

CO₂-varmepumper for oppvarming og kjøling av kontorbygg

**Jørn Stene
Trond Andresen
Jacob Stang**

Juni 2004

**SINTEF Energiforskning AS**

Postadresse: 7465 Trondheim
Resepsjon: Sem Sælands vei 11
Telefon: 73 59 72 00
Telefaks: 73 59 72 50

www.energy.sintef.no

Foretaksregisteret:
NO 939 350 675 MVA

TEKNISK RAPPORT

SAK/OPPGAVE (tittel)

CO₂-varmepumper for oppvarming kjøling av kontorbygg

SAKSBEARBEIDER(E)

Jørn Stene, Trond Andresen, Jacob Stang

OPPDRAKSGIVER(E)

Norges Forskningsråd

TR NR.	DATO	OPPDRAKSGIVER(E)S REF.	PROSJEKTNR.
TR A5952	2004-06-25	Jørn Lindstad	16X368.02
ELEKTRONISK ARKIVKODE	PROSJEKTANSVARLIG (NAVN, SIGN.)	GRADERING	
031219133513	Rune Aarli 	Åpen	
ISBN NR.	RAPPORTTYPE	FORSKNINGSSJEF (NAVN, SIGN.)	OPPLAG SIDER
82-594-2639-0	Åpen	Inge R. Gran 	1 34
AVDELING	BESØKSADRESSE	LOKAL TELEFAKS	
Energiprosesser	Kolbjørn Hejes vei 1 D	73593950	

RESULTAT (sammendrag)

Denne rapporten gir en grunnleggende beskrivelse av hvordan kombinerte varmepumpe-/kjøleanlegg med *karbondioksid* (CO₂) som arbeidsmedium på en mest mulig energieffektiv måte kan dekke varme- og kjølebehov i moderne kontorbygg, samt hvilke fordeler og ulemper denne typen anlegg har i forhold til varmepumper som bruker konvensjonelle arbeidsmedier (ammoniakk, R-407C, R-134a).

CO₂ er et ugiftig og ubrennbart arbeidsmedium, som verken bidrar til nedbrytning av stratosfærisk ozon eller til global oppvarming. Mens effektfaktoren (COP) for konvensjonelle varmepumper øker ved avtagende *turtemperatur* i varmedistribusjonssystemet, er det viktig for CO₂-varmepumper at varme avgis over et relativt stort temperaturområde, og at *returtemperaturen* i varmedistribusjonssystemet er lavest mulig. Dette skyldes at varmen avgis ved avkjøling av høytrykks CO₂-gass i en gasskjøler, og ikke ved kondensasjon av arbeidsmediet ved konstant temperatur. I kontorbygg vil en kunne oppnå relativt lav returtemperatur i varmedistribusjonssystemet ved *seriekobling av varmelaster med avtagende temperaturkrav*, dvs. radiatorкурser, eventuelle gulvvarmekurser samt varmebatteriet i ventilasjonssystemet. *Ventilasjonsystemets driftstid* er i den sammenheng en kritisk parameter for CO₂-varmepumpens COP, ettersom returtemperaturen i varmedistribusjonssystemet vil være vesentlig lavere når ventilasjonssystemet er i drift.

I de kontorbygg hvor kjølebehovet bestemmer varmepumpens dimensjonerende ytelse (dvs. nødvendig kompressorvolum), vil en CO₂-varmepumpe være i stand til å dekke hele varmebehovet, og spisslastkjelen vil kun benyttes som reservelast. Dette skyldes at inngående CO₂-temperatur i gasskjøleren er mer enn tilstrekkelig til å oppfylle turtemperaturkravet på 60 til 80°C ved dimensjonerende forhold for radiatorkursene.

Det har vært gjennomført en rekke simuleringer for å opparbeide relevant erfaring med bruk av avansert programvare ved analyse av CO₂-varmepumper i kontorbygg. Beregningene har blant annet omfattet effekt- og energibehov til oppvarming og kjøling av et modellbygg (*FRES*), temperaturbetingelser for varme-, kjøle- og ventilasjonssystemene i modellbygget (*Frigosim*) samt COP og varme-/kjøleytelse for en væske/vann CO₂-varmepumpe ved ulike driftsforhold (*CSim*). Det har ikke vært gjennomført noen årssimulering av anlegget, men de resultater som har fremkommet og den erfaring som er opparbeidet danner et godt grunnlag for senere detaljanalyser av denne typen varmepumpesystemer.

STIKKORD

EGENVALGTE	CO ₂ -varmepumper	Oppvarming og kjøling
	Kontorbygg	Simuleringer

INNHALDSFORTEGNELSE

	Side
1	INNLEDNING.....3
1.1	Kombinerte varmepumpe-/kjøleanlegg i kontorbygg.....3
1.2	Mål og metode4
2	CO ₂ SOM ARBEIDSMEDIUM I VARMEPUMPER.....5
2.1	Grunnleggende egenskaper for CO ₂5
2.2	Den transkritiske CO ₂ -prosessen5
2.3	CO ₂ -varmepumper i yrkesbygg9
2.3.1	Energieffektivitet – effektfaktor9
2.4	Konvensjonelle varmepumper12
2.4.1	Energieffektivitet – effektfaktor12
3	SYSTEMBESKRIVELSER.....13
3.1	Seriekobling av varmelaster – konvensjonell løsning13
3.2	Seriekobling av varmelaster – alternativ løsning.....14
3.2.1	Utforming av ventilasjonssystemet14
3.2.2	Utforming av varmepumpesystemet.....15
4	SIMULERINGER.....17
4.1	Simuleringsprogrammer17
4.2	Simuleringsbetingelser17
4.3	Simuleringsresultater19
5	OPPSUMMERING OG KONKLUSJON.....20
6	FORSLAG TIL VIDERE ARBEID.....20
7	REFERANSER21
8	VEDLEGG.....22
8.1	A1 – Inndata for FRES simuleringsmodell.....23
8.2	B1 – Tilført varmeeffekt til ettervarming av ventilasjonsluft.....25
8.3	B2 – Tilført varmeeffekt til romoppvarming (radiatorer).....26
8.4	B3 – tilført varmeeffekt til ettervarming av ventilasjonsluft og romoppvarming27
8.5	B4 – Forhold mellom tilført effekt til varmebatteri og tilført effekt til varmebatteri og radiatorkrets28
8.6	B5 – Effektoverføring i varmegjenvinner og tilluftstemperatur etter varmegjenvinner29
8.7	B6 – Effekt-utetemperaturkurve og utetemp.kompenseringskurve for radiator- og ventilasjonskretsen.....30
8.8	B7 – Kjøleeffektbehov (klimakjøling).....31
8.9	C1 – Modellering av varme-, kjøle- og ventilasjonssystem med FrigoSim (vintermodus).....32
8.10	C2 – Modellering av varme-, kjøle- og ventilasjonssystem med FrigoSim (sommermodus)33
8.11	D1 – Systemkonfigurasjon for CO ₂ -varmepumpesystemet ved modellering i CSim.....34

1 INNLEDNING

1.1 Kombinerte varmepumpe-/kjøleanlegg i kontorbygg

På grunn økende varmeproduksjon fra belysning, datautstyr og tekniske installasjoner (interne varmelaster) samt bedret isolasjonsstandard og bruk av store glassflater mot solrik orientering, er det en klar trend mot økende klimakjølingsbehov og avtagende romoppvarmingsbehov i moderne kontorbygg. På den annen side kreves det relativt store ventilasjonsluftmengder for å opprettholde god luftkvalitet, og selv om det brukes effektive roterende varmegjenvinnere er behovet for ettervarming av ventilasjonsluft relativt høyt. Varmtvannsbehovet i kontorbygg er forøvrig svært lite.

Dersom varmeoverskuddet i et kontorbygg ikke kan fjernes ved ventilering eller ved varmeveksling mot for eksempel sjøvann eller fjell/grunnvann (frikjøling), vil det i de fleste tilfeller bli installert et mekanisk kjøleanlegg, ettersom forhøyet innelufttemperatur fører til redusert arbeidskapasitet og mistriksel for de ansatte (Wyon, 1986). I mange tilfeller vil det da være lønnsomt å utforme kjøleanlegget slik at det også kan brukes som varmepumpe i fyringssesongen. Ved dimensjonering av kombinerte varmepumpe-/kjøleanlegg er det ofte det maksimale kjølebehovet som bestemmer ytelsen for anlegget.

Kombinerte varmepumpe-/kjøleanlegg kan klassifiseres i følgende hovedgrupper:

- Vindusaggregater (luft/luft)
- Split-anlegg (luft/luft)
- Integrerte aggregater (luft/luft)
- Varmepumpe-/isvannsmaskiner (vann/vann- eller væske/vann-aggregater)

Vindusaggregater er små luft/luft-varmepumper som monteres i vegg eller vindu, og som varmer opp eller kjøler luften i rommet via en inne-varmeveksler (kondensator/fordamper, vifte og filter).

Split-anlegg er luft/luft-varmepumper hvor ute-enheten (fordamper, vifte, kompressor, strupeventil m.m.) er adskilt fra en eller flere inne-enheter (kondensator, vifte og filter), og montert sammen med hurtigkoblinger. Om sommeren, når det er behov for kjøling, kan varmepumpen reverseres og drives som et klimakjøleanlegg. Inne-varmeveksleren(e) fungerer da som anleggets fordamper(e) og kjøler inneluften, mens utevarmeveksleren blir anleggets kondensator og avgir varmen til uteluften.

Integrerte aggregater er luft/luft-varmepumper som inngår som en integrert del av standard ventilasjonsaggregater. Varmepumpens kondensator og fordamper er plassert etter henholdsvis varmegjenvinneren i tilluftskanalen og avtrekkskanalen, og anlegget kan reverseres for alternerende varmepumpe- og kjøledift.

Varmepumpe/isvannsmaskiner er større vann/vann- eller væske/vann-anlegg, som leverer varme og kjøling via vannbårne distribusjonssystemer (kjølebatterier, kjøletak, kjølebuffler), og som henter/dumper varme til en ekstern varmekilde/varmesluk, vanligvis sjøvann eller grunnvarme (fjell/grunnvann). Denne rapporten tar kun for seg denne typen varmepumpesystemer.

Karbondioksid ($R744$, CO_2) er et miljøvennlig alternativ til konvensjonelle arbeidsmedier i varmepumper og kjøleanlegg, ettersom mediet er ugiftig, ubrennbart og verken bidrar til nedbrytning av stratosfærisk ozon eller til global oppvarming¹. Kombinerte varmepumpe- og kjøleanlegg med CO_2 som arbeidsmedium skiller seg imidlertid fra konvensjonelle anlegg på en rekke punkter, blant annet med hensyn til varmeavgivelsesprosessen og hvilke faktorer som påvirker anleggets energieffektivitet (effektfaktor, COP). Mens effekt faktoren for konvensjonelle anlegg i stor grad er påvirket av turtemperaturen i varmedistribusjonssystemet, er det først og fremst *returtemperaturen* som bestemmer effekt faktoren for et CO_2 -anlegg. Jo lavere returtemperatur, jo høyere effekt faktor. I kontorbygg kan stor temperaturdifferanse og følgelig lav returtemperatur i varmedistribusjonssystemet oppnås ved seriekobling av varmelaster med avtagende temperaturkrav, for eksempel radiatorкурser og varmebatterier i ventilasjonssystemet.

1.2 Mål og metode

Hovedhensikten med denne rapporten er å gi en grunnleggende beskrivelse av hvordan kombinerte varmepumpe-/kjøleanlegg med CO_2 som arbeidsmedium på en mest mulig energieffektiv måte kan dekke varme- og kjølebehov i moderne kontorbygg, samt hvilke fordeler og ulemper denne typen anlegg har i forhold til varmepumper som bruker konvensjonelle arbeidsmedier.

Rapporten har følgende elementer:

- Beskrivelse av grunnleggende egenskaper for CO_2 - varmepumper samt de viktigste faktorer som påvirker effekt faktoren (COP) for denne typen anlegg.
- Beskrivelse av en aktuell systemløsning for sammenkopling av varmedistribusjons- og ventilasjonssystemet i kontorbygg, som bidrar til gunstige driftsbetingelser for CO_2 - varmepumper.
- Beskrivelse av en mulig systemløsning for et CO_2 - varmepumpe-/kjøleanlegg som benytter grunnvarmebrønner som varmekilde/-sluk, og hvor varme avgis til radiatorкурser og ventilasjonskurs.
- Utprøving av avansert programvare med simuleringer av et moderne kontorbygg (modellbygg) mht.:
 - o Timesverdier for varme- og kjølelaster (*FRES*)
 - o Temperaturer i varme-, kjøle- og ventilasjonssystemene ved ulike driftsmodi (*Frigosim*)
 - o COP samt varme-/kjøleytelser for et CO_2 - varmepumpeanlegg for oppvarming og kjøling ved ulike driftsmodi (*CSim*)
- Forslag til videre arbeid

¹ Når CO_2 brukes som arbeidsmedium i varmepumper regnes det ikke som en drivhusgass. Dette skyldes at anleggene påfylles overskudds- CO_2 fra industrien, slik at det ikke produseres noe ny CO_2 som ved forbrenning av oljeprodukter og gass.

2 CO₂ SOM ARBEIDSMEDIUM I VARMEPUMPER

2.1 Grunnleggende egenskaper for CO₂

Karbondioksid (R744, CO₂) framstår i dag som et lovende alternativ til konvensjonelle arbeidsmedier i varmepumper- og klimakjøleanlegg. CO₂ er karakterisert ved følgende egenskaper (Stene, 98):

- Miljøvennlig og ufarlig arbeidsmedium:
 - o ODP=0 (Ozone Depletion Potential)
 - o GWP=0 (Global Warming Potential)
 - o Ubrennbar
 - o Ugiftig (TLV² 5.000 ppm, IDLH 50.000 ppm)
- Lav kritisk temperatur (31,1°C) og høyt kritisk trykk (7,38 MPa) medvirker til:
 - o Høyt arbeidstrykk (3 til 12 MPa)
 - o Varmeavgivelse ved superkritisk trykk (dvs. $p > p_{\text{krit}}$)
- Gunstige termofysikalske egenskaper medvirker til:
 - o Høy kompressorvirkningsgrad
 - o Meget god varmeoverføring i varmevekslere
- Høy spesifikk varmekapasitet (c_p -verdi) i nærheten av kritisk punkt medvirker til:
 - o Høyt strupningstap – kan reduseres betydelig ved optimalisert komponentutforming og systemtilpasning samt valg av gunstige rammebetingelser
- Varme kan, hvis ønskelig, produseres ved relativt høye temperaturer (>100°C)

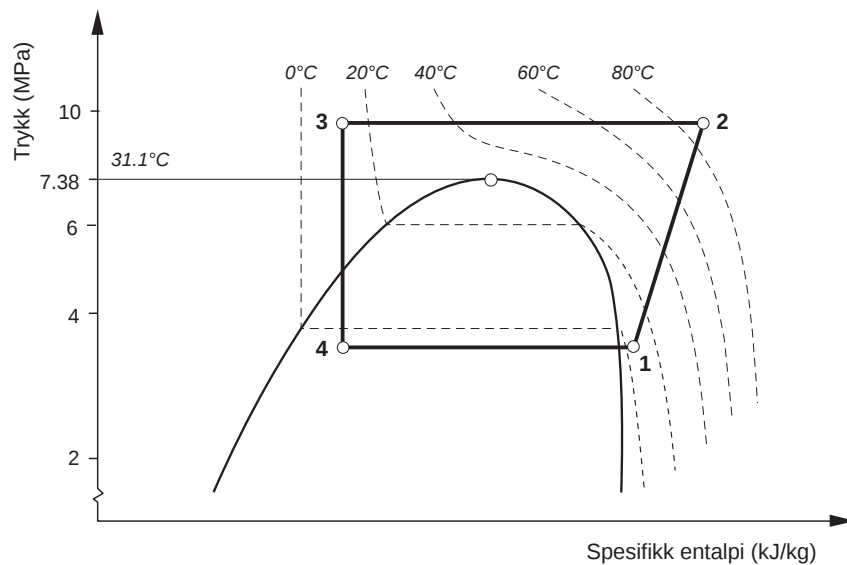
2.2 Den transkritiske CO₂-prosessen

På grunn av det lave kritiske trykket for CO₂, vil en CO₂-varmepumpe operere i en såkalt *transkritisk prosess* med varmeopptak ved underkritisk trykk og tilnærmet konstant temperatur som i varmepumper med konvensjonelle arbeidsmedier og varmeavgivelse ved overkritisk trykk. Ved overkritisk trykk avgis all varme ved nedkjøling av høytrykks gass (følbar varme), og ikke ved kondensasjon (latent varme) som i konvensjonelle varmepumpeprosesser. I figur 1.1 er den transkritiske varmepumpeprosessen med CO₂ som arbeidsmedium illustrert i et såkalt trykk-entalpidiagram (p-h diagram). Tilstandsendingene er som følger:

- 1 – 2: *Kompressor:* kompresjon av CO₂-gass fra underkritisk til overkritisk trykk
- 2 – 3: *Gasskjøler:* varmeavgivelse ved nedkjøling av CO₂-gass ved tilnærmet konstant trykk
- 3 – 4: *Strupeventil:* struping/ekspansjon av CO₂-gass fra overkritisk til underkritisk trykk
- 4 – 1: *Fordamper:* varmeopptak ved tilnærmet konstant underkritisk trykk og konstant temperatur

I eksempelet avkjøles CO₂-gassen i gasskjøleren fra ca. 90 til 15°C (2 – 3).

² TLV – Threshold Limit Value, IDLH – Immediate Danger to Life and Health (Stene, 98)
16X368.02 TR A5952



Figur 1.1 Illustrasjon av den transkritiske CO₂-prosessen i et trykk-entalpidiagram. 1-2: kompresjon, 2-3: varmeavgivelse ved glidende temperatur, 3-4: strupning, 4-1: varmeopptak/fordampning.

Effektfaktoren (COP – Coefficient of Performance) for en CO₂-varmepumpe er gitt av følgende uttrykk:

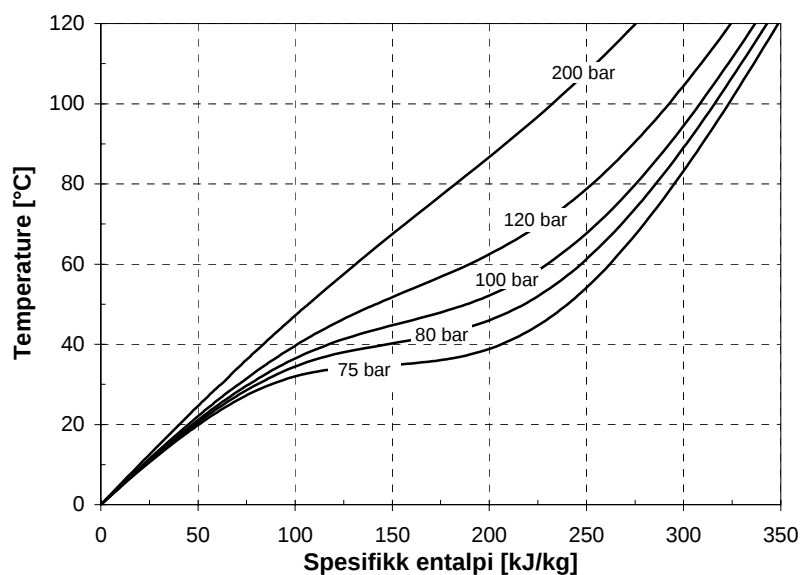
$$COP = \left(\frac{\dot{m} \cdot (h_i - h_u)}{P_{komp}} \right) \quad (1.1)$$

hvor $\dot{m}$ er sirkulert mengde CO₂ [kg/s], h_i og h_u er CO₂-gassens spesifikke entalpi [kJ/kg] ved henholdsvis innløp og utløp av gasskjøleren mens P_{komp} [kW] er tilført elektrisk effekt til kompressoren.

Likning (1.1) viser at effektfaktoren øker proporsjonalt med entalpiforskjellen for CO₂-gassen ved varmeavgivelse. For å oppnå høy effektfaktor for en CO₂-varmepumpe må følgelig *nyttig varme* avgis over et relativt stort temperaturområde (stor temperaturlidning), slik at temperaturen på CO₂-gassen blir lavest mulig ved utløpet av gasskjøleren. Jo lavere utløpstemperatur, jo høyere effektfaktor.

En meget viktig egenskap ved CO₂-prosessen er at trykket i gasskjøleren påvirker avkjølingskurvenes (isobarenes) forløp, ettersom spesifikk varmekapasitet (c_p) for overkritisk CO₂ i større eller mindre grad påvirkes av trykket. I figur 1.2 på neste side er avkjølingskurvene for CO₂ ved ulike overkritiske trykk illustrert i et temperatur-entalpidiagram (T-h diagram). Helningen på isobarene $(\partial T / \partial h)_p$ i diagrammet tilsvarer den inverse av den spesifikke varmekapasiteten ved konstant trykk, dvs. $c_p = (\partial h / \partial T)_p$.

Ved svært høyt trykk (200 bar) er den spesifikke varmekapasiteten for overkritisk CO₂ nærmest uavhengig av temperaturen, slik at avgitt varmemengde er tilnærmet proporsjonal med temperatursenkningen på CO₂-gassen. Ved trykk og temperaturer i nærheten av de kritiske verdiene (kritisk punkt) vil en imidlertid ha ulineære avkjølingskurver på grunn av betydelige variasjoner i den spesifikke varmekapasiteten. De store variasjonene i spesifikk varmekapasitet, termisk konduktivitet (varmeledningsevne), viskositet og tetthet påvirker også den lokale varmeovergangseffektiviteten i gasskjøleren i betydelig grad.



Figur 1.2 Isobarer for CO₂ ved overkritisk trykk mellom 75 og 200 bar (RnLib, 2003).

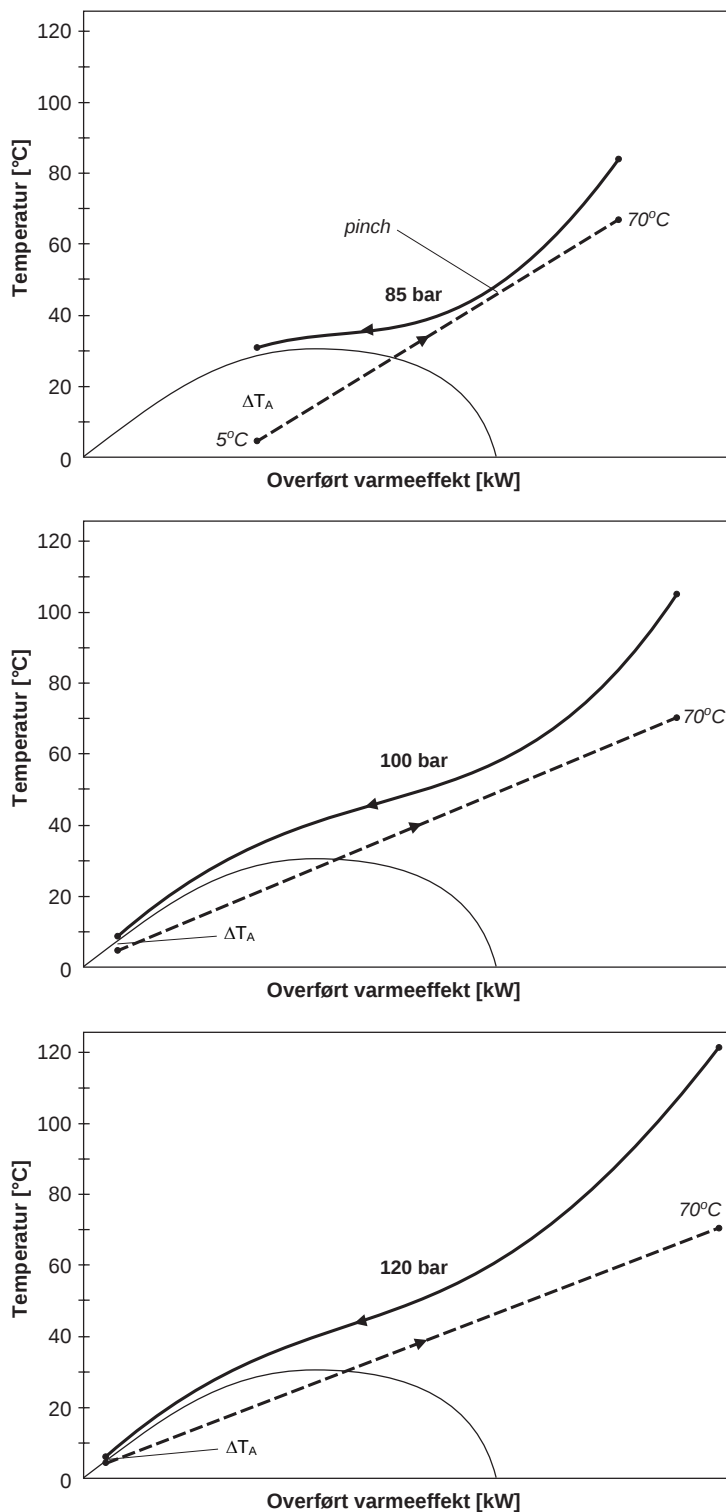
Gasskjøleren for en CO₂-varmepumpe utformes i størst mulig grad som en *motstrøms varmeveksler* for å gi best mulig temperaturlpasning mellom CO₂-gassen og det mediet som skal varmes opp (vann eller luft). En viktig størrelse i denne sammenheng er den såkalte *tilnærmingstemperaturen* ("temperature approach", ΔT_A), som er gitt av differansen mellom utgående CO₂-temperatur og inngående vann/luft-temperatur i gasskjøleren. En lavest mulig tilnærmingstemperatur er ønskelig, ettersom det fører til en lav utgående CO₂-temperatur, høy entalpiforskjell for CO₂-gassen i gasskjøleren og følgelig høy COP for anlegget.

Figur 1.3 på neste side viser et eksempel på hvordan forløpet for avkjølings- og oppvarmingskurvene for henholdsvis CO₂ og vann, tilnærmingstemperaturen ΔT_A samt overført varmeeffekt i gasskjøleren for en CO₂-varmtvannsvarmepumpe endres med økende gasskjølertrykk. Settpunktet for vanntemperaturen er 70°C, og prosessen er illustrert i et såkalt temperatur-varmeeffektdiagram (T-Q diagram).

Ved 85 bar er avkjølingskurven for CO₂ konkav på grunn av de store variasjonene i spesifikk varmekapasitet omkring kritisk punkt. Pinch-punktet (laveste temperaturdifferanse) inne i gasskjøleren fører til en kraftig begrensning med hensyn på sirkulert vannmengde i tappevannskretsen, og en oppnår derfor kun moderat nedkjøling av CO₂-gassen. På tross av moderat kompressorarbeid vil effektfaktoren for anlegget bli relativt lav på grunn av den lave varmeytelsen.

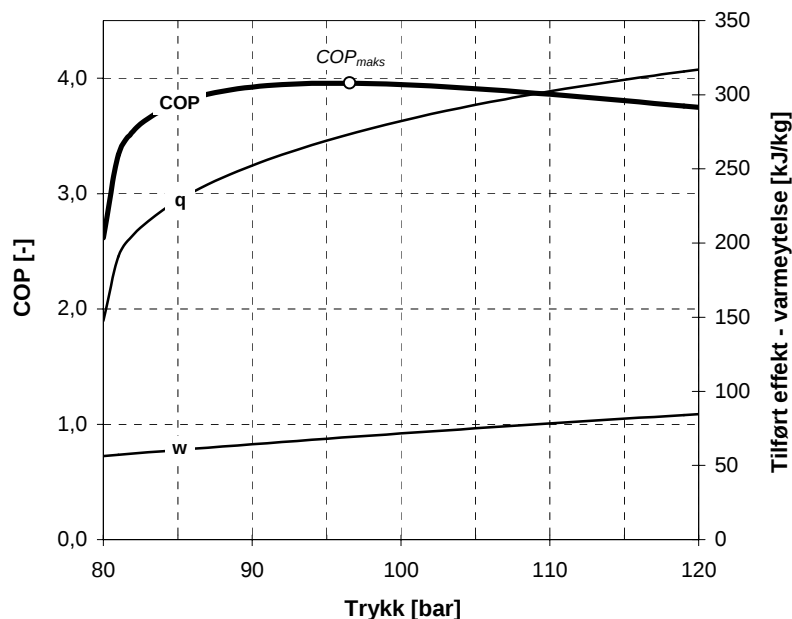
Ved å øke trykket til 100 bar blir avkjølingskurven for CO₂ mer lineær samtidig som utløpstemperaturen fra kompressoren øker på grunn av høyere trykkforhold. På tross av økt kompressorarbeidet, fører den kraftige forbedringen i temperaturlpasning mellom CO₂-gassen og vannet til en betydelig økning i varmeytelsen og følgelig en høyere effektfaktor for anlegget enn ved 85 bars driftstrykk.

En økning av trykket til 110 bar vil kun gi en relativt moderat endring i tilnærmingstemperaturen og varmeytelsen for anlegget. På grunn av en relativt større økning kompressorarbeidet vil anlegget oppnå en lavere effektfaktor enn ved 100 bars driftstrykk.



Figur 1.3 Prinsipiell framstilling av sammenhengen mellom gasskjølertrykk, tilnærmingstemperatur (ΔT_A) og varmeytelse for en CO₂-tappevannsvarmepumpe.

For et gitt anlegg med konstante ytre rammebetingelser vil det eksistere et såkalt *optimalt gasskjølertrykk* som fører til en *maksimal effektfaktor* for anlegget (COP_{maks}). Det er derfor vanlig å regulere gasskjølertrykket i CO₂-varmepumper og -klimaanlegg (Stene, 1998). Figur 1.4 på neste side viser et eksempel på sammenhengen mellom varmeytelse (q), kompressorarbeid (w) og effektfaktor (COP) som funksjon av trykket i gasskjøleren for en CO₂-varmepumpe for beredning av varmt forbruksvann.



Figur 1.4 Eksempel på sammenheng mellom varmeytelse (q), kompressorarbeid (w) og effektfaktor (COP) som funksjon av gasskjølertrykket for en CO_2 -tappevannsvarmepumpe.

2.3 CO_2 -varmepumper i yrkesbygg

For et konvensjonelt varmepumpeanlegg, som er tilkoblet en varmekilde med tilnærmet konstant temperatur gjennom fyringssesongen, er det først og fremst turtemperaturkravet i varmedistribusjonssystemet som bestemmer anleggets effektfaktor. For å oppnå høy effektfaktor for en CO_2 -varmepumpe er det imidlertid helt avgjørende at *nyttig varme kan avgis over et stort temperaturområde* og at returtemperaturen i varmedistribusjonssystemet er så lav som mulig. For en CO_2 -varmepumpe i et yrkesbygg vil dette kunne oppnås ved seriekobling av to eller flere varmelaster med ulike temperaturkrav, det vil si:

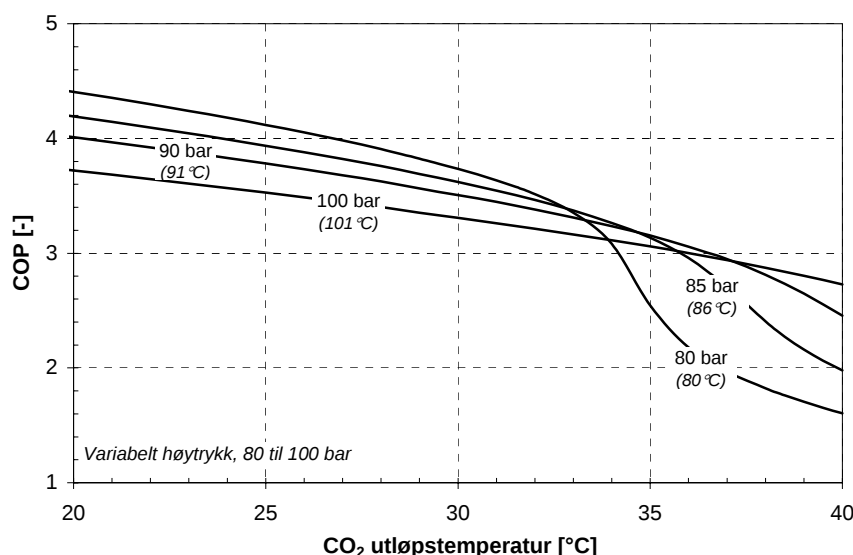
- Ettervarming av varmt tappevann (lavt behov i kontorbygg)
- Romoppvarming med radiatorer
- Ettervarming av ventilasjonsluft med viftebatterier
- Romoppvarming med gulvvarmesystem eller konvektorer
- Forvarming av varmt tappevann (lavt behov i kontorbygg)

2.3.1 Energieffektivitet – effektfaktor

For å se hvilke effektfaktorer det er mulig å oppnå med CO_2 -varmepumper i yrkesbygg er det gjennomført en del beregninger med en varmepumpemodell i *Microsoft Excel*. Viktige variable i denne sammenheng har vært gasskjølertrykk, CO_2 -utløpstemperatur, fordampningstemperatur og totalvirkningsgrad for kompressor og motor. For å ha et sammenlikningsgrunnlag er det også foretatt beregninger av effektfaktoren for en konvensjonell R134a-varmepumpe. Unøyaktigheten i beregnet COP er mindre enn 1%

2.3.1.1 CO₂-varmepumpe – variabelt gasskjølertrykk

Figur 1.5 viser hvordan effektfaktoren (COP) for en større ett-trinns CO₂-varmepumpe varierer med gasskjølertrykket og CO₂-utløpstemperaturen fra gasskjøleren når en forutsetter –5°C fordampningstemperatur, 5 K overhetning av CO₂-gassen ut fra fordamperen, 75% totalvirkningsgrad for kompressor/motor samt 10% relativt varmetap fra kompressoren. Temperaturene i parentes representerer utløpstemperaturen fra gasskjøleren ved det angitte gasskjølertrykk.



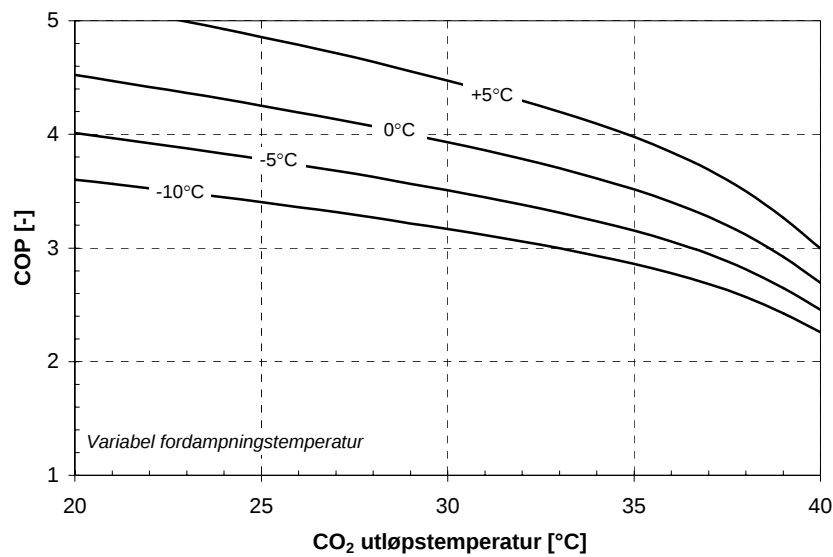
Figur 1.5 Beregnet effektfaktor (COP) for en større CO₂-varmepumpe som funksjon av CO₂-utløpstemperaturen fra gasskjøleren og gasskjølertrykket (80 til 100 bar).

Ved seriekobling av radiator- og ventilasjonskursene i et yrkesbygg vil en typisk oppnå en returtemperatur i varmedistribusjonssystemet i området 25 til 30°C, avhengig av effektbehov og temperaturbetingelser. I dette temperaturområdet ligger effektfaktoren for den modellerte CO₂-varmepumpen i området 3,3 til 4,1, avhengig av nødvendig gasskjølertrykk. Hvis en i tillegg har et større behov for oppvarming av varmt tappevann i bygget vil dette medvirke til redusert returtemperatur og økt effektfaktor for CO₂-anlegget. Med hensyn til figur 1.5 er det verdt å merke seg at ved utløpstemperaturer over ca. 33 til 36°C oppnås høyest COP ved relativt høye gasskjølertrykk, mens forholdet er motsatt ved lavere utløpstemperaturer. Dette skyldes de store variasjonene i spesifikk varmekapasitet for CO₂-gassen i nærheten av kritisk punkt.

2.3.1.2 CO₂-varmepumpe – variabel fordampningstemperatur

Figur 1.6 på neste side viser hvordan effektfaktoren for en CO₂-varmepumpe varierer med CO₂-utløpstemperaturen fra gasskjøleren når gasskjølertrykket holdes konstant på 90 bar, og fordampningstemperaturen varierer mellom –10 og +5°C. Forutsetningene er forøvrig som i figur 1.5.

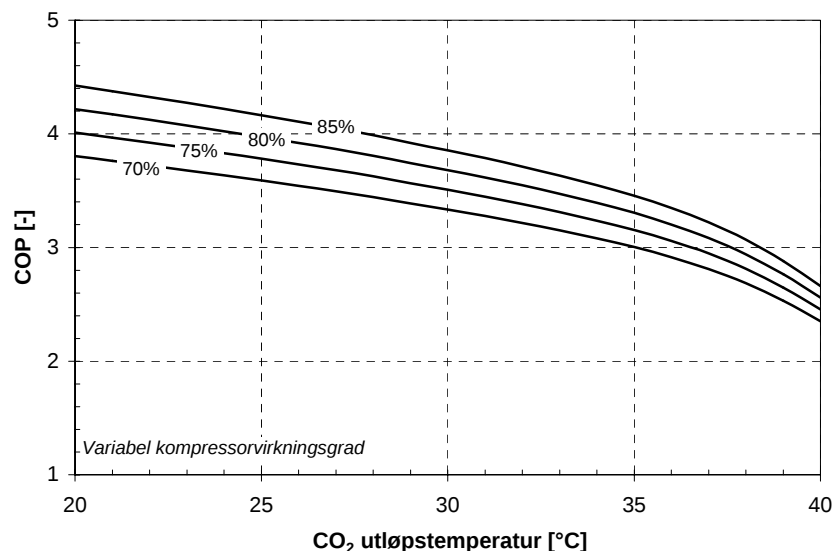
Beregningene viser at fordampningstemperaturen har relativt stor innvirkning på anleggets effektfaktor. Ved en CO₂-utløpstemperatur mellom 25 og 30°C øker effektfaktoren med ca. 0,09 eller 2-3% per °C når fordampningstemperaturen endres fra –10 til +5°C. Det er derfor viktig å benytte en varmekilde med relativt høyt temperaturnivå, f.eks. grunnvarme (fjell/grunnvann), og dessuten dimensjonere et eventuelt vannbårent kjølesystem (kjøle batterier) for en moderat isvannstemperatur.



Figur 1.6 Beregnet effektfaktor (COP) for en større CO₂-varmepumpe som funksjon av CO₂-utløpstemperaturen fra gasskjøleren og fordampningstemperaturen (-10 til +5°C). Gasskjølertrykket er 90 bar, og forutsetningene er ellers som i figur 1.5.

2.3.1.3 CO₂-varmepumpe – variabel kompressorvirkningsgrad

Figur 1.7 viser hvordan effektfaktoren for en CO₂-varmepumpe vil variere med utløpstemperaturen fra gasskjøleren når gasskjølertrykket holdes konstant på 90 bar, og totalvirkningsgraden for kompressor og motor varierer mellom 70 og 85%. Forutsetningene er forøvrig som i figur 1.5.



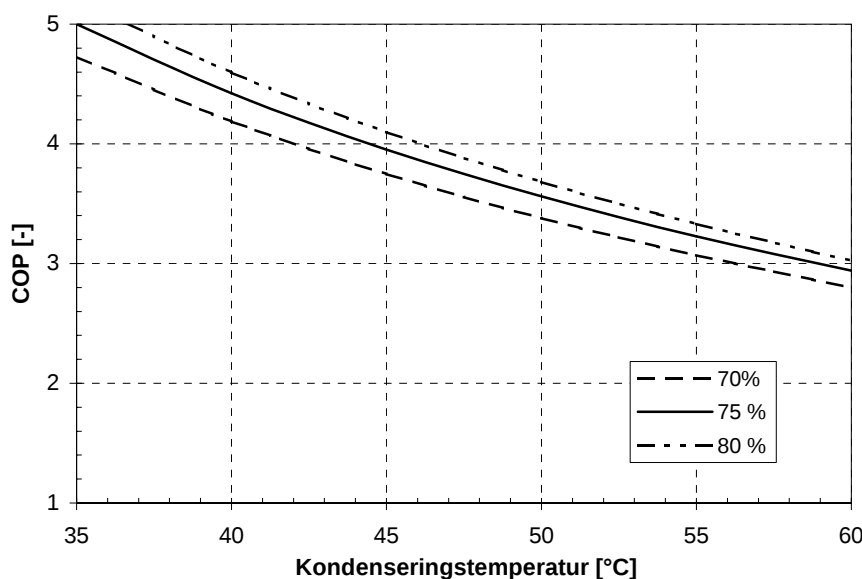
Figur 1.7 Beregnet effektfaktor (COP) for en større CO₂-varmepumpe som funksjon av CO₂-utløpstemperaturen fra gasskjøleren og totalvirkningsgraden for kompressor/motor. Gasskjølertrykket er 90 bar, og forutsetningene er ellers som i figur 1.5

Beregningene viser at anlegget er relativt følsomt for endringer i kompressor-/motorvirkningsgraden. Eksempelvis vil en økning av virkningsgraden fra 75 til 80% øke effektfaktoren med omlag 6%.

2.4 Konvensjonelle varmepumper

2.4.1 Energieffektivitet – effektfaktor

Varmepumper som bruker konvensjonelle arbeidsmedier³ avgir varme ved at arbeidsmediet kondenserer ved tilnærmet konstant trykk og temperatur. Figur 1.8 viser hvordan effektfaktoren for en større ett-trinns varmepumpe med *R134a* som arbeidsmedium varierer med kondenseringstemperaturen, når isentropisk totalvirkningsgrad for kompressor og motor varierer mellom 70 og 80%. Temperaturbetingelsene er forøvrig som i figur 1.5, og beregningene er foretatt ved hjelp av *Coolpack* (Rasmussen, 2001).



Figur 1.8 Beregnet effektfaktor (COP) for en større R134a-varmepumpe som funksjon av kondenseringstemperaturen og kompressorvirkningsgraden. Forutsetningene er som i figur 1.5.

På grunn av CO₂'s gunstige termofysiske egenskaper, oppnår CO₂-kompressorer typisk 5 til 10%-poeng høyere isentropisk virkningsgrad enn kompressorer som er optimalisert for konvensjonelle arbeidsmedier (Stene, 98). Det er derfor relevant å sammenlikne effektfaktorkurvene ved for eksempel 75% kompressorvirkningsgrad for CO₂-varmepumpen (figur 1.5) og 70% virkningsgrad for R134a-varmepumpen (figur 1.8). Ved de gitte rammebetingelser oppnår CO₂-varmepumpen en effektfaktor i området 3,3 til 4,1 ved CO₂-returtemperaturer mellom 25 og 30°C. For R134a-varmepumpen tilsvarer dette en turvannstemperatur i størrelsesorden 40 til 52°C når en antar en midlere temperaturdifferanse (LMTD) på 5 K i kondensatoren.

Ettersom CO₂-varmepumpen og R-134a-varmepumpen vil måtte operere med ulike rammebetingelser på varmedistribusjonssiden, er det dessverre *ikke mulig å foreta en generell sammenlikning av systemene*. For å kunne si noe om oppnåelig effektfaktor for CO₂-varmepumper i denne typen anvendelser må det derfor gjennomføres detaljerte simuleringer for konkrete bygninger hvor varmedistribusjonssystemet inkl. varmeavgivelse til ventilasjonsluft er best mulig tilpasset CO₂-varmepumpens driftskarakteristikk.

³ Omfatter blant annet ammoniakk (R717), R134a, R407C, R410A og propan (R290)

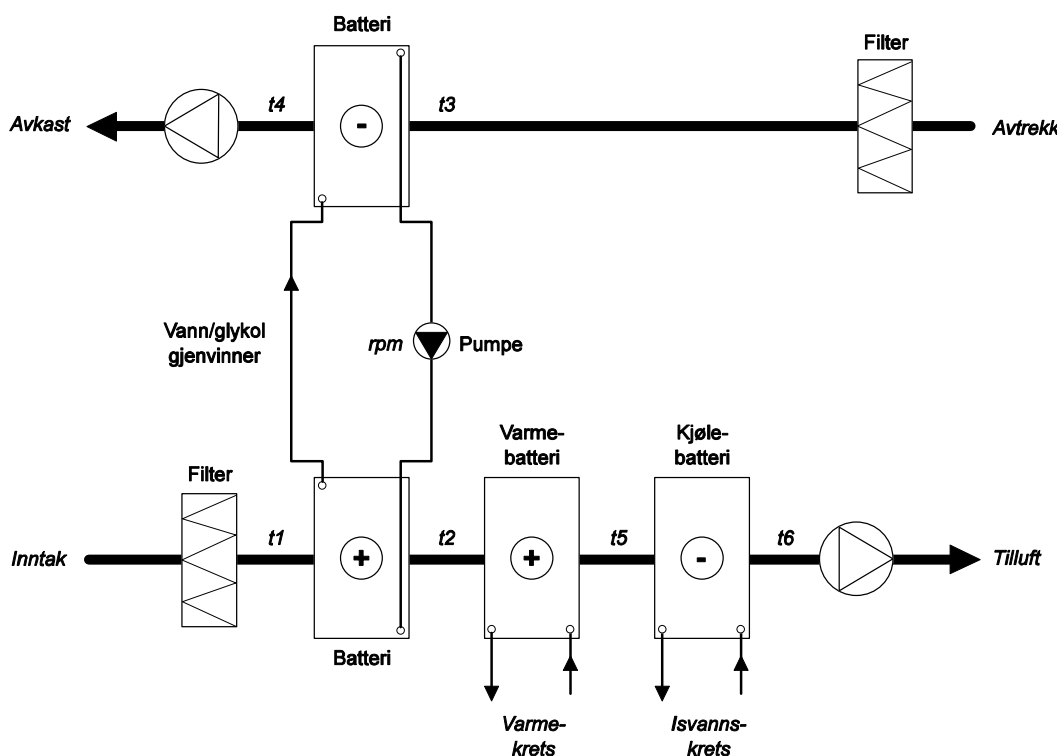
3 SYSTEMBESKRIVELSER

For å kunne oppnå høy effektfaktor for en væske-vann CO₂-varmepumpe er det som nevnt i forrige kapittel viktig at vanntemperaturen inn på gasskjøleren er lavest mulig. For yrkesbygg generelt kan dette oppnås dette ved å seriekoble varmelaster med avtagende temperaturkrav – f.eks. tappevannskurs (ettervarming), radiatorkurs, ventilasjonkurs, gulvvarmekurs og tappevannskurs (forvarming). I kontorbygg er imidlertid tappevannsbehovet svært lite, og varmedistribusjonssystemet består normalt av radiatorer dimensjonert for 60/40°C eller 70/50°C. *Det er likevel mulig å kunne oppnå relativt gunstige driftsbetingelser for en CO₂-varmepumpe i moderne kontorbygg, da behovet for ettervarming av ventilasjonsluft er relativt høyt.*

Dette kapittelet gir en beskrivelse av en konvensjonell systemløsning bestående av et radiatorsystem samt et ventilasjonssystem med væsekoblet varmegjenvinner. Det er videre foreslått en alternativ systemløsning som i større grad vil bidra til lav returtemperatur i varmedistribusjonskretsen, og som dermed egner seg godt for bruk sammen med CO₂-varmepumper.

3.1 Seriekobling av varmelaster – konvensjonell løsning

Figur 3.1 viser en prinsippskisse av et konvensjonelt ventilasjonssystem for kontorbygg med væsekoblet (vann/glykol) varmegjenvinner (kunne også vært roterende type). Ettervarming og evt. kjøling av tilluften gjøres med separate varme- og kjølebatterier tilkoblet energianlegget, mens varme til romoppvarming leveres via et vannbårent varmedistribusjonssystem med radiatorer og evt. gulvvarme og konvektorer.



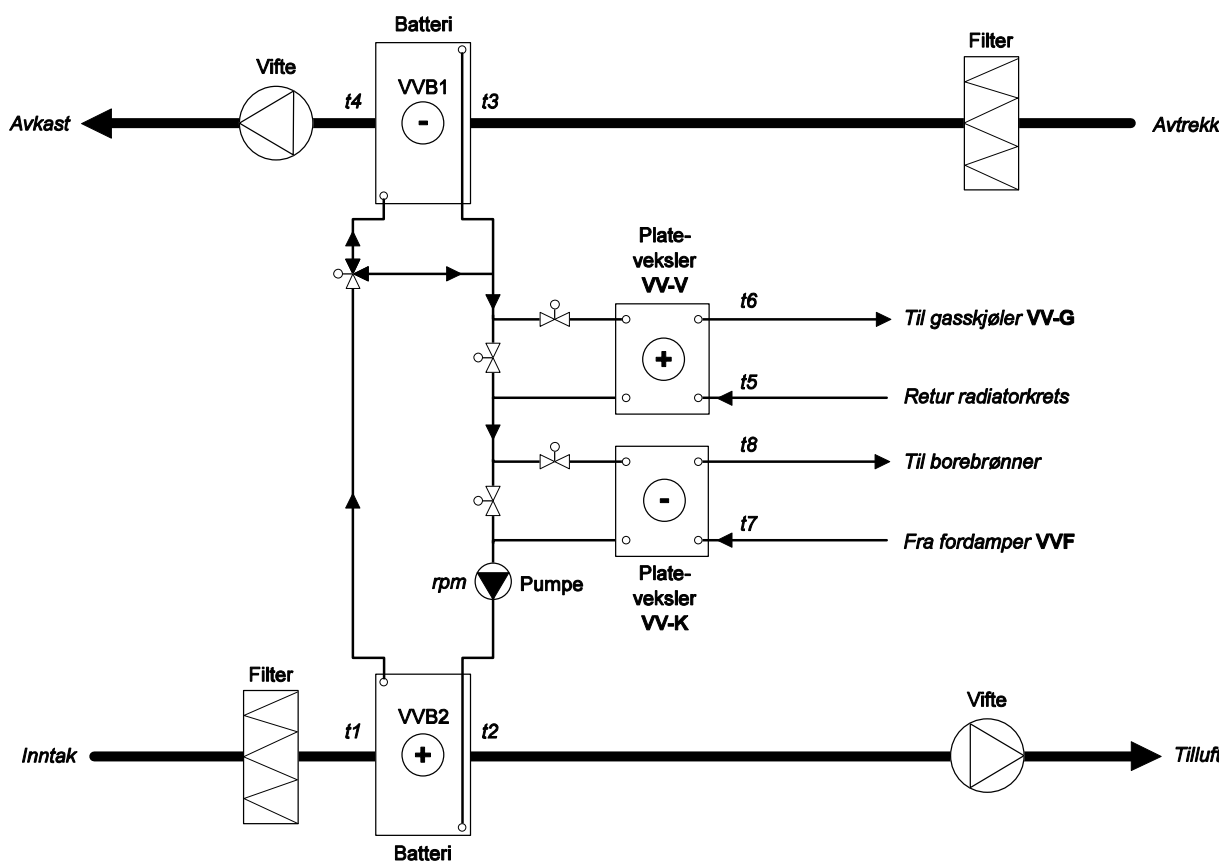
Figur 3.1 Prinsipiell skisse av et konvensjonelt ventilasjonsanlegg med væsekoblet varmegjenvinner, hvor ettervarming og kjøling av tilluften skjer med separate varme- og kjølebatterier. Romoppvarmingsbehovet dekkes av et separat radiatorsystem.

Ved å *seriekoble* radiatorkretsen med varmebatteriet i tilluftskanalen, kan en oppnå relativt lav returtemperatur (vanntemperatur) inn på CO₂-varmepumpens gasskjøler.

3.2 Seriekobling av varmelaster – alternativ løsning

3.2.1 Utforming av ventilasjonssystemet

Figur 3.2 viser et system for varmegjenvinning og ettervarming/kjøling av tilluften i ventilasjonsanlegget, hvor hensikten blant annet er å sikre en lavere returtemperatur i varmedistribusjonssystemet enn systemløsningen skissert i figur 3.1. Varme- og kjølebatteri, som vanligvis er plassert i tilluftskanalen, er erstattet med to platevarmevekslere (VV-V og VV-K), som er tilkoblet varmegjenvinnerkretsen.



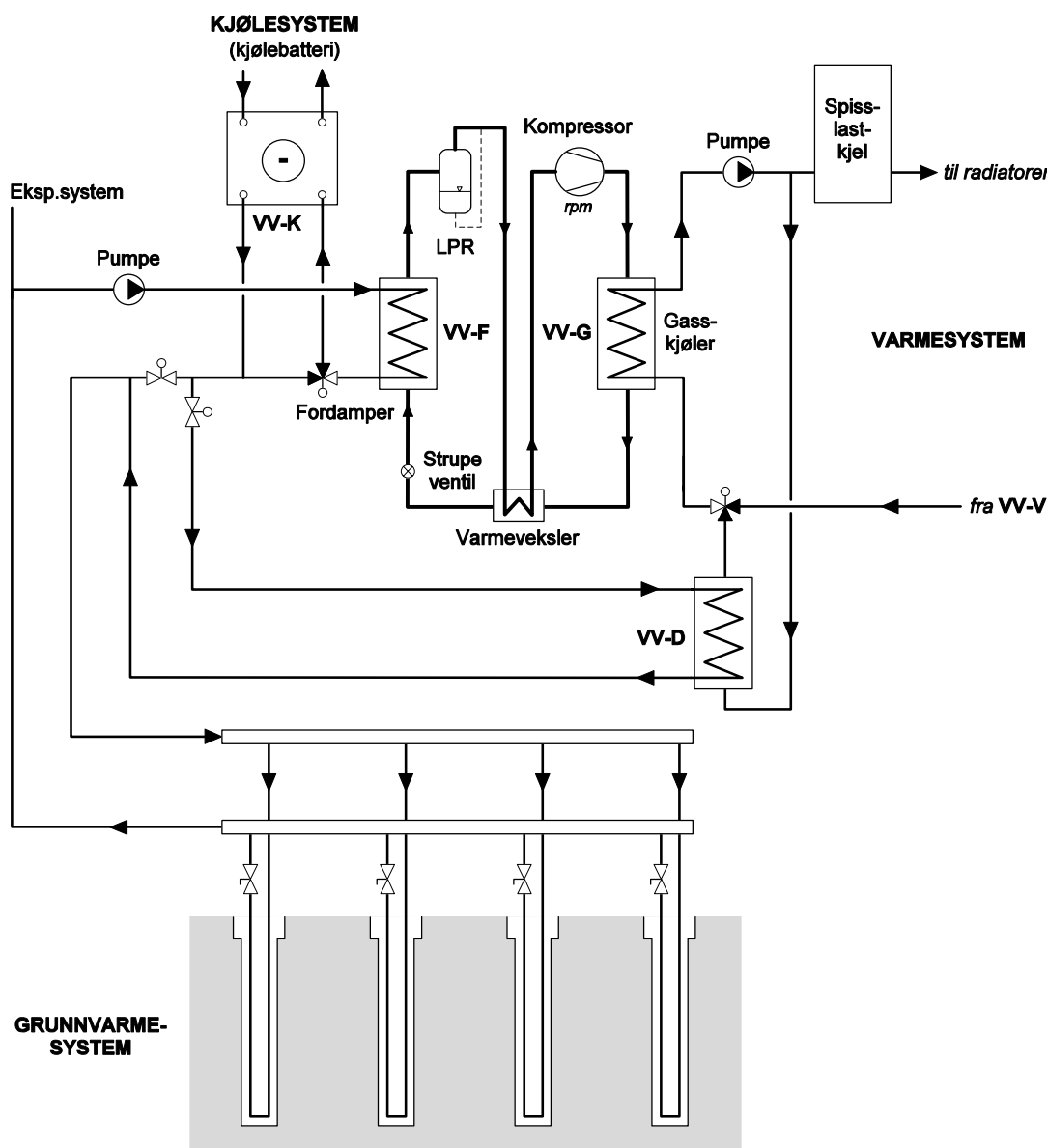
Figur 3.2 Prinsipiell skisse av et ventilasjons- og varmedistribusjonssystem som er spesialutformet for å sikre lavest mulig returtemperatur inn på CO₂-varmepumpens gasskjøler.

Så lenge det er behov for oppvarming av tilluften i ventilasjonsanlegget, forvarmes vann/glykolblandingen av avtrekksluften i VVB1 før den ettervarmes i platevarmeveksler VV-V. Turtallet for pumpen i kretsen reguleres for høyest mulig termisk virkningsgrad for varmegjenvinningen. Ved kjøledrift brukes treveis-ventilen til å sette varmevekslerbatteri VVB1 i avtrekkskanalen ut av drift (by-pass), og nødvendig kjøle-effekt overføres i platevarmeveksler VV-K. Selv om varmevekslerbatteri VVB2 i tilluftskanalen må være dimensjonert for maksimal varme- eller kjøleytelse, vil systemløsningen medvirke til en reduksjon i totalt batteriareal (totalt antall rørdyp) og redusert trykktap i ventilasjonsanlegget.

Termisk virkningsgrad for væskekoblede varmegjenvinnere som benytter rent vann kan komme opp mot 55 til 60%, mens virkningsgraden for systemer med frostsikring og bruk av vann/glykol sjelden kommer over 50%. Termisk virkningsgrad for roterende varmegjenvinnere er typisk 75% (Emilsen, 1999).

3.2.2 Utforming av varmepumpesystemet

Figur 3.3 viser et eksempel på prinsipiell utforming av et varmepumpesystem bestående av varmekilde/-sluk (grunnvarmesystem med brønner i fjell), ett-trinns CO₂-varmepumpe med lavtrykksbeholder (LPR) og internvarmeveksler, spisslastenhet, varmeveksler (VV-K) mot kjølesystemet, varmeveksler (VV-D) for fjerning av overskuddsvarme samt tilkobling til varmesystemet (radiatorer samt varmeveksler for ettervarming av ventilasjonsluft, VV-V). Alle varmevekslerne, inklusive gasskjøleren for CO₂-varmepumpen, kjøres som *motstrøms* varmevekslere.



Figur 3.3 Prinsipiell skisse av et varmepumpesystem for kontorbygg bestående av grunnvarmesystem, CO₂-varmepumpe, spisslastenhet og tilkobling til varme/kjøledistribusjonssystemer.

Det skisserte varmepumpesystemet utnytter *grunnvarme* (fjell/grunnvann) som varmekilde og varmesluk. Det indirekte grunnvarmesystemet består av det nødvendige antall 200 meter dype brønner i fjell (Ø 150 mm), hvor varme overføres til og fra varmepumpeanlegget ved hjelp av en frostvæske (vann/glykol e.l.) som sirkulerer i et lukket rørsystem (kollektorsystem) i PEM-plast. Kollektorslangene i brønnene er enkle U-rør (Ø 40 mm) med integrert bunnlodd.

Varmepumpesystemet vil operere i to driftsmodi:

Varmedrift

Ved varmedrift er bygningens behov for romoppvarming og ettervarming av ventilasjonsluft dominerende i forhold til kjølebehovet, og lavtemperatur varme fra brønnene tjener som varmepumpeanleggets varmekilde. Turtallet på CO₂-varmepumpens kompressor reguleres for å opprettholde ønsket turtemperatur ut fra varmepumpens gasskjøler (utetemperatur-kompensert system). Hvis varmepumpen er dimensjonert i henhold til maksimalt varmeeffektbehov, vil spisslastkjelen levere tilleggsvarme hvis varmepumpen på full kapasitet ikke greier å oppfylle turtemperaturkravet. I de tilfeller der varmepumpen er dimensjonert for å dekke maksimalt kjølebehov, vil CO₂-varmepumpen i motsetning til konvensjonelle varmepumper kunne dekke hele varmebehovet, ettersom det ikke vil være noen temperaturbegrensninger for anlegget. Spisslastkjelen vil da kun være i bruk når varmepumpen pga. service eller andre forhold er ute av drift. Under varmedrift dekkes eventuelle kjølebehov ved at treveis-ventilen etter varmepumpens fordampner åpner mot varmeveksler VV-K (kjølesystem). Det er for øvrig ingen sirkulasjon i dumpingskretsen under varmedrift.

Kjøledrift

Ved kjøledrift er kjølebehovet dominerende i forhold til varmebehovet i den grad at CO₂-varmepumpens kompressor må kapasitetsreguleres etter kjølebehovet i bygningen. I dette driftstilfellet vil treveis-ventilen i kollektorkretsen være fullt åpen mot varmeveksler VV-K (kjølekretsen), og vann/glykolblandingen fra brønnene kjøles ned til ønsket temperatur (settpunkt) i varmepumpens fordampner. Overskuddsvarmen fra gasskjøleren avgis i varmeveksler VV-D i dumpingskretsen, og treveisventilen regulerer etter turtemperaturkravet i varmekretsen. Den oppvarmede vann/glykolblandingen avkjøles i brønnene før den returnerer til fordampneren igjen, og brønnene fungerer derfor som varmesluk for varmepumpesystemet.

I de tilfeller hvor det er relativt lite grunnvannstilstrømning i brønnene er det viktig at det over tid er tilnærmet energibalanse mellom varmeuttak (varmedrift) og varmetilførsel (kjøledrift). Hvis varmeuttaket er større enn varmetilførselen vil temperaturen i grunnen gradvis reduseres inntil et nytt balansepunkt innstiller seg, noe som vil medvirke til lavere fordampningstemperatur og dårligere effektfaktor for varmepumpeanlegget i varmedrift. På den annen side vil brønnene få større kjølekapasitet jo lavere temperaturen i grunnen er, slik at de i større grad kan brukes til frikjøling. Behovet for etterkjøling med varmepumpens fordampner vil dermed reduseres.

For å kunne foreta korrekt dimensjonering/prosjektering av grunnvarmesystemer inklusive detaljert beregning av varmeuttak- og leveranse fra brønnene over en hel driftssesong, er det nødvendig å benytte spesialutviklet programvare, eksempelvis *Energy Earth Designer*, EED (Sanner et al., 2003). Det henvises forøvrig til Stene (2004) for mer informasjon om grunnvarmebaserte varmepumpesystemer.

4 SIMULERINGER

Det er gjennomført innledende simuleringer av et CO₂-varmepumpeanlegg for oppvarming og kjøling av et moderne kontorbygg (case-studie – modellbygg).

4.1 Simuleringsprogrammer

Følgende simuleringsprogrammer har vært brukt til beregning av varme- og kjølelaster for modellbygget (*FRES*), temperaturvariasjoner i varme-/kjøledistribusjonssystemene og ventilasjonssystemet (*FrigoSim*) samt effektfaktorer m.m. for et CO₂-varmepumpeanlegg ved ulike driftsmodi (*Coolpack* og *CSim*):

- **FRES** (Flexible Room climate and Energy Simulator) er et dynamisk simuleringsprogram for beregning av blant annet effekt- og energibehov for ettervarming av ventilasjonsluft, romoppvarming og klimakjøling. Programmet er utviklet ved NTNU-SINTEF. Nødvendige inngangsparametre for modellen omfatter byggets beliggenhet (klimabelastning), bruksmønster for bygget inkl. personbelastning og internlaster, U-verdier osv. for bygningskroppen, beskrivelse av ventilasjonsanlegget, bygnings- og romutforming, luftbevegelser og reguleringsparametre.
- **Frigosim** er et "steady-state" simuleringsprogram for termiske energisystemer (Thorbergsen, 2003). Det er spesielt utformet for design og avansert simulering av bl.a. varmepumper og klimakjøleanlegg. Systemet som skal simuleres bygges fritt opp av predefinerte komponentmodeller (84 modeller tilgjengelig), og det kan styres og reguleres av inntil 9 ulike algoritmer.
- **Coolpack** er en samling av "steady-state" simuleringsprogrammer for bruk ved design, dimensjonering, analyse og optimalisering av varmepumpe- og kuldeanlegg (Rasmussen et al., 2003). Programmet kan blant annet simulere ett- og to-trinns CO₂-anlegg i transkritisk drift.
- **CSim** er et "steady-state" simuleringsprogram for transkritiske CO₂-varmepumper og kjøleanlegg. Programmet er utviklet ved NTNU-SINTEF (Skaugen, 2002). CSim benyttes enten til anleggsdesign ved gitte rammebetingelser eller til optimalisering. Ved bruk av optimaliseringsrutinene kan en blant annet finne maksimal effektfaktor (COP) ved å endre høytrykk i gasskjøleren, overhetning i fordampere, kompressorens turtall ved en gitt varme- eller kjøleytelse osv.

4.2 Simuleringsbetingelser

Som grunnlag for simuleringene er det tatt utgangspunkt i et 4 etasjes kontorbygg i Oslo med totalt gulvareal på 2160 m². Byggets energi- og effektbehov til romoppvarming, ettervarming av ventilasjonsluft, klimakjøling osv. på timesbasis er simulert ved hjelp av dataprogrammet FRES. **Vedlegg A** gir en oversikt over inngangsparametrene for simuleringen, mens tabell 4.1 på neste side viser simuleringsbetingelsene med hensyn til dimensjonerende effektbehov og temperaturnivå for bygget og CO₂-varmepumpen.

Tabell 4.1 Oversikt over dimensjonerende effekt- og temperaturkrav for det simulerte modellbygget og for CO₂-varmepumpen. Det henvises til Appendix A og B for detaljer vedrørende effekt- og energibehovene for oppvarming og kjøling av bygningen.

Dimensjonerende effekt- og temperaturrebehov	
Romoppvarming (radiatorer) og ettervarming av vent.luft	75 kW
Varmtvannsberedning	Neglisjerbart
Dimensjonerende tur-/returtemperatur radiatorkrets	70/40°C
Romtemperatur	20°C
Klimakjøling – dekkes med CO ₂ -varmepumpe og frikjøling	60 kW
Dimensjonerende tur-/returtemperatur isvannskrets	7/12°C
CO ₂ -varmepumpeanlegg for oppvarming og kjøling	
Varmekilde for CO ₂ -varmepumpen og varmesluk for bygget (frikjøling + mekanisk kjøling)	200 m dype grunnvarmebrønner
Tur-/returtemperatur brine – varmemodus	4/1°C
– kjølemodus	Ikke simulert
Fordampningstemperatur – varmemodus	-3°C
– kjølemodus	+3°C
Kompressor – type	Stempel, turtallsregulert
– antall	2 enheter i parallell
– totalt slagvolum	95 cm ³
– isentropisk virkningsgrad	75% (middelverdi)
– volumetrisk virkningsgrad	85% (middelverdi)
Kompressormotor – virkningsgrad	90% (middelverdi)
Fordamper – type	Koaksialvarmeveksler
Gasskjøler – type	Koaksialvarmeveksler
Internvarmeveksler – type	Koaksialvarmeveksler
Spisslastkjel – for eventuelt ettervarming på kalde dager	Olje eller gass

I deler av året kan overskuddsvarme fra kjølesystemet dumpes til energibrønnene uten at varmepumpeanlegget trenger å kjøres i kjølemodus. Denne frikjølingseffekten vil i stor grad redusere nødvendig kjøleeffekt fra varmepumpen, og totalt sett bidra til lavere energiforbruk for anlegget. I de beregningene som er gjort er det ikke tatt hensyn til frikjøling fra energibrønnene, ettersom det krever tilgang til programvarme for grunnvarmesystemer, eksempelvis Energy Earth Designer, EED (Sanner et al., 2003). I tillegg kreves detaljert informasjon vedrørende bergrunnens sammensetning, oppsprekking, grunnvannsnivå, trykkgradienter osv.

4.3 Simuleringsresultater

I kapittel 2.3.1, *Energieffektivitet – effektfaktor*, er det gitt en generell framstilling av hvordan effektfaktoren (COP) for en CO₂-varmepumpe varierer med gasskjølertrykket, utløpstemperaturen for CO₂-gassen fra gasskjøleren, totalvirkningsgraden for kompressor og elektromotor samt fordampningstemperaturen. Disse resultatene kan brukes til å anslå maksimalt oppnåelig COP ved ulike rammebetingelser, f.eks. ved ulike returtemperaturer i varmedistribusjonssystemet.

Beregnet effekt- og energibehov til romoppvarming, ettervarming av ventilasjonsluft, klimakjøling osv. på timesbasis for det omtalte modellbygget er presentert i **Vedlegg B1 til B7** (Fres). Videre er modellstrukturen ved simulering av varme-, kjøle- og ventilasjonssystemene i modellbygget vist i **Vedlegg C1 og C2** (Frigosim), mens **Vedlegg D1** viser systemkonfigurasjonen for den simulerte CO₂-varmepumpen (CSim). Alle de benyttede dataprogrammene har vist seg å være hensiktsmessige for denne typen simuleringer.

Ettersom hovedhensikten med simuleringene har vært å opparbeide relevant erfaring med bruk av avansert programvare ved analyse CO₂-varmepumper i kontorbygg, er det i dette innledende prosjektet ikke foretatt noen årssimuleringer av anlegget. De resultater som er fremkommet og den erfaring som er opparbeidet danner imidlertid et godt grunnlag for senere detaljanalyser av denne typen varmepumpesystemer.

Tabellen nedenfor viser et eksempel på simuleringsresultater for CO₂-varmepumpen i modellbygget når kompressorene turtallsreguleres fra 100 til 50% kapasitet.

Tabell 4.2 Eksempel på simuleringsresultater for CO₂-varmepumpen i modellbygget når kompressorene reguleres fra 100 til 50% kapasitet.

Q_{rel}^1 [-]	T_{VP-tur}^2 [°C]	RPM_{VP}^3 [r/min]	COP_{VP}^4 [-]	T_{ford}^5 [°C]	T_{GK-inn}^6 [°C]	T_{GK-ut}^7 [°C]	$LMTD_{GK}^8$ [K]	ΔT_{GK-ut}^9 [K]	p_{GK}^{10} [bar]
1,0	50,0	1408	4,04	-1,14	88,4	26,6	6,9	1,7	88,6
0,8	42,0	1155	4,34	-0,15	77,7	23,7	5,9	1,2	79,8
0,7	40,0	973	4,30	0,78	74,2	23,4	5,4	1,1	77,7
0,5	35,0	694	4,27	2,43	67,8	24,1	4,3	1,4	73,0

1) Relativt varmebehov i bygningen

2) Utgående vanntemperatur fra gasskjøleren

3) Turtall for kompressorene

4) Effektfaktor for varmepumpen

5) Fordampningstemperatur

6) Inngående CO₂-temperatur i gasskjøleren

7) Utgående CO₂-temperatur i gasskjøleren

8) Midlere temperaturredifferanse (LMTD) i gasskjøleren

9) Differanse mellom utgående CO₂-temperatur og inngående vanntemperatur i gasskjøleren (ΔT_A)

10) Optimalt gasskjølertrykk

5 OPPSUMMERING OG KONKLUSJON

Denne rapporten gir en grunnleggende beskrivelse av hvordan kombinerte varmepumpe-/kjøleanlegg med karbondioksid (CO_2) som arbeidsmedium på en mest mulig energieffektiv måte kan dekke varme- og kjølebehov i moderne kontorbygg, samt hvilke fordeler og ulemper denne typen anlegg har i forhold til varmepumper som bruker konvensjonelle arbeidsmedier (ammoniakk, R-407C, R-134a).

CO_2 er et ugiftig og ubrennbart arbeidsmedium, som verken bidrar til nedbrytning av stratosfærisk ozon (ODP=0) eller til global oppvarming (GWP=0). CO_2 har svært gode varmeoverføringsegenskaper og medvirker til høy kompressorvirkningsgrad. Mens effektfaktoren (COP) for konvensjonelle varmepumper øker ved avtagende *turtemperatur* i varmedistribusjonssystemet, er det viktig for CO_2 -varmepumper at varme avgis over et relativt stort temperaturområde, og at *returtemperaturen* i varmedistribusjonssystemet er lavest mulig. Dette skyldes at varmen avgis ved avkjøling av høytrykks CO_2 -gass i en gasskjøler, og ikke ved kondensasjon av arbeidsmediet ved konstant temperatur. I kontorbygg vil en kunne oppnå relativt lav returtemperatur i varmedistribusjonssystemet ved *seriekobling av varmelaster med avtagende temperaturkrav*, dvs. radiatorкурser, eventuelle gulvvarmekurser samt varmebatteriet i ventilasjonssystemet. *Ventilasjonssystemets driftstid* er i den sammenheng en kritisk parameter for CO_2 -varmepumpens COP, ettersom returtemperaturen i varmedistribusjonssystemet vil være vesentlig lavere når ventilasjonssystemet er i drift.

I kontorbygg hvor kjølebehovet bestemmer varmepumpens dimensjonerende ytelse (dvs. nødvendig kompressorvolum), vil en CO_2 -varmepumpe være i stand til å dekke hele varmebehovet, og spisslastkjelen vil kun benyttes som reservelast. Dette skyldes at inngående CO_2 -temperatur i gasskjøleren er mer enn tilstrekkelig til å oppfylle temperaturkravet på 60 til 80°C ved dimensjonerende forhold for radiatorkursene.

Det har vært gjennomført en rekke simuleringer for å opparbeide relevant erfaring med bruk av avansert programvare ved analyse av CO_2 -varmepumper i kontorbygg. Beregningene har blant annet omfattet effekt- og energibehov til oppvarming og kjøling av et modellbygg (*FRES*), temperaturbetingelser for varme-, kjøle- og ventilasjonssystemene i modellbygget (*FrigoSim*) samt COP og varme-/kjøleytelse for en væske/vann CO_2 -varmepumpe ved ulike driftsforhold (*CSim*). Det har ikke vært gjennomført noen års-simulering av anlegget, men de resultater som har fremkommet og den erfaring som er opparbeidet danner et godt grunnlag for senere detaljanalyser av denne typen varmepumpesystemer.

6 FORSLAG TIL VIDERE ARBEID

Denne rapporten viser at CO_2 -varmepumper for kombinert oppvarming og kjøling av kontorbygg *kan* være et energieffektivt alternativ til konvensjonelle varmepumpeanlegg. For helt konkret å kunne fastslå ved hvilke systemløsninger og rammebetingelser denne typen CO_2 -systemer vil oppnå høyere årsvarmefaktor enn konvensjonelle varmepumper, er det imidlertid behov for ytterligere analyser, blant gjennom detaljerte simuleringer med aktuell programvare (*FRES*, *FrigoSim*, *CSim*, *Coolpack*). Hvis resultatene går i favør av CO_2 -teknologien, bør det arbeides med å få finansiert og installert et *prototypenanlegg* i et kontorbygg hvor blant annet systemløsningene på varmedistribusjonssiden kan spesialtilpasses CO_2 -varmepumpens karakteristikk. I prosessen med å identifisere gunstige modellbygg er det viktig å holde løpende kontakt med aktuelle byggherrer og rådgivere for på den måten å komme tidlig inn i byggets planleggingsprosess.

7 REFERANSER

- Andresen, T., 2002: *Heat Pumps in Smart Energy-Efficient Buildings – A State-of-the-Art Report*. SINTEF report TR A5736. SINTEF Energy Research, Trondheim, Norway.
- Emilsen, J.W., 1999: *Styring og regulering av tekniske anlegg i bygninger*. Skarland Press AS, Oslo. ISBN 82-90033-08-7.
- Rasmussen, B.D. et al., 2001: *Coolpack version 1.46* – A collection of simulation programs for designing, dimensioning, analysing and optimising refrigerating and heat pump plants. Technical University of Denmark, Department of Energy Engineering (<http://www.et.dtu.dk/coolpack/UK/Index.html>)
- RnLib, 2003. Bibliotek med termodynamiske data og transport data for ulike arbeidsmedier, inkl. CO₂. Utviklet ved NTNU-SINTEF.
- Sageng, C., 2000: *Varmeopptak og varmeavgivelse i varmesystem med grunnvarmebasert varmepumpe*. Hovedoppgave ved NTNU, Institutt for Klima- og kuldeteknikk.
- Sanner et al., 2003: *Energy Earth Designer (EED)*. A simulation programme for calculation of short and long-term thermal behaviour of vertical borehole heat exchanger systems (<http://www.iftechnology.nl/English/Computer%20models/eed.htm>).
- Stensaas, L.I., 1996: *Vannbaserte oppvarmings- og kjølesystemer*. Skarland Press. ISBN 82-90033-10-9.
- Skaugen, G., 2002: *Investigation of Transcritical CO₂ Vapour Compression Systems by Simulation and Laboratory Experiments*. Doctoral thesis KKT 2002:07 at the Norwegian University of Technology and Science (NTNU), Department of Energy and Process Engineering.
- Stene, J., 1998: *Guidelines for Design and Operation of Compression Heat Pump, Air Conditioning and Refrigerating Systems with Natural Working Fluids*. IEA Heat Pump Programme Report no. HPP-AN22-4. ISBN 90-73741-31-9.
- Stene, J., 2004: <http://www.energy.sintef.no/prosjekt/annex29>. Norsk hjemmeside om grunnvarmebaserte varmepumpesystemer. Utviklet i forbindelse med IEA Annex 29 – Ground-Source Heat Pumps Overcoming Technical and Market Barriers. SINTEF Energiforskning AS, Trondheim.
- Thorbergsen, E., 2003: *Frigosim* (<http://www.frigosoft.no/frigosim/index.html>).
- Wuon, D., 1986: *The Effects of Indoor Climate on Productivity and Performance*. VVS & Energi, nr. 3 1986, pp. 59-65.

8 VEDLEGG

- A1** Inndata for FRES simuleringsmodell.
- B1** Tilført varmeeffekt til ettervarming av ventilasjonsluft.
- B2** Tilført varmeeffekt til romoppvarming (radiatorer).
- B3** Tilført varmeeffekt til ettervarming av ventilasjonsluft og romoppvarming.
- B4** Forholdet mellom tilført effekt til varmebatteri og tilført effekt til varmebatteri og radiatorkrets.
- B5** Effektoverføring i varmegjenvinner og tilluftstemperatur etter varmegjenvinner.
- B6** Effekt-utetemperaturkurve og utetemperatur-kompenseringskurve for radiator- og ventilasjonskretsen.
- B7** Kjøleeffektbehov (klimakjøling).
- C1** Modellering av varme-, kjøle- og ventilasjonssystemene med Frigosim (vintermodus).
- C2** Modellering av varme-, kjøle- og ventilasjonssystemene med Frigosim (sommermodus).
- D1** Systemkonfigurasjon for CO₂-varmepumpesystemet ved modellering i CSim.

8.1 A1 – Inndata for FRES simuleringsmodell

FRES (Flexible Room climate and Energy Simulator) er et dynamisk simuleringsprogram for beregning av energiforbruk og varme-/kjølelaster i bygninger. Nødvendige inngangsparametre for modellen omfatter:

- Byggets beliggenhet (klimabelastning)
- Bruksmønster for bygget inkl. personbelastning og internlaster
- U-verdier osv. for bygningskroppen (vegger, tak, gulv, vinduer)
- Beskrivelse av ventilasjonsanlegget inkl. luftmengder, vifter, varmegjenvinner, varmebatteri og kjølebatteri
- Bygnings-/romutforming
- Luftbevegelser
- Reguleringsparametre

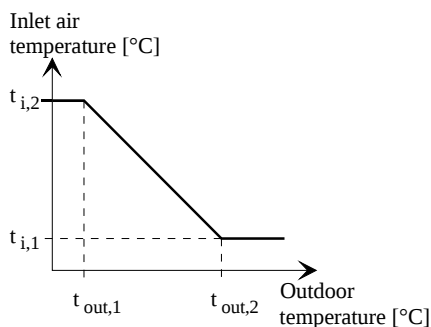
For det simulerte kontorbygget i Oslo på ca. 2160 m² (4 etg.) ble følgende opplysninger brukt:

U-verdier [W/m²K]					
Yttervegger	Tak	Gulv	Vinduer		
0,21	0,14	0,28	1,6		
Ventilasjonsanlegg – driftsparametre					
VAV	Kjøling	Varmegjenv.	Inntemp.	Drift	
Ja	Ja (07-18)	0.7	5/20-16/15°C	Hele året	
Ventilasjonsanlegg – luftmengder [m³/hm²]					
Kontorer	Møterom	Åpne arealer			
7/4,5	7,4/4,5	4,5			
Kontorer – Internlaster					
Personer	Belysning	Utstyr	Varighet		
18/16	8 W/m²	8,5 W/m²	Ukedag 4/4 t		
Møterom - Internlaster					
Personer	Belysning	Utstyr	Varighet		
7	8 W/m²	2 W/m²	Ukedag 4 t		
Fellesareal - Internlaster					
Personer	Varighet pers.	Belysning	Belysning/var.	Utstyr	Utstyr/varighet
4/3	Ukedag 4/4 t	6/0,6 W/m²	8/16 t	1,9/0,3 W/m²	Ukedag/helg
Romtemperaturer					
Oppvarming	Kjøling				
21°C	25/23/21°C				

Kontorbygget har svært lite tappevannsbehov og dette er derfor neglisjert i simuleringene.

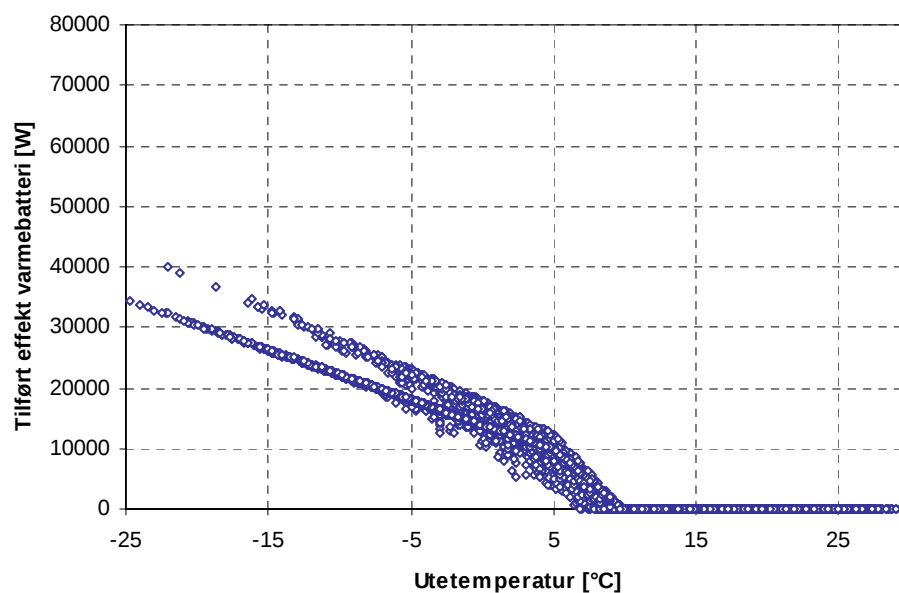
Tilleggsbemerkninger

- Tilluftstemperaturen $t_{i,2}$ er gitt av $[t_{out,1}/t_{inlet,1} - t_{out,2}/t_{inlet,2}]$, hvor de ulike temperaturene er gitt av:

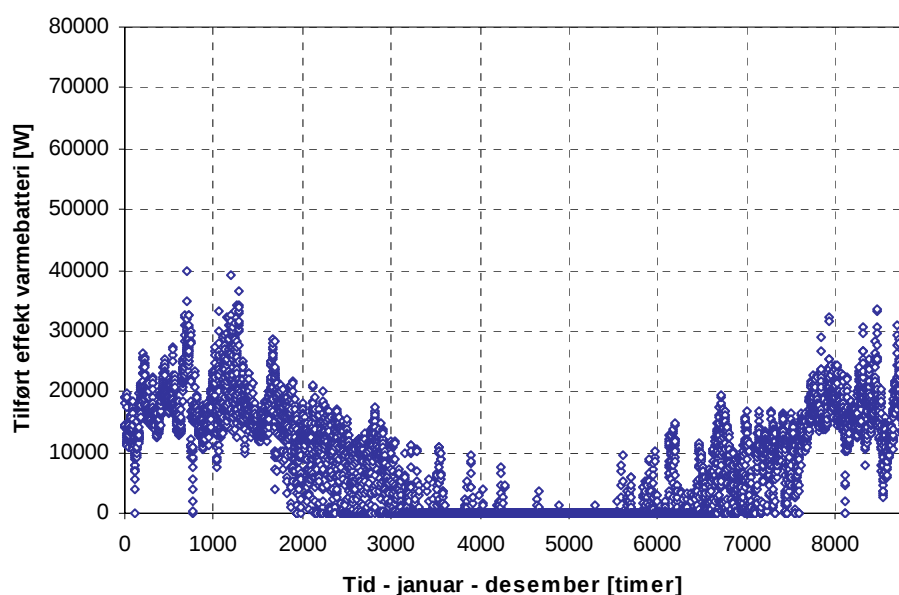


- Utstyret er basert på at kontorene er i bruk, dvs. hvis varmeavgivelsen fra utstyr per kontor er 150 W/kontor, er den totale internlasten per etasje $18 \cdot 150 \text{ W} = 2700 \text{ W}$
- Belysningen er basert på at kontorene er i bruk, dvs. hvis varmeavgivelsen fra belysning per kontor er 150 W/kontor, er den totale internlasten per etasje $18 \cdot 150 \text{ W} = 2700 \text{ W}$
- Det er regnet med et konstant antall personer i kontorbygget, slik at ved møter eller opphold i fellesarealer vil internlasten og tilluftsbehov endre seg internt mellom rommene
- Kontorene er avskjermet mot solinnstråling med persienner
- Ventilasjonssystemet er av VAV-typen (Variable Air Volume), dvs. luftmengden avpasses antall personer i rommene

8.2 B1 – Tilført varmeeffekt til ettervarming av ventilasjonsluft

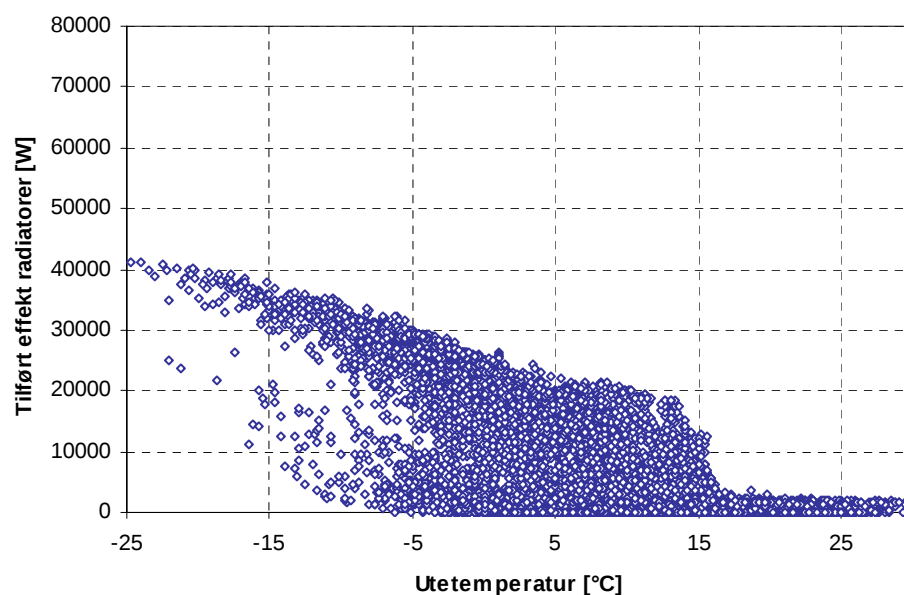


Figur B1.1 Nødvendig tilført varmeeffekt til ettervarming av ventilasjonsluft som funksjon av ute-temperaturen. Beregningene er gjennomført med dataprogrammet FRES.

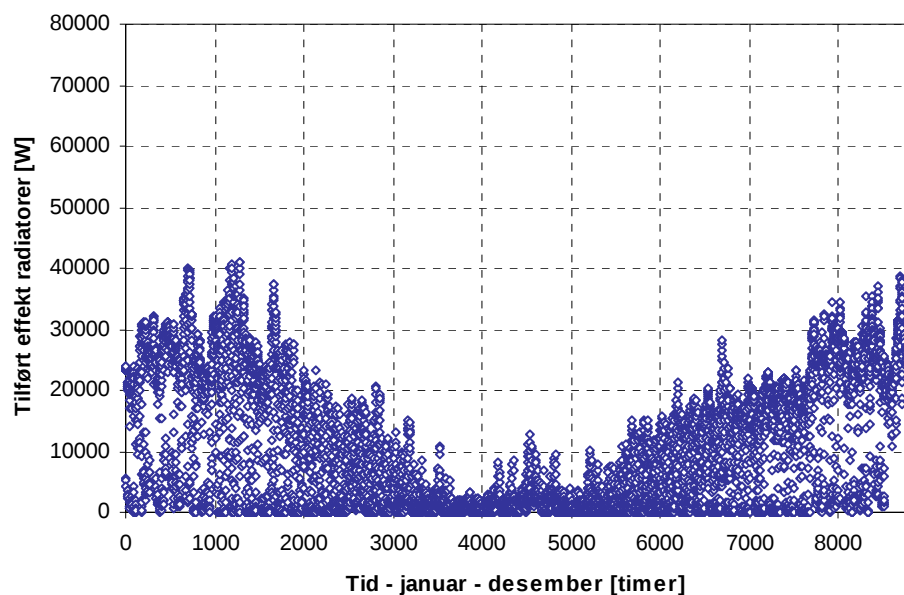


Figur B1.2 Nødvendig tilført varmeeffekt til ettervarming av ventilasjonsluft som funksjon av tid (januar-desember). Beregningene er gjennomført med dataprogrammet FRES.

8.3 B2 – Tilført varmeeffekt til romoppvarming (radiatorer)

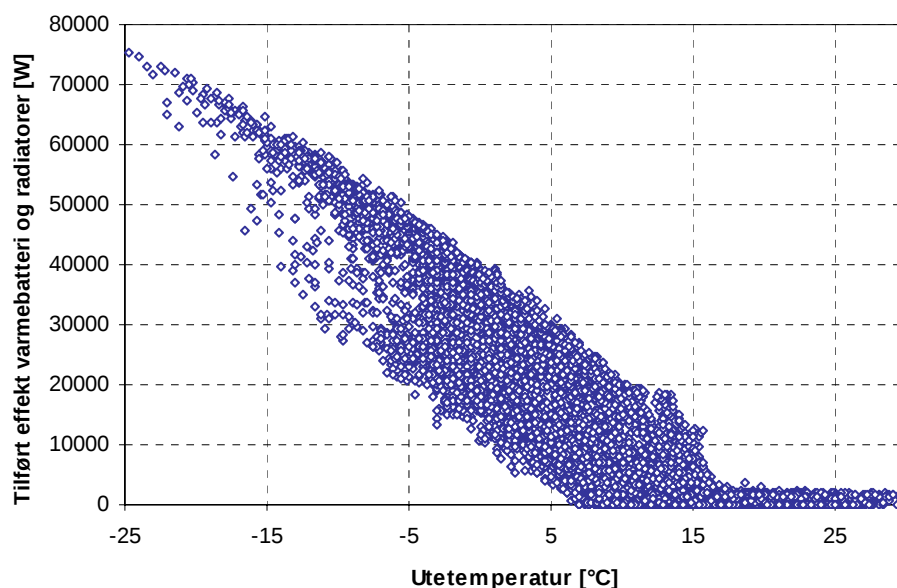


Figur B2.1 Nødvendig tilført varmeeffekt til romoppvarming (radiatorer) som funksjon av utetemperaturen. Beregningene er gjennomført med dataprogrammet FRES.

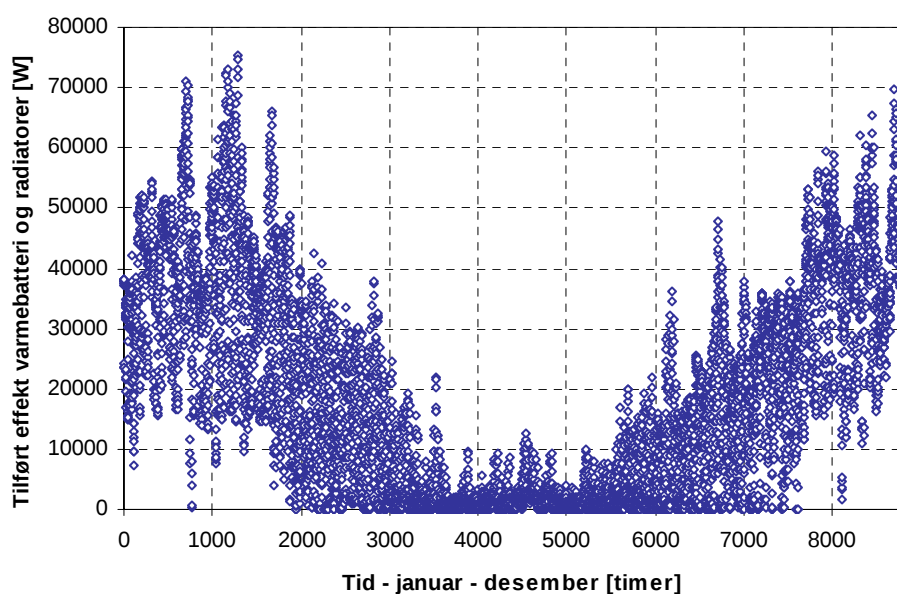


Figur B2.2 Nødvendig tilført varmeeffekt til romoppvarming (radiatorer) som funksjon av tid (januar-desember). Beregningene er gjennomført med dataprogrammet FRES.

8.4 B3 – tilført varmeeffekt til ettervarming av ventilasjonsluft og romoppvarming

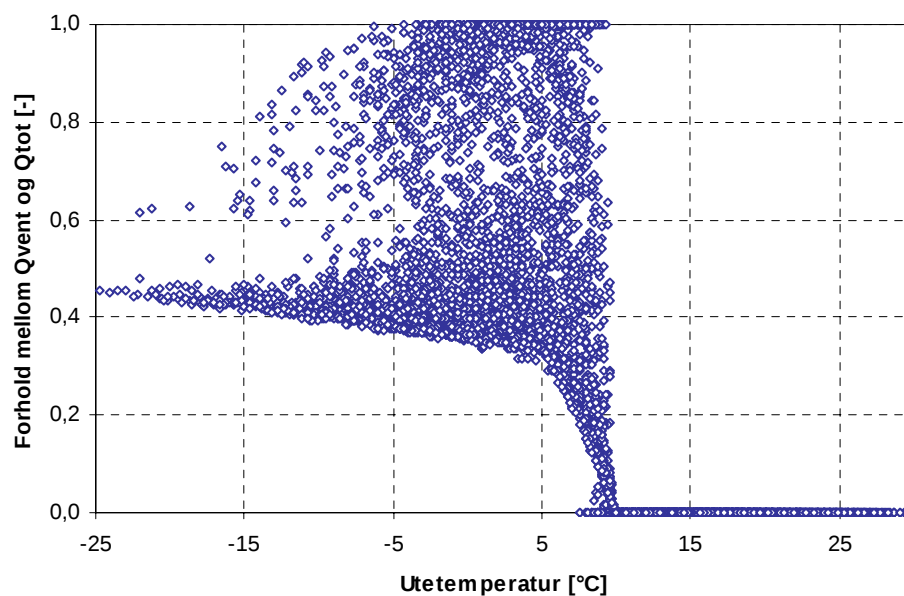


Figur B3.1 Nødvendig tilført varmeeffekt til romoppvarming (radiatorer) og ettervarming av ventilasjonsluft og som funksjon av utetemperaturen. Beregningene er gjennomført med dataprogrammet FRES.

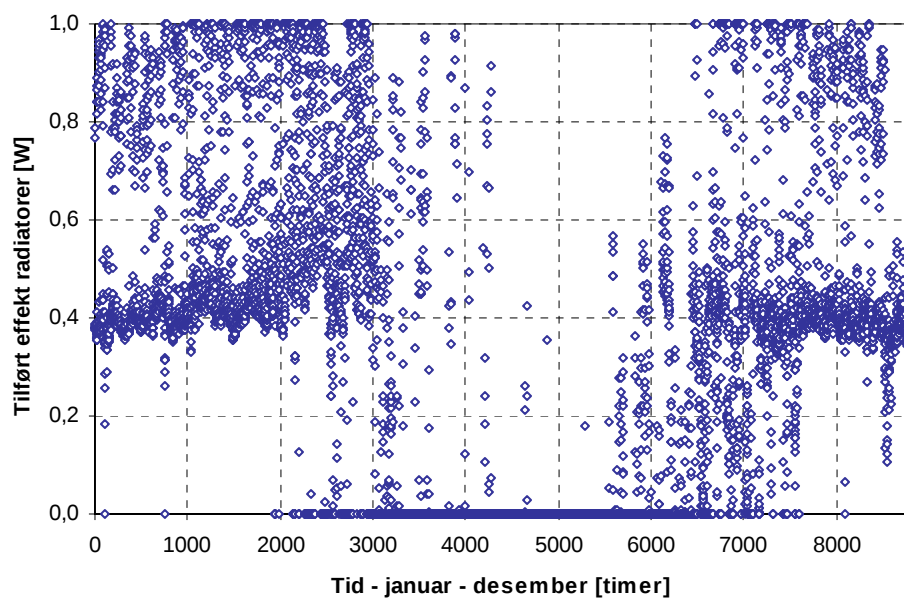


Figur B3.2 Nødvendig tilført varmeeffekt til romoppvarming (radiatorer) og ettervarming av ventilasjonsluft som funksjon av tid (januar-desember). Beregningene er gjennomført med dataprogrammet FRES.

8.5 B4 – Forhold mellom tilført effekt til varmebatteri og tilført effekt til varmebatteri og radiatorkrets

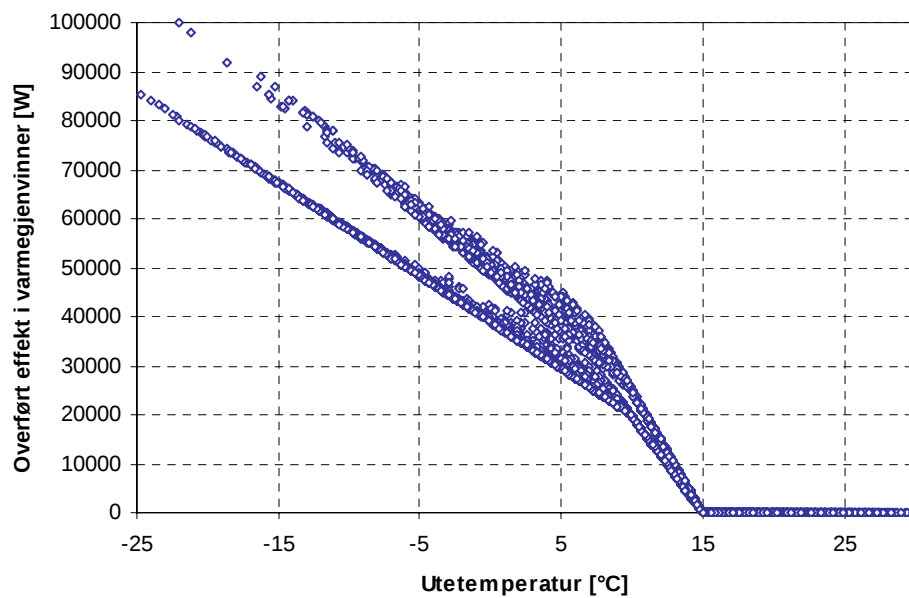


Figur B4.1 Forholdet mellom tilført effekt til varmebatteri og totalt tilført effekt til varmebatteri og radiatorer som funksjon av utetemperaturen. Beregningene er gjennomført med dataprogrammet FRES.

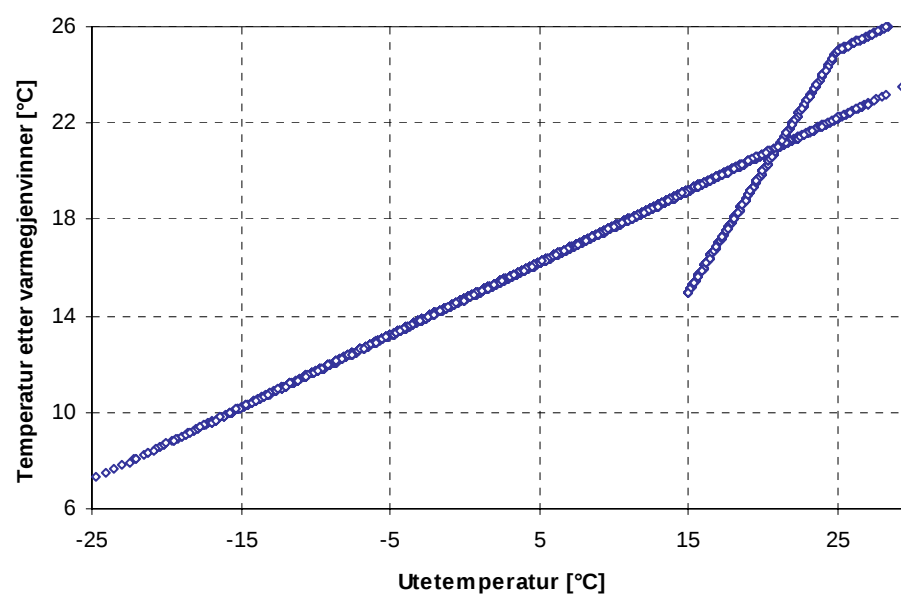


Figur B4.2 Forholdet mellom tilført effekt til varmebatteri og totalt tilført effekt til varmebatteri og radiatorer som funksjon av tid (januar-desember). Beregningene er gjennomført med dataprogrammet FRES.

8.6 B5 – Effektoverføring i varmegjenvinner og tilluftstemperatur etter varmegjenvinner

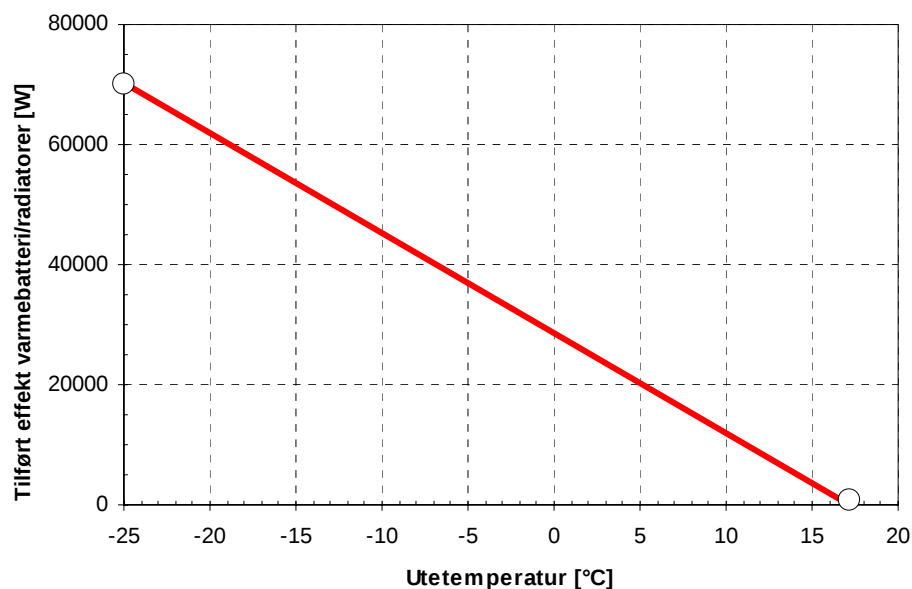


Figur B5.1 Effektoverføringen i varmegjenvinner simulert ved hjelp av dataprogrammet FRES.

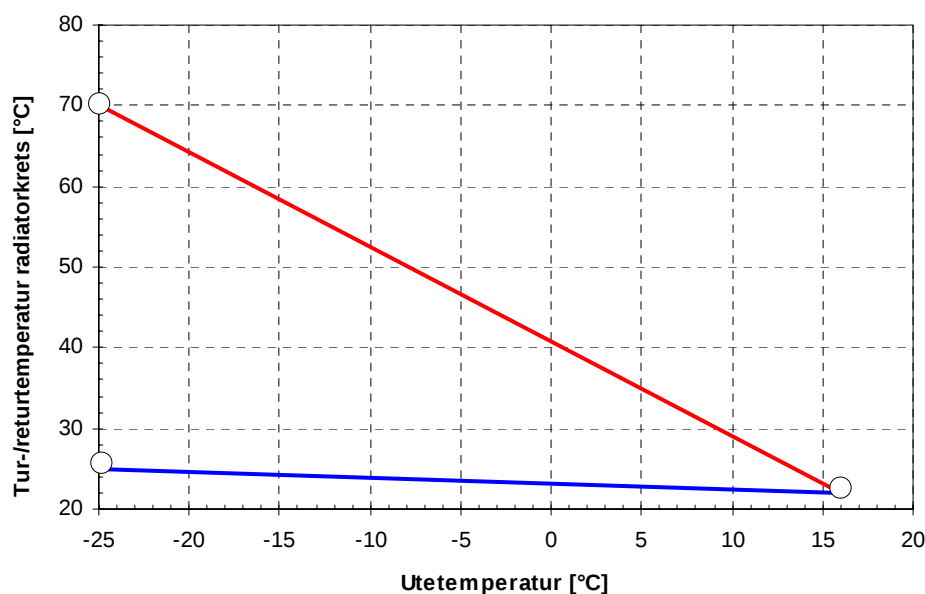


Figur B5.2 Tiluftstemperaturen etter varmegjenvinner simulert ved hjelp av dataprogrammet FRES.

8.7 B6 – Effekt-utetemperaturkurve og utetemp.kompenseringskurve for radiator- og ventilasjonskretsen

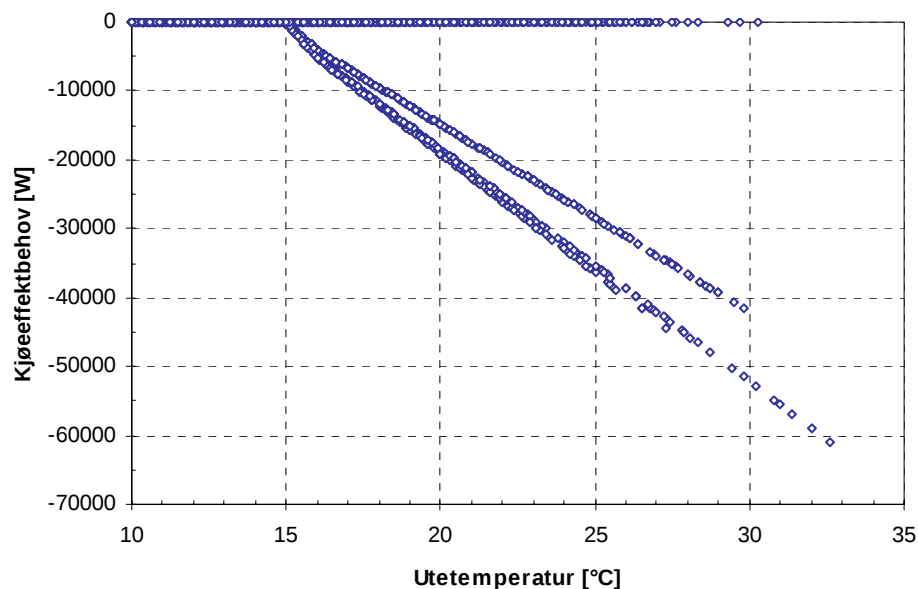


Figur B6.1 Effekt-utetemperaturkurven for romoppvarming (radiatorer) og ettervarming av ventilasjonsluft beregnet ved hjelp av simuleringsprogrammet FRES.

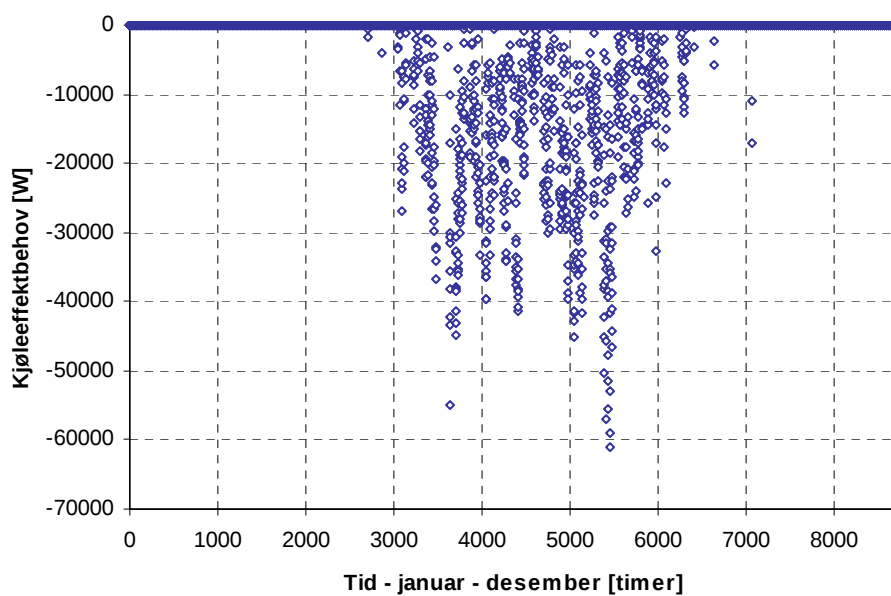


Figur B6.2 Eksempel på resulterende utetemperatur-kompenseringskurve (reguleringskurve) for radiator- og ventilasjonskretsene (tur-/returtemperaturer).

8.8 B7 – Kjøleeffektbehov (klimakjøling)

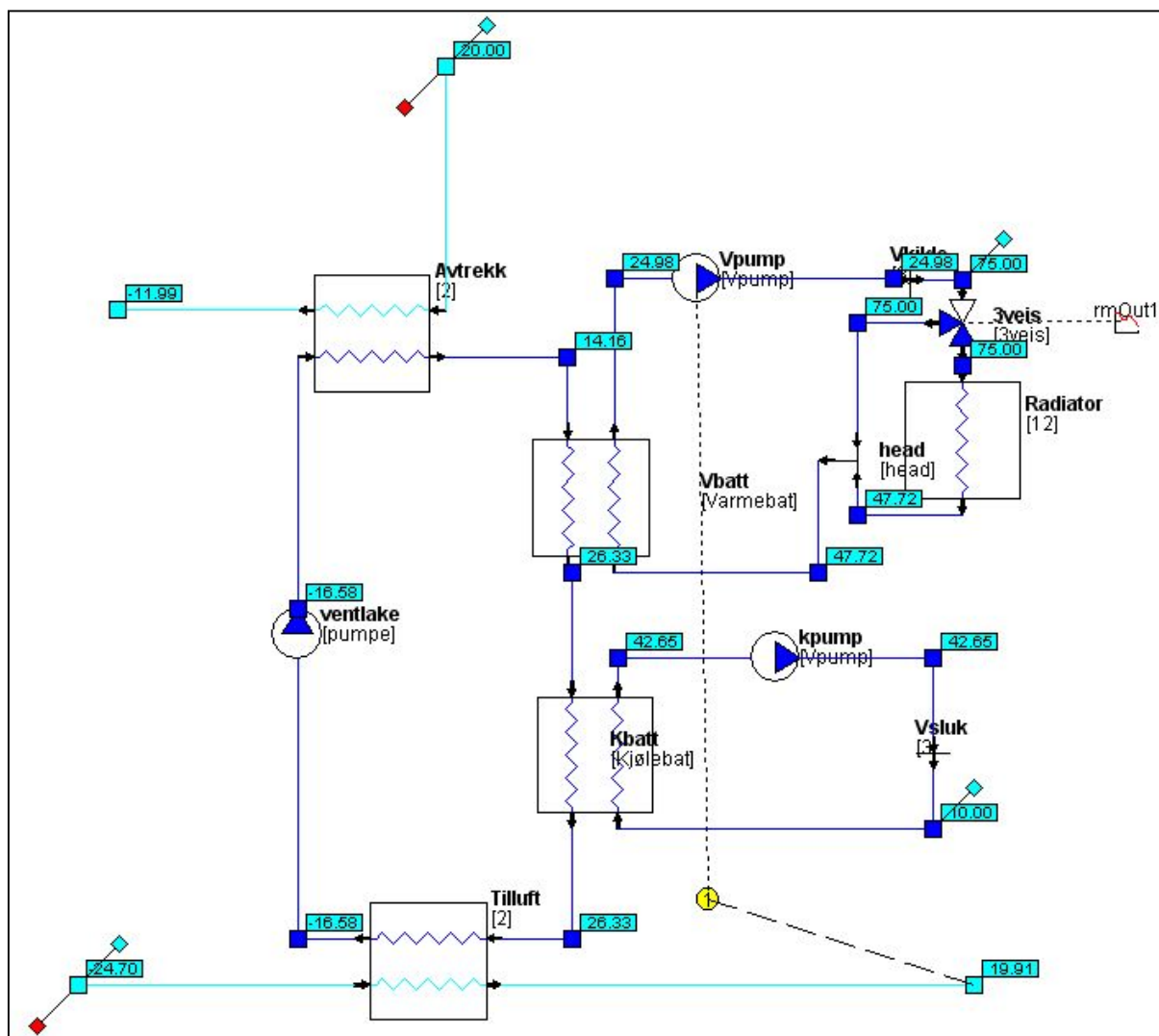


Figur B7.1 Kjøleeffektbehovet som funksjon av utetemperaturen. Beregningene er gjennomført med dataprogrammet FRES.



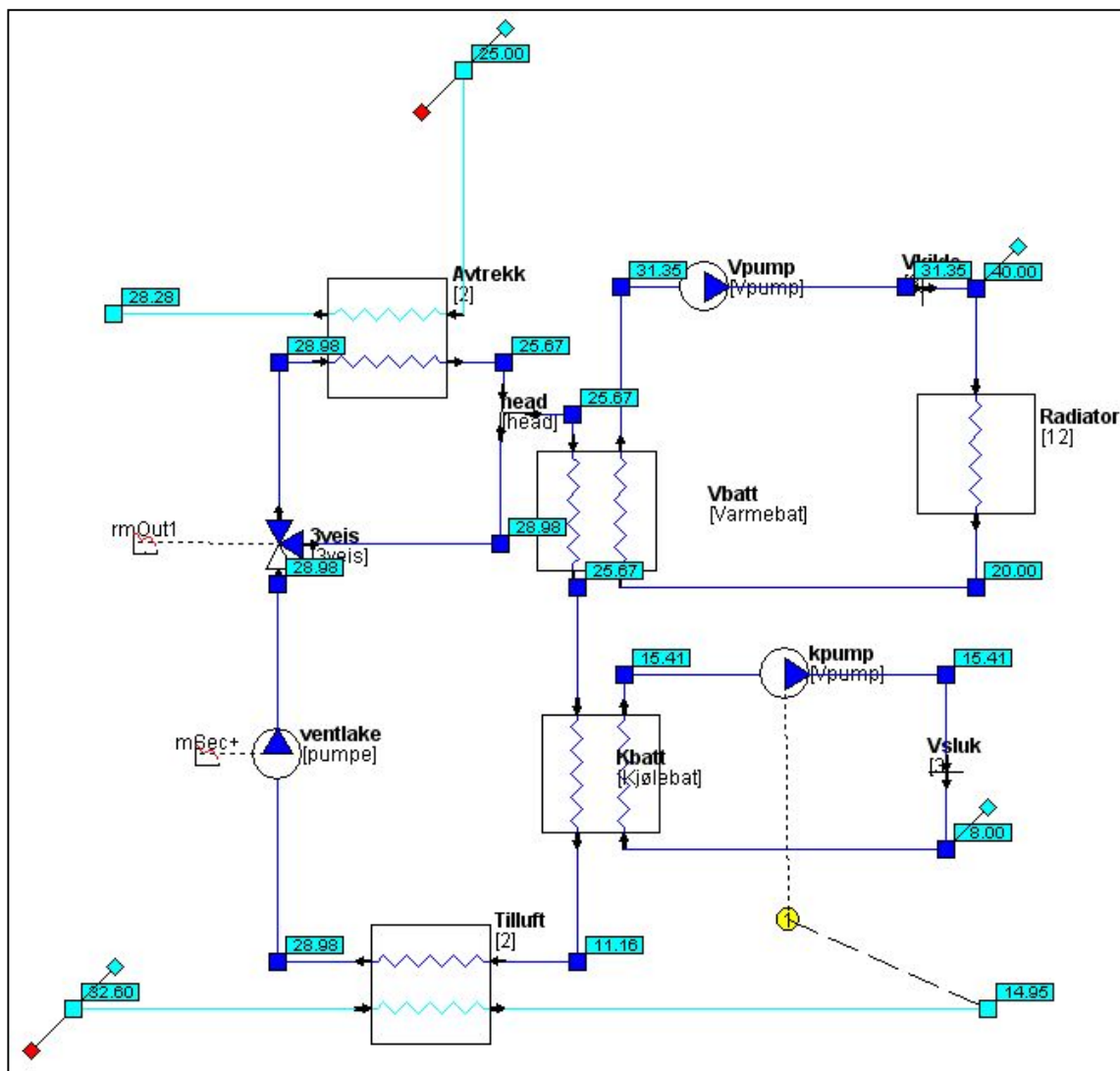
Figur B7.2 Kjøleeffektbehov som funksjon av tid (januar-desember). Beregningene er gjennomført med dataprogrammet FRES.

8.9 C1 – Modellering av varme-, kjøle- og ventilasjonssystem med FrigoSim (vintermodus)



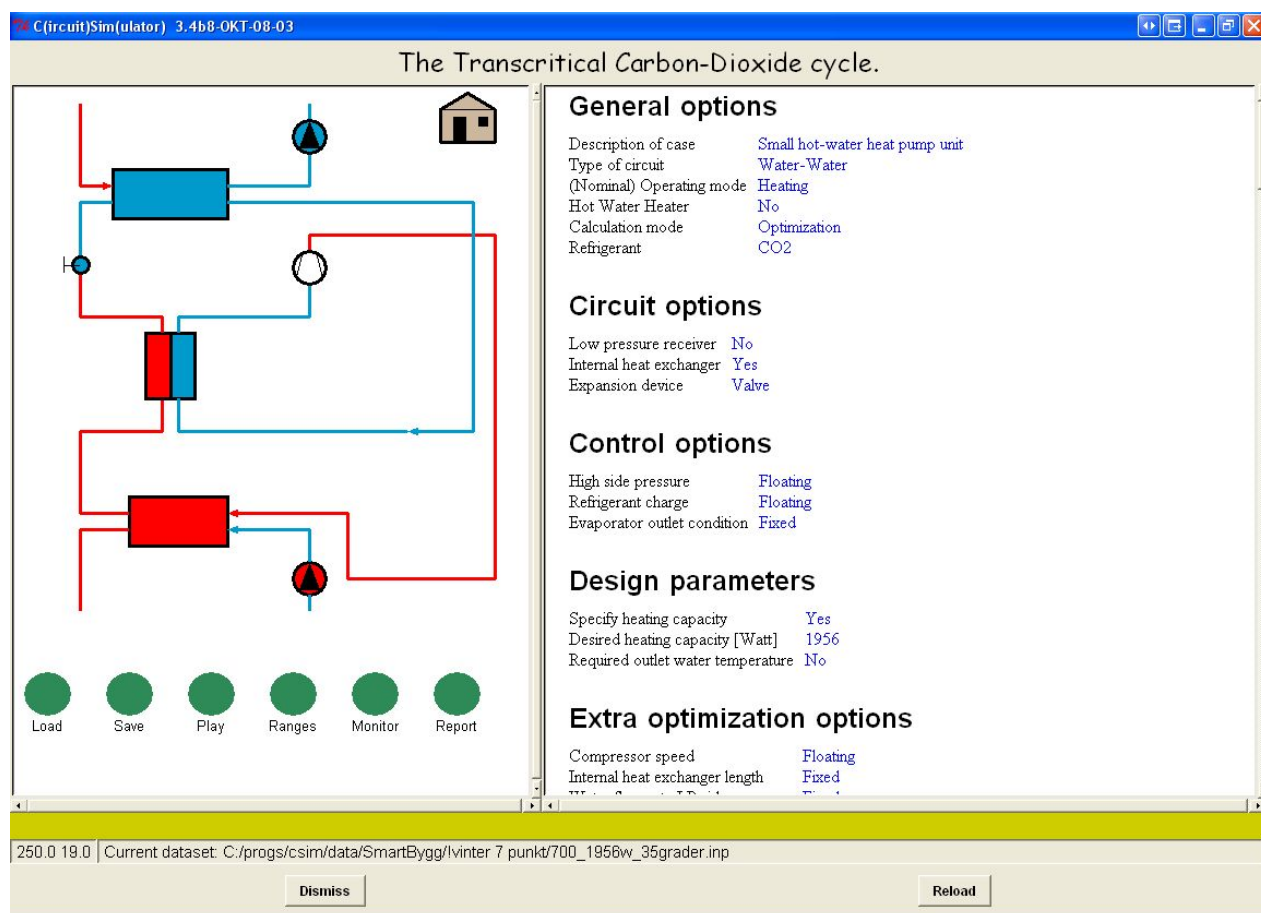
Figur C1.1 Modellstruktur (vintermodus) ved simulering av varme-, kjøle- og ventilasjonssystemene i modellbygget med dataprogrammet FrigoSim.

8.10 C2 – Modellering av varme-, kjøle- og ventilasjonssystem med FrigoSim (sommermodus)



Figur C2.1 Modellstruktur (sommermodus) ved simulering av varme-, kjøle- og ventilasjonssystemene i modellbygget med dataprogrammet FrigoSim.

8.11 D1 – Systemkonfigurasjon for CO₂-varmepumpesystemet ved modellering i CSim



Figur D.1 Systemkonfigurasjon for CO₂-varmepumpen ved simulering med dataprogrammet CSim. Systemet består av fordampner, fordampnerkrets med pumpe, internvarmeveksler, kompressor, motor, gasskjøler og gasskjølerkrets med pumpe.