VP,kj}$ i staden for $Q_{VP,va}$.

Dersom eit varmepumpesystem blir nytta til både oppvarming og kjøling, om mogleg kombinert på same tid, kan ein nytte energifaktoren som mål på systemets effektivitet over tid (Stene, 1997a):

$$SPF = \frac{Q_{VP,va} + Q_{VP,kj}}{E_{VP}} \quad (V10-7)$$

Måling

Reell SPF kan dokumenterast ved å måle $Q_{VP,va}$, $Q_{VP,kj}$ og E_{VP} over ein gitt periode. I eit varmepumpesystem for byggklimatisering er det naturleg å gjere dette for eitt eller fleire heile år, fordi temperaturvariasjonane over tid vil følgje ein årleg syklus. I tillegg kan ein korrigere for avvik frå normal-klimaet: «normalårkorrigerings». (Stene, 1997b).

Berekning

Dersom vi har data for korleis effektbehovet og temperaturnivået vil variere over tid, og samtidig kan modellere forholdet mellom COP, temperaturnivå og termisk effekt, er det mogleg å estimere SPF. Dette kan nyttast til å samanlikne energisparingspotensialet for ulike varmepumper og deretter gjere økonomiske analyser i prosjekteringsfasen. Det kan og nyttast til å estimere energisparingspotensiale for optimalisering av eksisterande anlegg ved tiltak som reduserer temperaturløftet.

Dersom systemet berre leverar varme eller kjøling, kan ein med utgangspunkt i Likning (V10-6) berekne SPF på følgjande måte:

$$SPF = \frac{Q_{VP}}{E_{VP}} = \frac{\int_{t_0}^t \dot{Q}_{VP} d\tau}{\int_{t_0}^t \dot{E}_{VP} d\tau} = \frac{\int_{t_0}^t \dot{Q}_{VP} d\tau}{\int_{t_0}^t \frac{\dot{Q}_{VP}}{COP} d\tau} \quad (V10-8)$$

$$\text{der } COP = f(T_h, T_c, \dot{Q}_{VP}), \text{ og } T_h, T_c, \dot{Q}_{VP} \text{ er } f(\tau)$$

Ved gitte rammevilkår vil eit varmepumpeaggregat ha faste forhold mellom produsert varme- og kjøleeffekt: $\dot{Q}_{VP,va}/\dot{Q}_{VP,kj}$. Dersom aggregatet skal levere nyttig varme og kjøling på same tid, er det ikkje sikkert at forholdet mellom varme- og kjølebehovet samsvarer med varmepumpas $\dot{Q}_{VP,va}/\dot{Q}_{VP,kj}$. Avhengig av kva som er det dominerande behovet, vil det vere eit overskot av varme- eller kjøleeffekt som må dumpast. Dette overskotet blir ikkje utnytta. Det er berre den utnytta varme- og kjøleeffekten, her kalla $\dot{Q}_{VP,va,u}$ og $\dot{Q}_{VP,kj,u}$, som skal takast med i reknestykket. I ein slik driftssituasjon må aggregatet til ei kvar tid tilpassast det dominerande behovet. Straumforbruket i ei slik kombinert drift må då bli:

$$\dot{E}_{VP} = \max\left(\frac{\dot{Q}_{VP,va,u}}{COP_{va}}, \frac{\dot{Q}_{VP,kj,u}}{COP_{kj}}\right) \quad (V10-9)$$

Set ein dette inn i Likning (V10-7) får ein:

$$SPF = \frac{Q_{VP,va,u} + Q_{VP,kj,u}}{E_{VP}}$$

$$= \frac{\int_{t_0}^t (\dot{Q}_{VP,va,u} + \dot{Q}_{VP,kj,u}) d\tau}{\int_{t_0}^t \dot{E}_{VP} d\tau} = \frac{\int_{t_0}^t (\dot{Q}_{VP,va,u} + \dot{Q}_{VP,kj,u}) d\tau}{\int_{t_0}^t \max\left(\frac{\dot{Q}_{VP,va,u}}{COP_{va}}, \frac{\dot{Q}_{VP,kj,u}}{COP_{kj}}\right) d\tau} \quad (V10-10)$$

Likning (V10-10) er meir generell enn (V10-8). Om ein set $\dot{Q}_{VP,va}$ eller $\dot{Q}_{VP,kj}$ lik 0 vil (V10-10) bli lik (V10-8).

I ein reel berekningsituasjon har ein ikkje kontinuerlige verdiar for effektbehov og temperatur. Ofte har ein berekna eller målte snittverdiar for sekvensielle tidsintervall. Då må ein nytte summasjon over n tidsintervall i staden for integrasjon i Likning (V10-10):

$$SPF \approx \frac{\sum_n [\bar{Q}_{VP,va,u}^n + \bar{Q}_{VP,kj,u}^n]}{\sum_n \left[\max\left(\frac{\bar{Q}_{VP,va,u}^n}{COP_{va}^n}, \frac{\bar{Q}_{VP,kj,u}^n}{COP_{kj}^n}\right) \right]} \quad (V10-11)$$

COP-endinga sin innverknad på SPF

Ut frå Likning (V10-11) ser vi at om COP for alle tidspunkt blir endra K prosent, vil den nye SPF endre seg like mange prosent i forhold til den opprinnelege SPF_0 :

jf. (V10-11)

$$SPF \approx \frac{\sum_n [\bar{Q}_{VP,va,u}^n + \bar{Q}_{VP,kj,u}^n]}{\sum_n \left[\max\left(\frac{\bar{Q}_{VP,va,u}^n}{COP_{va,0}^n \cdot (1+K)}, \frac{\bar{Q}_{VP,kj,u}^n}{COP_{kj,0}^n \cdot (1+K)}\right) \right]} \quad (V10-12)$$

$$\approx (1+K) \frac{\sum_n [\bar{Q}_{VP,va,u}^n + \bar{Q}_{VP,kj,u}^n]}{\sum_n \left[\max\left(\frac{\bar{Q}_{VP,va,u}^n}{COP_{va,0}^n}, \frac{\bar{Q}_{VP,kj,u}^n}{COP_{kj,0}^n}\right) \right]} \approx (1+K) \cdot SPF_0 \quad (V10-13)$$

$$SPF \approx (1+K) \cdot SPF_0$$

Temperaturløftet sin innverknad på SPF

Dersom ein gjer ein eksponential-regresjon av samanhengen mellom COP og temperaturløftet $T_{l\text{øft}}=T_h-T_c$, kan samanhengen modellerast på følgjande måte:

$$COP \cong f(T_{l\text{øft}}) \approx Ae^{-bT_{l\text{øft}}} \quad (V10-14)$$

Figur V10-3 demonstrerer ein slik eksponentialregresjon for tre teoretiske varmepumper med $T_h=30^\circ\text{C}$, $\eta_c=0,2-0,6$ og $T_{l\text{øft}}=20-50\text{K}$. Vi ser at $R^2=0,98$, og at regresjonskurva visuelt følgjer punktdiagrammet tett. Likning (V10-14) fungerer dermed som ein modell for COP.

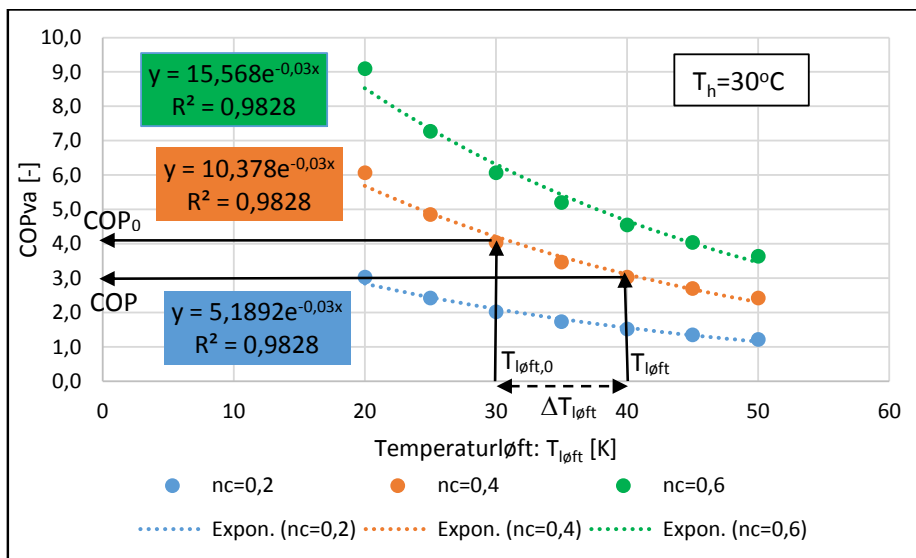
Dersom eit varmepumpeaggregat vert drifta ved gitte rammevilkår og oppnår effektfaktoren $COP_0 \cong f(T_{l\text{øft},0})$, vil ei endring i temperaturløftet lik $\Delta T_{l\text{øft}}=T_{l\text{øft}}-T_{l\text{øft},0}$ resultere i den nye effektfaktoren

$COP \cong f(T_{l\phi ft}) = f(T_{l\phi ft,0} + \Delta T_{l\phi ft})$ (Figur V10-3). Om ein då nyttar (V10-14) som modell, kan likninga for den nye effekt faktoren uttrykkast på følgjande måte:

$$COP \cong f(T_{l\phi ft}) \approx Ae^{-bT_{l\phi ft}} = Ae^{-b(T_{l\phi ft,0} + \Delta T_{l\phi ft})}$$

$$COP \approx Ae^{-b(T_{l\phi ft,0})} \cdot e^{-b(\Delta T_{l\phi ft})}$$

$$COP \cong COP_0 \cdot e^{-b(\Delta T_{l\phi ft})} \quad (V10-15)$$



Figur V10-3 Eksponentialregresjon av samanhengen mellom COP og temperaturløft for teoretiske varmepumper med carnotvirkningsgrad 0,2-0,6 og $T_h=30^\circ C$.

Ut frå (V10-15) ser vi at det er endringa i temperaturløftet, $\Delta T_{l\phi ft}$, som er avgjerande for kva den nye COPen blir. Sjølv om $T_{l\phi ft,0}$ kan ha store variasjonar gjennom ein driftsperiode, så vil ei varig forskyving av temperaturløftet, $\Delta T_{l\phi ft} = \text{konst.}$, føre til at COP-en ved alle tidspunkt endrar seg med den same faktoren lik $e^{-b(\Delta T_{l\phi ft})}$, uansett forløpet til $T_{l\phi ft,0}$. Figur V10-4 illustrerer kva som er meint med ei «varig forskyving» av temperaturløftet: $T_{l\phi ft}$ vil til ei kvar tid forskyvast med den same absoluttverdien frå det opprinnelege $T_{l\phi ft,0}$. Dette kan tilnærma skje dersom ein gjer endringar i systemdesign eller -drift som til dømes:

- Legg til/fjernar ein varmevekslar/hydraulisk skilje.
- Endrar varmevekslarflater, for eksempel aukar/reducerer overflatearealet på radiatorar.
- Endrar temperaturkravet i varmedistribusjonssystemet.

V10.2 Energifaktor og energisparing

Eit hovudformål med å nytte varmpumper for klimatisering av bygg, er å redusere forbruket av høgverdig energi.

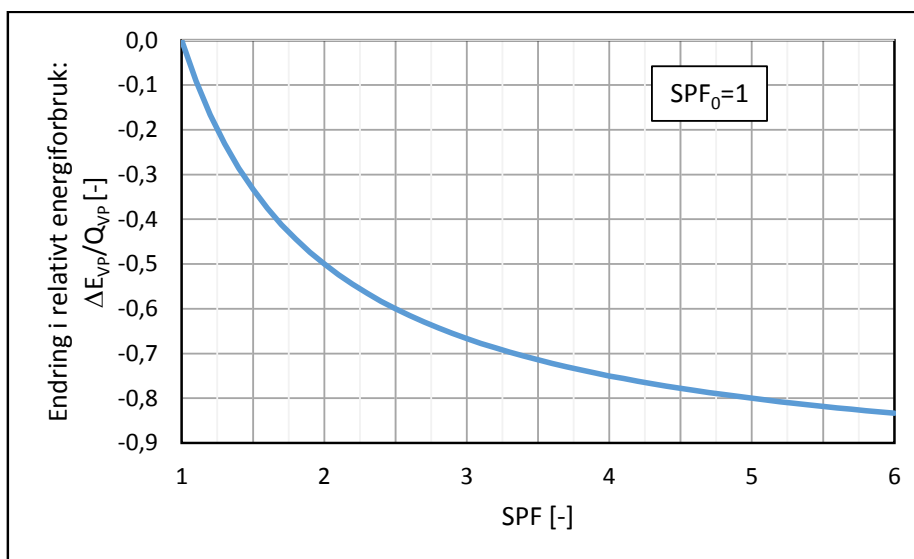
SPF og energiforbruk

Dersom ein samanliknar eit alternativt varme- og kjølesystem som har energifaktoren SPF, med eit referansesystem som har energifaktoren SPF_0 , er forskjellen i energiforbruket gitt av:

$$\Delta E_{VP} = E_{VP} - E_{VP,0} = \frac{Q_{VP}}{SPF} - \frac{Q_{VP}}{SPF_0}$$

$$\frac{\Delta E_{VP}}{Q_{VP}} = \frac{1}{SPF} - \frac{1}{SPF_0} \quad (V10-18)$$

Likning (V10-18) er plotta i Figur V10-6 for tilfellet der $SPF_0=1$. Dette kan t.d. vere dersom eit varmpumpeanlegg som leverer varme med ein gitt SPF blir samanlikna med oppvarming vha direkte elektrisitet som har $SPF_0=1$. Legg merke til at endringa i det relative energiforbruket flatar ut dess høgare SPF blir. Til dømes vil ein SPF-auke frå 2 til 3 gi om lag 17 %-poeng høgare energisparing, medan ein SPF-auke frå 4 til 5 «berre» vil gi om lag 5 %-poeng høgare energisparing.



Figur V10-6 Samanheng mellom SPF og endra relativt energiforbruk når referansen er $SPF_0=1$.

Temperaturløft og energisparing

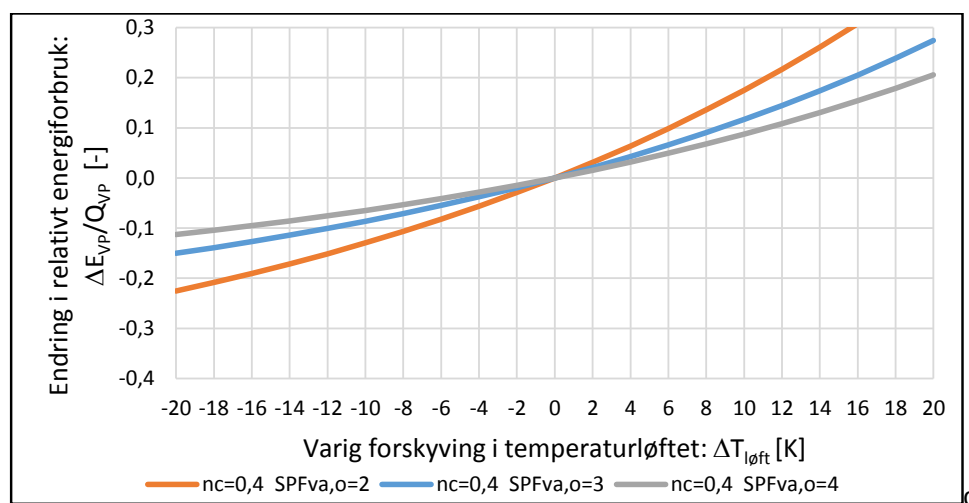
Kombinerer ein Likning (V10-16) og (V10-18), ser vi korleis ei varig forskyving av temperaturløftet, $\Delta T_{løft}$, vil føre til følgjande endring i relativt energiforbruk:

$$\frac{\Delta E_{VP}}{Q_{VP}} \approx \frac{1}{e^{-b(\Delta T_{løft})} \cdot SPF_0} - \frac{1}{SPF_0} \quad (V10-19)$$

der b er eliminasjonskonstanten frå eksponentialmodellen $COP \cong f(T_{løft}) \approx Ae^{-bT_{løft}}$ (jf. Likning (V10-14)), SPF_0 er den opprinnelege energifaktoren, og $\Delta T_{løft}$ er storleiken på ei varig forskyving i temperaturløftet pga endringar i systemet eller rammevilkåra.

Likning (V10-19) er plotta i Figur V10-7 for tre ulike systemløysingar der opprinneleg SPF_o er 2, 3 og 4. Her har det blitt nytta ei teoretisk varmepumpe med $\eta_c=0,4$, men som Figur V10-3 og Likning (V10-15) viser, så vil ikkje η_c ha nemneverdig innverknad på faktoren $e^{-b(\Delta T_{løft})}$, og Figur V10-7 vil derfor også tilnærma gjelde når $\eta_c \neq 0,4$.

Vi ser at påverkinga temperaturforskyvinga har på energiforbruket avhenger av kva for energifaktor referansesystemet hadde frå før. Systemet som i utgangspunktet hadde den største energifaktoren, $SPF_o=4$, blir minst påverka av temperaturforskyvingar: energiforbruket aukar/minkar 0,5-1% per Kelvin temperaturløftet blir heva/senka. Systemet som i utgangspunktet hadde den minste energifaktoren, $SPF_o=2$, blir mest påverka: energiforbruket aukar/minkar 1-2% per Kelvin temperaturløftet blir heva/senka.



Figur V10-7 Endring i relativt energiforbruk som følgje av ei varig forskyving av temperaturløftet. Det er plotta kurver for tre ulike referansesystem med SPF_o lik 2, 3 og 4.

V10.3 Dellastreguleringa sin innverknad på effekt faktoren

Ifølgje Likning (V10-1) var effekt faktoren lik forholdet mellom produsert termisk effekt og tilført arbeidseffekt. Som påpeika vil termodynamiske og mekaniske tap føre til at reelle varmepumper må tilføre meir arbeid for å oppnå den same termiske effekten som ei ideell varmepumpe:

$$\dot{E}_{VP, reell} = \dot{E}_{VP, ideell} + \dot{E}_{VP, tap} \quad (V10-20)$$

$\dot{E}_{VP, ideell}$ kan vi ikkje gjere noko med når temperaturkrava er gitt. I så fall vil storleiken på $\dot{E}_{VP, tap}$ derfor vere det vi kan endre for å påverke varmepumpas reelle effekt faktor. Storleiken på nokre av desse tapa heng saman med effektreguleringa. For varmepumper med turtalsregulerte kompressorar inneber dette blant anna:

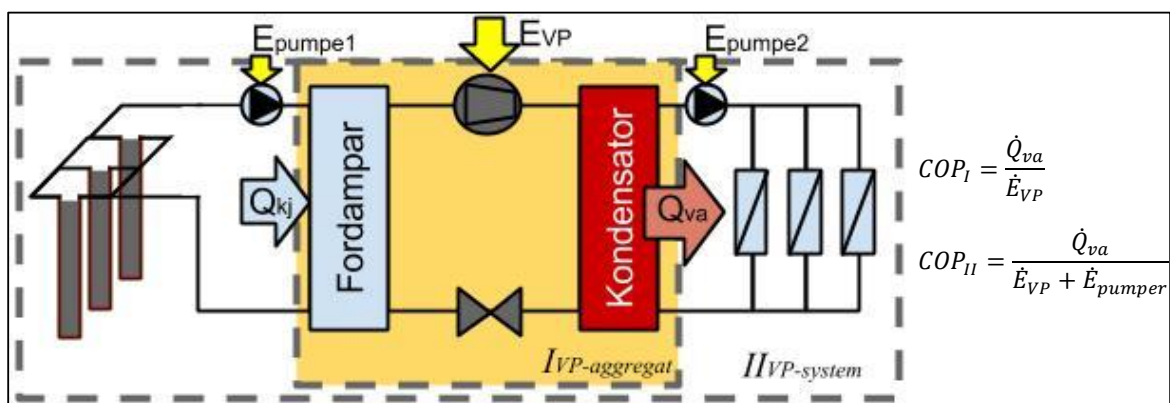
- Kompressortap – Verknadsgraden minkar ved nedregulering (Stene, 1997a, s. 3-20)
- El-motortap – Verknadsgraden minkar ved nedregulering (Stene, 1997a, s. 3-4).

Dermed vil ei turtalsregulert varmepumpe som køyrast på dellast ha ein dårlegare effekt faktor enn om den gjekk for full kapasitet ved dei same temperaturkrava. Dette bør inkluderast i COP-modellar ved eventuelle berekningar av varmepumpesystem i prosjekteringsfasen. Kor mykje dette utgjør, kan målast og dokumenterast av produsentane til det konkrete aggregatet.

Varmepumper som har PÅ/AV-regulering av kompressorar vil derimot ikkje ha den same problematikken, sidan kvart enkelt kompressortrinn går ved full last når det først er i drift. Likevel kan andre faktorar, som t.d lågare massestraum ved drift av få kompressorar, framleis ha innverknad på effekt faktoren ved dellast. Igjen må dette målast og dokumenterast for det konkrete aggregatet.

V10.4 Systemgrenser og effekt faktoren

Ei varmepumpe må ha eit system for både varmeopptak og –distribusjon. For å få til dette, er det normalt eit behov for pumper og/eller vifter, avhengig av systemløyisingane. Desse komponentane treng energi. Totalt behov for høgverdig energi er då høgare enn det arbeidet som blir tilført sjølve varmepumpeprosessen, E_{VP} . COP for varme- og kjøleproduksjonen er dermed avhengig av korleis vi definerer systemgrensene (Figur V10-8), og defineringa er avhengig av kva vi skal samanlikne med.



Figur V10-8 Systemgrensa sin innverknad på effekt faktoren.

Om t.d. effekt faktoren til det vassborne systemet i Figur V10-8 skal samanliknast med direkte elektrisk romoppvarming, må ein nytte systemgrense II. Om ein derimot skal samanlikne to ulike varmepumpe-aggregat, der opptak- og distribusjonssystemet er det same, kan det vere naturleg å nytte systemgrense I.

Vedlegg 11 Risikovurdering knytt til gjennomføring av oppgåva

Analysane i denne masteroppgåva har basert seg på fjernavlesing av måledata, FDV-dokumentasjon, munnleg og skriftleg kommunikasjon, og tidlegare arbeid (forprosjekt, 2014). Ingen befaringar eller feltmålingar har blitt gjort iløpet av våren 2015. Dette blei gjort i forprosjektet hausten 2014.

Dermed har det ikkje vore nemneverdige risikomoment knytt til gjennomføring av denne masteroppgåva.