



SLUTRAPPORT

Varmegenvinding på CO₂kølesystemer i supermarkeder

Udført af:

Teknologisk Institut
Energi og Klima
Kongsvangs Allé 29
8000 Århus C

Lars Reinholdt (ed), Claus Madsen, Esben Foged, Christian Heerup
Køle- og Varmepumpeteknik

Dato:

17. december 2012

Indholdsfortegnelse

1.	Formål.....	3
2.	Resume	4
3.	Indledning	5
4.	Køleprocessen, baseret på transkritisk CO ₂	6
4.1.	Transkritisk drift af køleanlæg.....	9
4.2.	Optimalt gaskølertryk ved transkritisk drift	12
4.3.	Intern varmeveksler	13
5.	CO ₂ køleanlæg til supermarkeder	15
5.1.	CO ₂ køleanlæg til supermarkeder	15
5.2.	Årligt energiforbrug for CO ₂ køleanlæg.....	16
5.3.	Varmegenvinding på CO ₂ køleanlæg	17
5.4.	Varmegenvinding med CO ₂ og R134a	17
6.	Anvendelsesmuligheder for den genvundne varme.....	21
6.1.	Varmedrevet køling	21
6.1.1.	Ejektor.....	21
6.1.2.	Absorption	22
6.1.3.	Adsorption	23
6.1.4.	Sorption	26
6.1.5.	Varmedrevet køling: Konklusion	27
6.2.	Varme brugsvand og rumvarme	27
7.	Opbygning af varmegenvinding på CO ₂ køleanlæg	28
7.1.	Varmevekslertyper.....	28
7.2.	Styring	30
7.3.	Grænseflade mellem køleanlægs- og VVS leverancerne	30
8.	Tekniske begrænsninger for varmegenvinding	31
8.1.	Varmegenvinding med maksimal køle-COP	34
8.2.	Varmegenvinding ved forceret drift	35
8.3.	Effektiviteten af varmegenvinding	37
9.	Tilrådighedværende varmemængde: Case Fakta Otterup.....	39
9.1.	Anvendeligheden af varmen til rådighed fra gaskøleren.....	45
9.2.	Dagsvariationen og bufferkapaciteten	47
9.3.	Delkonklusion.....	52
10.	Opbygning af vandkreds ifm. varmegenvinding	53
10.1.	Opbygning af COOPs koncept	53
10.2.	Erfaringer med varmegenvinding hos COOP.....	54
10.3.	Varmegenvinding til vandkreds.....	56
11.	Afgifter for komfortvarme i danske supermarkeder	62
11.1.	Overskudsenergi fra et køleanlæg	64
11.2.	Sammenligning af varmegenvinding på proces- og komfort-køleanlæg.....	65
11.4.	Varmegenvinding til varmedrevet airconditioning.....	70
11.5.	Omkostning ved varmegenvinding.....	70
12.	Konklusion.....	71
13.	Bibliografi.....	74

1. Formål

Formålet med projektet ”Varmegenvinding på CO₂kølesystemer i supermarkeder” er at undersøge de muligheder, som anvendelse af den, ved starten af projektet, nye teknologi transkritiske CO₂kølelanlæg til supermarkeder giver i forhold til varmegenvinding.

Projektet er søgt og gennemført med følgende partnere:

Advansor A/S
Bautavej 1A
8210 Århus
CVR: 2940 1462

Superkøl A/S
Holkebjergvej 73
5250 Odense
CVR: 89722128

COOP Danmark A/S
Roskildevej 65
2620 Albertslund
CVR: 26259495

Teknologisk Institut
Gregersensvej
2630 Tåstrup
CVR: 30 80 49 96

Projektet er gjort muligt gennem støtte fra EUDP under projekt nr. EUDP08-I J.nr. 63011-0116.



2. Resume

Ved projektets start var transkritisk CO₂ en ny, men lovende teknologi i forhold til transitionen til køleanlæg med naturlige kølemidler i supermarkedbranchen.

Denne rapport præsenterer de resultater, der er opnået i projektet ”Varmegenvinding på CO₂kølesystemer i supermarkeder”.

Igennem projektets løbetid er teknologien omkring transkritisk CO₂ modnet som køleteknologi indenfor supermarkeder. Der findes således i dag et komplet komponent sortiment til CO₂ inklusiv dedikerede regulatorer.

Transkritisk CO₂ dækker i dag reelt hele markedet for nyinstallationer i Danmark, og i udlandet (især England og de nordiske lande) har det også godt fodfæste.

Udviklingen af metoder til varmegenvinding på disse anlæg var ikke i fokus i starten, men ikke mindst dette projekt har støttet udviklingen og demonstrationen, således at det i dag næsten mere er reglen end undtagelsen, at der påbygges udstyr til varmegenvinding på nye installationer. På mange anlæg til især Norge er varmegenvinding på køleanlægget den eneste opvarmingskilde.

Forskellige anvendelser for den genvundne varme er undersøgt, hvilket har ledt til projektets fokus på genvinding til varmt brugsvand og rumvarme.

Med indførelsen af varmegenvinding er grænserne mellem to og i nogle tilfælde tre entrepriser blevet meget mindre skarpe, nemlig

- Køle-entreprisen
- VVS-entreprisen
- Ventilations-entreprisen.

Dette gælder ikke kun på installationssiden, men især inden for styring og dermed også design.

Der er identificeret et behov for efteruddannelse inden for især VVS, men også inden for ventilationsbrancherne, således at der opbygges viden omkring sammenspil og løsninger, når køleanlægget og varmesystemet sammenbygges.

Projektpartneren Advansor har i løbet af projektet udviklet sig til verdens største leverandør af kommercielle CO₂køleanlæg, og fra at have leveret mere end 80 anlæg med varmegenvinding i 2010, er varmegenvinding i dag mere reglen end undtagelsen.

3. Indledning

Baggrundene for projektet har dels været forbuddet imod køleanlæg med over 10 kg fyldning HFC-kølemidler pr. system, der trådte i kraft 1. januar 2007, og dels at anvendelse af transkritisk CO₂køleanlæg giver gode muligheder for varmegenvinding.

Forbuddet imod store HFC-fyldninger har medført et pres for at finde og udvikle effektive alternativer til supermarkedekøl baseret på naturlige kølemidler.

Mulige naturlige kølemidler er:

1. Kulbrinte (HC): f.eks. propan, iso-butan
2. Ammoniak (R717)
3. CO₂

Af ovennævnte er det kun tilladt at anvende CO₂ i selve butikslokalet.

CO₂ arbejder med betydeligt højere tryk end de traditionelle kølemidler, hvilket var en ret stor udfordring, da der kun fandtes meget få egentlige kølekomponenter til disse tryk. Især det forhold, at der kun var salgsfrigivet ganske få kompressorer udfordrede ved anlægsdesign og prissætning.

De første anlæg blev udformet som kaskadeanlæg, hvor CO₂ blev anvendt som kuldebærer/sekundært kølemiddel, eventuelt med en booster kompressor på frostkredsen. CO₂kredsen blev kondenseret i en kaskadeveksler, der blev kølet af et ofte kompakt køleanlæg baseret på HC eller HFC i nogle tilfælde.

Ved at anvende transkritiske CO₂anlæg kunne systemet bygges betydelig simplere, da man kan nøjes med kun ét kølemiddel. Men teknologien var udfordret af et større elforbrug ved højere omgivelsestemperatur.

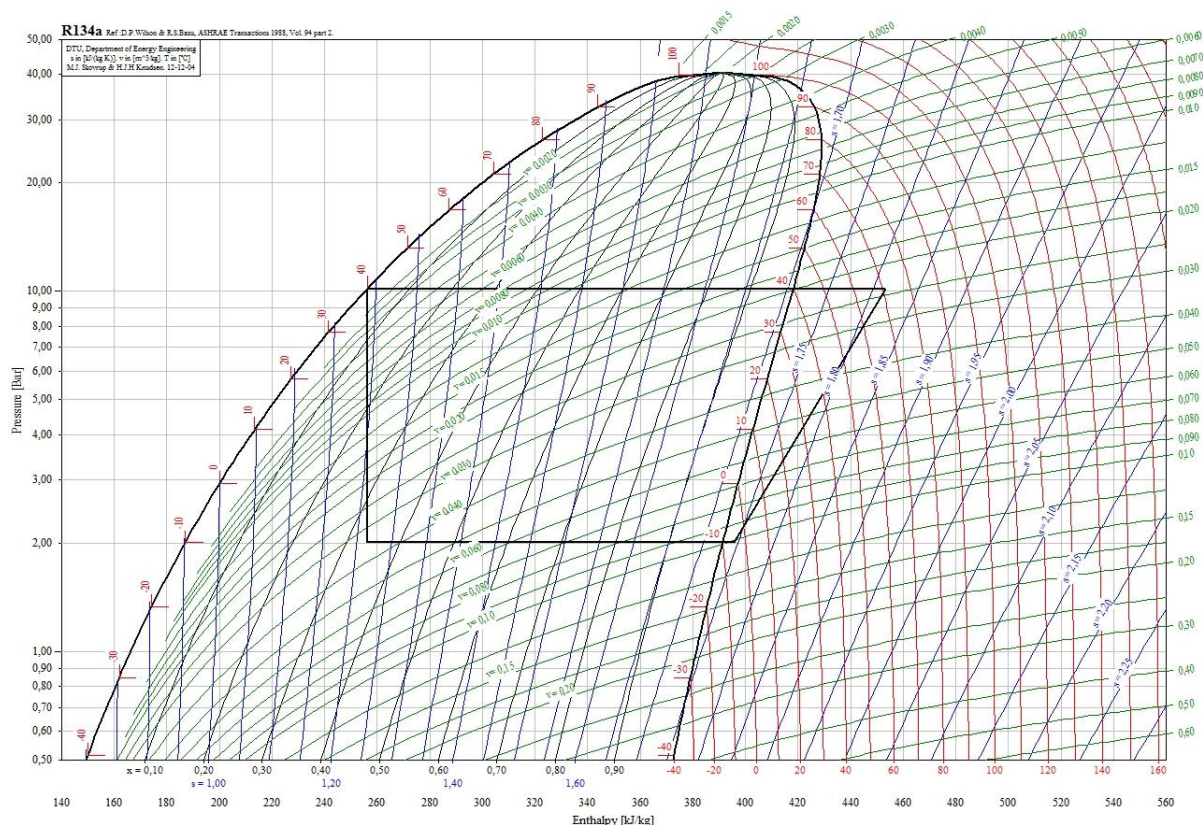
Da projektet blev initieret, var transkritiske CO₂køleanlæg demonstreret i flere prototypeanlæg, men der var stadig behov for at optimere anlægsdesignet for at opnå bedre effektivitet og lavere pris.

Denne rapport er ikke tænkt som et kompendium i CO₂baseret køleteknik, da dette er dækket af andre kilder. Det forudsættes endvidere, at læseren har et grundlæggende kendskab til køleteknik.

4. Køleprocessen, baseret på transkritisk CO₂

CO₂ adskiller sig fra traditionelle kølemidler på flere områder. Denne rapport indeholder ikke en detaljeret beskrivelse af disse, men fokuserer primært på de forhold, der har relevans i forhold til varmegenvinding på supermarkedskøleanlæg. Vedrørende en mere udtømmende gennemgang af CO₂ henvises til anden litteratur (f.eks. Lund, 2007).

I traditionel køleteknik anvendes kølemidler, som eksemplificeret ved logP-h diagrammet for R134a i Figur 1, hvor der er indtegnet en simpel køleproces: Fordampningstemperatur -10 °C, kondenseringstemperatur +40 °C.



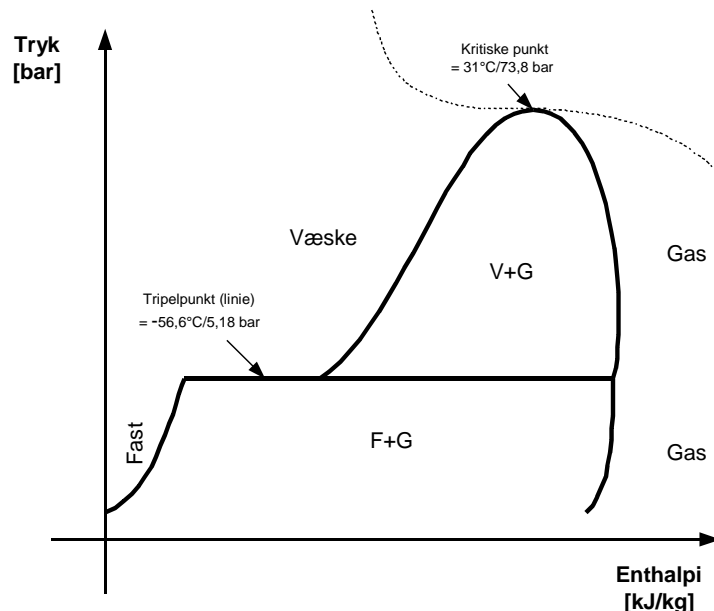
Figur 1: logP-h diagram for R134a med køleproces: fordampningstemperatur -10 °C, kondenseringstemperatur +40 °C.

Det er kendetegnende for de traditionelle kølemidler, at man ikke, inden for normale driftskonditioner, vil ramme nogen grænser, der gør, at man skal ændre praksis. Toppen af det ”klokke”-formede såkaldte våde område ligger langt over, hvad der normalt benyttes til kondensering, og i bunden af ”klokken” bliver fordampningstemperaturen ofte begrænset af undertryk i systemet (som er uønsket på grund af risiko for at suge luft ind i anlægget), eller hvis man går længere ned en meget dårlig virkningsgrad for kompressorerne og dermed ringe COP.

COP (Coefficient Of Performance) er defineret som:

$$COP = \frac{\text{Køleydelse}}{\text{El - effektoptag, kompressor}}$$

Det forholder sig imidlertid anderledes med CO₂. Det er ikke, fordi CO₂ opfører sig principielt anderledes end andre stoffer, men de tryk/temperaturer, hvor grænserne nås for CO₂, er inden for de områder, der normalt opereres med i køleanlæg. Det tilsvarende (skematiske) diagram for CO₂ er vist i Figur 2.



Figur 2: Skematisk logP-h-diagram for CO₂, hvor også tripelpunktet er vist (udtrykkes som en linje i logP-h-diagrammet).

Toppunktet af "klokken" kaldes det kritiske punkt. Ved tryk højere end det kritiske tryk (73,8 bar) vil faseskift mellem gas og væske (kondensering og fordampning) ikke længere finde sted. Der findes simpelt hen ikke en hård overgang mellem gas og væske. Området kaldes det superkritiske (overkritiske) område. I stedet for et faseskift vil man se en glidende overgang fra et fluid med gassegenskaber (helt til højre i diagrammet) til et fluid med væskeegenskaber (helt til venstre). Det er med fuldt overlæg, at der ikke bruges benævnelserne gas og væske, idet der netop ikke er en veldefineret grænse. I stedet bruges udtrykket "superkritisk fluid" eller "superkritisk gas". I modsætning til traditionelle køleprocesser med kondensering er der ikke en entydig sammenhæng mellem tryk og temperatur i det superkritiske område. Af Figur 2 fremgår også, at det kritiske punkt ligger ved 31 °C. Med andre ord så lavt at man vil kunne se det ved sommerdrift af et CO₂køleanlæg i Danmark.

Tilsvarende findes der i den nedre del af "klokken" en grænse, der sjældent nås med traditionelle kølemidler. Denne grænse kaldes tripelpunktet, som er det eneste tryk/temperatur-punkt, hvor alle tre faser (gas/væske/fast) kan eksistere sammen på samme

tid. For CO₂ ligger tripelpunktet ved -56 °C/5,2 bar a. I et logP-h diagram vises punktet dog som en linje, der udtrykker smeltevarmen for den faste fase og fordampningsvarmen for den flydende fase. Under tripelpunkttrykket kan stoffet ikke optræde på væskeform, men kun som fast stof og gas. Faseovergang i dette område sker ved, at det faste stof omdannes direkte til gas – dette kaldes sublimation. Tripelpunktet ligger så højt, at det kan give udfordringer i forhold til lavtemperatur-fryseprocesser, men dette er ikke relevant i forbindelse med supermarkeder og vil ikke blive behandlet nærmere i denne rapport.

Som nævnt adskiller egenskaberne for CO₂ sig ikke fundamentalt fra andre kølemidler. Tabel 1 illustrerer, hvordan CO₂ adskiller sig fra andre traditionelt anvendte kølemidler, især ved at den kritiske temperatur på 31 °C ligger inden for det normale temperaturområde for køleanlæg samt tripelpunktet på -56 °C.

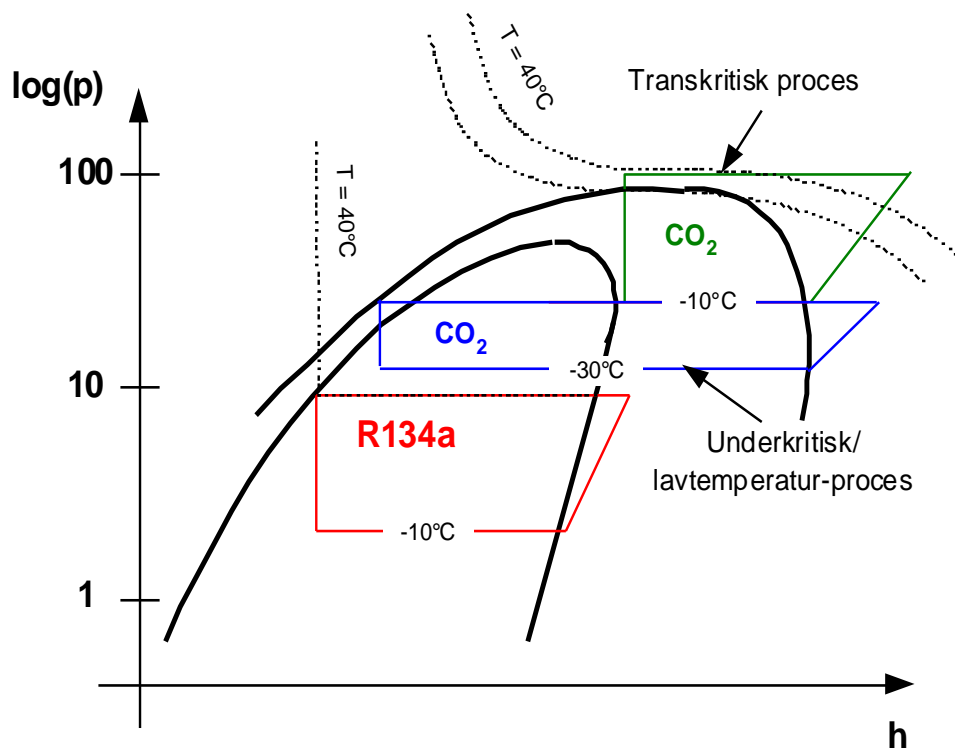
Kølemiddel	Kritisk punkt °C / bar a	Tripelpunkt °C / bar a
R22 (HCFC)	96,0 / 49,8	-157,4 / 0,000006
R134a (HFC)	101,1 / 40,7	-103,3 / 0,004
R407C (HFC)	86,7 / 46,2	
R404A (HFC)	72,1 / 37,3	
R410A (HFC)	74,7 / 51,7	
R290 (Propan, HC)	96,7 / 42,4	
R600a (iso-butan, HC)	135,9 / 36,8	
R1290 (Propylen, HC)	91,8 / 46,1	
R717 (Ammoniak)	132,4 / 113,5	-77,6 / 0,006
R744 (CO ₂)	31,1 / 73,8	-56,6 / 5,2

Tabel 1: Kritiske punkter og tripelpunkter for udvalgte kølemidler

Herudover er driftstrykkene i et CO₂baseret køleanlæg betydeligt højere end i anlæg baseret på andre kølemidler.

De specielle forhold for CO₂ kan umiddelbart virke som ulemper ved design af køleanlæg, men især det forhold, at CO₂ ikke er brændbart og giftigt, har drevet forskningen og udviklingen igennem de seneste ca. 20 år. Udviklingen har bekræftet, at førnævnte udfordringer kan håndteres og, sammen med andre forhold, som bl.a. mindre rørdimensioner, stor volumetrisk kuldeydelse, gode varmeovergangsforhold, lav pris og enklere service, at CO₂ er et muligt alternativ til anlægsløsninger med traditionelle (syntetiske) kølemidler. Denne rapport vil kun omfatte de forhold, der har relevans i forhold til varmegenvinding.

Forskellen mellem den samme køleproces med R134a og CO₂ fremgår af Figur 3, hvor begge kølemidler er indtegnet i samme logP-h diagram. Begge processer har fordampnings-temperaturen -10 °C og varmeafgivelse sker til 40 °C. Endvidere er der indtegnet et lavtemperaturtrin på CO₂processen med fordampning ved -30 °C. Dette kunne være forsyning til eventuelle frostmøbler i supermarkedet.

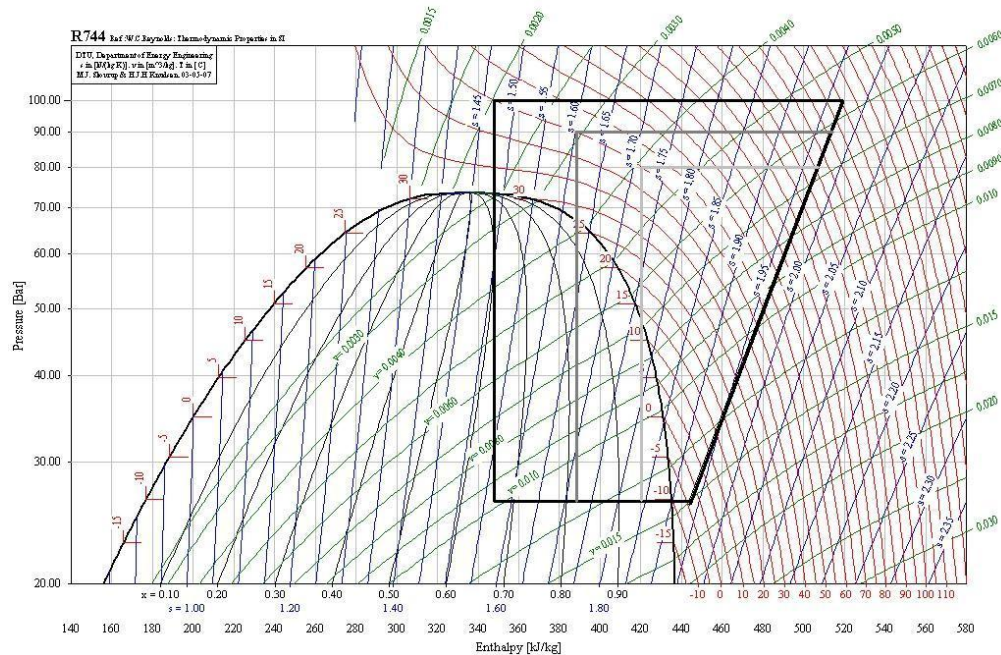


Figur 3: Samme køleproces med R134a og CO₂ indtegnet i samme logP-h diagram. Desuden er et såkaldt subkritisk alternativ for CO₂løsningen indtegnet.

Sammenlignes de to processer, ses det, at trykniveauet for CO₂-processen er betydeligt højere end for R134a-processen, hvilket stiller helt andre styrkekrav til komponenterne til CO₂anlægget. Men den største forskel er den superkritiske varmeafgivelse for CO₂processen, som ligger over "klokken". I det følgende ses der på betydningen og udfordringerne ved den superkritiske varmeafgivelse.

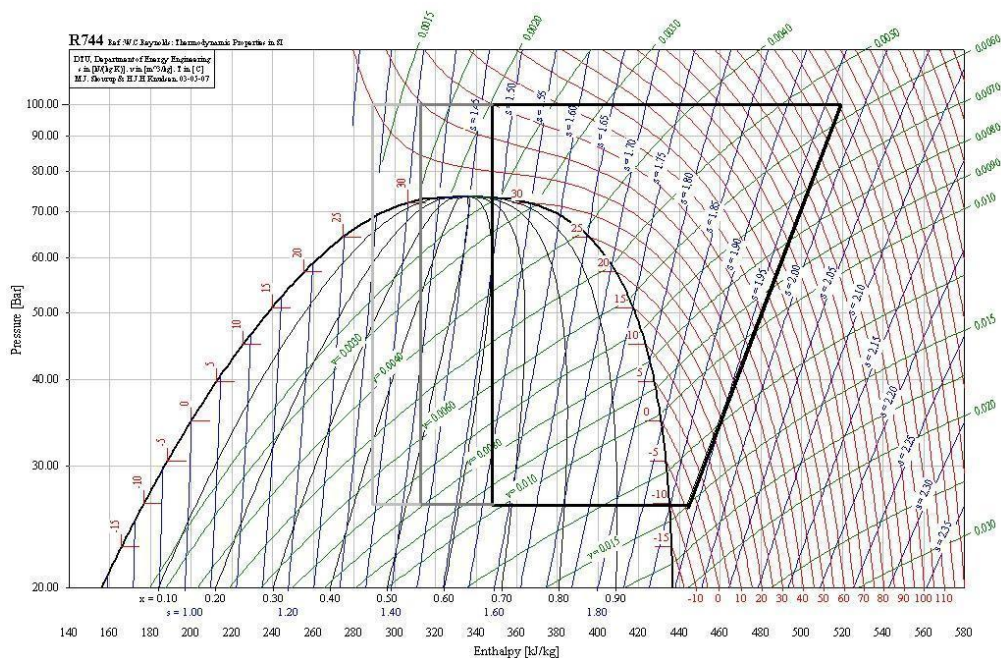
4.1. Transkritisk drift af køleanlæg

I det superkritiske område over "klokken" er der, som nævnt, ikke den entydige sammenhæng mellem tryk og temperatur, som er kendt fra den traditionelle køleteknik. I gaskøleren (kondensatoren) afgives varmen til omgivelserne som en afkøling med faldende temperatur (såkaldt "glid"), der er nedadtil, begrænset af omgivelsestemperaturen. I Figur 3 er denne nedre temperatur, der udtrykker afgangstemperaturen fra gaskøleren, 40 °C. Isoterme (kurven for konstant temperatur) for 40 °C er også vist. Denne kurve danner slutpunktet for varmeafgivelsen, hvorfor "slut-enthalpien" for varmeafgivelsen dermed bliver styret af det valgte tryk i gaskøleren. Dette forhold er belyst i Figur 4, hvor det valgte tryks betydning for fordampningsenthalpien, og dermed kuldeydelsen, tydeligt fremgår. Som forventeligt stiger kompressorarbejdet også, men i mindre grad end kuldeydelsen. I dette eksempel vil COP derfor stige ved skiftene til højere gaskølertryk. Som det fremgår af afsnit 4.2 gror dette forhold desværre ikke ind i himlen...



Figur 4: Transkritisk CO₂ proces med konstant fordampningstemperatur (-10 °C) og varmeafgivelse til 40 °C ved hhv. 80, 90 og 100 bar a.

I Figur 5 ses samme proces, men med fastholdt gaskølertryk og forskellige afgangstemperaturer fra gaskøleren. Heraf fremgår det, at kuldeydelsen er kraftigt påvirket af afgangstemperaturen fra gaskøleren.



Figur 5: Transkritisk CO₂ proces med konstant fordampningstemperatur (-10 °C) og varmeafgivelse ved 100 bar a og ned til hhv. 45, 40 og 35 °C.

Et andet forhold ved transkritiske CO₂ køleprocesser, som i Danmark også arbejder ved kondenserende drift en del af året, er den betydeligt større kuldeydelse ved lavere omgivelsestemperaturer. Dette forhold fremgår af Figur 6, hvor den samme køleproces med fordampningstemperatur -10 °C er vist som henholdsvis:

- subkritisk proces med kondenseringstemperatur 20 °C
- transkritisk proces med gaskølerafgangstemperatur 45 °C

Den specifikke kuldeydelse (kJ/kg CO₂) for den transkritiske proces udgør her blot 51 % af kuldeydelsen for den subkritiske proces, mens COP (=1,0) kun udgør 30 % af COP (=3,4) for den subkritiske proces.

For et køleanlæg med denne simple proces skal der altså installeres en kompressorkapacitet, der er dobbelt så stor, som behovet ved den subkritiske proces. Ved traditionelle køleprocesser vil dette forhold være ubetydeligt, da den specifikke kuldeydelse normalt ikke ændres særligt mellem vinter- og sommerdrift.

Det store fald i COP har været en stor udfordring for den transkritiske CO₂køleproces, og der er udført meget forsknings- og udviklingsarbejde for at optimere på dette forhold. Dette arbejde pågår stadig, men det er i dag muligt at nå bedre års-COPværdier end konkurrerende anlægskoncepter baseret på de i udlandet meget udbredte HFC-kølemidler.



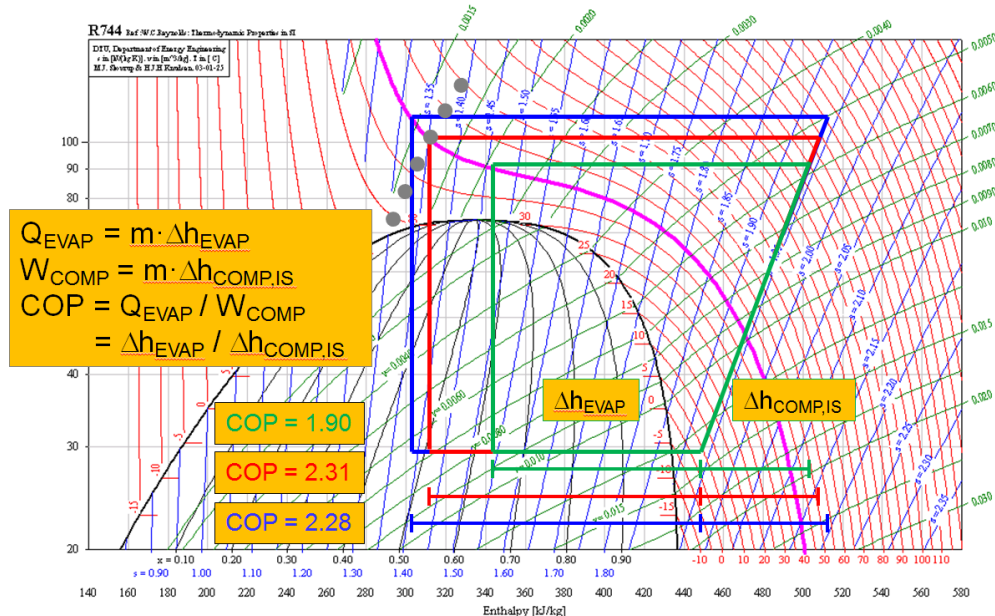
Figur 6: Sammenligning af sub- og transkritisk CO₂proces med samme fordampningstemperatur (-10 °C)

Figur 6 viser også et andet karakteristisk forhold for CO₂, der har positiv betydning for varmegenvinding med glide. Selv ved subkritisk drift er energimængden, der er bundet til den

overhedede CO₂ gas, stor. Sammenlignet med traditionelt anvendte kølemidler giver dette bedre muligheder for at varmegenvinde til temperaturer betydeligt højere end kondenseringstemperaturen.

4.2. Optimalt gaskølertryk ved transkritisk drift

Den lave kritiske temperatur betyder, at varmeafgivelsen fra køleanlægget kommer til at skulle ske ved CO₂temperaturer tæt ved eller over den kritiske temperatur. Dette forhold har stor betydning for den måde køleanlægget skal styres på, hvilket er illustreret i Figur 7.



Figur 7: Transkritisk CO₂køleproces. Betydning af gaskølertrykket for køleprocessens COP /Danfoss/

Fordampningstemperaturen er holdt konstant -7 °C, hvilket er typisk for et supermarkeds kølemøbler. Omgivelsestemperaturen (~30-35 °C) resulterer i, at afgangstemperaturen fra gaskøleren bliver 40 °C og dermed ligger på den markerede isoterm for 40 °C.

Gaskølertrykket kan som nævnt vælges ved justering af højtryksekspansionsventilen og tre forskellig er her gennemregnet:

- A. 92 bar (grøn): COP 1,90.
- B. 102 bar (rød): I forhold til A stiger kompressorarbejdet ($\Delta h_{COMP,IS}$) som forventeligt på grund af det forøgede modtryk, men kuldeydelsen (Δh_{EVAP}) øges relativt mere, hvorved COP øges til 2,31 svarende til +22 %.
- C. 115 bar (blå): En yderligere forøgelse af gaskølertrykket til 115 bar forøger igen både kompressorarbejdet og kuldeydelsen, men i dette tilfælde mindskes COP til 1,90 eller -18 % i forhold til B.

Ved at gennemføre tilsvarende beregninger for forskellige omgivelsestemperaturer (og dermed afgangstemperaturer fra gaskøleren) kan der findes et optimalt gaskølertryk, ved hvilket COP er højest ved den givne temperatur. Disse er markeret i figuren med grå prikker.

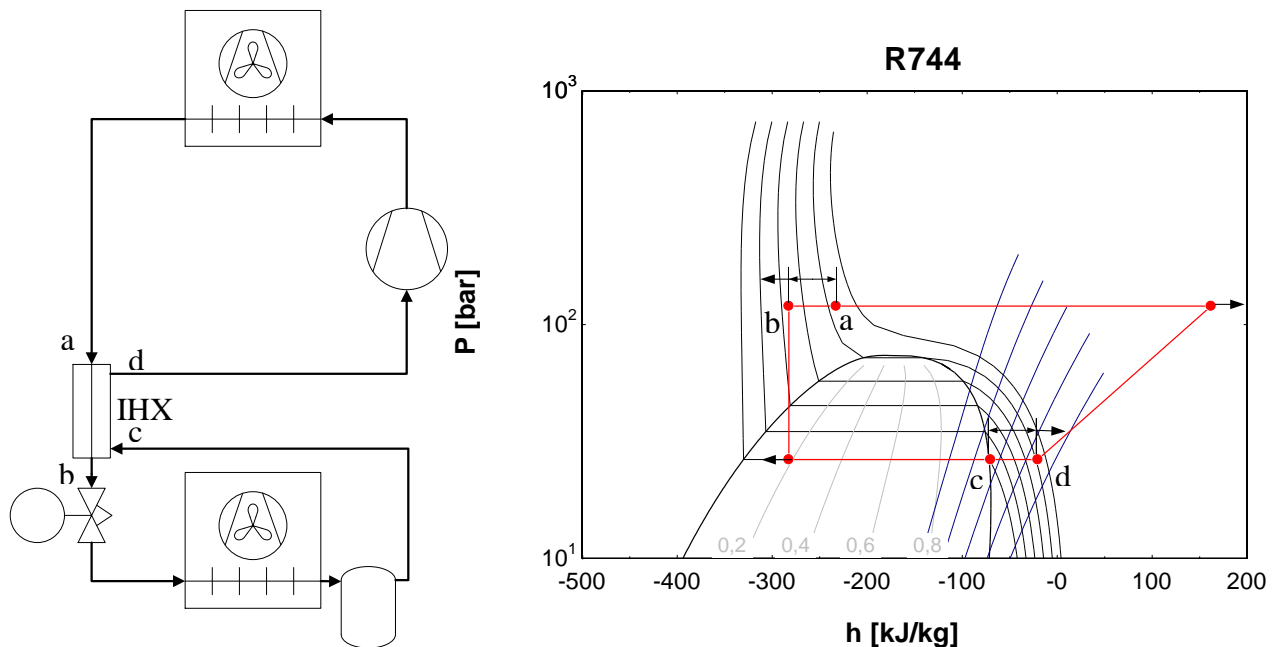
Ovennævnte optimering resulterer i en energimæssig optimal drift i forhold til anlæggets køleydelse. I kapitel 8 omtales en styringsfilosofi baseret på disse forhold, der i dag kan købes indbygget i en standard-regulator for CO₂køleanlæg.

I kapitel 8 belyses endvidere, hvorledes dette optimum vil kunne forskyde sig, hvis den genvundne varmemængde også medregnes.

4.3. Intern varmeveksler

Som nævnt i afsnit 4.1 er der udviklet og undersøgt mange forskellige konfigurationer for at forbedre COP ved transkritisk drift af CO₂kølesystemer. Mange løsninger er gennemgået og sammenlignet i ”Natural Refrigerant CO₂” håndbogen (Reulens, 2009).

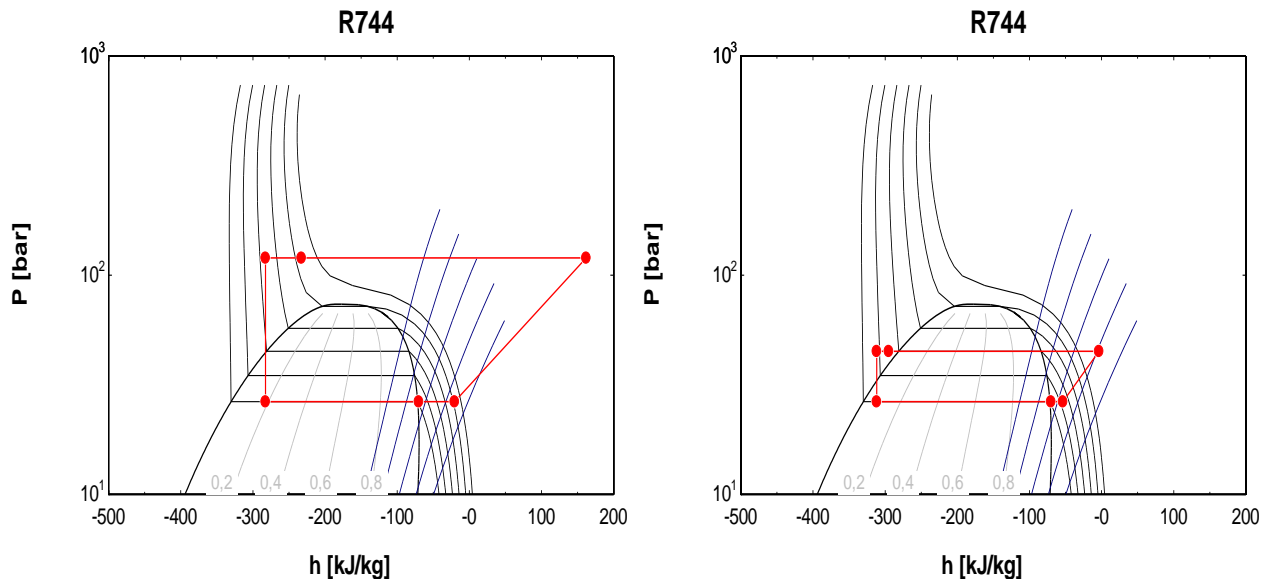
En måde er at indbygge en intern varmeveksler (IHX) mellem CO₂strømmen efter gaskøleren og sugegassen fra fordamperen. Dette princip er vist i figur 8.



Figur 8: Transkritisk CO₂ med intern varmeveksler (IHX)

Den interne varmeveksler vil kunne give en betydelig underkøling af CO₂strømmen uden at det får særlig stor (negativ) indflydelse på kompressionsarbejdet. Effekten er dog meget afhængig af, om der er tale om kondenserende, subkritisk drift eller transkritisk drift.

Dette er belyst i figur 9, hvor det tydeligt ses, at bidraget er størst ved den transkritiske proces. Baggrunden for dette er, at temperaturforskellen mellem de to strømme er betydeligt mindre ved subkritisk drift.



Figur 9: CO₂ kreds med intern varmeveksler ved hhv. sub- og transkritisk drift

Udbyttet af den interne varmeveksler afhænger dermed af, hvor stor en del af driften, der sker ved høje omgivelsestemperaturer. Med andre ord stiger udbyttet jo varmere klima, anlægget er opstillet i.

5. CO₂ køleanlæg til supermarkeder

I det følgende gennemgås de tanker og forhold, der ligger bag det anlægsdesign som projektpartneren Advansor er nået frem til i løbet af dette projekt. Baggrunden for udviklingen er dækning af kølebehovet i et supermarked, mens varmegenvindingen har været sekundær.

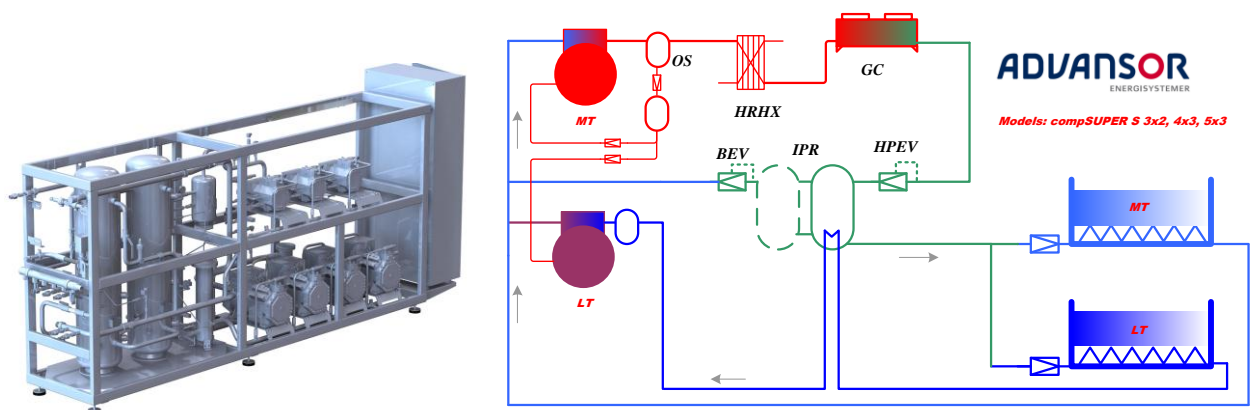
5.1. CO₂køleanlæg til supermarkeder

Det transkritiske CO₂anlæg til supermarkeder er opbygget som et ”booster-anlæg” med gas-bypass.

Opbygningen, der fremgår af Figur 10, er meget simpel, hvilket netop har givet denne type anlæg så stor succes. Reelt er anlæggene opbygget med samme komponenter som traditionelle anlæg med HFC: Anlæggene består af køle- og frostkompressor, olieudskiller, oliereservoir, varmegenvindingsveksler, kondensator, receiver, sugeakkumulatorer, tørre- og smudsfiltere samt indsprøjtningsventiler til fordamperne.

Der er dog indbygget to ekstra ventiler til styring af anlægget:

- Højtryks-ventil.
Denne ventil er placeret mellem kondensator og receiver. Ventilen styrer trykket i kondensatoren/gaskøleren afhængig af temperaturen af den CO₂, der forlader kondensatoren (højere temperatur = højere tryk).
- Gas-bypass ventil.
Denne ventil sidder i gas-bypass mellem receiver og sugeledning på kølekompressorerne. Denne ventil styrer trykket i receiveren.



Figur 10: Principet for det transkritiske CO₂anlæg med varmegenvindingsveksler /Advansor/

Efter kølekompressorerne (MT) strømmer den varme CO₂ gas gennem en olieudskiller (OS) og herefter til varmegenvindingsveksleren (HRHX), hvor varmen genvindes til varmt brugsvand og/eller rumvarme. Kondensatoren/gaskøleren (GC) anvendes som kondensator eller ”underkøler” om vinteren og som ”gaskøler” om sommeren. Efter kondensatoren ledes

den kondenserede eller afkølede CO₂ gennem højtryksventilen (HPEV), der styrer trykket i kondensatoren både vinter og sommer. Anlæggene er opbygget med mellemtryksreceiver (IPR) og gas-bypass. Gas-bypass ventilen (BEV) styrer trykket i receiveren og leder den overskydende gas-mængde retur til kølekompresorerens sugeledning. Fra receiveren tages væske til køle- og frostmøblerne. Sugegassen fra frosten går til frostkompresorerne (LT), som komprimerer gassen til kølens sugeledning (heraf booster-princip), og sugegassen fra kølemøblerne går tilbage til kølekompresorerne, og kredsen er sluttet.

Designet med gas-bypass gør, at man kan opretholde et konstant tryk i receiveren, der ikke påvirkes af kompressorens afgangstryk. Dermed kan der holdes en konstant tilstand for væsken, der ledes frem til kølestederne. Designtrykket for receiver og tilhørende rørsystemer kan sænkes i forhold til højtrykssiden.

Advansor anvender et oliestyringssystem, der sikrer olien i systemet, således at kompressorerne altid har olie, og at der kun findes minimal olie i fordamperne.

Som nævnt er CO₂ kendetegnet ved høje tryk og for at sikre, at anlægget ikke har kølemiddeltab ved strømafbrydelse, er det designet med 90 bar receiver og 60 bar væskeledninger. Højtryksiden er frem til HPEV designet til 120 bar.

Sugegassen fra frostmøblerne overhedes ved at passere en varmevekslerspiral placeret i IPR. Herved sikres frostkompresorerne (LT) imod væskedråber i sugegassen.

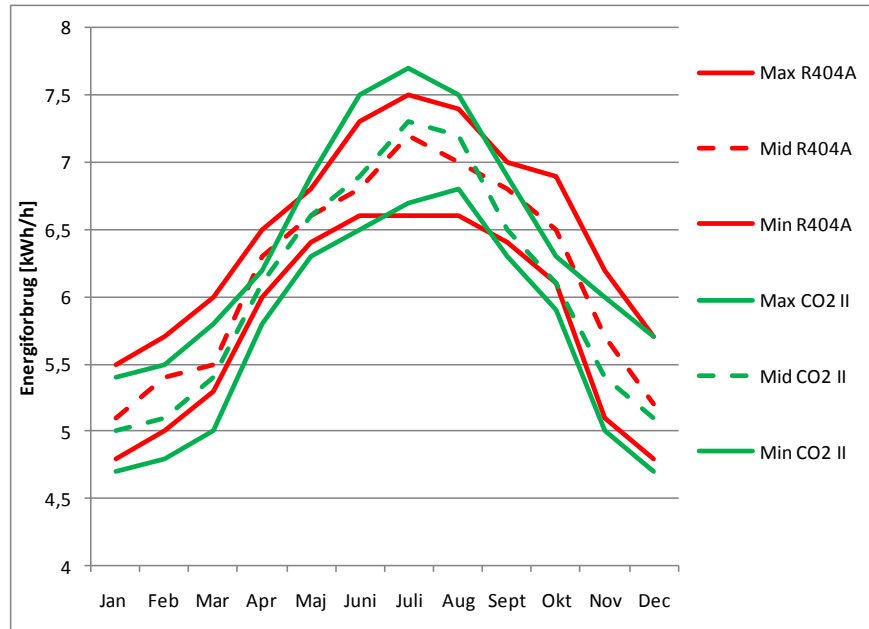
Endvidere er meromkostningen ved indbygning af en intern varmeveksler ikke opvejet af forbedringen i gennemsnitlig COP over ét år (års-COP).

5.2. Årligt energiforbrug for CO₂køleanlæg

Som nævnt er CO₂køleanlæg, sammenlignet med traditionelle køleanlæg, udfordret af lavere COPværdier i sommerhalvåret. Til gengæld kan bedre COP opnås i vinterhalvåret.

Figur 11 viser en sammenligning mellem elforbruget i identiske butikker i en dansk supermarkeds kæde. I alt indgår 15 transkritiske CO₂køleanlæg og 30 DX R404A anlæg. Alle uden varmegenvinding.

Der er målt energiforbrug over ét år, og konklusionen er, at CO₂anlæggene bruger ca. 2-5 % mindre elektrisk energi på årsbasis. CO₂anlæggene bruger lidt mere energi om sommeren, men bruger væsentligt mindre energi om vinteren. Lavere energiforbrug for CO₂anlæggene skyldes primært høj effektivitet af kompressorer og varmevekslere samt lavere kondenseringstemperatur om vinteren, hvor CO₂anlæggene kører ned til 8°C i kondenseringstemperatur, mens R404A kun kører ned til 15°C.



Figur 11: Energiforbrug i dansk supermarkedskæde, hvor 45 køleanlæg er sammenlignet.

Variationen mellem de bedste og dårligste butikker ligger på 20-25 %, hvilket er meget store variationer for identiske supermarkeder med samme salgsareal og omsætning. Dette understreger blot, at sammenligning af enkelte supermarkeder (én mod én) ikke giver brugbare resultater, og at den eneste fremgangsmetode er en sammenligning ved større populationer og ved anvendelse af statistik.

5.3. Varmegenvinding på CO₂køleanlæg

Når man ser på de nordiske lande, er der stor forskel mellem Danmark og landene mod nord.

Afgiftssystemet i Danmark er, som nærmere gennemgået i kapitel 11, opbygget, så der sker en merbetaling, hvis man ændre driften fra ren køledrift. Dette findes ikke i de øvrige lande, og her anvendes både:

1. forceret drift, hvor højtrykket hæves for at hæve andelen af genvundet varme.
2. ”falsk belastning” af køleanlægget i form af en køleflade belastet med udeluft i tilfælde af, at der ikke er varme nok til rådighed.

5.4. Varmegenvinding med CO₂ og R134a

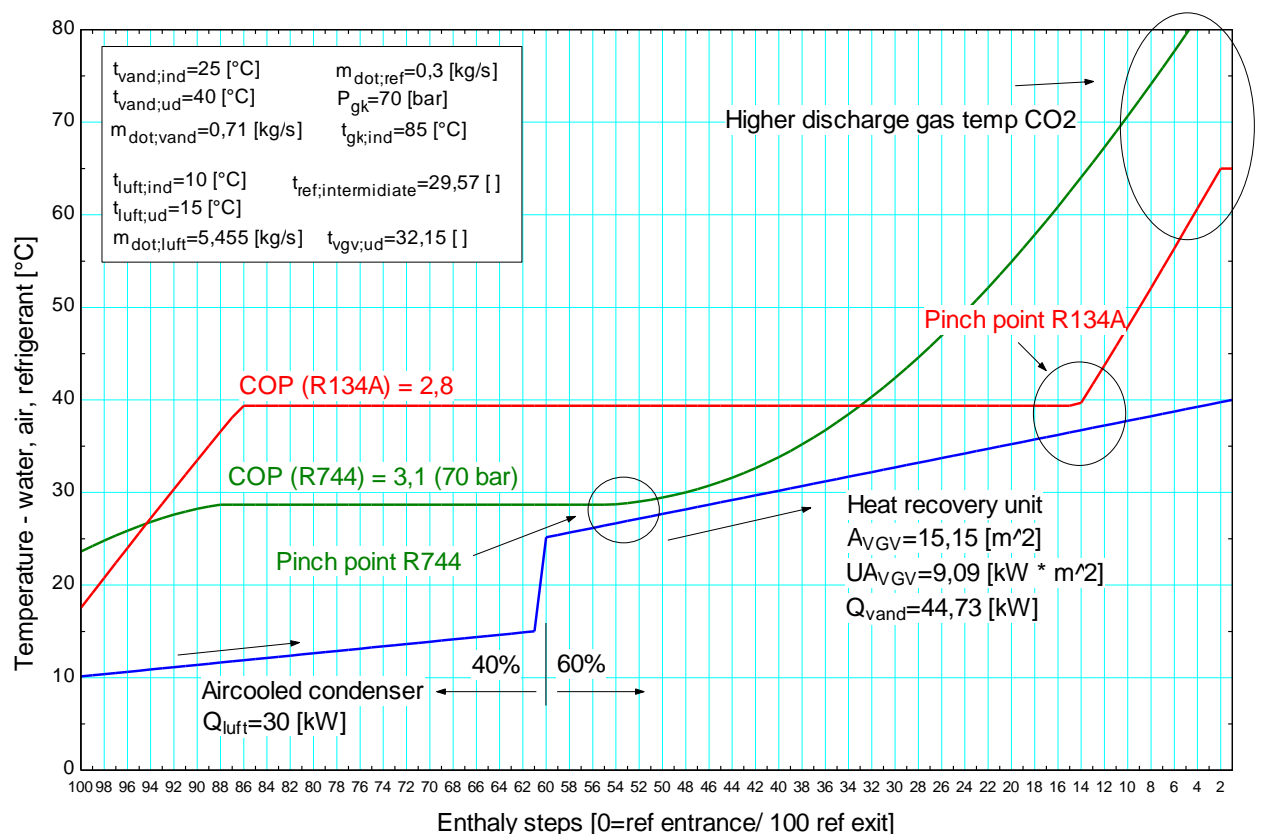
I forbindelse med varmegenvinding har CO₂anlægget to primære fordele i forhold til HFC kølemidler:

- Højere trykgas temperatur.
- Højere varme-/energiindhold i trykgas.

Disse to faktorer betyder, at "pinch point" ligger "længere inde" i kondensatoren, således at der for samme kapacitet for varmegenvindingen kan anvendes væsentligt lavere kondenseringstemperatur for CO₂, hvorved der kan opnås højere COP for anlægget.

Figur 12 sammenligner et CO₂anlæg med et R134a anlæg med samme kølekapacitet, og hvor vand skal opvarmes fra 25 til 40°C samt ca. 60 % af kondenseringsvarmen genvindes.

Energiindholdet af trykgassen (overhedningen) er væsentligt højere for CO₂, fordi processen for CO₂ ligger tættere på det kritiske punkt, og en større mængde af den afsatte energi i kondensatoren/gaskøleren skyldes fjernelse af overhedningen (afkøling af gas). Dette betyder, at "pinch point" ligger "midt" i veksleren.



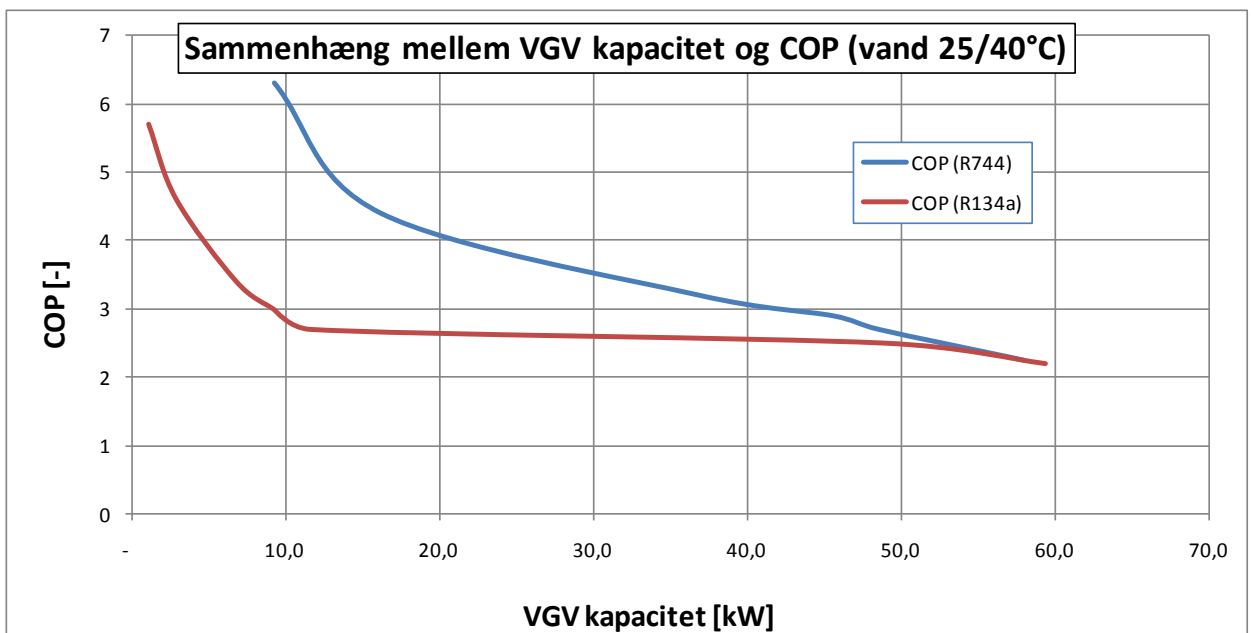
Figur 12: Sammenligning af genvinding på CO₂/R134a anlæg

Samlet set betyder dette, at kondenseringstemperaturen for R134a skal hæves til ca. 39°C for at opvarme vand fra 25 til 40°C, mens kondenseringstemperaturen kun er hævet til 29°C for CO₂. Dette betyder, at COPværdien for CO₂anlægget ligger på 3.1, mens den kun ligger på 2.8 for R134a.

For begge kølemidler er det vigtigt at underkøle væsken i eller efter kondensatoren for at hæve COP. I eksemplet underkøles R134a med 20K og CO₂ med 5K. På CO₂ vindes ca. 1.8 %/K underkøling, mens R134a vinder ca. 1 %/K underkøling.

Skal der udnyttes varme fra R134a, og kravet til vandtemperaturen er på 40°C, skal kondenseringstemperaturen altid ligge omkring 40°C, uanset hvor stor en varmemængde, der udnyttes i varmegenvindingsveksleren. Man kan derfor sige, at varmegenvindingen for R134a ikke kan kapacitetsreguleres. Dette er en stort ulempe for R134a, og generelt er det vanskeligere at styre varmegenvindingen med R134a sammenlignet med CO₂. Dette skyldes, at man for CO₂anlægget både kan styre kondensatorblæsere og kondensatortryk uafhængigt af hinanden. Dette kan gøres gennem aktiv anvendelse af højtryksventilen (HPEV).

Den manglende mulighed for kapacitetsregulering af varmegenvinding med R134a betyder, at R134a anlægget kører med lav COP allerede fra ca. 15 % genvinding, mens COPværdien kun gradvist falder for CO₂anlægget ved stigende varmegenvinding. Figur 13 illustrer dette for et anlæg med kuldeydelse på 40 kW og max. 60 kW kondensatorydelse.

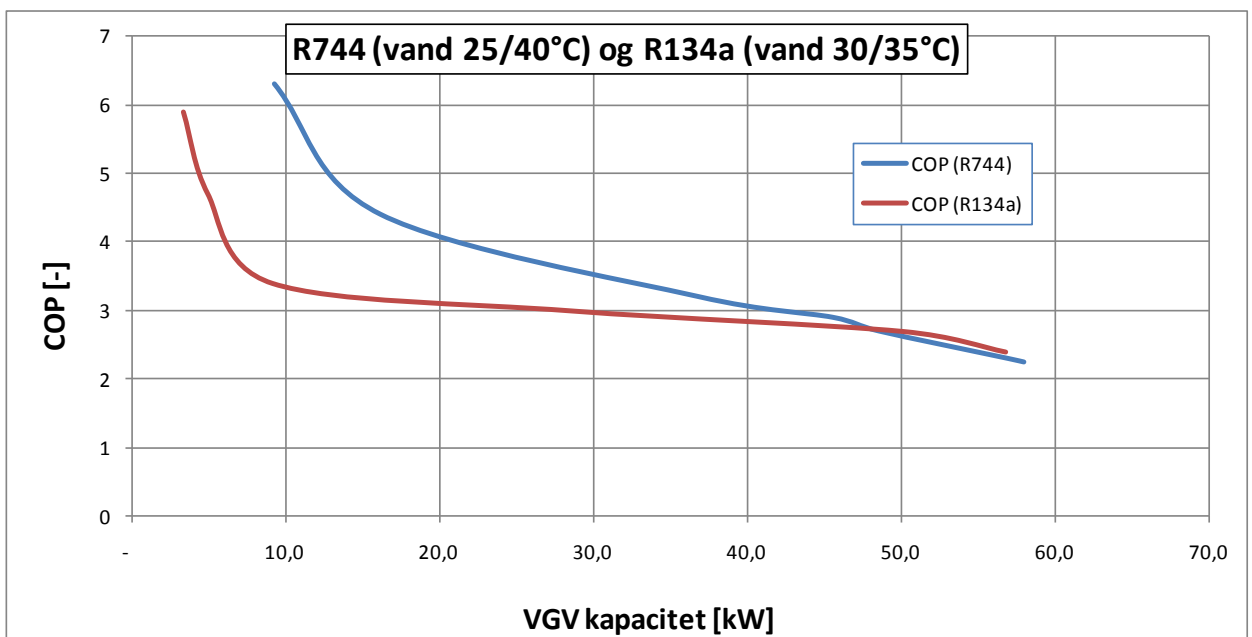


Figur 13: COPværdien for R134a/CO₂ booster anlæg under varmegenvinding. Kapacitet i genvindingsveksler på x-akse og COP på y-akse (max. varmegenvindingskapacitet er 60 kW).

Som det ses af Figur 13 falder COPværdien drastisk for R134a, hvis der skal genvindes mere end ca. 15 % af kondensatorydelsen, mens CO₂ holder højere COP i ”dellast”. I moderne supermarkeder med genvinding af varme til ventilationsluften og god isolering af bygningen vil det kun være på de koldeste dage, at man har behov for 100 % genvinding af varmen fra køleanlægget, og det er derfor væsentligt at kunne regulere mængden af genvunden energi effektivt.

For at R134a anlægget ikke kører for dårligt under varmegenvinding, vil man ofte sænke kravet til fremløbstemperatur fra 40 til 35°C. Således vil man designe vandkredse med opvarmning af vand fra 30 til 35°C for R134a, mens man typisk vil designe vandkredse for CO₂anlæg til 25-40°C eller eventuelt til 15-50°C, hvis det kan lade sig gøre.

Figur 14 viser situationen, hvor R134a ”kun” skal opvarme vand fra 30 til 35°C sammenlignet med CO₂-anlægget, hvor vandet skal opvarmes til 40°C.



Figur 14: Sænkes kravet til vandtemperaturen for R134a anlægget fra 40 til 35 °C vil processen for R134a blive lidt forbedret.

Sænkes kravet til vandtemperaturen for R134a til 35 °C, således at vand opvarmes fra 30 til 35 °C, vil dette medføre en større cirkuleret vandmængde, hvilket man traditionelt har accepteret i branchen. Imidlertid skal CO₂anlæggene designes til store temperaturløft med deraf følgende små vandstrømme. Dette betyder mindre rør, mindre pumper og ventilationsbatterier designet til store dT (små vandmængder). Gøres dette optimalt for CO₂anlæg kan man sikre sig væsentligt billigere systemer med meget små energiforbrug til pumper (3-5 gange lavere energiforbrug på pumpekredse).

6. Anvendelsesmuligheder for den genvundne varme

Som nævnt i kapitel 4 er transkritiske CO₂køleanlæg blandt andet karakteriseret ved at det er muligt at opnå ret høje temperaturer ved varmegenvinding.

Dette åbner op for muligheden for også at anvende overskudsvarmen til andre formål end ved genvinding på traditionelle køleanlæg.

I forhold til supermarkeder er der, ud over levering til (eksternt) fjernvarmenet, to interne direkte anvendelser for overskudsvarmen:

- Varmedrevet køling
- Varmt brugsvand og rumvarme

I det følgende er gennemgået andre anvendelser.

6.1. Varmedrevet køling

Med de opnåelige temperaturer kan følgende varmedrevne køleteknologier komme i betragtning:

- a) Ejektor
- b) Absorption
- c) Adsorption
- d) Sorption

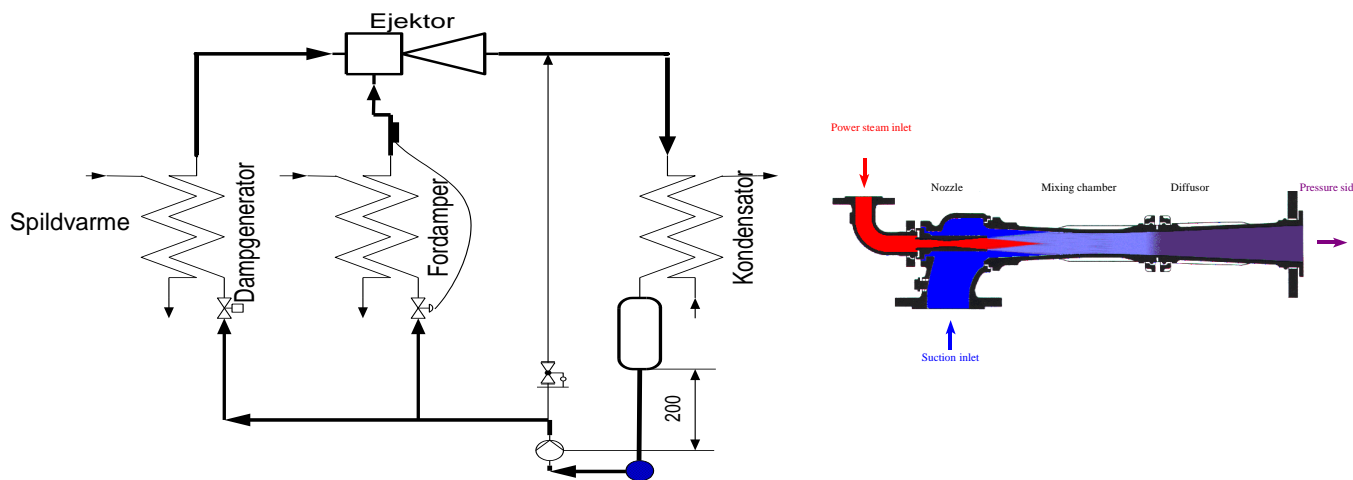
Ved projektets start var de karakteristiske forhold omkring varmegenvinding på transkritiske CO₂anlæg ikke fuld afklaret. Blandt andet var betydningen af en god afkøling af CO₂strømmen gennem gaskøleren ikke fuldt belyst. Et forhold, der har vist sig at have stor betydning for mulighederne i nogle af ovennævnte teknologier. Dette belyses i det følgende.

6.1.1. Ejektor

I ejektorer udnyttes ekspansionen fra et højt tryk til at danne et undertryk i forhold til sluttrykket for ekspansionen. Figur 15 viser et snit gennem en ejektor samt et køleanlæg baseret på dette princip. Damp strømmer under tryk ind i ejektoren, hvor det accelereres igennem dysen. Herved falder trykket.

I den efterfølgende diffuser omdannes strømningshastigheden til en trykstigning. Med andre ord kan man opnå et lavere tryk inde i ejektoren end på afgangssiden. Ejektorer kan opnå COP (køling) på op til 0,6. Forudsat drivvarmen findes i rigelige mængder og er billig nok udgør dette ikke et problem, men det faktum, at der skal bortkøles en effekt på 2,7 gange større end køleydelsen gør, at elforbrug til især ventilatorer (og evt. pumper) på kondensatoren skal undersøges nøje.

I diagrammet i Figur 15 ses dampgeneratoren, hvori den drivende damp dannes ved højt tryk. Afgangssiden er koblet til kondensatoren, der styrer dette tryk. Under driften vil der altså kunne generes et lavere tryk i fordamperen, hvorved køling til temperaturer lavere end kondenseringstrykket opnås.



Figur 15: Ejektorbaseret køling. Princip.

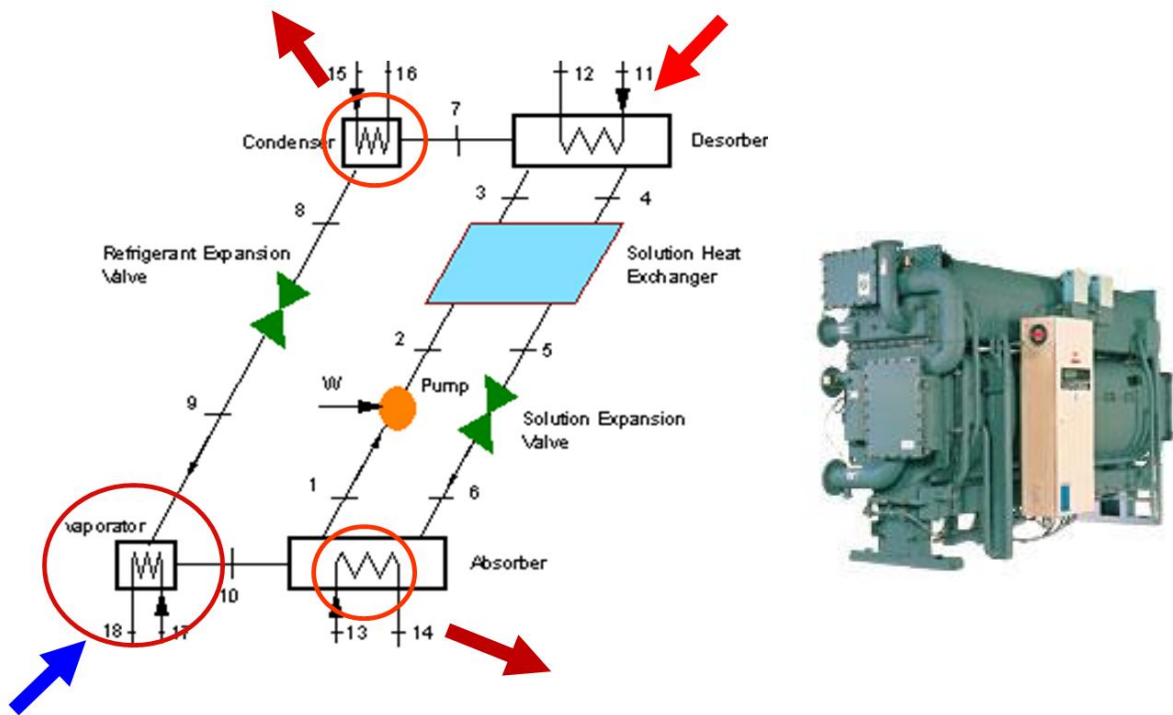
Som beskrevet i kapitel 4 kræver den transkritiske CO₂proces en god afkøling af CO₂strømmen for at være effektiv. At dampproduktion sker ved kogning, som er kendetegnet ved at temperaturen er konstant under varmetilførslen, medfører, at den passer meget dårligt til transkritisk CO₂proces.

Denne teknologi er ikke behandlet yderligere i denne rapport, men det skal nævnes, at den undersøges intenst i forhold til optimering af selve CO₂køleprocessen, da CO₂ har gode termodynamiske egenskaber i forholdt til denne teknologi.

6.1.2. Absorption

Denne teknologi svarer til den traditionelle køleproces, hvor den mekaniske kompressor er udskiftet med en termisk drevet proces. Princippet er vist i Figur 16 og beskrevet overordnet her: Kølemiddeldampene suges fra fordamperen af en absorberende væske i absorberen. Væsken pumpes derefter til desorberer, hvor kølemidlet igen koges ud ved kondenseringstrykket, og strømmer til kondensatoren, hvor det kondenseres. Herefter ledes kølemidlet i væskeform gennem ekspansionsventilen retur til fordamperen.

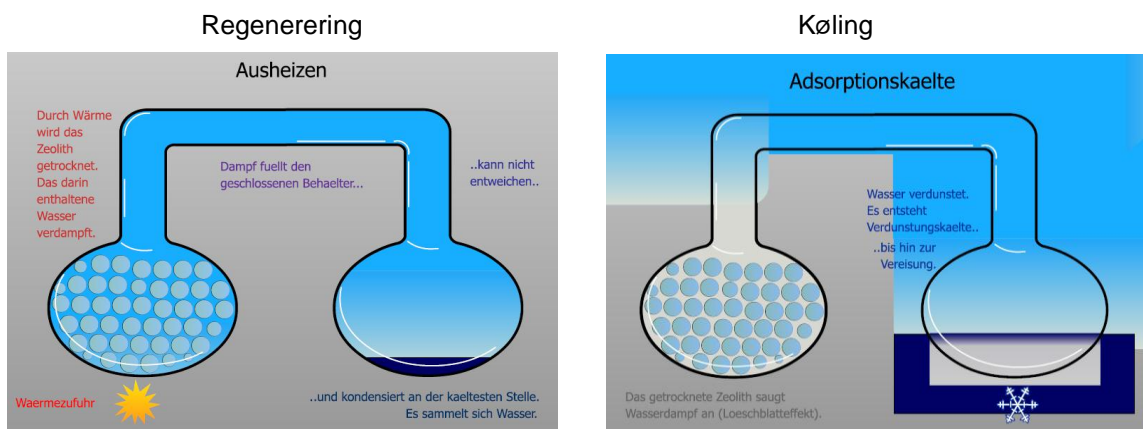
I teorien kan udkogningen foretages med glid, men dette udnyttes ikke i kommercielt tilgængelige kølemaskiner. For langt de fleste anlæg falder virkningsgraden betydeligt, når driftstemperaturen falder under 80 °C. I realiteten er der altså tale om samme problematik omkring manglende afkøling som ved ejektorteknologien, hvorfor absorptionsteknologien ikke undersøges nærmere i denne rapport.



Figur 16: Absorptionsproces. Princip og eksempel på anlæg /BROAD/

6.1.3. Adsorption

Adsorption er i grundprincippet samme proces som absorption, men der anvendes fast stof som adsorber. Dette betyder, at der er tale om en batchproces, som vist i Figur 17.

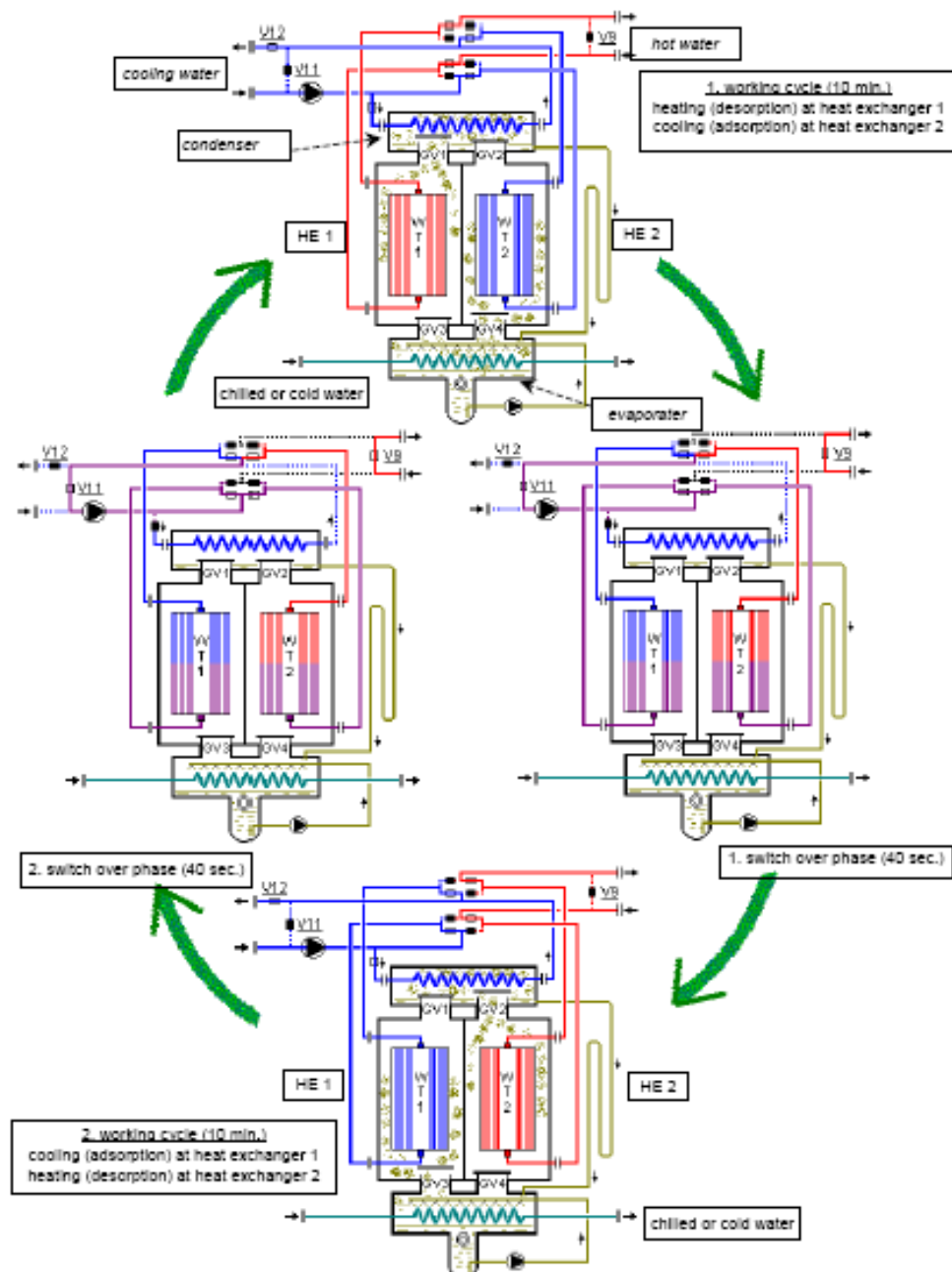


Figur 17: Adsorptionsproces. Princip /Sortech/

Det simpleste adsorptionsanlæg består af to forbundne evakuerede kamre. I den ene kammer findes vand og i det andet det adsorberede materiale (f.eks. silica gel), der kan suge vanddamp

fra det andet kammer. Ved fordampningen optages varme fra omgivelserne: Man har en kølende proces. Evnen til at adsorbere falder i takt med at vandindholdet stiger i det adsorberende materiale, og efter et stykke tid vendes processen ved at opvarme det adsorberende materiale. Herved drives vanddampen ud, som genkondenseres i den anden beholder, der køles under denne del af processen. Efter afkøling af det adsorberende materiale kan køleprocessen startes igen.

Ved at koble to adsorptionskamre parallelt kan man udjævne den fluktuerende drift betydeligt. Et sådant anlæg er vist i Figur 18.

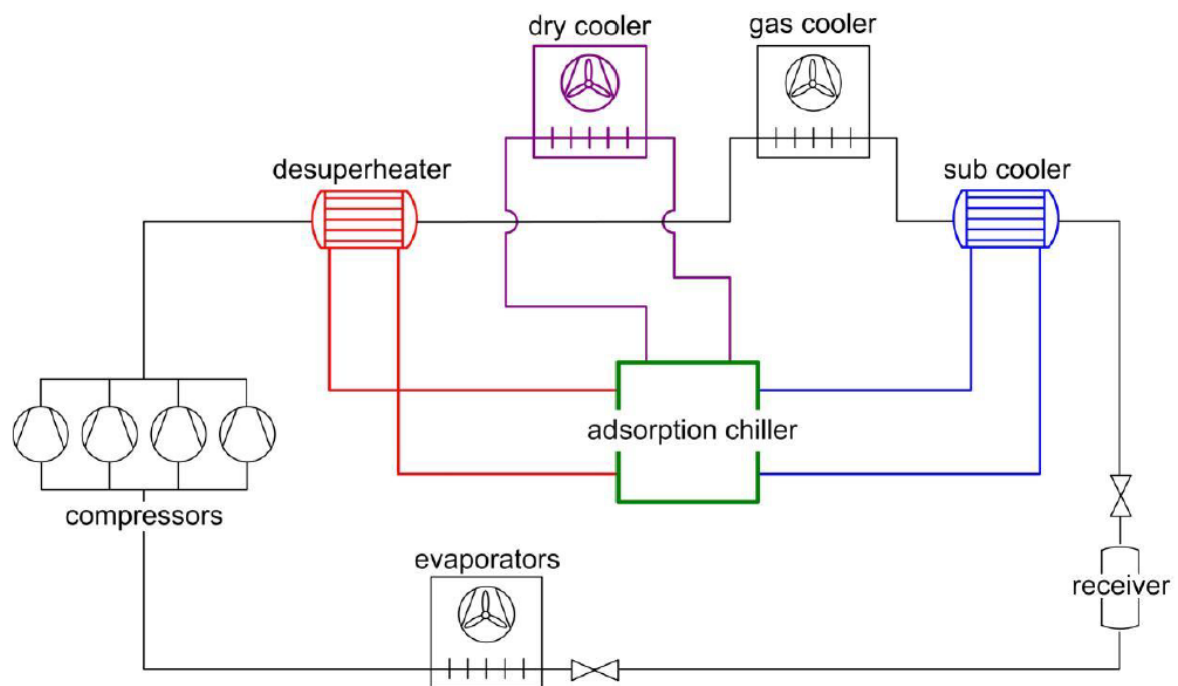


Figur 18: Princip for adsorptionsanlæg med to adsorptionskamre i parallel /Sortech/

I forhold til absorptionsanlæg arbejder adsorptionsanlæg ved lavere temperaturer og med et mindre brat fald i virkningsgrad (COP). Beregnet på baggrund af den varmemængde, der anvendes til at drive adsorptions-køleprocessen, kan der forventes en COP på højst ca. 0,5. Det vil sige, at der bruges dobbelt så meget varme som den køling, der produceres. Der er også behov for at installere et køletår/tørkøler med en kapacitet på mindst 1,5 gange køleydelsen for at kunne bortkøle varmen fra adsorptionsanlægget.

Dette vil ikke være økonomisk rentabelt, da værdien af den frembragte (rum-)køling ikke er høj nok til at forrente investeringerne. På denne basis er det besluttet ikke at arbejde videre med denne teknologi i projektet.

Adsorptionsteknologien er i Schweiz demonstreret i integration med en transkritisk CO₂proces (Gerber, R, Frigo consulting ag, 2011). Som det fremgår af Figur 19 var formålet at anvende adsorptionsanlægget til at underkøle CO₂strømmen fra gaskøleren.



Figur 19: Adsorptionsproces sammenbygget med transkritisk CO₂anlæg /Frigo Consulting ag/

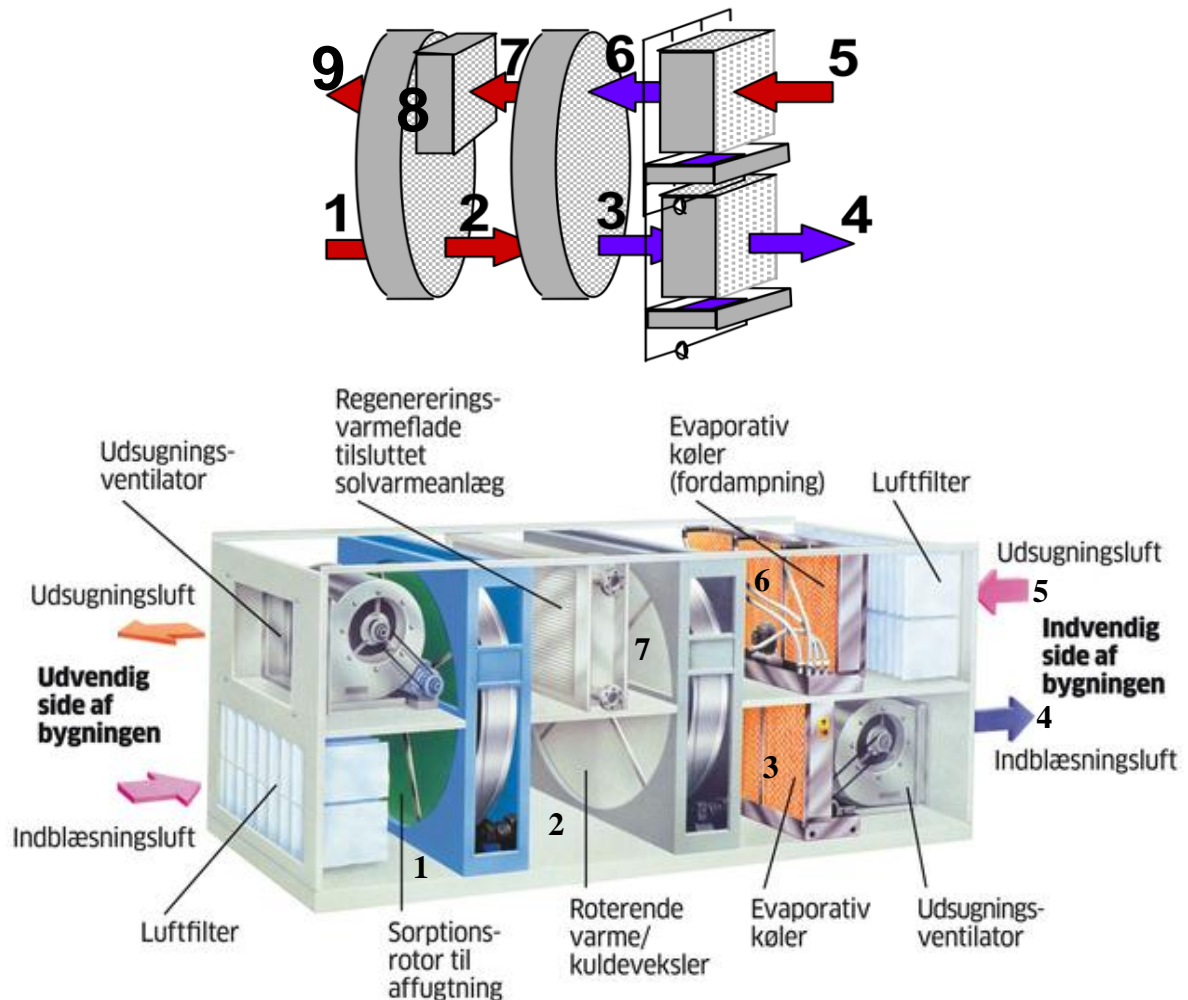
Af figuren fremgår, ud over adsorptionsanlægget, to varmevekslere og førnævnte tørkøler. Erfaringerne fra demonstrationen var, at det kunne lade sig gøre, men dynamiske forhold samt installationsomkostningerne var udfordring.

I forbindelse med både ejektor samt ab- og adsorption skal man være opmærksom på elforbruget til hjælpeudstyr. Især køletårn/tørkøler er en udfordring, der skal medregnes ved evalueringen af løsningen.

6.1.4. Sorption

I modsætning til de ovenstående teknologier, anvendes overskudsvarmen ikke direkte til kølingen i sorptionsanlæg.

Der er udviklet forskellige sorptionsprocesser, men den mest udbredte udgave er Pennington-processen, der ses i Figur 20:



Figur 20: Sorptionskøleanlæg. Princip og skematisk snit /DeciCool, Munters/

- 1-2: Adiabatisk affugtning af indblæsningsluften i et sorptionshjul
- 2-3: Varmeveksling med udsugningsluften
- 3-4: Selve kølingen: Adiabatisk befugtning af indblæsningsluftstrømmen
- 5-6: Adiabatisk befugtning af udsugningsluften: Afkøling
- 6-7: Varmeveksling med indsugningsluften
- 7-8: Opvarmning af regenereringsluften
- 9: Fugtig afkastluft.

Denne anlægstype udmærker sig ved at kølingen ikke er direkte koblet til mængden og temperaturen af den genvundne varme. Forudsat luften er tør nok og ikke al for varm, kan anlægget levere køling *uden* behov for varme. Når der er krav om affugtning bliver effektiviteten af nedkølingen (2-3) altafgørende for systemvirkningsgraden. Denne nedkøling er bestemt af mængde og temperatur af udsugningsluften (6) samt effektiviteten af selve varmeveksleren. Højeste effektivitet og bedste udnyttelse af komponenterne fås ved at balancere flow, hvilket vil sige, at ind- og udsugningsflowet skal være ens.

Dette er ikke muligt i et supermarked, hvor der ofte kun blæses ind, mens luften forlader bygningen gennem emfang i slagterafdelingen og åbne døre.

Et andet karakteristika er det manglende køletårn/tørkøler. Selvom COP baseret på varmeforbruget kan være lav ($< 0,45$), er elforbruget meget lavt.

Anvendelsen af denne teknologi er nærmere undersøgt i projektet "Kombineret HFC-frit køle- og luftkonditioneringsystem" støttet af Miljøstyrelsen (j.nr. MST-11100141). Ovennævnte problemstilling om manglende udsugningsluftstrøm i supermarkeder har ført til udvikling af et nyt koncept, hvor udsugningsluft ikke er nødvendig. Dette arbejde gennemføres i to projekter støttet med PSO-midler under ElForsk-programmet administreret af Dansk Energi: "Udvikling af dessicant dugpunktskøler" (PSO nr. 344-026) og "Udvikling af dessicant dugpunktskøler- fase 2 Udviklingsforløb" (PSO nr. 345-047).

Som det ses af det igangsatte F&Uforløb omkring teknologien, er den lovende, men ikke moden. Der er derfor ikke arbejdet videre med den i dette projekt.

6.1.5. Varmedrevet køling: Konklusion

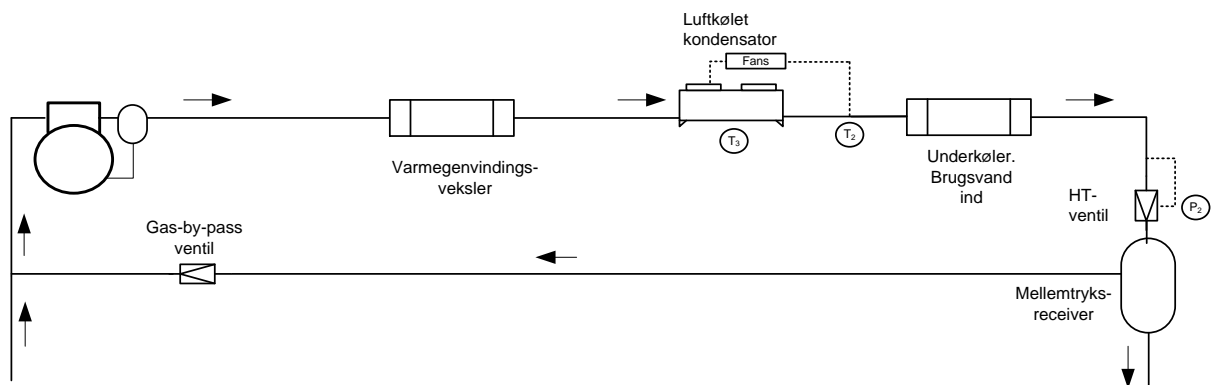
Af de nævnte køleteknologier er kun sorptionsteknologien moden for udnyttelse i dag. Og det er kun i tilfælde, hvor den traditionelle Pennington proces kan anvendes (kræver udsugningsluft).

6.2. Varme brugsvand og rumvarme

De traditionelle anvendelser af den genvundne varme er varmt brugsvand og rumvarme, og med ovennævnte konklusion er der kun denne anvendelse tilbage til videre analyse.

7. Opbygning af varmegenvinding på CO₂køleanlæg

De første oplæg til varmegenvinding på CO₂køleanlæg var baseret på store temperaturløft af vand fra lav temperatur. Her blev der arbejdet med to varmegenvindingsvekslere på hver side af gaskøleren. Princippet ses i Figur 21, hvor fordampersiden dog ikke er vist.

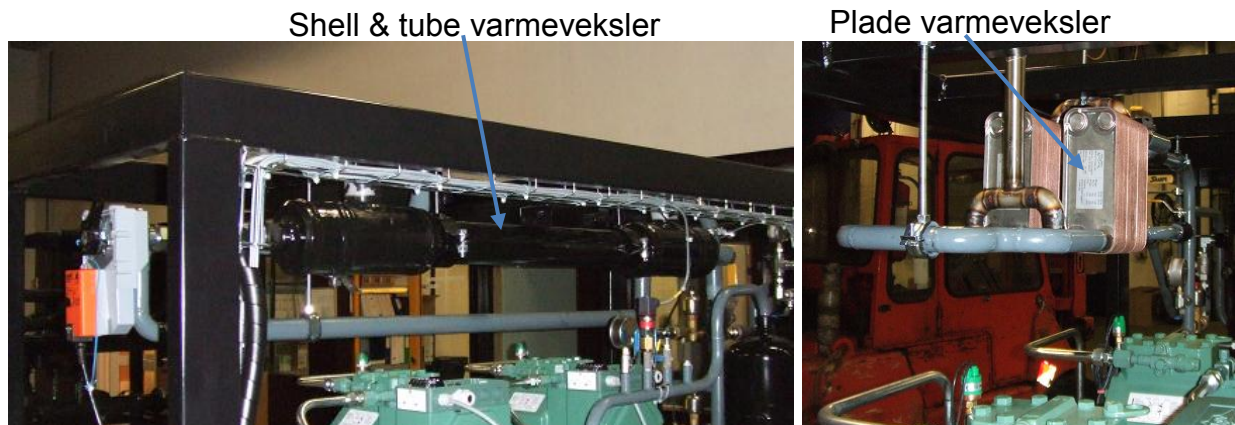


Figur 21: Princip for varmegenvinding med to genvindingsvekslere placeret på hver side af gaskøleren.

Med dette design vil man kunne opnå fin underkøling af CO₂strømmen efter gaskøleren, forudsat at der altid er meget koldt vand til rådighed. En udfordring ved designet er risikoen for væskeslag i underkøleren som følge af, at der til tider ikke sker en fuldstændig kondensation i den luftkølede kondensator. Dette samt det faktum, at omgivelsestemperaturen i Danmark (og andre nordiske lande) ofte er lavere end vandets indgangstemperatur, har medført, at dette design normalt ikke bruges i forbindelse med supermarkeder i Norden. Analyser har vist, at placering af varmegenvindingsvekslingen før gaskøleren kan opfylde behovet, og alle de udførte anlæg er baseret på dette koncept. Der er udført anlæg med både én og to varmegenvindingsvekslere.

7.1. Varmevekslertyper

Tidligere har Advansor brugt højtryksvarmevekslere af tube-in-tube eller shell-and-tube typerne. Imidlertid er der indenfor de seneste to år kommet mange egnede pladevarmevekslere på markedet, hvor pris/kapacitet forholdet er reduceret væsentligt. Varmegenvindingsløsningerne er ofte specialdesignet til at opfylde kundens specifikke krav og er derfor meget forskellige. Det optimale anlægsdesign er nu væsentligt nemmere at opnå. Mange anlæg leveres med to genvindingsvekslere, således at den ene anvendes til opvarmning af brugsvand, mens den anden anvendes til rumvarme. Et par eksempler er vist i Figur 22.



Figur 22: Eksempler på varmegenvindingsvekslere /Advansor/

De høje gastemperaturer, især under transkritisk drift, er en udfordring ved varmegenvinding til vand. Hvis der ikke er tilstrækkeligt varmemeforbrug, vil vandet let kunne nå over 100 °C. Der har været eksempler på, at varmemeforbruget om sommeren har været så lavt, at vandet i varmegenvindingskredsen blev for varmt og for at undgå kogning lod man varmtvandshanen løbe direkte i kloakken.

Faren for kogning kan håndteres på tre måder:

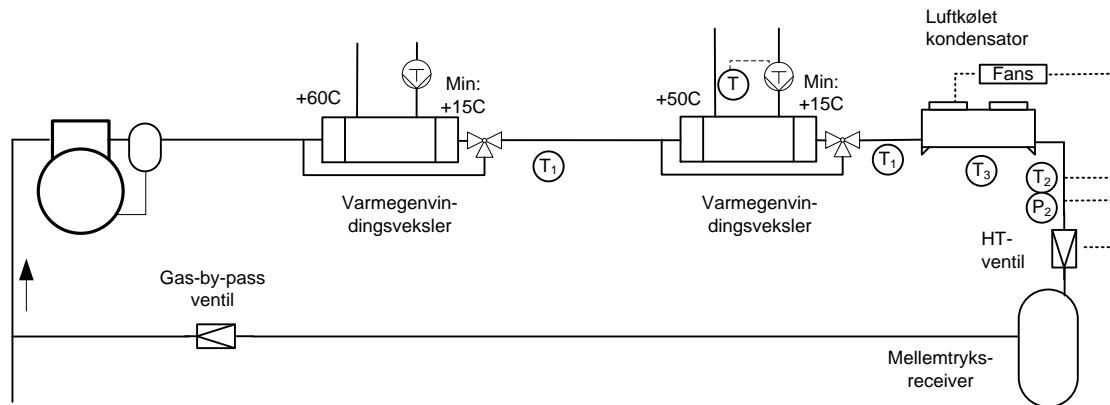
- a) Tryksætning af vandkredsen
- b) Tømning af varmeveksleren
- c) Bypass af CO₂gassen.

a) Ved tryksætning af vandkredsen hæves kogepunktet for vandet: ved 2,7 bar a er kogepunktet 130 °C. Denne løsning medfører, at anlægget (over 110 °C) skal opfylde kravene for trykbærende anlæg, hvilket fordyrer vandsystemet.

b) Kogning kan undgås ved at tømme vandet af varmegenvindingsveksleren, når vandtemperaturen bliver for høj. Dette vil medføre store termiske belastninger af veksleren og dellastdrift af varmegenvindingen vanskeliggøres. Denne løsning kan ikke anbefales.

c) Ved at lede CO₂gasflowet udenom varmegenvindingsveksleren kan varmeproduktionen reguleres. Dette kan udføres med to to-vejs-ventiler, der henholdsvis afspærrer flowet til veksleren og åbner for bypasset omkring den. Dette design blev vurderet for usikkert, idet et svigt på én af ventilerne kunne få fatale følger for anlæggets drift. Dette blev løst med markedsføring af brugbare tre-vejsventiler til rimelig pris. Dette design bruges i dag.

Konceptet er vist i Figur 23 med to varmegenvindingsvekslere og bypass. For placeringer i omgivelser med risiko for meget lave omgivelsestemperaturer monteres der ofte også tre-vejs-ventil og bypass omkring kondensatoren. Dette begrundes i, at det har vist sig, at selv uden ventilatorer i drift kan underkølingen gennem en kondensator være så stor, at det kan være problematisk at holde trykket tilstrækkeligt højt i mellemtryksreceiveren.



Figur 23: Transkritisk CO₂anlæg med to varmegenvindingsvekslere. Fordamperside er ikke vist.

7.2. Styring

Styringen af varmegenvindingen sker på baggrund af behovet for varme. Advansors styring er udviklet til, på basis af et 0-10V signal, at styre vandpumper, ventiler og ventilatorer på gaskøleren.

Signalet, der modtages fra varmeanlægget, omsættes på følgende måde:

- A. 0,5/0,3 V: Start/stop af pumpe / åben/luk af trevejsventil. Vandflowet styres til konstant temperatur eller temperaturløft af vandet.
- B. 1-8 V: Trykket i gaskøler øges ved styring af højtryksventil.
- C. 8-9 V: Ventilatorer på gaskøleren reguleres ned i kapacitet.
- D. 9,6 / 9,3 V: Bypass omkring gaskøler åbnes/lukkes.

I løbet af projektet og i dialog med partnere har Danfoss udviklet og markedsført en regulator til CO₂køleanlæg, der indeholder muligheder for at styre varmegenvindingen.

Denne styringsfilosofi ændrer driften af køleanlægget for at imødekomme behovet for varmegenvinding. Som det beskrives i kapitel 11 vil dette have betydning for afgiftsbetalingen.

7.3. Grænseflade mellem køleanlægs- og VVS leverancerne

Som det fremgår af ovenstående er leverancegrænsen ikke knivskarp mellem køleanlægsleverancen, der skal levere varmen, og VVS leverancen, der skal aftage varmen. Dette har vist sig at være en begrænsning i forhold til effektiv udbredelse af varmegenvindingsløsninger.

Da varmegenvindingsløsningen meget ofte er designet specielt til kundens behov, er der brug for en indgående forståelse for sammenspillet mellem køleanlægget og varmeanlægget. I projektet er der identificeret et behov for opkvalificering af VVS anlægsdesign i forhold til varmegenvinding fra CO₂køleanlæg. Dette er nærmere beskrevet i kapitel 10.

8. Tekniske begrænsninger for varmegenvinding

Mængden af varme, der skal genvindes fra et transkritisk CO₂køleanlæg afhænger ikke kun af køleanlægget, men også af flow og temperaturniveau for mediet, der skal opvarmes.

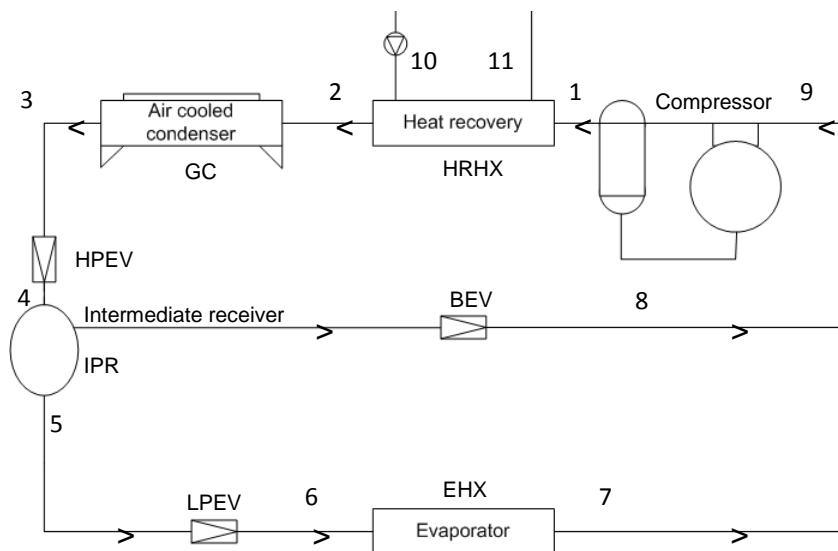
Samtidigheden mellem varmebehovet og -produktionen samt opbygningen af det varmeaftagende system (vandkredsen) har desuden stor betydning for mængden af varme, der kan genvindes. I dette kapitel berøres disse forhold kun i form af kapaciteten af simple ideelle buffertanke. Opbygningen af vandkredsen er nærmere behandlet i kapitel 10.

Som konkluderet i kapitel 6 er projektet koncentreret omkring varmegenvinding til vand for opvarmning og varmt brugsvand.

Der er udviklet en simuleringsmodel baseret på anlægsdesignet vist i Figur 24 for at fastlægge hvor meget varme, der kan genvindes ved forskellige temperaturer. Dette design svarer til Advansors løsning.

Formålet med modellen er at undersøge den maksimale mulige varmemængde, der kan genvindes, når kravene til minimal temperaturforskel (pinch-temperatur) i varmegenvindingsveksleren overholdes.

Der ses i modellen bort fra trykfald, varmeindfald og energiforbrug ud over kompressorens.



Figur 24: Diagram over det transkritiske CO₂anlæg, der ligger til grund for simuleringsmodellen.

Anlægsmodellen består af en kompressor efterfulgt af en varmegenvindingsvarmeveksler (HRHX, 1-2) og en luftkølet kondensator/gaskøler (GC, 2-3).

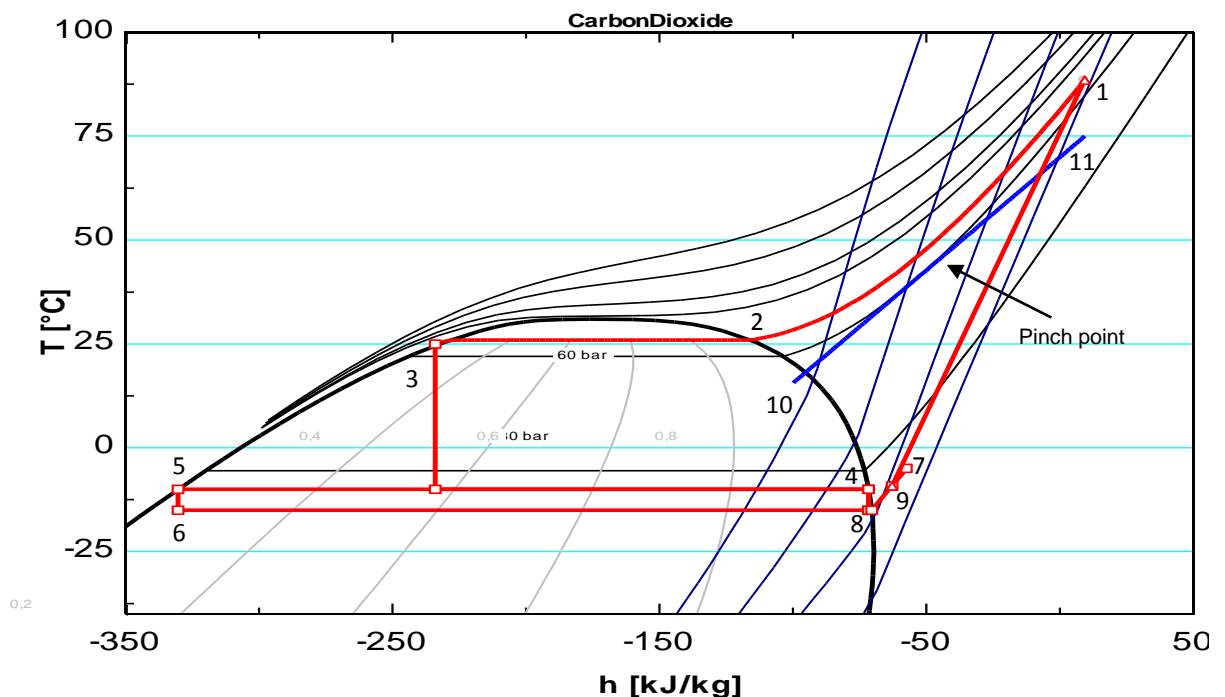
Højtryksgas (transkritisk operation) og kondensat (underkritisk drift) reduceres til mellemtrykket (3-4) gennem en høj ekspansion-reduktionsventil (HPEV), hvor flash gas og væske adskilles i en mellemtryk-modtager (IPR).

Gassen bypasses til sugeledningen lige før kompressorindsugning (4-8) gennem en ekspansionsventil (BEV).

Fra IPR strømmer væsken til lavtryks ekspansionsventilen (LPEV), hvor der sker en reduktion fra mellemtrykket til fordampningstryk (5-6), og det fortsætter til DX fordamperen (EHX). Den overhede gas, som forlader EHX, blandes herefter igen med gas fra bypass, før den tilføres kompressoren (7-9).

Fremgangsmåden er vist i T-h-diagrammet i Figur 25. Den blå linje (10-11) repræsenterer den varme, der absorberes af vand på den sekundære side af HRHX (opvarmet fra 15 til 75 °C). Resten af varmen (2-3) afgives til omgivelserne i GC.

I Figur 25 kører modellen subkritisk. Under disse betingelser optræder der et skarpt knæk (2) på temperaturkurven for varmeafgivelsen, hvor gassen fra kompressoren når mætningstemperaturen, hvorefter tryk og temperaturkurverne følges ad, indtil kurven for mættet væske nås (3).



Figur 25: T-h-diagram, der viser temperaturforløbet for CO₂, gas og vand.

Når modellen kører transkritisk, sker der ikke et knæk på temperaturkurven, og temperaturkurven for CO₂ får en form, der ligner et omvendt S.

Under udviklingen af modellen har der været lagt vægt på, at modellen kunne bruges til at finde den maksimale opnåelige varmegenvinding som funktion af tryk og temperatur for CO₂ samt temperatur på vandet.

Modellen er opbygget således, at modellen finder den maksimale ydelse, der kan varmegenvindes afhængigt af vandets indløbstemperatur til HRHX, kravet til vandets afgangstemperatur fra HRHX samt temperaturdifferensen i pinch pointet.

Afhængigt af omgivelsestemperaturen vil anlægget køre i subkritisk eller transkritisk drift. Da temperaturdifferensen ud af gaskøleren/kondensatoren er meget afhængig af design og valg af gaskøler, er det valgt at relatere undersøgelsen til CO₂ temperaturen efter gaskøleren (T_3). Det vil for eksempel sige, at ved en udgående temperaturdifferens på 10K vil omgivelsestemperaturen være 10K lavere end T_3 .

Højtryks ekspansionsventilen (HPEV) styres aktivt for maksimal COP, og modellen er baseret på en styringsalgoritme for en kommercielt tilgængelig elektronisk ekspansionsventil:

- a) Subkritisk drift som ved traditionel styring.
- b) I overgangsområdet til transkritisk drift hæves underkølingen ved at hæve kondenseringstrykket. Dette sikrer et kontinuert skift til transkritisk drift.
- c) Transkritisk drift, hvor højtrykket styres til maksimal COP på baggrund af temperaturen ud af gaskøleren (jf. Figur 7).

Varmemængden, der kan genvindes, afhænger stærkt af, hvilket krav, der stilles til temperaturen på mediet, der varmes op samt vandets indløbstemperatur. Følgende temperatursæt er undersøgt i modellen:

- I. 30 > 55 °C: typisk temperatursæt i vandbårne varmesystemer med brugsvandsopvarmning.
- II. 15 > 75 °C: typisk temperatursæt i systemer med produktion af vand til rengøringsformål (f.eks. slagterafdelingen i supermarkeder).
- III. 25 > 35 °C: typisk temperatursæt for lavtemperaturvarmesystemer (f.eks. gulvvarme).

Der er simuleret to driftsstrategier for det transkritiske køleanlæg:

- A. Maksimering af anlæggets køle-COP.
- B. Maksimering af mængden af genvunden varme.

A. Anlægget styres således, at elforbruget er minimeret i forhold til køleydelsen. Elforbruget (og dermed COP) påvirkes derfor ikke af varmegenvindingen, men varmegenvindingen begrænses til de perioder, hvor omgivelsestemperaturen er høj nok til at kravet til T_{11} kan overholdes.

B. Afgangstrykket tvinges til altid at være høj nok til at kravet til T_{11} kan overholdes. Dette vil medføre et (marginalt) forøget elforbrug i perioderne med lavere omgivelsestemperatur,

men da der genvindes mere varme, kan effektiviteten af det samlede system (køl + varme) være højere.

Simuleringerne er baseret på følgende antagelser, der er typiske for de anlæg, der bygges i dag:

- Konstant kølekapacitet på 100 kW.
- Al genvundne varme kan anvendes.
- Fordampningstemperatur -15 °C, overhedning på 10K.
- Isentropisk virkningsgrad for kompressoren er 0,65.
- Pinch point temperatur i varmegenvindingsvarmeveksleren er 5K.
- Simuleringerne er gennemført for $-10 < T_3 < +40$ °C svarende til omgivelsestemperatur mellem -20 °C og +37 °C.
- Minimal kondenseringstemperatur er sat til +10 °C. Dette gøres for at sikre tilstrækkeligt tryk til at IPR kan operere tilfredsstillende.

8.1. Varmegenvinding med maksimal køle-COP

Figur 26 viser varmemængden, der afgives gennem gaskøleren (Q_{GC_tot}) samt COP og elforbrug (W_{comp}) ved forskellige omgivelsestemperaturer udtrykt som T_3 .

Endvidere vises den genvundne varmemængde (Q_{HRHX}) samt total-COP (COPT), der er givet ved:

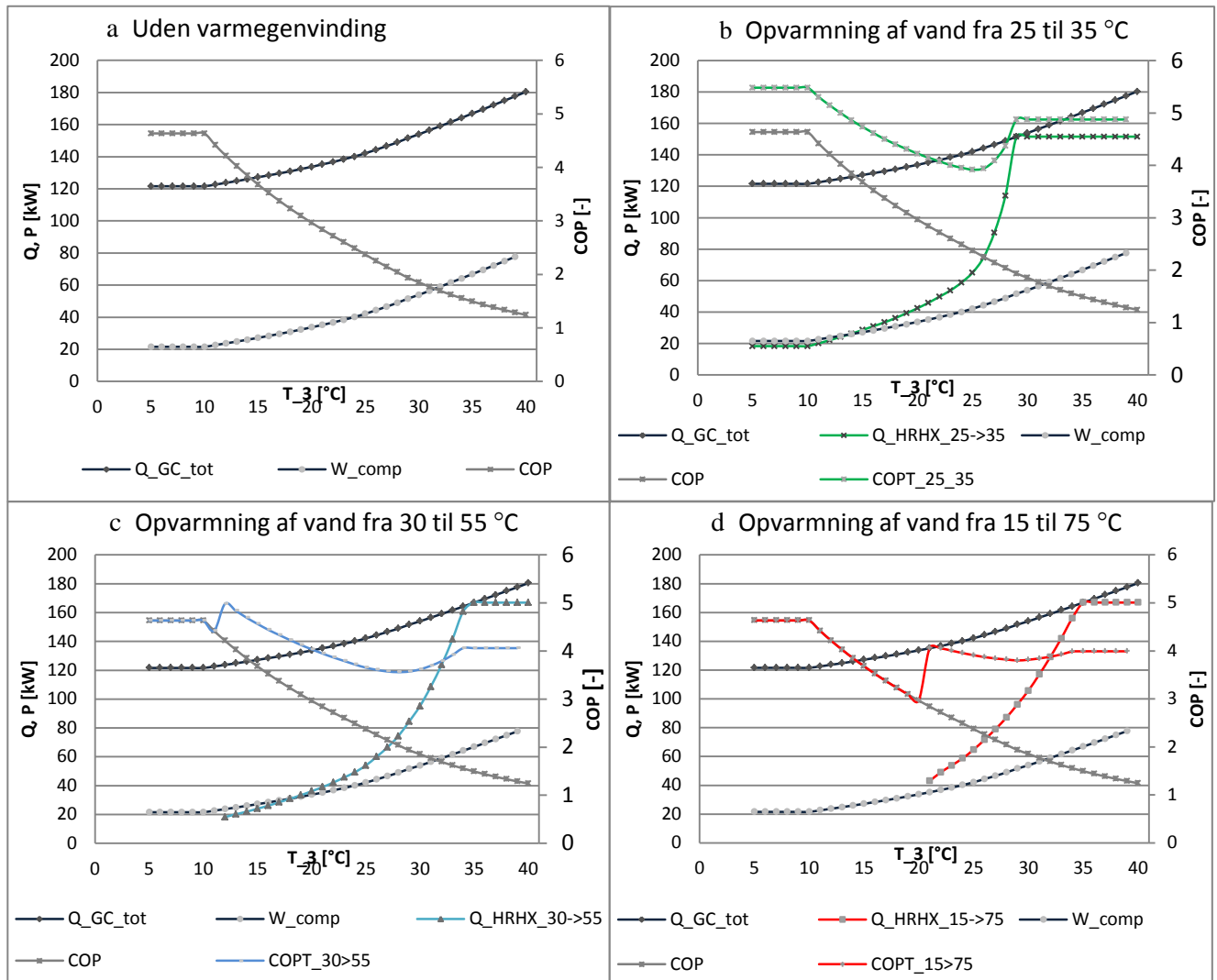
$$COPT = \frac{Q_{ref} + Q_{HRHX}}{W_{comp}}$$

Q_{ref} er anlæggets køleydelse.

De fire billeder i figuren viser forløbet for de tre temperatursæt samt drift uden varmegenvinding.

Generelt ses der, at der kan genvindes en mindre mængde varme ved lavere T_3 og stigende til 100 % ved højere omgivelsestemperaturer. Her flader kurverne ud, da anlæggets drift frakobles påvirkning fra omgivelsestemperaturen. Med andre ord vil kompressoren bruge *mindre* strøm med 100 % varmegenvinding, når omgivelsestemperaturen er højere endnu.

Starten af kurverne for Q_{HRHX} viser, hvor høj omgivelsestemperaturen (T_3) skal være, før kravene til vandets afgangstemperatur fra HRHX overholdes: For sæt "II" ved 22 °C og sæt "I" ved 12 °C. Dette punkt ses også som et spring i COPT, der udtrykker, at varmegenvindingen starter.



Figur 26: Drift ved maksimal køle-COP. Diagram a: Ingen varmegenvinding. De samme kurver er også vist i diagrammerne b, c og d til sammenligning: Varmegenvinding ved hhv. temperatursæt III (25>35) b, I (30>55) c og II (15>75) d.

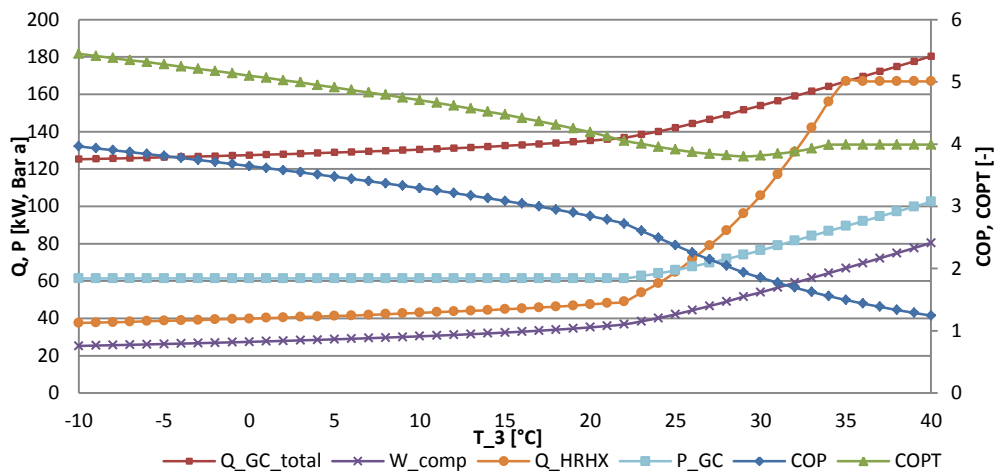
8.2. Varmegenvinding ved forceret drift

Det følgende er en analyse af maksimal mulig varmegenvinding ved temperatursæt II: 15 > 75 °C. Som vist i Figur 26 skal T_3 være højere end 22 °C (= 61,3 bar a, underkritisk operation) for at der kan opnås en vandtemperatur på 75 °C ud af HRHX.

Figur 27 viser resultatet af en simulering, hvor kompressorens afgangstryk holdes på mindst 61,3 bar a. Som det fremgår, bliver det dermed muligt at genvinde mindst ca. 35 % af varmen hele året rundt.

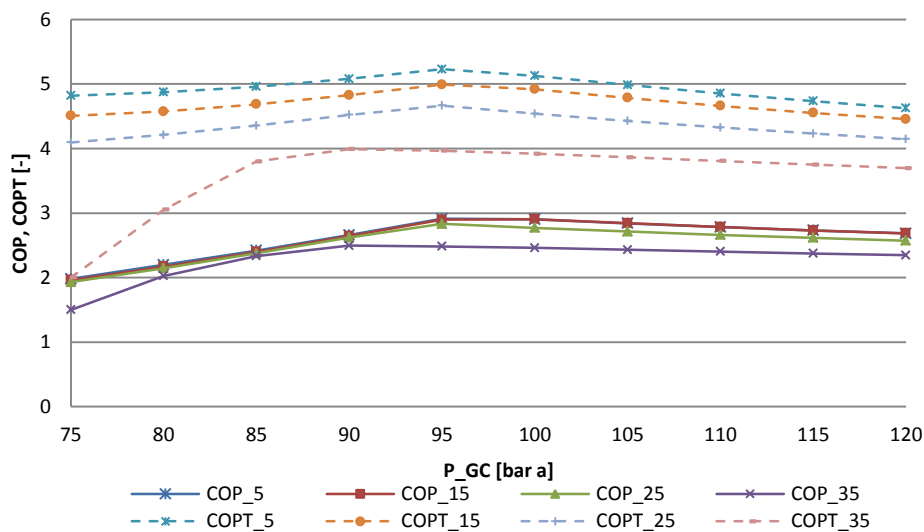
Selvom kondenseringstrykket holdes på minimum 61 bar a, forbedres COP, da der vil ske en underkøling af kondensatet i forhold til den omgivende luft. Dette har en negativ effekt på den

mængde varme, der kan genvindes, da CO₂flowet dermed reduceres, når underkøling øges, men det en positiv indvirkning på COP.



Figur 27: Varmegenvinding ved vandtemperatur 15 > 75 °C ved et minimum tryk (22 °C/61.3 bar).

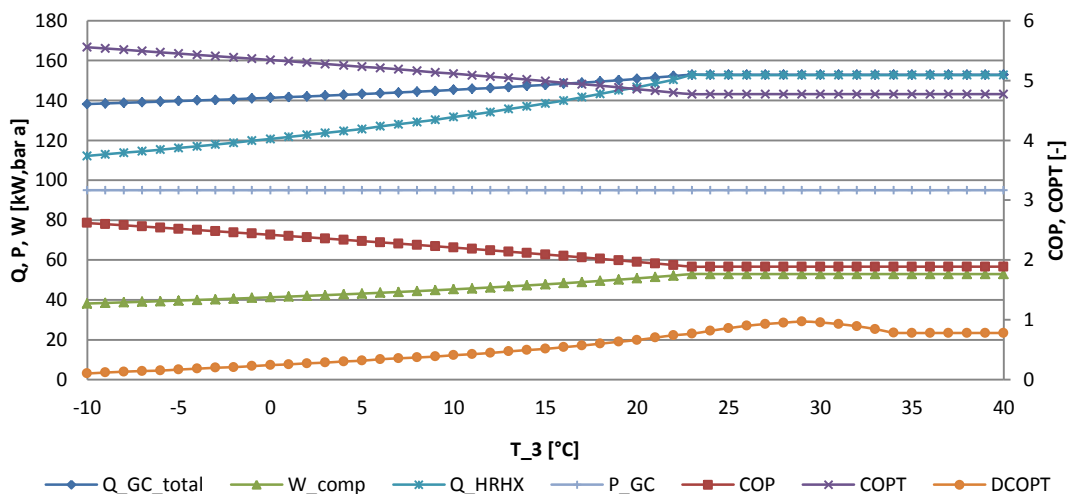
For at undersøge om et optimalt fastholdt højtryk P_{GC} eksisterer, hvor COPT er maksimeret, er der kørt simuleringer ved forskellige tryk kombineret med T₃. I figur 28 er COP og COPT vist som funktion af arbejdsstrykket P_{GC} ved forskellige omgivers betingelser, udtrykt ved T₃. Figuren viser, at der findes et optimalt driftspunkt ved 95 bar a. Det skal bemærkes, at alle disse resultater er opnået ved transkritiske drift, hvilket vil sige ved tryk over det kritiske punkt.



Figur 28: COP og COPT ved forskellige gaskølertryk (P_{GC}) ved forskellige GC udløbstemperatur (T₃).

Figur 29 viser det samme som figur 27, men der fokuseres nu på drift ved optimale faste højtryk (P_GC) lig 95 bar a. Det er tydeligt, at en meget større mængdevarme genvindes i HRHX, men også at det elektriske strømforbrug (W_comp) er større, hvilket resulterer i en lavere COP.

Ser man på COPT, så fremgår resultatet af optimering tydeligt. Forskellen i forhold til COPT i Figur 27 er vist som DCOPT og er op til 25 % højere.



Figur 29: Varmegenvinding ved vandtemperatur 15 > 75 °C ved optimal gaskølertryk (95 bar a).

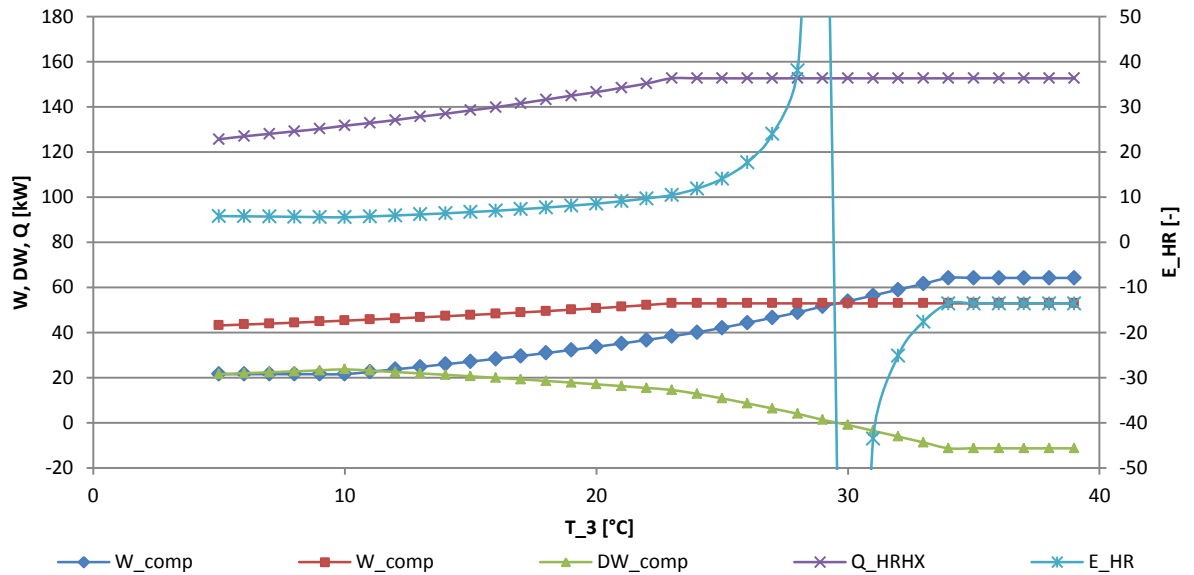
8.3. Effektiviteten af varmegenvinding

I det foregående er konceptet for COPT anvendt til vurdering af effektiviteten af systemdriften.

Da anlægget altid skal producere køleydelsen, vil et bedre mål være varmegenvindings-effektiviteten E_{HR} (Efficiency of Heat Recovery), der er givet ved:

$$E_{HR} = \frac{Q_{HRHX}}{\Delta W_{compressor}}$$

$\Delta W_{compressor}$ udtrykker kompressorens *ekstra* elforbrug på grund af varmegenvindingen ved drift med forhøjet afgangstryk (forceret drift) sammenholdt med drift ved maksimal køle-COP. Figur 30 viser forløbet for E_{HR} for driften vist i Figur 29. E_{HR} kaldes også ”marginal COP” eller ”marginal effektivitet”.



Figur 30: Effektiviteten af varmegenvinding E_{HR} for drift ved 95 bar a afgangstryk

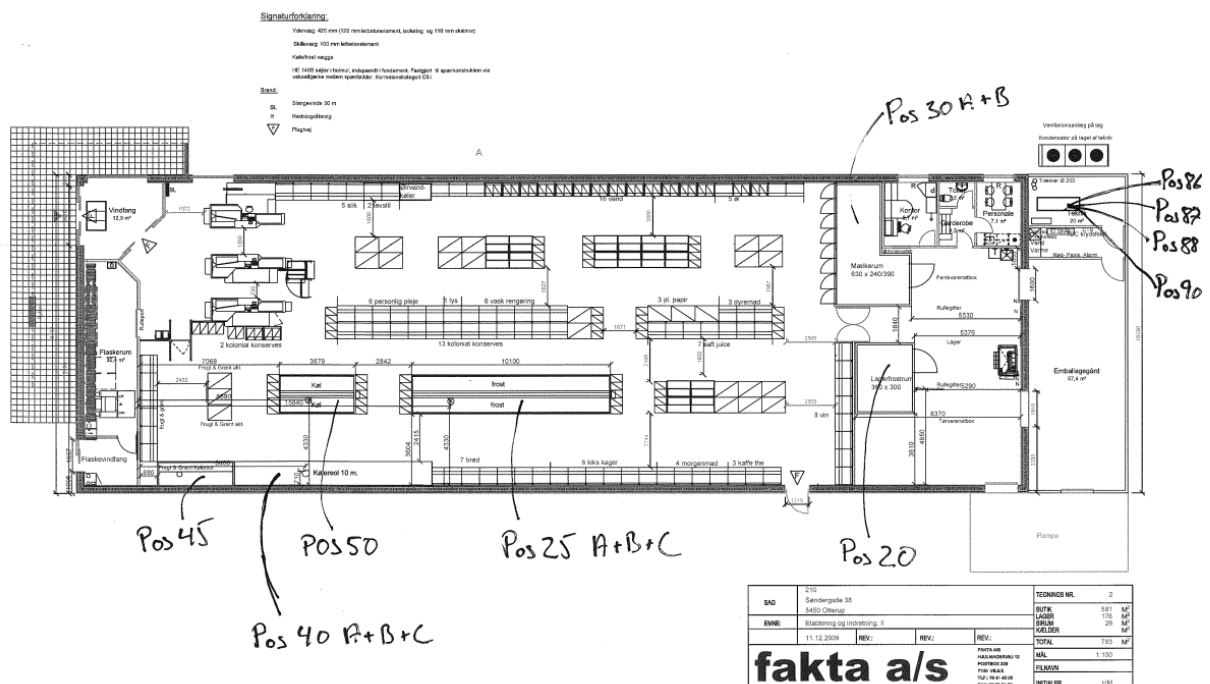
Figuren viser, at E_{HR} er mindst 5, hvilket betyder, at der genvindes mindst 5 kWh varme for hver kWh *ekstra* elforbrug på kompressoren på grund af den forcerede drift.

Det kan ved første øjekast være ganske overraskende, at E_{HR} er negativ for $T_3 > \text{ca. } 30 \text{ }^\circ\text{C}$. Dette er blot matematisk udtryk for førnævnte forhold, nemlig at 100 % varmegenvinding fører til *mindre* elforbrug til kompressoren i forhold til drift uden varmegenvinding.

9. Tilrådighedværende varmemængde: Case Fakta Otterup

I det følgende er der redegjort for, hvor stor en varmemængde, der kan genvindes.

Undersøgelsen tager udgangspunkt i et konkret køleanlæg med CO₂ som kølemiddel, nemlig COOPs Fakta-butik i Otterup, som kan ses i Figur 31.



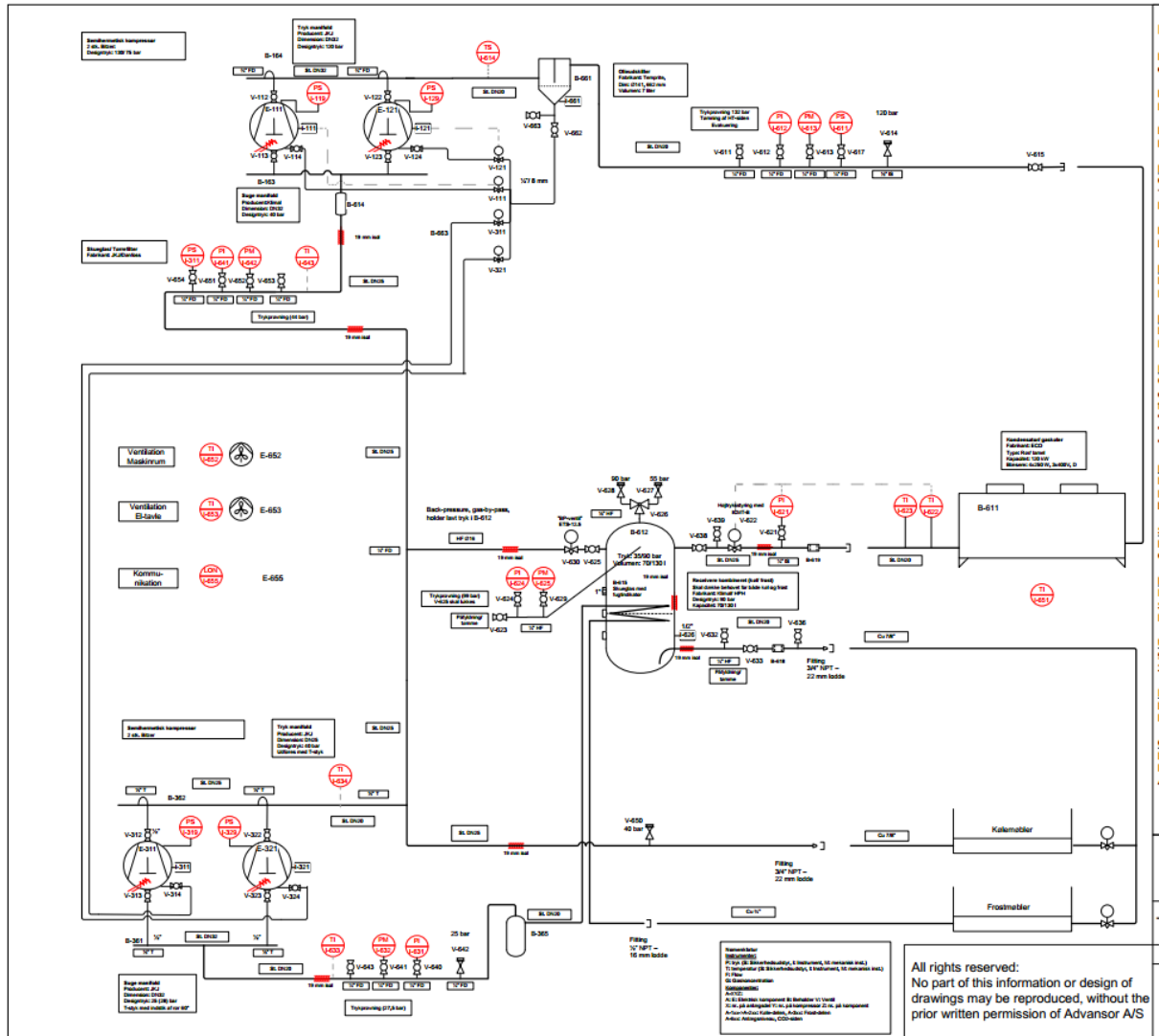
Figur 31: COOP Fakta, Otterup. Layout

Figur 32 viser PI-diagrammet for køleanlægget, og

Figur 33 viser kølemøblerne for Fakta i Otterup.

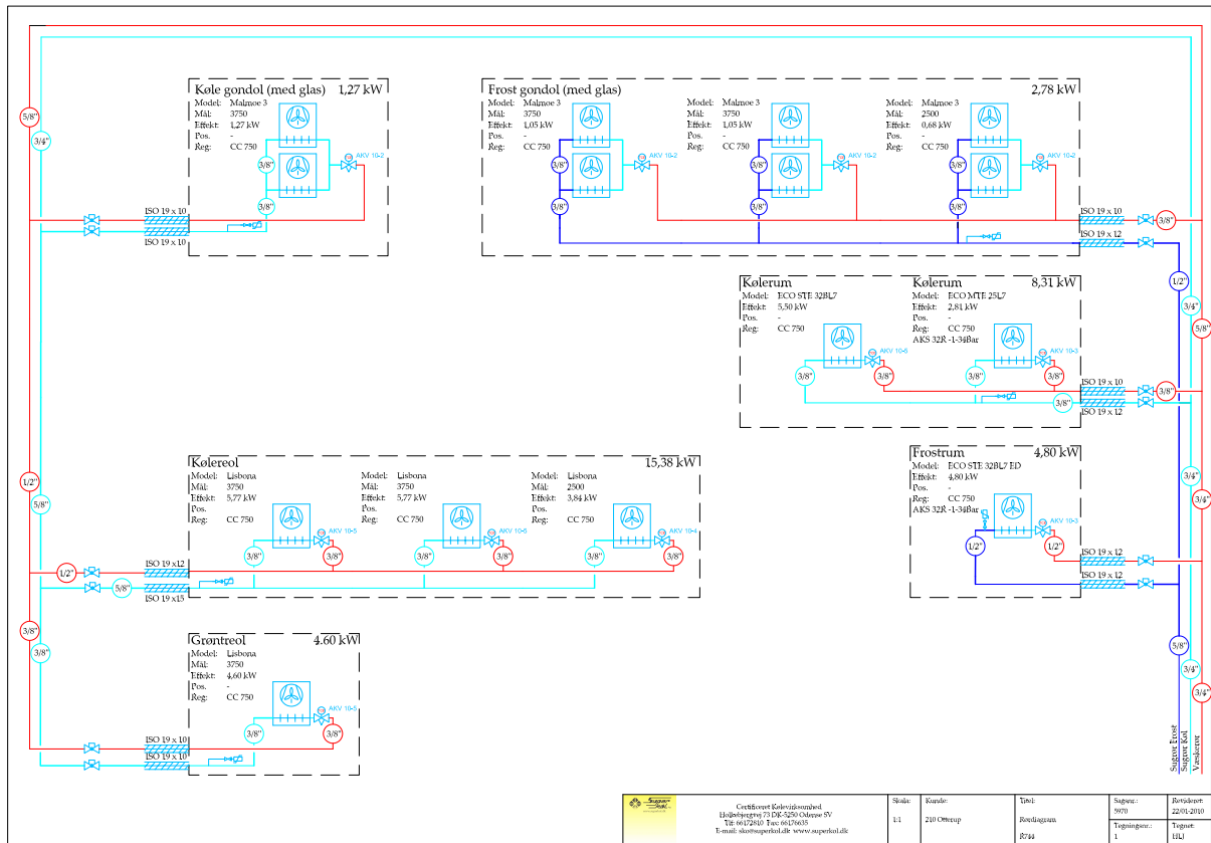
Den samlede maksimale køleeffekt for CO₂ køleanlægget i Otterup er 37 kW (29,6 kW køl og 7,6 kW frost), når samtlige kølesteders nominelle behov lægges sammen.

Data er opsamlet fra CO₂ køleanlægget i perioden fra den 25. august 2011 til den 1. februar 2012. Der er stedvist huller i datasættet på grund af problemer med måleinstrumenter og/eller dataopsamlingen. Datasættet er dog tilstrækkeligt til at underbygge analysen. Der er installeret flowmålere i CO₂kredsen, hvilket gør dette anlæg unikt, da energistrømmene dermed kan beregnes, og muliggør herved et nærmere studie af potentialet for varmegenvinding.



Figur 32: PI-diagram. Fakta, Otterup /Advansor/

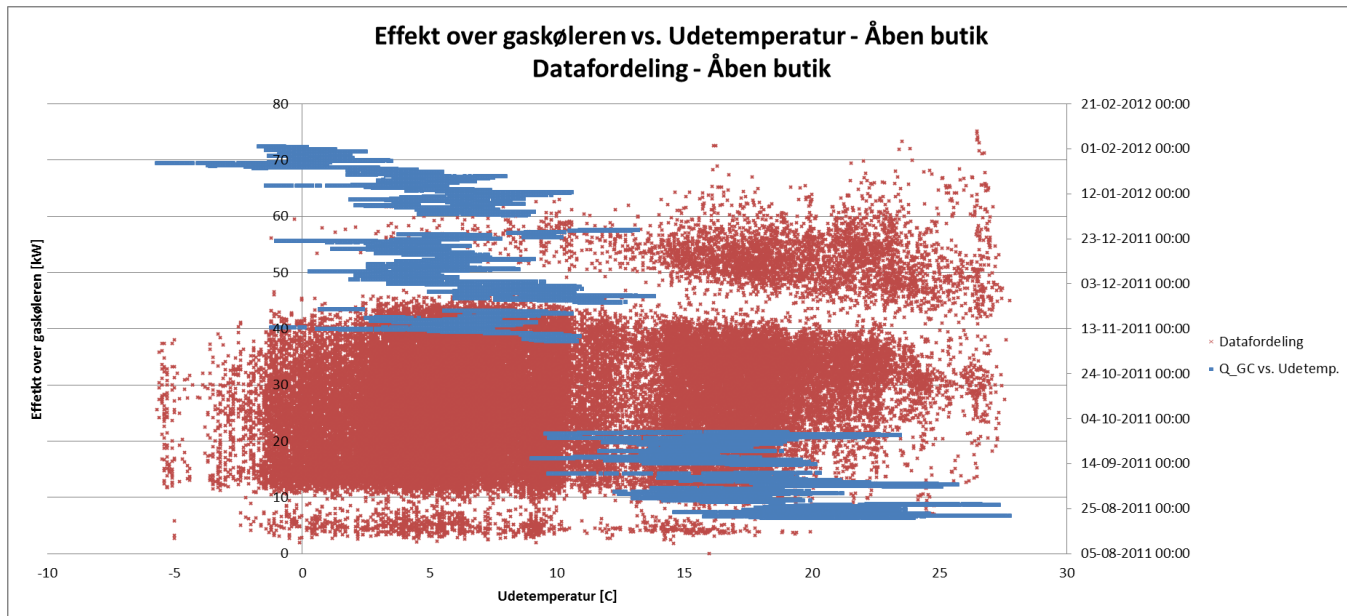
All rights reserved:
 No part of this information or design of drawings may be reproduced, without the prior written permission of Advansor A/S



Figur 33: PI-diagram for kølemøblerne i Fakta, Otterup /Superkøl/

Da driften for køleanlægget er meget forskellig afhængig af, om butikken er åben eller ej, er databehandlingen udført separat for åben og lukket butik. Da den største genvundne mængde varme vil være i løbet af dagen, er dags-driften hovedsageligt i fokus. Butikken er åben imellem klokken 8:00 og 21:00.

I Figur 34 ses den varmeeffekt, der er til rådighed over gaskøleren som funktion af omgivelsestemperaturen. Figuren viser også spredningen af den data, der er benyttet til at udregne sammenhængen.

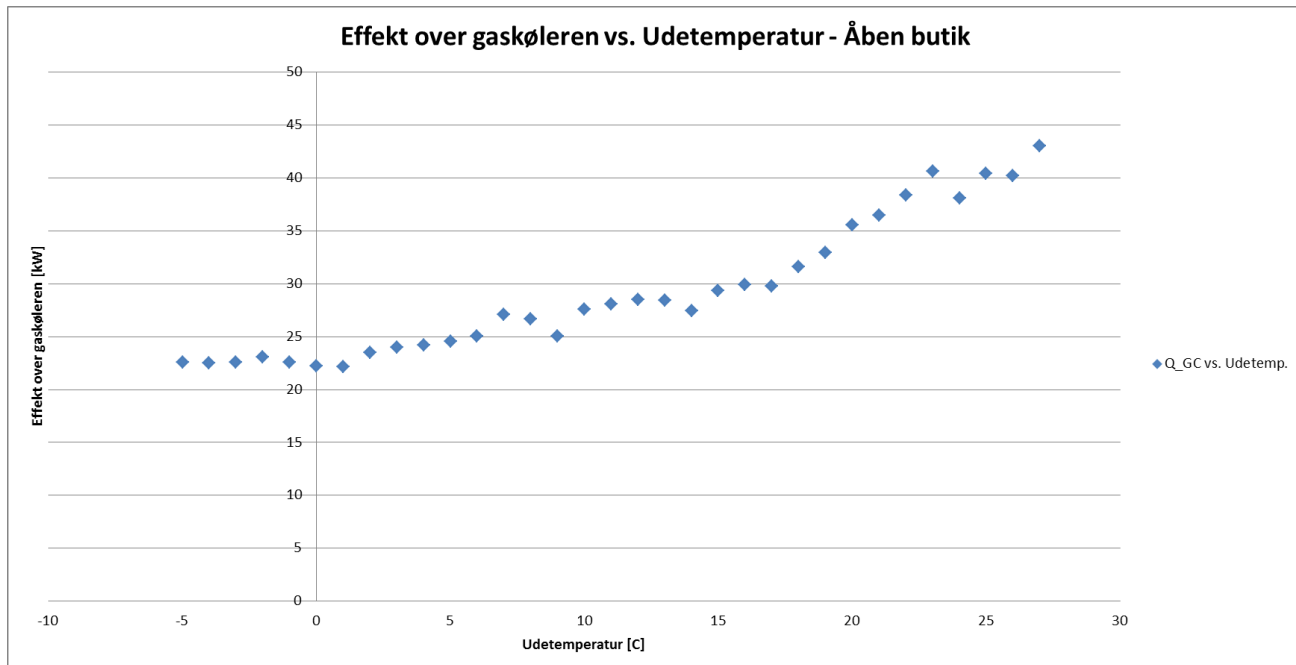


Figur 34: Effekt over gaskøleren vs. omgivelsestemperatur og fordelingen af data til rådighed for åben butik.

Datamængden, som er til rådighed, spænder over et større temperaturspænd, og en vis 'lagdeling' ses i de benyttede data. Dette er et resultat af køleanlæggets regulering, der bevæger sig i 'hak' (kompressortrin). Figur 36 viser, at datamængden ved temperaturer imellem ca. 10 °C og 14 °C er mindre repræsenteret. Dette er grundet i, at der mangler data fra perioden løbende fra den 28. september 2011 til den 7. november 2011 i datasættet, hvilket ses af Figur 34.

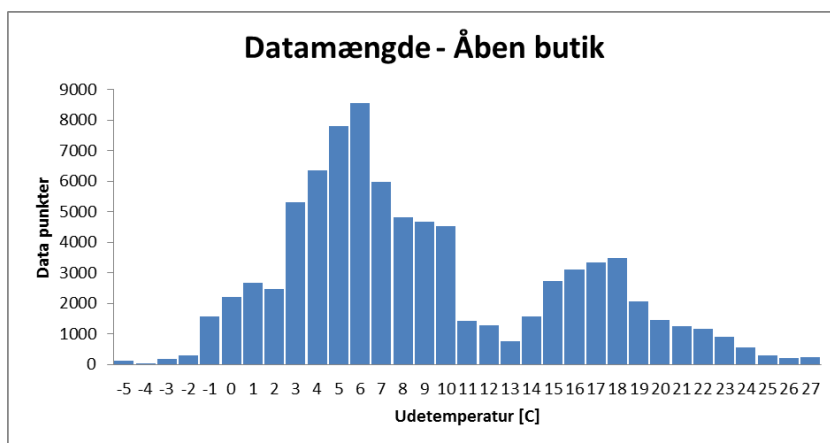
For at undersøge, hvorledes den til rådighed værende effekt over gaskøleren afhænger af omgivelsestemperaturen, er effekten midlet i temperaturintervaller. Denne middeleffekt som funktion af omgivelsestemperaturen ses i Figur 35.

Intervaller omkring hver hele temperatur går fra temperaturen udtrykt i heltal minus 0,5 °C til plus 0,49 °C. Effekterne over gaskøleren er beregnet som det aritmetiske gennemsnit for intervallet.



Figur 35: Midlet effekt over gaskøleren vs. omgivelsestemperatur for åben butik.

Ovenstående sammenhæng er fundet på baggrund af datamængden, som vises i Figur 36. Som forventet ses det, at datamængden i yderpunkterne er mindre end i midten. Datamængden for yderpunkterne er dog stadig stor.



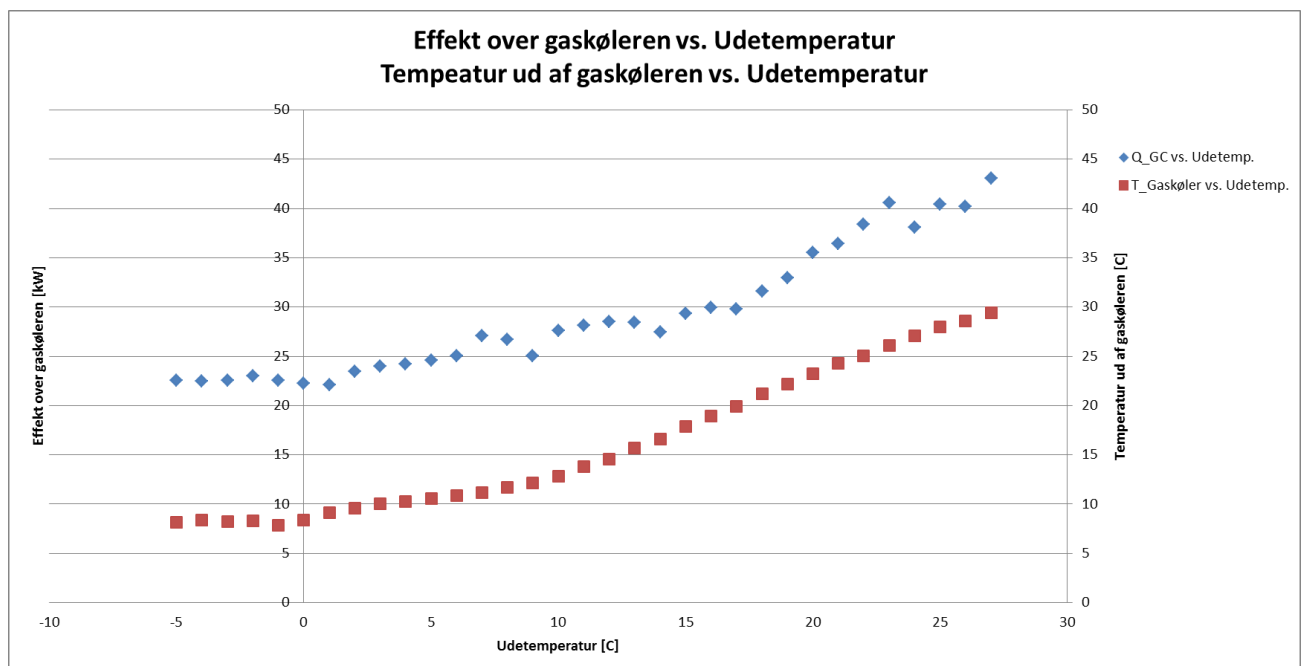
Figur 36: Den tilgængelige datamængde pr. omgivelsestemperatur for åben butik.

Effekten til rådighed over gaskøleren stiger hurtigere fra temperature over 1 °C omgivelsestemperatur, men er tilnærmelsesvis konstant for temperaturer under 1 °C. Fra ca. 1 °C og nedefter er effekten til rådighed over gaskøleren næsten konstant, da en minimums kondenseringstemperatur opretholdes. Når kondenseringstemperaturen stiger over minimums kondenseringstemperaturen, er der mange faktorer, der bestemmer, hvorledes effekten til rådighed over gaskøleren stiger som funktion af omgivelsestemperaturen.

Omgivelsestemperaturen vil øge både kølemøbelbelastningen og kompressorens modtryk. Derfor vil blandt andet kompressorbestykningen og den enkelte kompressors karakteristisk bestemme, hvorledes effekten over gaskøleren varierer som funktion af omgivelsestemperaturen. Kurven skal tages som et udtryk for en tendens for sammenhængen mellem omgivelsestemperatur og effekt til rådighed og kan dermed bruges til at bestemme vejledende værdier baseret på faktiske driftsforhold. Det skal bemærkes, at effekten her er under forhold, hvor styringen er opsat til at minimere kompressoreffekten (optimeret køledrift), og det vil almindeligvis kun være muligt at udnytte en del af effekten til varmegenvinding. Større udbytte kan opnås ved forceret drift, hvor afgangstrykket øges, men dette er ikke analyseret her, da det vil påvirke beregning af afgiften for den genvundne varme.

For CO₂anlægget i fokus er den samlede køleeffekt som nævnt 37 kW, beregnet på de installerede kølemøbler. Det ses af Figur 35, at den midlede effekt til rådighed over gaskøleren en del af tiden er over dette. Af Figur 34 fremgår det, at den maksimale effekt over gaskøleren er beregnet til 75 kW på basis af målte værdier. Dette stemmer overens med den samlede kompressorbestyknings varmeafgivelse til højtrykssiden ved maksimal drift ved dimensionerende forhold.

Det ses af Figur 37, at den regulerede minimale kondenseringstemperatur ved lavere temperaturer ikke resulterer i nogen markant underkøling af CO₂flowet fra gaskølerne (der arbejder som kondensator ved disse omgivelsestemperaturer). Dette kan dog forekomme ved omgivelsestemperaturer, der er lavere end forekommet under måleserierne. COP for køleprocessen vil da stige, hvorfor den til rådighed værende effekt over gaskøleren vil falde svarende til den sparede el-effekt på kompressorerne.

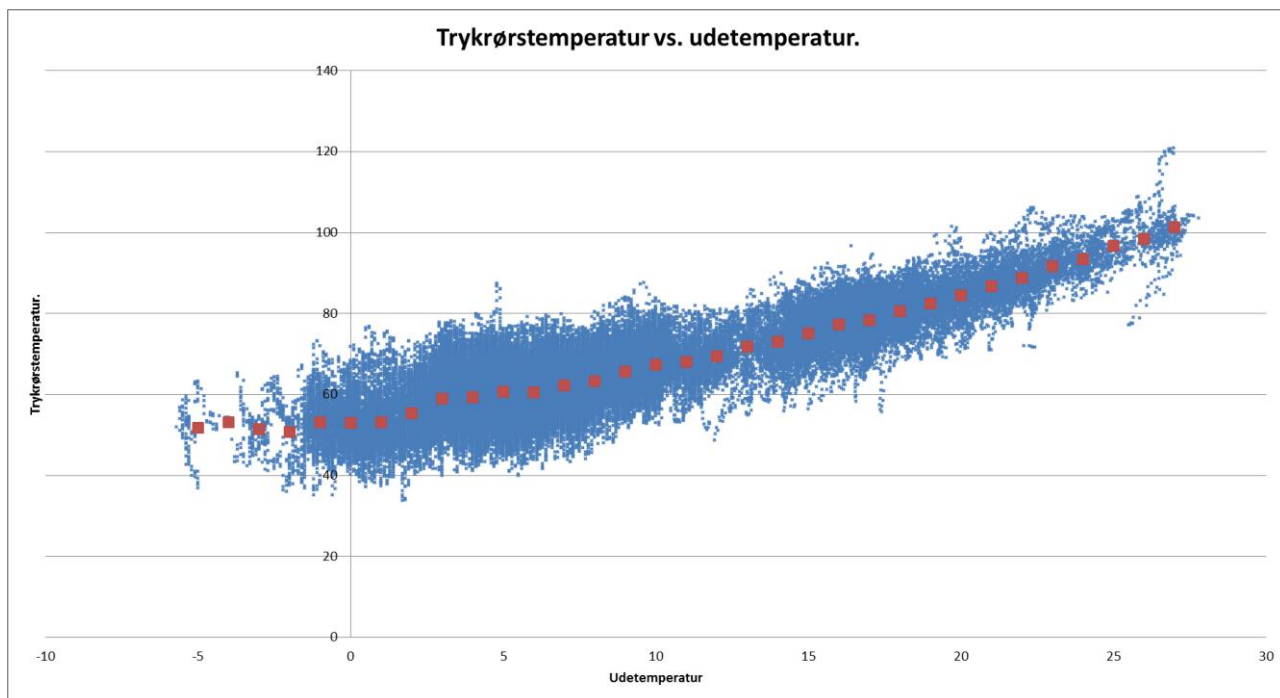


Figur 37: Midlet effekt over gaskøleren vs. omgivelsestemperatur og temperatur ud af gaskøleren vs. omgivelsestemperatur.

9.1. Anvendeligheden af varmen til rådighed fra gaskøleren

Som det fremgår af kapitel 8 er den andel af den tilrådighedværende varmeeffekt over gaskølerne, som kan genvindes, afhængig af flere forhold.

Den maksimalt opnåelige temperatur er begrænset af afgangstemperaturen fra kompressorerne (trykrørstemperaturen). I Figur 38 ses de målte samt den aritmetisk midlede trykrørstemperaturer som funktion af omgivelsestemperaturen. Heraf fremgår det, at den målte temperatur svinger en del, hvilket kan tilskrives køleanlæggets ret store belastningsvariationer.

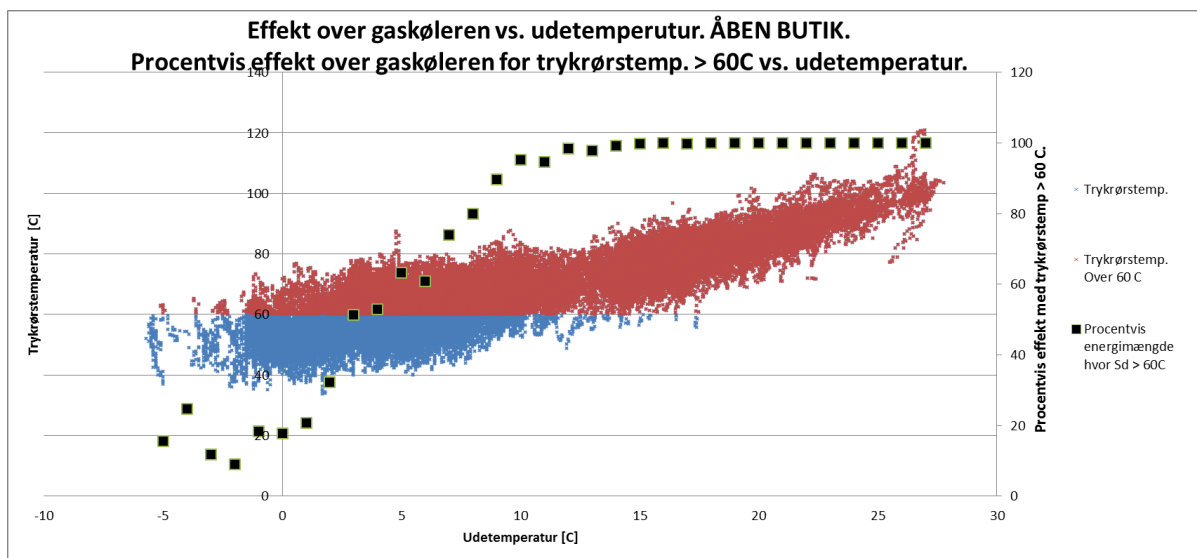


Figur 38: Temperatur af kølemidlet ud af kompressoren (trykrørstemperaturen) vs. omgivelsestemperatur.

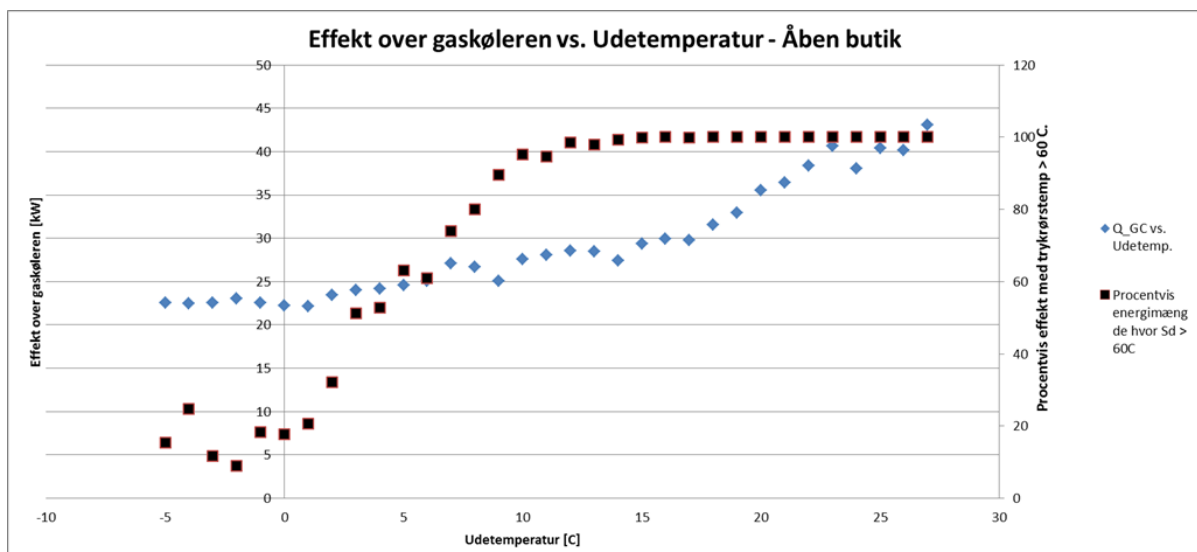
Såfremt at varmegenvindingen for eksempel har til formål at opvarme varmt brugsvand med krav om opnået temperatur, er det ved middel temperaturerne muligt at opnå det røde kurveforløb som funktion af omgivelsestemperaturen. Den laveste temperatur der her nås er ca. 51°C. Såfremt temperaturen under varmegenvinding udjævnes (f.eks. ved fuldkommen opblanding af væsken i en varmegenvindingskreds), er det altså ikke muligt at opnå en varmegenvindingstemperatur på 55°C. Trykrørstemperaturen når dog temperaturer, som muliggør varmegenvinding til for eksempel varmt brugsvands en del af tiden, selvom omgivelsestemperaturen bliver lav. Det er altså muligt at producere varmt brugsvand ved varmegenvinding, men det er blot ikke hele den genvundne energimængde, der kan producere tilstrækkeligt varmt brugsvand.

Normalt vil der være et alternativt opvarmningssystem foruden varmegenvindingen. Dels for at sikre varmforsyningen, og dels for at kunne supplere i perioder, hvor der ikke kan genvindes tilstrækkelig varme. Dette åbner for en alternativ strategi for varmegevindingen, hvor der genvindes så meget varme som muligt uden at skele til den opnåede temperatur.

For at undersøge varmegenvindingsmuligheden, såfremt en trykrørstemperatur på 60 °C ønskes, er det blevet undersøgt, hvor stor en del af den tilgængelige effekt, der vil være til rådighed over en trykrørstemperatur på 60 °C. Dette er gjort i Figur 39 og Figur 40 for en åben butik.



Figur 39: Trykrørstemperatur vs. omgivelsestemperatur og procentvis effekt med en trykrørstemperatur over 60 °C vs. omgivelsestemperatur. Åben butik.



Figur 40: Effekt til rådighed over gaskøleren vs. omgivelsestemperatur og procentvis effekt med en trykrørstemperatur over 60 °C vs. omgivelsestemperatur. Åben butik.

Af sammenhængen ses det, at for omgivelsestemperaturer over ca. 10 °C vil ca. 100 % af effekten, der kan hentes over gaskøleren, være for trykrørstemperaturer over 60 °C. Den på figuren viste effekt kan dog for lavere temperaturer stadig hentes ud af gaskøleren, såfremt den varmevekslende kilde er under trykrørstemperaturen. Dog vil det være nødvendigt at supplere varmevekslingen med en ekstern kilde, såfremt det ønskes at varmeveksle med kilde på 60 °C.

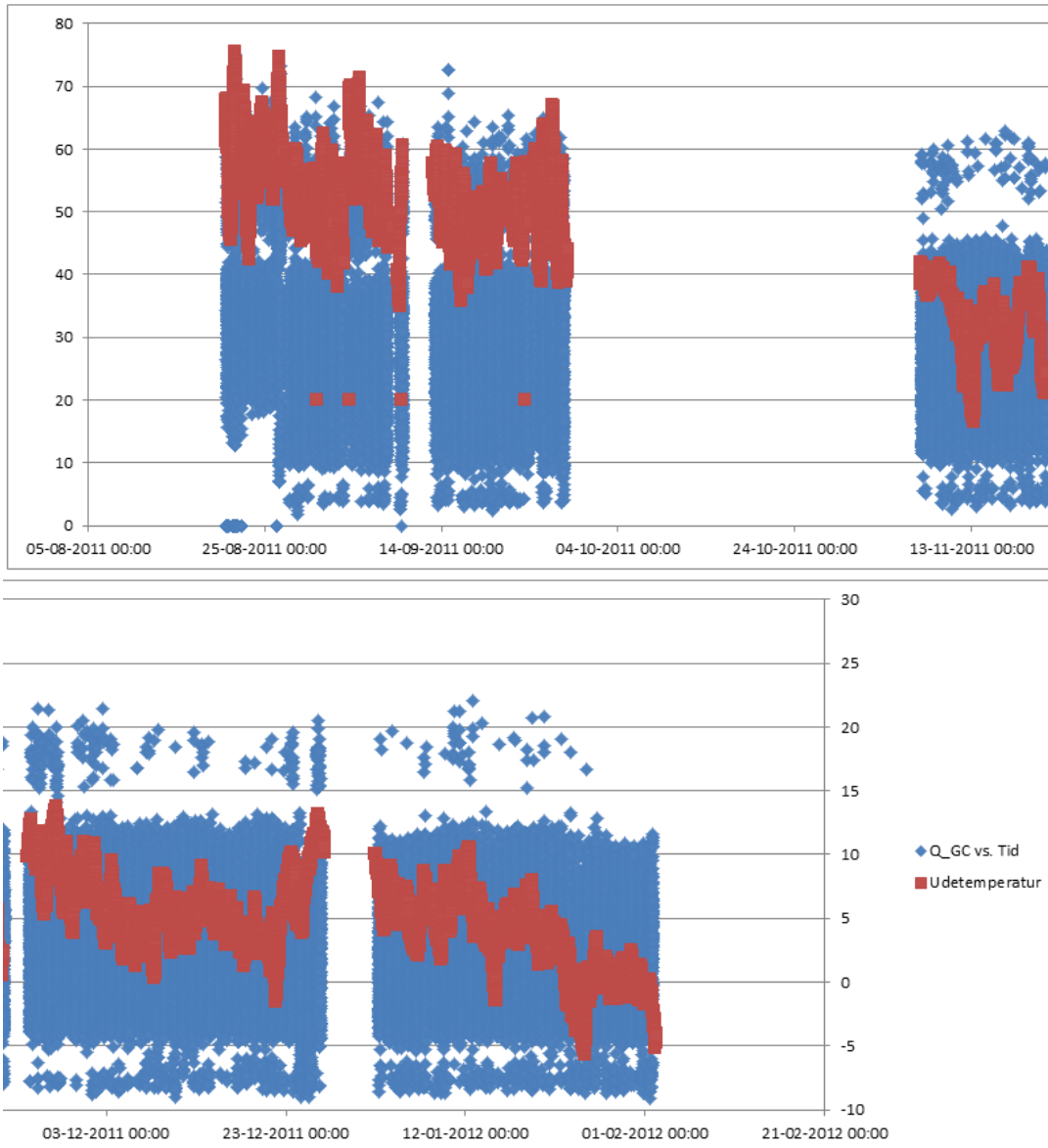
9.2. Dagsvariationen og bufferkapaciteten

Det er ovenfor vist, at der er sammenhæng mellem effekten over gaskøleren og omgivelsestemperaturen. Dog blev det observeret, at der er en stor spredning af effekten til rådighed over gaskøleren ved de forskellige temperaturer. For nærmere at undersøge muligheden for varmegenvinding, er dagsvariationen af effekten til rådighed over gaskøleren og dagsvariationen af omgivelsestemperaturen blevet undersøgt. Variationen herfor, for hele den undersøgte periode, ses i Figur 41.

I de undersøgte perioder er der stor variation imellem effekten til rådighed over gaskøleren for de forskellige omgivelsestemperaturer. For den første måleperiode (20. august 2010 – 27. september 2010) er sammenhængen mellem effekten over gaskøleren og omgivelsestemperaturen anderledes end for de resterende målinger. Dette skyldes, at køleanlæggets højtryksventil i denne periode var i stykker, og ventilen blev derfor manuelt sat til en fast indstilling, indtil det var muligt at udbedre fejlen. Spredningen af effekten vil derfor være større, men det forventes, at den midlede effekt inden for en lille afvigelse svarer til normal drift.

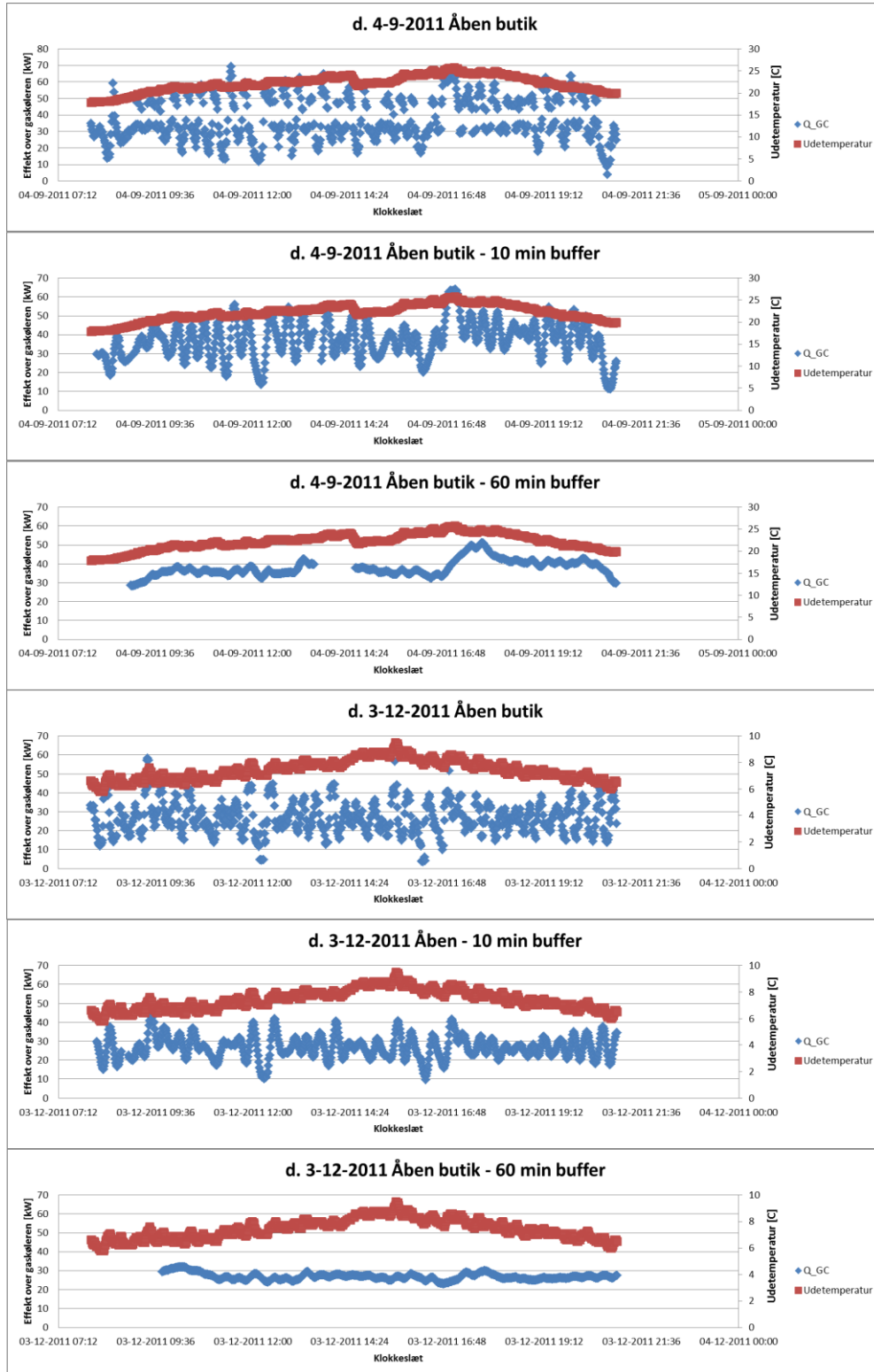
Konklusionen af Figur 41 er, at effekten til rådighed over gaskøleren vil variere meget i løbet af dagen, og at sammenhængen observeret i Figur 35, hvor effekten til rådighed over gaskøleren følger omgivelsestemperaturen, ikke tydeligt afspejles i dagsvariationen.

Variationen af effekten til rådighed over gaskøleren kan reduceres ved at midle effekten til rådighed over gaskøleren fortløbende. Dette simulerer en fiktiv buffertank, som akkumulerer (og herved midler) varmen over en tidsperiode bagud. Denne varmeakkumulering kan enten ske i kraft af varmeakkumulering i en butik, der blot skal have en middeltemperatur over en vis periode eller i kraft af for eksempel en væskeakkumuleringstank.

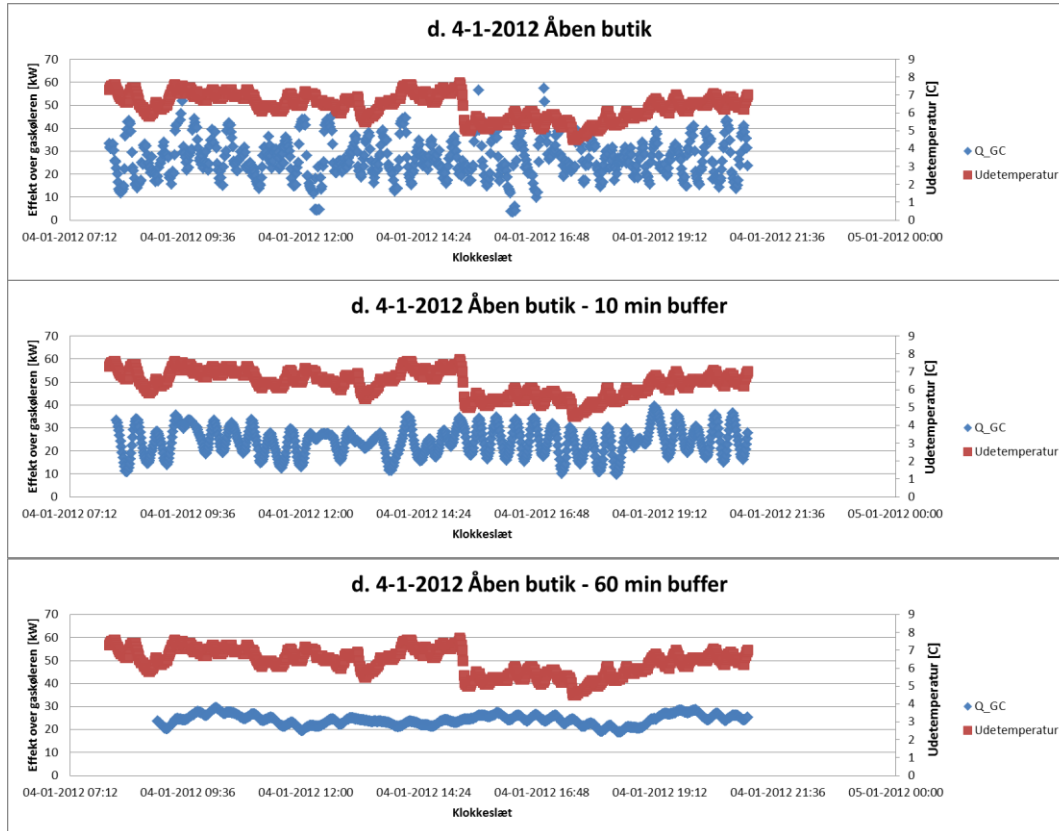


Figur 41: Effekt over gaskøleren og omgivelsestemperaturen over måleperioden (NB: grafen er delt)

Eksempler på dagsvariationen med og uden buffer for forskellige dage er vist i figur Figur 43 og Figur 44. Her er dagsvariationen for effekten over gaskøleren uden indsat buffer vist sammen med dagsvariationen med henholdsvis en 10 og 60 minutters buffer indsat. Der vises eksempler for den 4. september 2011, den 3. december 2011 og den 4. januar 2011.



Figur 42: Datamidling gennem brug af buffertank.

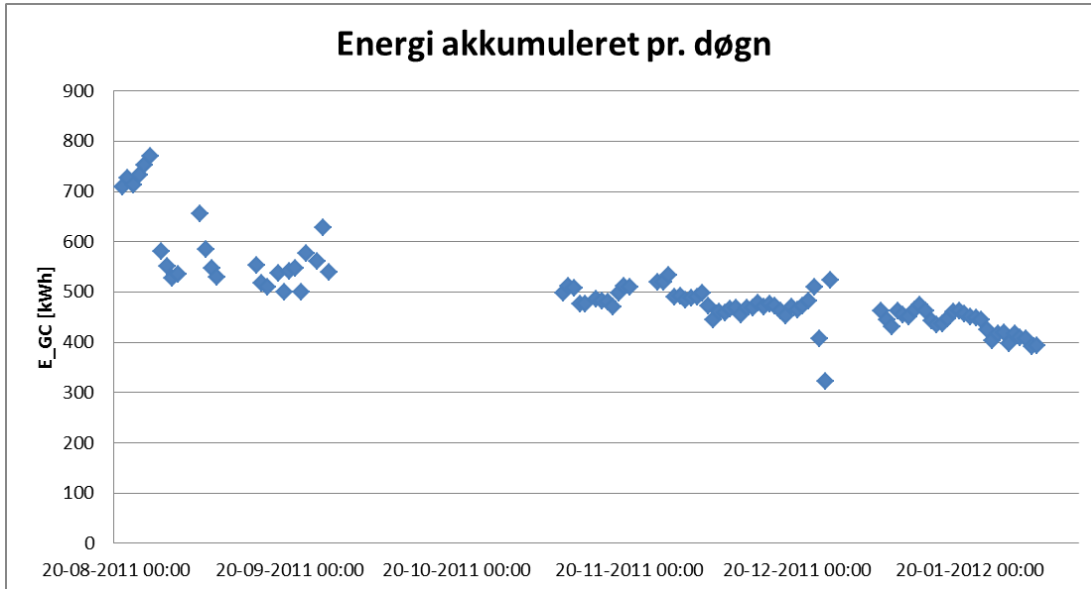


Figur 43: Midleffekt af genvundet varme (kW) ved hhv. ingen bufferkapacitet, 10 minutter og 60 minutters bufferkapacitet. Der er antaget ideelt bufferlager.

Ved at indsætte en 60 minutters buffer følger kapaciteten til rådighed nogenlunde omgivelsestemperaturvariationen, og de store fluktuationer, der ellers observeres for effekten til rådighed over gaskøleren mindskes. Såfremt effekten til rådighed skal være jævn, vil det være nødvendigt at installere en buffer. Hvor stor denne buffer skal være, vil variere afhængigt af anvendelsesformålet med varmegenvindingen.

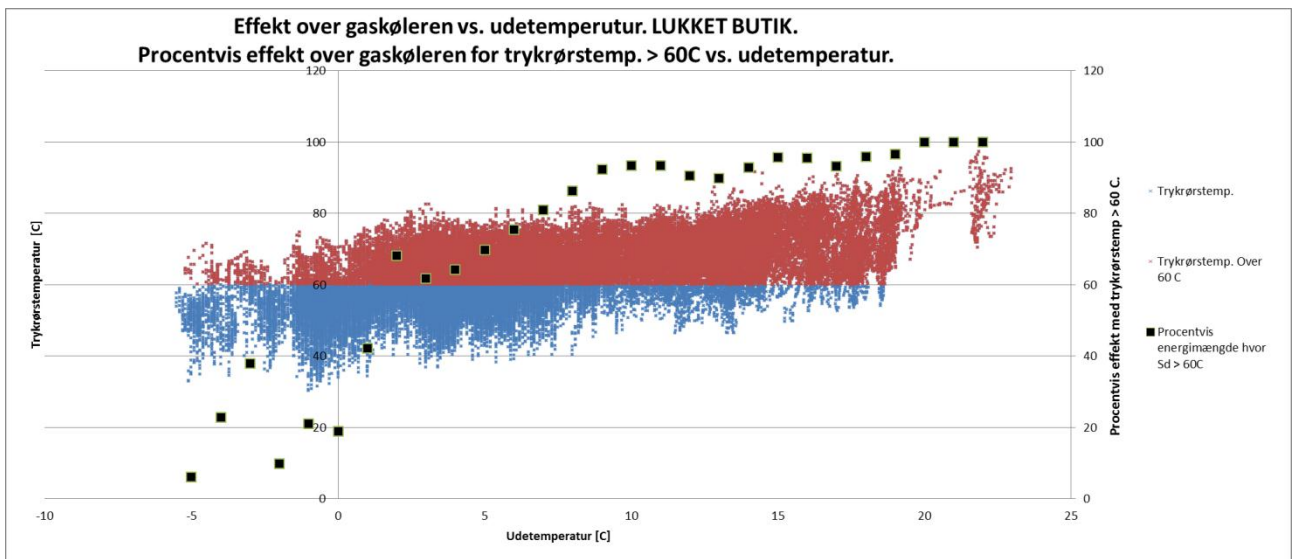
Det er også muligt at akkumulere hele døgnets tilgængelige effekt over gaskøleren. Dette gøres ved, i forbindelse med køleanlægget, at installere en buffertank med 24-timers lagringskapacitet. Denne sammenhæng er undersøgt i Figur 44.

I Figur 44 er den samlede mængde energi til rådighed over gaskøleren akkumuleret over 24 timer. De døgn, hvor datamængden ikke har været tilfredsstillende, er sorteret fra. Det ses, at som omgivelsestemperaturen falder, vil den akkumulerede energimængde ligeledes falde. Denne tendens var dog at forvente ud fra Figur 35.

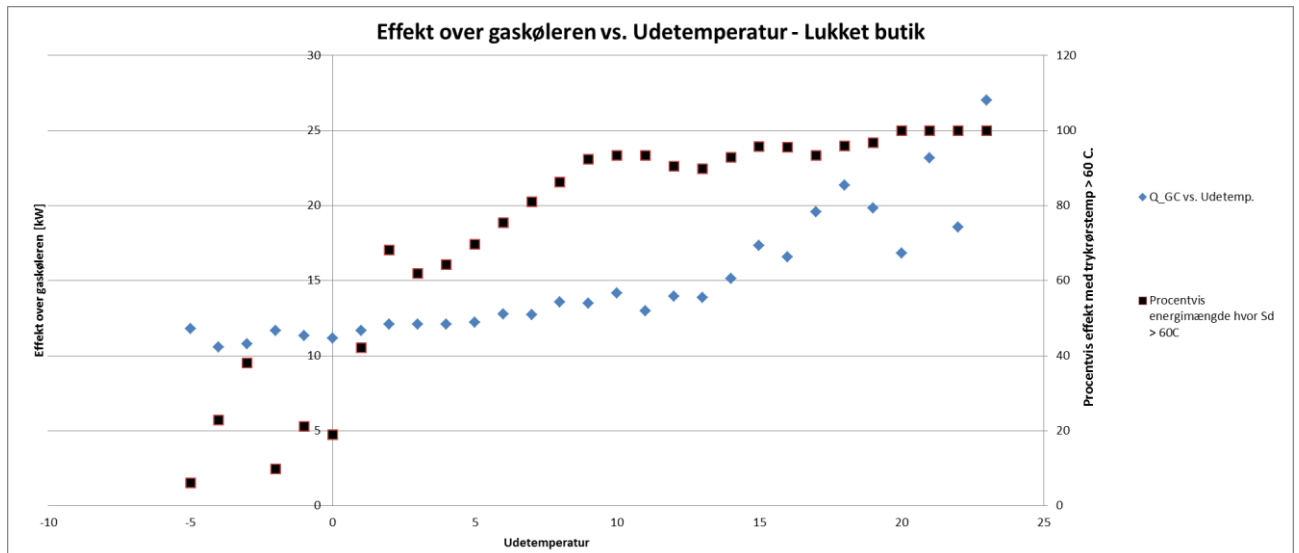


Figur 44: Akkumuleret energi over et døgn.

Muligheden for at akkumulere energi om natten vil være mindre end om dagen. Dette er, fordi kølemøblerne er dækket til, og køleeffekten derfor mindskes. Sammenhængen, tilsvarende den i Figur 39 og Figur 40, er undersøgt i Figur 45 og Figur 46.



Figur 45: Trykørstemp. vs. omgivelsestemperatur og procentvis effekt med en trykørstemp. over 60 °C vs. omgivelsestemperatur. Lukket butik.



Figur 46: Effekt til rådighed over gaskøleren vs. omgivelsestemperatur og procentvis effekt med en trykrørstemperatur over 60 °C vs. omgivelsestemperatur. Lukket butik.

Det ses ud fra Figur 45 og Figur 46, at en mindre temperatur kan forventes af den genvundne energi over gaskøleren.

9.3. Delkonklusion

Der er ikke foretaget en normalisering af den genvundne varmemængde i forhold til den installerede køleeffekt i kølemøblerne. Dette kræver et tilsvarende studie af andre anlægsdesign, da styringen kan have en hvis indflydelse på resultaterne.

Følgende ræsonnement kan dog gøres:

Ud fra samme kølebestykning og virkningsgrad kan det konkluderes, at man kan forvente samme varmegenvindingspotentiale som vist ovenfor. Dog kører anlægget i Otterup godt, og mængden af varmeenergi vil derfor være højere for anlæg, hvor kompressoren har en lavere virkningsgrad, da den ekstra optagende effekt direkte kan omsættes til genvunden varme. Bemærk, at det aldrig er økonomisk rentabelt at installere en kompressor med dårlig virkningsgrad med henblik på øget varmegenvindingsmulighed.

Det må forventes, at mængden af energi over gaskøleren for samme kølemøbelsbestykning vil følge ovenstående tendenser indenfor 15-20 % afhængig af effektiviteten for det givne anlæg. Det er kølemøbels effekt, der er bestemmende for den varme, der kan genvindes, men det må påregnes, at der ikke altid kan varmegenvindes 100 % af varmen, da det kommer an på konfigurationen af varmevekslere og vandsystemets konstruktion på den varmemodtagende side. Derfor kan potentialet for varmegenvinding antages at være proportionalt med kølemøbels nominelle kapacitet som anskueliggjort i foregående figurer.

10. Opbygning af vandkreds ifm. varmegenvinding

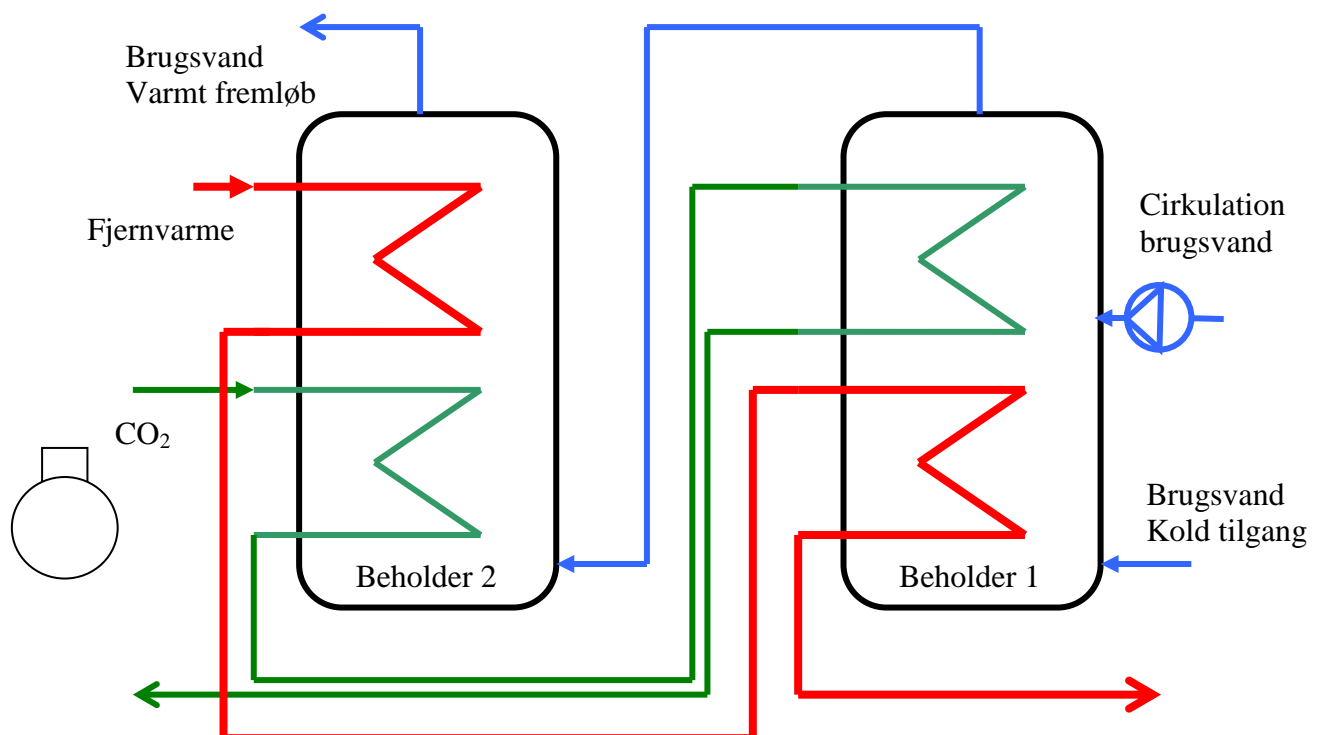
I dette kapitel gennemgås forskellige opbygninger af vandsiden i anlæg med varmegenvinding. Først COOPs design og erfaringer med varmegenvinding, efterfulgt af mere generelle design.

10.1. Opbygning af COOPs koncept

I løbet af projektet har COOP opbygget erfaringer med både én og to varmegenvindingsvekslere. Anvendelsen af to vekslere afhænger af behovet for rumvarme og opbygningen af varmesystemet (temperaturniveau).

I mindre butikker (FAKTA) er behovet for varmt brugsvand meget lille, og varmegenvinding hertil er ikke rentabelt.

I større butikker med slagterafdeling, og dermed et stort behov for vand til rengøring, opbygges buffersystemet som vist i Figur 47.



Figur 47: Eksempel på opbygning af varmtvandsbeholder med udnyttelse af overskudsvarme fra kølekompressor anlæg.

COOP ændrer ikke driften af køleanlæggene for at øge varmegenvindingen. Der suppleres derfor med anden varmekilde, som også skal tilgodeses ved anlægsdesignet. Med designet

vist i Figur 47 søges det at sikre god afkøling af både CO₂flowet og den supplerende fjernvarme.

Der anvendes to buffertanke med hver to indbyggede varmevekslere. Den samlede volumen passer med varmvandsforbruget pr. døgn, og filosofien er at genvinde så meget varme som muligt med de temperaturer, der er i beholderne. Brugs vandet strømmer fra beholder 1 gennem beholder 2 og ud til tappestederne. Da der primært er tale om vand til rengøring, tømmes beholderne ved lukketid og opvarmes igen i løbet af natten og (primært) næste dag.

Det varme vand fra varmegenvindingsveksleren ledes først til beholder 1. Vekslerens placering under fjernvarmeveksleren sikre, at den supplerende opvarmning fra fjernvarme ikke begrænser varmegenvindingen fra CO₂ anlægget. I det tilfælde, at CO₂temperaturen var lavere end den ønskede vandtemperatur, kunne den modsatte konfiguration føre til, at flowet i varmegenvindingskredsen "kølede" fjernvarmen over til beholder 1. Oftest vil temperaturen i beholder 1 være så lav, at der kan ske en yderligere afkøling svarende til at yderligere varme genvindes.

Da fjernvarme bruges til supplerende varme, vil man ikke kunne opnå den krævede afkøling, hvis den kun bruges til at løfte vandtemperaturen nogle få grader op til den ønskede temperatur (f.eks. fra 45 til 55 °C). I det valgte design sikres afkølingen ved at fjernvarmen efter løft af temperaturen i toppen af beholder 2 afkøles yderligere i bunden af beholder 1.

Cirkulationspumpen i brugsvandskredsen holdes kørende hele døgnet, da varmetabet herfra tilføres bygningen som rumvarme.

10.2. Erfaringer med varmegenvinding hos COOP

I dette afsnit gennemgås en del af de erfaringer COOP har opbygget omkring varmegenvinding.

Første anlæg, hvor der blev udnyttet overskudsvarme fra køleanlæg til varmt brugsvand, var Kwickly Vojens, og efterfølgende blev Kwickly Haderslev lavet efter samme koncept.

Før blev overskudsvarmen anvendt til rum opvarmning med en "kondensator" i salgslokalet, som var monteret parallel med kondensatoren. COOP har valgt at installere beholder, så det passede til butikkens døgnforbrug og fordelt det på 2 beholdere.

På traditionelle køleanlæg med for eksempel R404A (HFC-kølemiddel) var styringen ret enkel, da kondenseringstemperaturen var ret konstant og moderat.

På CO₂køleanlæg er der betydeligt større behov for en god styring, da både varmemængde, der kan genvindes, og temperaturniveauer ændre sig meget gennem døgnet/året. I dele af året kan CO₂temperaturen blive lavere end temperaturkravet til genvindingen, og i visse tilfælde kan varme løbe retur til varmegenvindingsveksleren for efterfølgende at blive afsat i gaskøleren.

I dag levers alle nye CO₂anlæg med varmegenvindingsveksler. Der bygges ikke varmegenvindingsvekslere ind i eksisterende anlæg, da omkostningen er for høj. COOP forsøger løbende, om der kan udnyttes mere overskudsvarme blandt andet til intern opvarmning af rum, og om det er muligt at afsætte overskudsvarmen om sommeren, for eksempel til fjernvarmeforsyningen.

I løbet af projektet er varmegenvinding løbende blevet indført, så der i dag udnyttes overskudsvarme i 20 Kvickly-, 10 SuperBrugs- og 60 Faktabutikker.

COOP har indført central energiovervågning i de fleste Kvickly og SuperBrugs butikker. Baseret på disse data kan det konkluderes, at ca. 15% af butikkernes totale varmeforbrug dækkes af varmegenvinding.

Forudsat varmegenvindingen etableres på nye anlæg er det tilbagebetalt på under et år.

COOP kører ikke ”forceret” drift for at kunne genvinde mere varme. Der betales afgift af overskudsvarme fra 1. oktober til 31. marts, og der etableres energimåler på de forbrugssteder, der tilsluttes på sekundær side af veksler.

10.3. Varmegenvinding til vandkreds

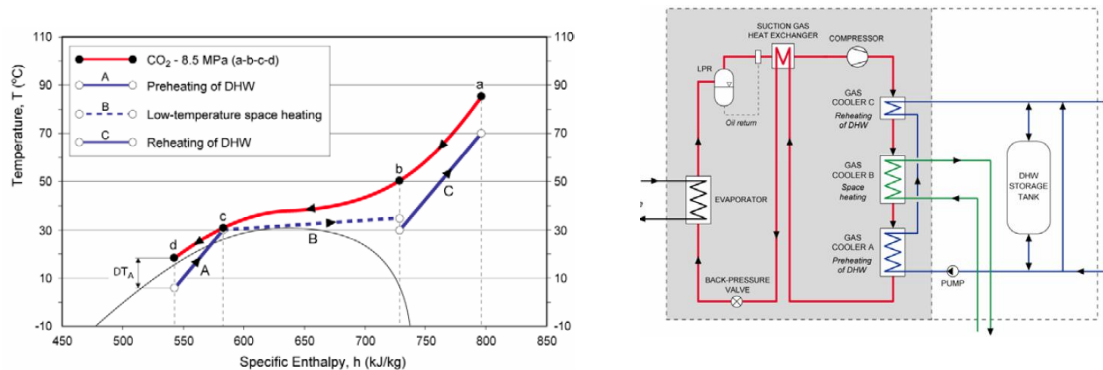
Som beskrevet i kapitel 5 og kapitel 8, er COP for CO₂køleanlæg stærkt afhængig af temperaturen af CO₂flowet efter gaskøleren. Denne skal generelt være så lav som muligt, og dette skal tages i betragtning, når der foretages varmegenvinding på anlægget.

I dette kapitel ses der på, hvordan vandkredsen kan opbygges for at tilgodese køleanlægget bedst muligt samtidigt med at der genvindes mest muligt varme.

Som det er beskrevet i afsnit 5.4, så adskiller CO₂ sig fra andre kølemidler ved ofte at køre transkritisk, når der varmegenvindes. Temperaturkurven for afkøling af transkritisk CO₂ har et forløb, som gør, at pinch pointet ikke er så veldefineret som ved kondenserende drift. Ved kondenserende kølemidler ligger pinch point altid, hvor den overhedede gas overgår til kondensering. For transkritisk CO₂ har kurven en form, der minder om et omvendt "S". Pinch pointets placering i forhold til vandtemperaturen vil afhænge af:

- vandets temperaturforløb
- trykgastemperaturen
- trykket for CO₂.

For at opnå større andel varmegenvinding deles vandsiden igennem gaskøleren op i to kredse med hvert sit flow og temperaturprofil. Et eksempel herfor ses til højre i Figur 48. Dette praktiseres i forhold til at optimere CO₂kredsen. De valgte flow og temperatur på vandkredsen vælges efter, hvad behovet er.



Figur 48: CO₂system med fuld varmegenvinding, hvor genvindingen sker med tre vekslere fordelt på to kredse.

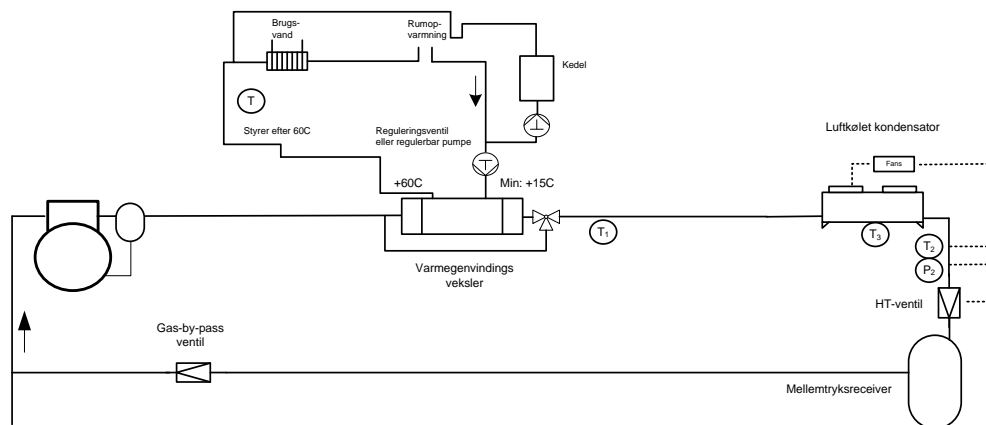
Til venstre i Figur 48 er der vist et eksempel på, hvordan temperaturprofilen på både vand- og CO₂siden kan se ud i et T-h-diagram.

I dette setup er der taget udgangspunkt i et køleanlæg med 100 % varmegenvinding. Der er derfor ikke repræsenteret en luftkølet gaskøler, som ellers er normalt for et transkritisk CO₂køleanlæg.

I forbindelse med CO₂køleanlæg til supermarkeder er kølingen hovedformålet og varmegenvinding er ”nice to have”, hvorfor anlægget altid vil være udstyret med en luftkølet gaskøler. For at kunne varmegenvinde skal der suppleres med en varmegenvindingsveksler, hvorfra der kan trækkes energi ud af systemet. Denne installeres mellem kompressor og luftkølet gaskøler, som vist på Figur 49.

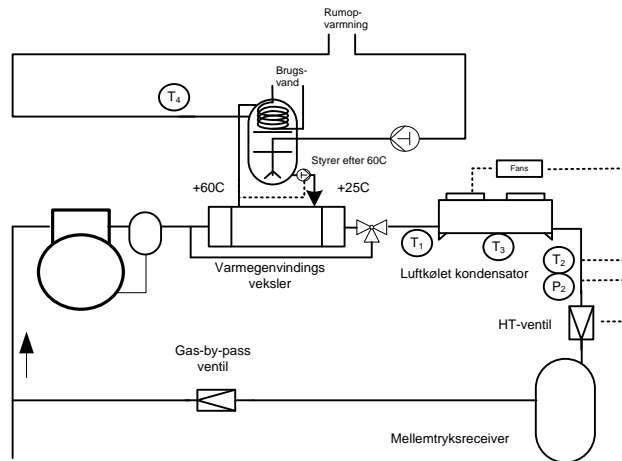
Der monteres en ekstra væskekreds, der varmes op via en varmegenvindingsveksler. Det er derved muligt at trække energi ud til opvarmning af brugsvand og rumopvarmning. Der varmegenvindes fra kølemidlet, såfremt det er muligt at opnå en høj nok fremløbstemperatur på væsken i den eksterne kreds. Der styres her efter en temperatur på f.eks. 60 °C (dette setpunkt kan være dynamisk, hvilket i mange tilfælde vil kunne minimere behovet for støtteopvarmning). Væsken ledes da igennem en varmeveksler til brugsvandopvarmning, og herefter igennem en varmeveksler til rumopvarmning forudsat temperaturen er tilstrækkelig høj. Herfra pumpes væsken igen tilbage til varmegenvindingsvekslen.

Som det også fremgår af tegningen, så er væskekredsen koblet til en kedel, og denne vil blive benyttet i situationer, hvor der ikke kan hentes tilstrækkeligt med energi fra CO₂kredsen. Dette arrangement sikre, at væsken til opvarmning af varmt brugsvand og rumopvarmning altid er 60 °C og altid har tilstrækkelig med kapacitet.



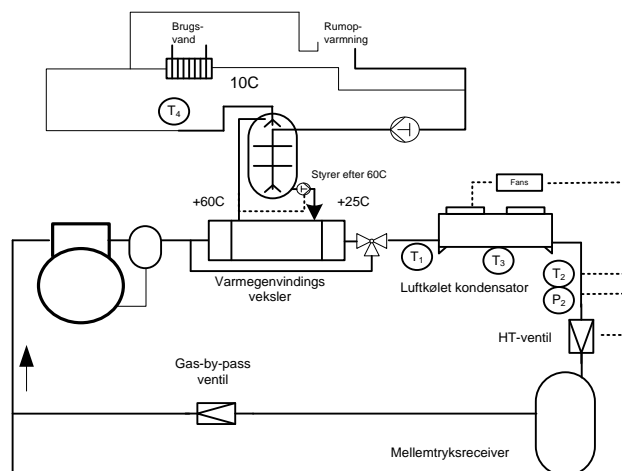
Figur 49: CO₂system med gaskøler og varmegenvinding.

En anden og mere simpel opbygning er vist i Figur 50. Til venstre i figuren ledes det varme vand fra varmegenvindingsvekslen ind i en varmtvandsbeholder og fra denne varmtvandsbeholder tilbage til gaskøleren til varmegenvinding. I denne varmtvandsbeholder er der monteret en spiral til produktion af varmt brugsvand. Vandet i varmtvandsbeholderen kan endvidere ledes fra tanken ud til varmeafgiversystemet i forbindelse med rum opvarmning og retur igen til tanken. Vandkredsen igennem gaskøleren til varmegenvinding supplerer da varmtvandsbeholderen med varme afhængigt af, hvad behovet er, således at fremløbstemperaturen kan fastholdes.



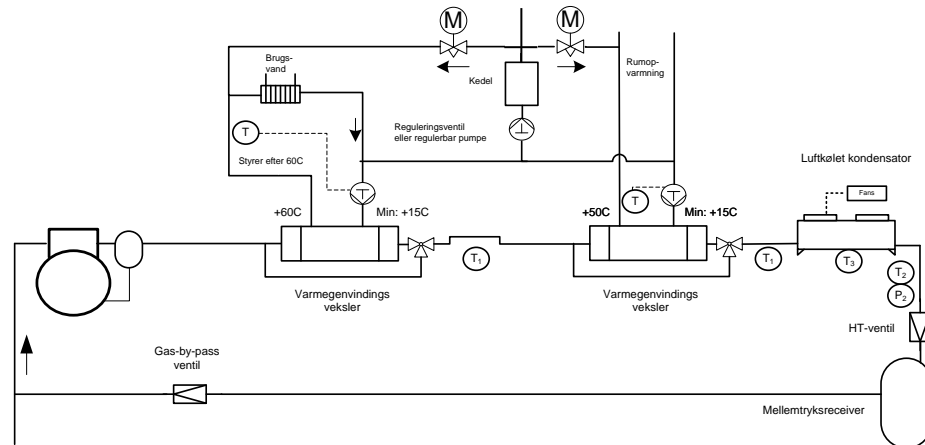
Figur 50: CO₂system med gaskøler og varmegenvinding.

Figur 51 adskiller sig kun ved at opvarmningen af det varme brugsvand sker via en væskekreds koblet sammen med varmtvandsbeholderen, og at der fra denne væskekreds kan bypasses væske til rumopvarmning.



Figur 51: CO₂system med gaskøler og varmegenvinding.

Et mere kompliceret system kunne se ud som Figur 52. Her er der monteret to varmegenvindingsvekslere i serie. Den første føder en brugsvandsvarmeveksler, og den anden leverer varme til rumopvarmning. Disse to kredse kan køre uafhængigt af hinanden, mens returflowet fra de to kredse kan bypasses og i en fælles strøm føres igennem en kedel, hvorved der laves supplerende opvarmning. Dermed kan varmekonsumet dækkes uafhængigt af køleanlæggets driftsforhold. Den opvarmede væskestrøm fra kedlen fordeles imellem de to kredse via to motorventiler.



Figur 52: CO₂system med gaskøler og varmegenvinding.

Det sidste eksempel i Figur 53 er lidt mere sofistikeret. Her tages der udgangspunkt i, hvordan et eksisterende varmesystem kan kobles til et køleanlæg i forbindelse med varmegenvinding. Systemet dækker både brugsvand og opvarmningsbehov.

Standard fremløbstemperatur fra en kedel afhænger af, om den er gas- eller oliefyret. For oliefyrede kedler ligger fremløbstemperaturen typisk på 70 °C, hvor den ligger lidt lavere for gasfyrede, nemlig på 62 °C. Tilsvarende ligger returtemperaturen fra radiatorsystemet på henholdsvis 47 °C og 40 °C.

I forbindelse med brugsvandsopvarmning ligger temperaturen på vandet ind i brugsvandstanken et sted imellem 10 °C og 15 °C, og den ledes frem til tappestedet ved en temperatur på ca. 55 °C.

Normalt (uden varmegenvinding fra et køleanlæg) ledes vandet fra kedlen ind i toppen af brugsvandstanken, hvori det strømmer i modstrøm med brugsvandet. Returvandet fra brugsvandstanken til kedlen blandes med returvandet fra radiatorer, hvorefter det samlet sendes tilbage til kedlen for at blive varmet op.

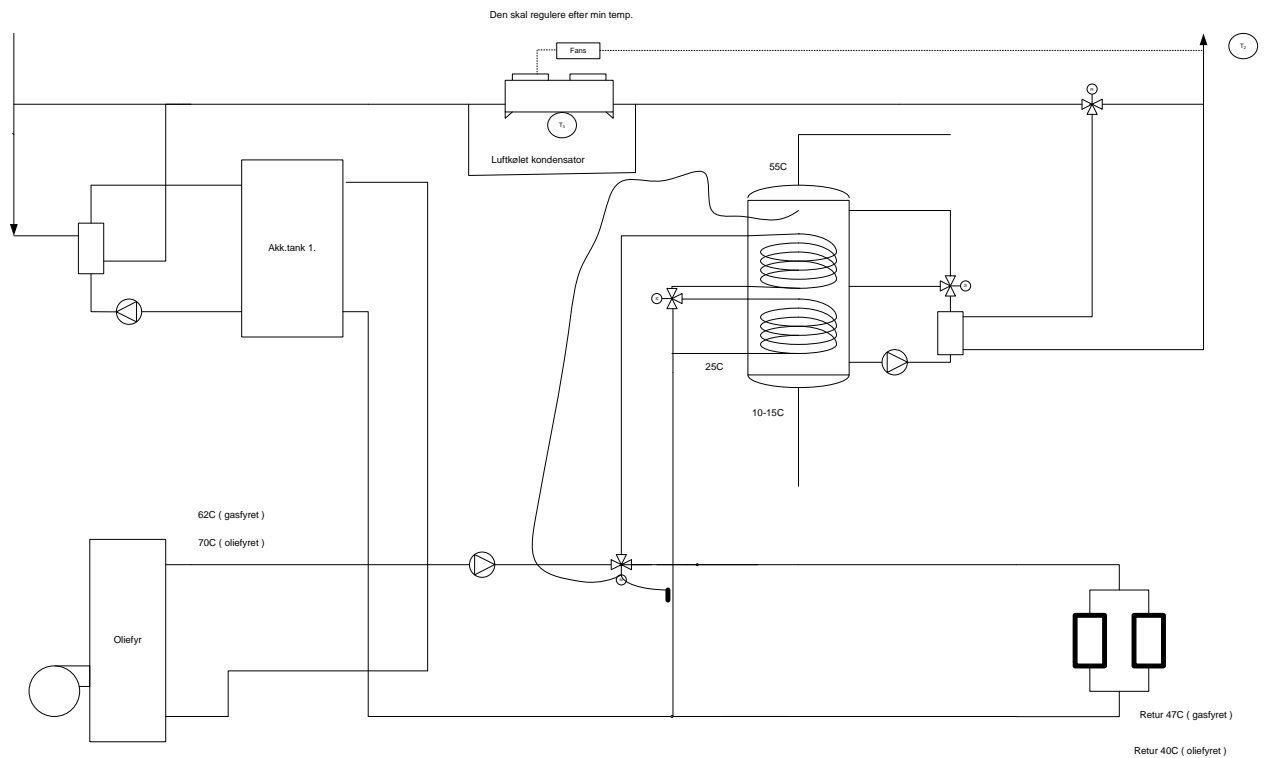
I Figur 53 kobles køleanlægget sammen med varmesystemet, idet det ønskes at maksimere varmegenvindingen. Målet er at sænke temperaturen på kølemidlet ud af gaskøleren så meget som muligt, da dette vil hæve COP for køleanlægget. Hvor meget temperaturen af kølemidlet kan sænkes igennem varmegenvinding afhænger af temperaturniveauet på brugsvandet og på vandet i radiatorsystemet, og hvorledes varmegenvindingssystemet er opbygget.

Temperaturniveauerne og varmegenvindingssystemets opbygning har, som nævnt, konsekvenser for køleanlæggets COP, da den resulterende temperatur af kølemidlet influerer direkte på CO₂trykket. Temperaturerne har ligeledes indflydelse på, hvor meget varme, der kan varmegenvindes, og hvor stor en effekt, der kan trækkes over i henholdsvis radiator- og brugsvandskredsen.

Først udbygges systemet med en akkumuleringskøle, som varmegenvinder med gassen fra kompressoren. De to medier strømmer i modstrøm, og temperaturglidet på CO₂ tilpasses glidet på vandet fra radiatorerne. Afhængigt af kedlens kapacitet og det øjeblikkelige varmebehov, vil kedlen i perioder helt kunne slukkes, da CO₂ anlægget vil kunne klare opgaven alene. Det forudsættes, at der altid forekommer tilstrækkelig med afkøling på vandet igennem radiatorerne.

CO₂strømmen afkøles igennem varmegenvindingsveksleren og ledes videre til den luftkølet gaskøler. I perioder, hvor der ikke er brug for varme til opvarmning af brugsvand, vil gassen alene blive nedkølet via den luftkølet gaskøler. Såfremt der foreligger et varmt brugsvands- eller opvarmningsbehov, vil afkølingen af kølemidlet ske igennem gaskøleren til varmegenvinding.

Det er, som tidligere nævnt, vigtigt i forhold til COP, at CO₂strømmen køles mest muligt. Som det fremgår af figuren, er det væskekredsen, der ledes igennem CO₂ gaskøleren til varmeveksling forbundet med tanken to steder - i midten og i toppen. Tilsvarende er væsken fra kedlen eller fra akkumuleringskølen forbundet til akkumuleringskølen to steder, en tank i toppen og en i bunden. På denne måde optimeres varmeafgivelsen bedst muligt.



Figur 53: CO₂system med gaskøler og varmegenvinding.

Ved udnyttelse af overskudsvarme er det vigtigt, at de som laver automatikken har styr på hele processen, så gaskøleren ikke kommer til at køre som ”radiator”, når varmen kommer fra

offentlig forsyning, og at der først udnyttes overskudsvarme, når temperaturen er tilstrækkelig.

Trevejs-ventil før overskudsveksler skal styres af køleautomatik efter en ønsket temperatur på sekundær afgangstemperatur fra veksleren.

11. Afgifter for komfortvarme i danske supermarkeder

Dette kapitel giver læseren et indblik i de danske afgiftsregler for genvinding af varme til komfort. Afgiftsreglerne er fastsat fra 2010 til 2015. Kapitellet har informativ karakter og der tages forbehold for at afgiftsreglerne kan være ændret. De nye regler indført pr. 1. januar 2013 vedrørende godtgørelse af elafgift til el-varme er indarbejdet.

Afsnittet er baseret på oplysninger indhentet hos SKAT samt forskellige love på området – hovedsageligt elafgiftsloven og punktafgiftsloven. Der er afholdt telefoniske samtaler samt mailkorrespondance med flere medarbejdere fra SKAT. Disse medarbejdere har ikke givet noget bindende svar på spørgsmål tilhørende dette afsnit, men kun givet en uddybende forklaring af regler på området. Ønskes et bindende svar i en given situation, kan man mod betaling få dette af SKAT i specifikke tilfælde. Der gives ikke bindende svar på generelle formuleringer. Afsnittet beskriver udelukkende de basale afgiftsregler, og derfor er der ikke medtaget diverse specialtilfælde. Specialtilfælde kan have en smule anderledes afgiftsregler end beskrevet i dette afsnit, men grundlæggende vil dette afsnit give et sigende billede af afgifternes størrelser i forskellige situationer.

Der kigges udelukkende på momsregistrerede virksomheder, der producerer varme til komfort.

De mest betydningsfulde afgifter på brændsler er en energiafgift samt en energispareafgift (CO₂-afgift). Størrelsen af disse afgifter er fastsat af SKAT. Kapitellet er baseret på afgifterne for 2013, som ses i tabel 2.

Tabel 2 Tabel 2: Oversigt over afgifter for forskellige energivarer i 2013.

Som udgangspunkt betales der både energiafgift og CO₂afgift for den benyttede mængde brændsel, hvad enten der er tale om et naturgasfyr, en varmepumpe, køleanlæg eller andet.

Momsregistrerede virksomheder får dog godtgjort energiafgiften på brændsler anvendt til proces. Det vil sige brændsler, der benyttes til produktion af varme eller kulde.

Fra 1. januar 2010 er godtgørelsen på 100 % af energiafgiften på elektricitet og andet brændsel til proces, ifølge Skat F.6.1.4, blevet nedsat med de nævnte beløb i tabel 3.¹

Tabel 3 Tabel 3: Nedsættelse af godtgørelse af energiafgift for varme til proces.

Da godtgørelsen af afgifterne kun er gældende for proces, betales der fuld afgift for brændsel, der benyttes til komfortformål (rumopvarmning, brugsvand samt køling af lokaler af hensyn til personkomfort).

Det skal her nævnes, at afgifterne egentlig kun vedrører energiforbruget til selve kulde- eller varmeproduktionen. For køle- og varmepumpeanlæg altså kun elforbruget til kompressoren.

¹ <http://www.skat.dk/SKAT.aspx?oid=111116&chk=201186>

Når et køleanlæg kører med uændrede driftskonditioner, vil den varme side af køleanlægget levere ren overskudsenergi. Overskudsenergi, der genvindes til komfort, er ikke afgiftsbelagt, hvis der er betalt fuld afgift på inputtet til køleanlægget. Det vil sige, at der ikke skal betales varmeafgift for overskudsvarme fra komfortkøleanlæg, hvorimod der skal betales varmeafgift for overskudsvarme fra et proceskøleanlæg. Varmeafgiften er af SKAT fastsat til 18,6 øre/kWh varme i 2013². Der er dog kun tale om overskudsvarme, når køleanlægget kører uændret og ”energieffektiv” drift.

Hvis det er nødvendigt at ændre kondenseringstemperaturen i køleanlægget for at genvinde mere varme, vil SKAT betragte køleanlægget som en varmepumpe, uanset om der er tale om et proceskøleanlæg eller et komfortkøleanlæg, og der skal derfor betales fuld afgift for elforbruget (egentligt skulle der kun betales fuld afgift af merforbruget af elektricitet, men ifølge SKAT er det ikke muligt at dokumentere merforbruget præcist, hvorfor der betales fuld afgift for hele elforbruget i alle situationer). For at kompensere for, at der er betalt afgift for elforbruget i en varmepumpe, er det ifølge elafgiftslovens § 11 stk. 9³ kun nødvendigt, at betale varmeafgift af den varmemængde, der overstiger tre gange kompressorens energiforbrug. Denne varmeafgift skal betales uanset om den kolde side af anlægget benyttes til komfort eller proces, da det ikke længere betragtes som et køleanlæg, men derimod en varmepumpe på grund af merforbruget af elektricitet.

Som tidligere nævnt er elforbruget i et komfortkøleanlæg fuld afgiftsbelagt.

Overskudsenergien fra et komfortkøleanlæg er derfor ikke pålagt varmeafgift, hvilket betyder, at hvis overskudsvarmen benyttes som input i en separat varmepumpe som kaskade, vil dette rent afgiftsmæssigt blive ligestillet med eksempelvis jordvarme. I dette tilfælde vil der skulle betales fuld afgift af elforbruget i varmepumpen, men ikke varmeafgift. Hvis en separat varmepumpe monteres på et proceskøleanlæg (som et kaskadesystem), vil der skulle betales fuld afgift af elforbruget i varmepumpen samt varmeafgift på 18,6 øre/kWh varme, der genvindes, som overstiger tre gange elforbruget i varmepumpen. Dette skyldes at overskudsenergien i et proceskøleanlæg er afgiftsbelagt.

Man kan ifølge elafgiftslovens § 11 stk. 9 få godtgjort varmeafgiften ved produktion af rumvarme eller brugsvand i perioden 1. april til 30. september. SKAT oplyser, at hvis overskudsenergi benyttes til anden komfort (eksempelvis varmedrevet aircondition) ydes der ikke godtgørelse af varmeafgiften i sommerperioden.

Hvis varme, som er produceret ud fra overskudsenergi, videresælges, kan varmeafgiften maksimalt udgøre 32,5 % af det samlede vederlag på salget.⁴

Med disse regler som udgangspunkt kan afgifterne for varmepumper i forskellige situationer beskrives.

² Varmeafgiften fra 2010-2015 beskrives og dokumenteres i bilag A

³ <https://www.retsinformation.dk/forms/r0710.aspx?id=17222>

⁴ <http://www.skat.dk/SKAT.aspx?oID=111202>

Som beskrevet, er det rent afgiftsmæssigt nødvendigt at vurdere, hvor energien i en varmepumpe kommer fra. For momsregistrerede virksomheder er det naturligt at skelne mellem to steder, hvorfra energien kan komme:

- overskudsenergi fra proceskøling
- overskudsenergi fra komfortkøling

Yderligere er det, når der er tale om komfortvarme, vigtigt at skelne mellem forskellige måder, hvorpå denne overskudsenergi udnyttes. Her skelnes mellem tre situationer for udnyttelsen af overskudsvarmen:

- Direkte fra et køleanlæg med uændret drift
- Fra et køleanlæg med ændret kondenseringstemperatur
- Via en varmepumpe som kaskade på et køleanlæg med uændret drift.

11.1. Overskudsenergi fra et køleanlæg

Varmegenvindingen fra en køleanlæg (proces eller komfort) kan ske på tre måder, der er beskrevet i det følgende

11.1.1. Overskudsenergi fra et køleanlæg med uændret drift

Hvis overskudsenergi benyttes til komfortvarme betales der varmeafgift på 18,6 øre/kWh (i perioden 1. oktober og 31. marts), såfremt overskudsenergien kommer fra et proceskøleanlæg. Der betales ikke varmeafgift for genvunden varme, hvis der er tale om et uændret komfortkøleanlæg, da der betales fuld afgift for elforbruget i et komfortkøleanlæg.

11.1.2. Overskudsenergi fra et køleanlæg med ændret kondenseringstemperatur

Når kondenseringstemperaturen ændres i et køleanlæg med henblik på at genvinde mere varme, betragter SKAT køleanlægget som en varmepumpe. I princippet skal der kun betales fuld afgift for *merforbruget* af el i et proceskøleanlæg, men da det ifølge SKAT ikke er muligt at dokumentere merforbrugets størrelse, pålægges der fuld afgift for hele elforbruget i både et proceskøleanlæg og et komfortkøleanlæg. Til gengæld skal der kun betales varmeafgift af den genvundne varme, der overstiger tre gang kompressorens energiforbrug.

11.1.3. Varmepumpe som kaskade på et køleanlæg med uændret drift

Der skal betales fuld afgift for den benyttede elektricitet i en varmepumpe, uanset om energien kommer fra et proceskøleanlæg eller et komfortkøleanlæg. Hvis energien i fordampere i varmepumpen kommer fra proces, skal der betales varmeafgift af den genvundne varme, der overstiger tre gange kompressorens energiforbrug. Hvis energien i fordampere i varmepumpen kommer fra et komfortkøleanlæg med uændret drift, er varmepumpen fritaget for varmeafgift, da denne overskudsenergi er afgiftsfritaget.

11.2. Sammenligning af varmegenvinding på proces- og komfort-køleanlæg

I dette afsnit sammenlignes afgifterne for komfortvarme ved at genvinde varme fra henholdsvis proceskøleanlæg og komfortkøleanlæg. Herudover belyses forskellige afgiftssituationer, som i nogle tilfælde sætter varmegenvinding i en økonomisk set svær position.

11.2.1. Varmegenvinding fra proceskøleanlæg

Hvis man antager et supermarked, som skal have kølet madvarer, kan der eksempelvis opstilles et CO₂køleanlæg med en kondenseringstemperatur på 18 °C, hvilket giver en COP på ca. 4,3. Al køling bliver i dette eksempel benyttet til proces, og derved skal der (stort set) ikke betales energiafgift af elektriciteten. Det antages her, at den til rådighed værende overskudsvarme for køleanlægget vil være på 50 kW. Denne overskudsvarme vil miljømæssigt være interessant at udnytte til rumvarme, men hvis dette skal lade sig gøre, er det i mange tilfælde nødvendigt at hæve kondenseringstemperaturen.

For at der kan være tale om overskudsenergi er det et krav, at køleanlægget kun bruger den energi, der er nødvendig for at holde processen kørende. Når kondensatortemperaturen hæves, bruges der mere energi til at fremstille den nødvendige køling, hvilket betyder, at det er nødvendigt at måle kompressorens *merforbrug* for at fastlægge, hvor meget der er ekstra varme, og hvor meget der er overskudsvarme. Dette er ifølge SKAT ikke muligt at gøre i ét anlæg, og derfor er loven sammensat, så der skal svares fuld energiafgift, hvis driftskonditionerne i et eksisterende køleanlæg ændres. Selv om der betales fuld afgift af hele elforbruget, fritages man ikke for at betale varmeafgift for den genvundne varme, der overstiger tre gange kompressorens energiforbrug, til trods for at der i princippet er betalt afgift på lige fod med et komfortkøleanlæg.

For at undgå at betale energiafgift af hele elforbruget til køling af en proces er det, som tidligere beskrevet, muligt at bygge en varmepumpe på køleanlægget som et kaskadesystem. Derved kan man registrere, hvor meget energi der bliver benyttet i varmepumpen til at producere ekstra varme samt mængden af produceret (overskuds-)varme.

Der opstilles nedenstående tre situationer, hvor afgiften pr. genvunden kWh varme beregnes som funktion af, hvor stor en del af den samlede overskudsvarme der bliver genvundet.

Case 1: Varmen genvindes direkte uden at ændre proceskøleanlæggets driftskonditioner. COP er 4,3. Energiafgiften på elektriciteten til kompressoren tilbagebetales derved fortsat 100 % undtagen 6,2 øre i 2013, da systemet stadig betragtes som et proceskøleanlæg.

Da der ikke betales fuld afgift af elektriciteten, skal der betales varmeafgift på 18,6 øre/kWh af den genvundne varme. Denne varmeafgift betales for hver genvunden kWh varme i denne situation (i perioden 1. oktober og 31. marts).

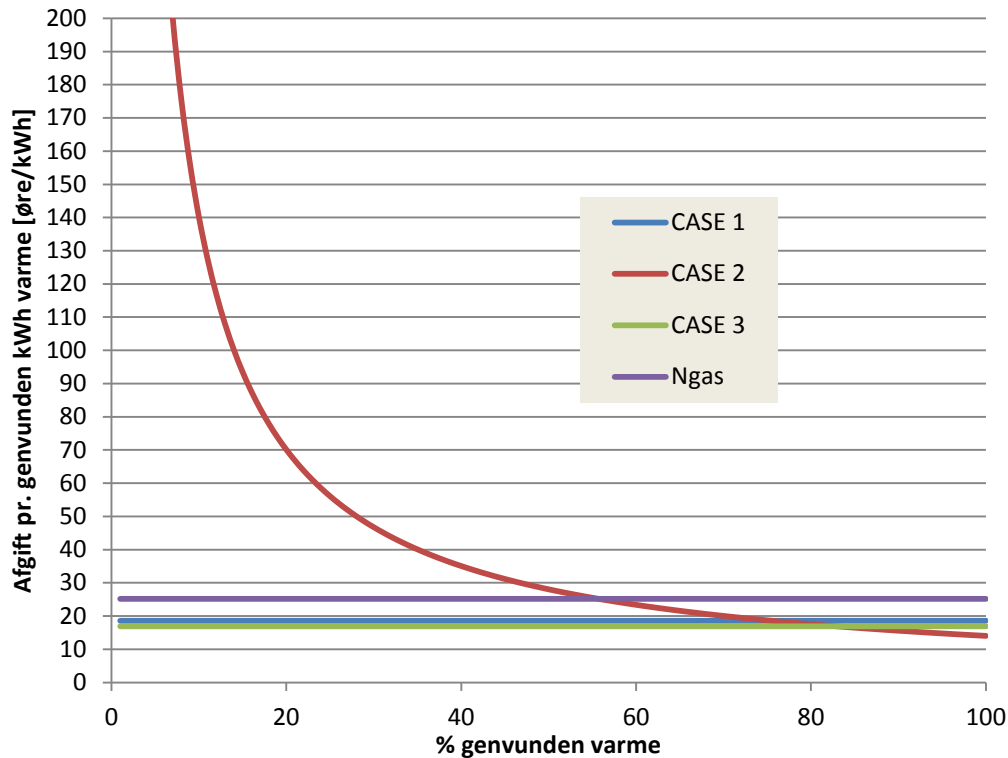
Case 2: Varmen genvindes i denne situation ved at hæve kondenseringstemperaturen på CO₂ køleanlægget til 28 °C. Dette gøres for at hæve den genvundne mængde. SKAT vil dermed betragte proceskøleanlægget som en varmepumpe. COP er faldet til 3,3. Den tilgængelige overskudsenergi vil i dette eksempel være på 55 kW (dvs. et øget el-forbrug i kompressoren på 5 kW, hvis samme køleydelse fastholdes).

Ifølge elafgiftslovens §11 stk. 3 skal der betales fuld afgift for al elektricitet benyttet i en varmepumpe, hvilket vil sige 75,5 øre/kWh i elafgift for hele elforbruget på $(55\text{kW}/3,3)=16,7\text{kW}$. Til gengæld skal der ifølge elafgiftsloven §11 stk. 9 kun betales varmeafgift af den genvundne varme der overstiger tre gange kompressorens elforbrug.

Case 3: En varmepumpe sættes på det eksisterende proceskøleanlæg som et kaskadesystem. Køleanlæggets kondenseringstemperatur fastholdes på 18 °C, og varmepumpen kan have en kondenseringstemperatur på 28 °C med en varme-COP på ca. 9 (varme-COP er varmepumpens COP = COP + 1). Med proceskøleanlægget kørende uændret fra case 1, og alt overskudsenergi fra køleanlægget benyttet i varmepumpen, vil varmepumpen have en varmeydelse på $50/8*9=56,25$ kW.

Køleanlægget vil være uændret, og derved skal der ikke betales yderligere afgift for elektriciteten. Der skal betales fuld afgift af elektriciteten for kompressoren i varmepumpen, og der skal ifølge elafgiftsloven §11 stk. 9 betales varmeafgift på 18,6 øre/kWh af den genvundne varme, der overstiger tre gange kompressorens elforbrug. Det er antaget at varmepumpen kan kapacitetsreguleres med uændret COP, således at varmebehovet.

Hvis disse situationer opstilles skematisk, som funktion af, hvor meget varme der genvindes, kan afgiften pr. genvunden kWh varme beregnes. Som reference benyttes den afgift, som der betales for kulden i det uændrede proceskøleanlæg (case 1). Det vil sige 6,2 øre/kWh el af hele energiforbruget. Afgiften pr. genvunden kWh varme beregnes som den afgift, der betales ud over de 6,2 øre/kWh. Afgifterne for de tre cases ses i Figur 54.



Figur 54: Afgift pr. genvunden kWh varme fra et proceskøleanlæg som funktion af den genvundne varme i % af hvor meget varme der er til rådighed.

Figur 54 viser at, afgiften i forbindelse med varmegenvinding er meget nær det samme for alle tre cases ved 100% udnyttelse af potentialet for genvinding. Det viser sig faktisk at det *rent afgiftsmæssigt* bedst kan betale sig at køre forceret drift (case 2) så længe der genvindes mere end ca. 80% af den til rådighed værende varme. I forhold til afgiften på naturgas kan det *rent afgiftsmæssigt* betale sig ned til ca. 55%. Det skal her erindres, at COPværdierne for både køleanlæg og varmepumpe påvirker kurverne.

11.2.2. Varmegenvinding fra komfortkøleanlæg

I det følgende opstilles de samme situationer som i case 1, 2 og 3, men hvor der er tale om et komfortkøleanlæg i stedet for proceskøleanlæg. I dette tilfælde skal der hele tiden betales fuld afgift for forbruget af el.

Case 4: Varmen genvindes direkte uden at ændre komfortkøleanlæggets driftskonditioner. Der skal stadig betales fuld afgift på energiforbruget i køleanlægget.

Da der betales fuld afgift af elektriciteten til køleanlægget i forvejen, skal der ikke betales varmeafgift af den genvundne varme, idet dette betragtes som ren overskudsenergi, der er betalt afgift af én gang.

Case 5: Varmen genvindes i denne situation ved at hæve kondenseringstemperaturen på CO₂ køleanlægget til 28 °C. Derved betragtes komfortkøleanlægget som en varmepumpe. COP er på grund af det øgede elforbrug faldet til 3,3. Den tilgængelige overskudsenergi vil i dette eksempel være på 55 kW (dvs. et øget el-forbrug i kompressoren på 5 kW, hvis samme køleydelse fastholdes).

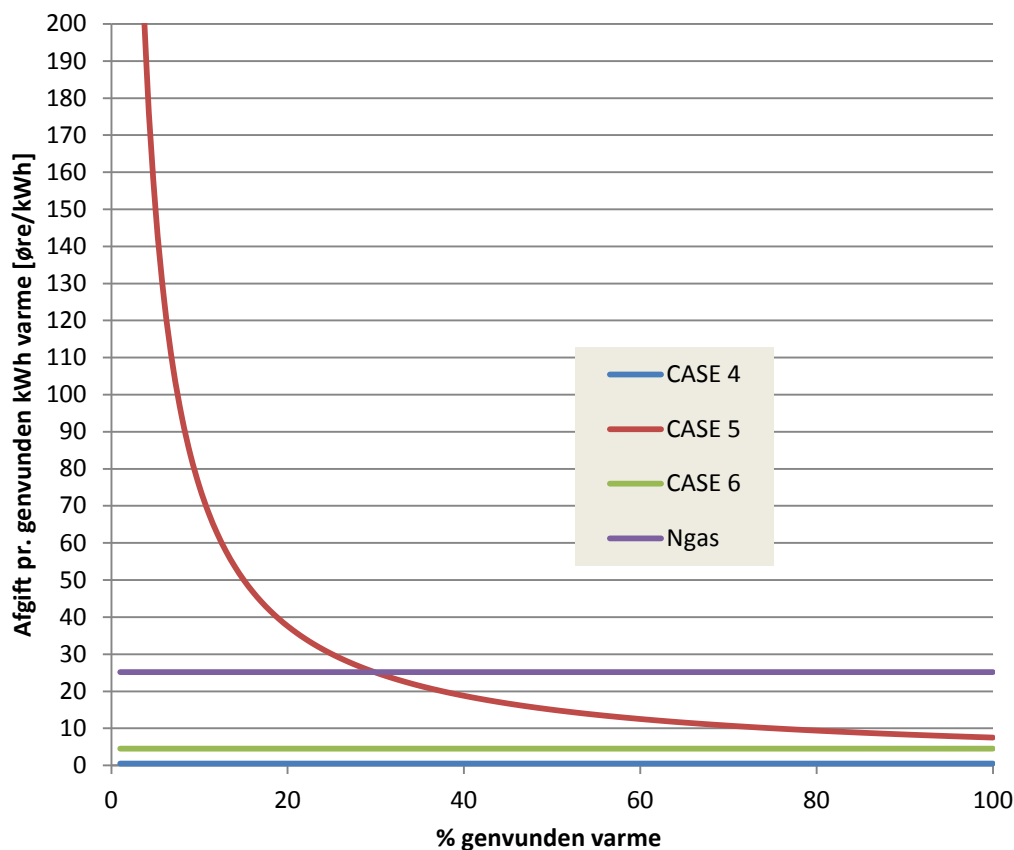
Ifølge elafgiftslovens §11 stk. 3 skal der betales fuld afgift for alt elektricitet benyttet i en varmepumpe, hvilket vil sige 75,5 øre/kWh i elafgift for hele elforbruget på $(55\text{kW}/3,3)=16,7\text{kW}$. Da anlægget nu betragtes som en varmepumpe og ikke et komfortkøleanlæg, skal der ifølge elafgiftsloven §11 stk. 9 betales varmeafgift af den genvundne varme, der overstiger tre gange kompressorens elforbrug. I forhold til uændret drift af komfortkøleanlægget, skal der blot betales fuld afgift af merforbruget af el samt varmeafgift for den genvundne varme, der overstiger tre gange køleanlægskompressorens samlede elforbrug.

Case 6: En varmepumpe påbygges det eksisterende komfortkøleanlæg som et kaskadesystem. Varmepumpen kan derved have en kondenseringstemperatur på 28 °C med en COP på ca. 9. Når komfortkøleanlægget køres uændret fra case 4 (kondenseringstemperatur 18 °C), og alt overskudsenergi fra køleanlægget benyttes i varmepumpen, vil varmepumpen have en varmeydelse på $50/8*9=56,25$ kW.

Da overskudsenergien, som bliver benyttet som input i varmepumpen, kommer fra et komfortkøleanlæg, skal der ikke betales varmeafgift for varmen i varmepumpen.

Det er antaget at varmepumpen kan kapacitetsreguleres med uændret COP, således at varmebehovet.

I Figur 55 ses afgifterne på varme som funktion af, hvor stor en procentdel varme der er genvundet.



Figur 55: Afgift pr. genvunden MWh varme fra et komfortkøleanlæg som funktion af den genvundne varme i % af hvor meget varme der er til rådighed.

I tilfælde at varmen ikke kan genvindes direkte fra køleanlægget (som afgiftsmæssigt er gratis) er case 6 (varmepumpe) den løsning med den laveste afgiftsomkostning. I forhold til naturgas vil forceres drift (case 5) have lavere afgiftsmæssig omkostning, hvis mere end 30% af den til rådighed værende varme genvindes.

11.3. Skift mellem ændret og uændret køleanlæg

Som det fremgår af

Figur 54 og Figur 55 vil det rent afgiftsmæssigt være fordelagtigt at genvinde så meget varme som muligt ved et uændret køleanlæg. Det er derfor tænkeligt, at der kan forekomme situationer, hvor man ønsker at genvinde varme i så store dele af døgnet som muligt uden at ændre energiforbruget i køleanlægget, men man er nødsaget til at genvinde ved en højere temperatur i begrænsede perioder. Principielt vil man derved kun skulle betale afgift svarende til case 1 eller case 4 i de tidsrum, hvor anlægget kører uændret, og afgifter svarende til case 2

og case 5 i de resterende tidsrum. Med passende varmelaget (buffertanke) vil man kunne køre varmegenvindeingen ved 100% kapacitet i størstedelen af driftstiden.

Lovgivningen er åben for denne type afregning, der tidligere er blevet anvendt på reversible varmepumper, der både kunne køre i køle- og varmepumpedrift. Der arbejdes på at undersøge, om denne model kan anvendes på supermarkedsanlæg. Èt af punkterne, der kræver afklaring, er, hvorledes man registrere anlæggets øjeblikkelige driftstilstand (køleanlæg eller varmepumpe).

11.4. Varmegenvinding til varmedrevet airconditioning

Komfortkulde er fra januar 2010 blevet ligestillet med komfortvarme. Dette betyder, at man skal betalt afgift for den varme side af et køleanlæg/varmepumpe, ligegyldigt om man benytter energien til at producere komfortvarme eller komfortkulde. Den eneste forskel på komfortkulde og komfortvarme er, at man får godtgjort varmeafgiften for komfortvarme om sommeren (1. april – 30. september). Det vil sige, at hvis man benytter overskudsenergien til at producere komfortkulde om sommeren får man ikke godtgjort varmeafgiften, da godtgørelsen kun gælder for rumvarme og opvarmning af vand.

Hvis man eksempelvis benytter ren overskudsenergi fra et uændret proceskøleanlæg, og man benytter 50 kWh som input i et varmedrevet airconditionssystem, så skal man hele året betale fuld varmeafgift af inputtet til airconditionssystemet.

Hvis airconditionssystemet (udelukkende) benyttes til at producere køling til procesformål (eksempelvis køling af frugt og grønt lokaler), skal der ikke betales varmeafgift.

Afgifterne for komfortkøling, som er produceret ud fra overskudsvarmen fra et køleanlæg, vil svare til afgifterne i case 1-6.

11.5. Omkostning ved varmegenvinding

Det hævdes ofte at varmegenvinding ikke kan betale sig på grund af afgiftsreglerne. Ovennævnte viser at dette i mange tilfælde ikke er tilfældet. I denne forbindelse skal man også erindre, at den genvundne varme fortrænger varme, der allerede er afgiftsbelagt.

Afgifterne forbundet med varmegenvindingen kan betragtes som prisen for varmen. Dette ses klart i case 1 og 4, hvor den genvundne varme i princippet er gratis at producere.

12. Konklusion

Ved projektets start var transkritisk CO₂ en ny, men lovende teknologi i forhold til transitionen til køleanlæg med naturlige kølemidler i supermarkedbranchen.

Med lovgivningen af 1. januar 2007 om maksimalt 10 kg kølemiddelfyldning med, i realiteten, syntetisk kølemiddel, accelererede denne udvikling, og med indførelsen af transkritisk CO₂, åbnede der sig en mulighed for mere effektiv varmegenvinding til højere temperaturer.

Igennem projektets løbetid er teknologien omkring transkritisk CO₂ modnet som køleteknologi indenfor supermarkeder. Der findes således i dag et komplet komponent sortiment til CO₂ inklusiv dedikerede regulatorer.

Transkritisk CO₂ dækker i dag reelt hele markedet for nyinstallationer i supermarkeder i Danmark, og i udlandet (især England og de nordiske lande) har det også godt fodfæste.

Udviklingen af metoder til varmegenvinding på disse anlæg var ikke i fokus i starten, men ikke mindst dette projekt har støttet udviklingen og demonstrationen, således at det i dag næsten mere er reglen end undtagelsen, at der påbygges udstyr til varmegenvinding på nye installationer. På mange anlæg til især Norge er varmegenvinding på køleanlægget den eneste opvarmingskilde i supermarkeder.

Forskellige anvendelser for den genvundne varme er undersøgt:

- a) Ejektorkøling
- b) Absorptionskøling
- c) Adsorptionskøling
- d) Sorptionsdrevet køling
- e) genvinding til varmt brugsvand og rumvarme

Transkritisk CO₂ er kendetegnet ved en faldende temperatur gennem hele varmeafgivelsen i modsætning til traditionelle køleprocesser, hvor en meget betydelig del af varmeafgivelsen sker ved kondensation ved konstant temperatur. Af denne grund egner genvinding fra transkritisk CO₂processer ikke som varmekilde til processer, hvor varmetilførselen sker ved en relativ konstant temperatur. Dette er tilfældet ved processerne a til c.

Sorptionsdrevet køling (d) kan være en kandidat, og der gennemføres nu et udviklingsforløb for udvikling af et nyt innovativt type sorptionskøling, støttet af PSO EIForsk.

På basis af disse analyser har fokus for dette projekt været varmegenvinding til varmt brugsvand og rumvarme.

Der er udviklet en simuleringsmodel, hvormed der er gennemført analyse af, hvor meget varme, der kan genvindes under forskellige driftsforhold og temperaturkrav for det opvarmede medie. I modsætning til mere almindelig varmevekslingsprocesser, hvor de

laveste (om dermed begrænsende) temperaturdifferenser (pinchpunktet) i varmeveksleren findes i ind- eller udløb, kan pinchpunktet ved transkritisk drift forekomme inde i varmeveksleren. Betydningen af dette kom klart til udtryk gennem simuleringerne, i form af grænser for, hvor stor en andel af der til rådighed værende varme, der kan genvindes til en ønsket temperatur.

Betydningen af afgangstrykket fra CO₂kompressoren (gaskølertryk) i forhold til genvindingsandelen er også belyst. Gaskølertrykket har stor betydning og for et givet temperatursæt for vandet, der varmegenvindes til, kan der fastlægges et optimalt gaskølertryk. I det givne eksempel, hvor vand opvarmes fra 15 til 75 °C, ligger dette tryk ved ca. 95 bar a, hvilket er betydeligt højere end det optimale tryk ved ren køledrift. Der vil altså ofte være tale om et øget el-forbrug, hvis der ønskes maksimal varmegenvinding.

Da der er tale om varmegenvinding på et køleanlæg kan effektiviteten ved varmegenvindingen beregnes på flere måder.

Der er defineret et nyt mål for dette i form af varmegenvindingseffektivitet (E_{HR} , efficiency of Heat Recovery), defineret som forholdet mellem den genvundne varmemængde og *merel*-forbruget til kompressoren. Argumentet for dette er, at el-forbruget til køleprocessen vil være til stede, uafhængigt af varmegenvindingen. E_{HR} kan blive ganske høj og faktisk også negativ. Sidstnævnte er udtryk for det forhold at man i visse tilfælde kan have et mindre el-forbrug ved 100% varmegenvinding, end hvis varmen skulle afgives til omgivelserne.

Med indførelsen af varmegenvinding er grænserne mellem to og i nogle tilfælde tre entrepriser blevet meget mindre skarpe, nemlig:

- Køle-entreprisen
- VVS/ventilations-entreprisen
- Ventilations-entreprisen

Her til skal også regnes de tilhørende entreprisgrænser for styringen.

Disse overlap er en udfordring i forhold til ansvarsfordelingen mellem leverancerne. Dette gælder ikke kun på installationssiden, men i høj grad også indenfor styring og dermed også design.

Dette har afdækket et behov for at udvikle designguides for vandsiden af anlæg med varmegenvinding, både hvad angår styring, men også bufferkapacitet og supplerende varmekilder.

Ligeledes er der identificeret et stort behov for efteruddannelse inden for især VVS, men også inden for ventilationsbranchen, således at der opbygges viden omkring sammenspil og løsninger, når køleanlægget og varmesystemet sammenbygges. Dette har ført til at Teknologisk Institut har udviklet og markedsført kursus ”Varmegenvinding og varmepumper med CO₂”, der tilbyde to gange årligt.

Projektpartneren Advansor har i løbet af projektet udviklet sig til verdens største leverandør af kommercielle CO₂køleanlæg og leverer i dag omkring 250 CO₂køleanlæg og varmepumper om året. Fra at der stort set ikke blev leveret anlæg med varmegenvinding i perioden 2006-2009 er antallet steget kraftigt siden:

- Alle anlæg leveret til Norge, Sverige og Finland har varmegenvinding: Ca. 70 anlæg
- Af ca. 70 anlæg leveret til Danmark havde ca. 50% varmegenvinding og andelen er stigende
- Af ca. 70 anlæg leveret til Storbritannien havde ingen med varmegenvinding. Men interessen begynder at komme
- Af 20 anlæg til Schweiz havde alle varmegenvinding
- Af ca. 20 anlæg leveret til Østeuropa, Benelux, Tyskland havde en mindre del varmegenvinding

Hos COOP leveres i dag alle nye CO₂anlæg med varmegenvindingsveksler. Der bygges ikke varmegenvindingsvekslere ind i eksisterende anlæg, da omkostningen er for høj. COOP forsøger løbende, om der kan udnyttes mere overskudsvarme blandt andet til intern opvarmning af rum, og om det er muligt at afsætte overskudsvarmen om sommeren, for eksempel til fjernvarmeforsyningen.

I løbet af projektet er varmegenvinding løbende blevet indført, så der i dag udnyttes overskudsvarme i 20 Kvickly-, 10 SuperBrugs- og 60 Faktabutikker.

Ca. 15 % af COOPs butikkers totale varmeforbrug dækkes i dag af varmegenvinding.

Forudsat varmegenvindingen etableres på nye anlæg er det tilbagebetalt på under et år.

13. Bibliografi

- Gerber, R, Frigo consulting ag. (2011). *ATOMsphere Europe 2011*. Hentet fra www.atmo.org:
http://www.atmo.org/presentations/files/87_Frigo-consulting-Waste-heat-recovery-of-a-transcritical-CO2-system-with-adsorbition-technology.pdf
- Lund, T. (2007). *Designmanual for CO2-systemer*. Hentet fra www.hfc-fri.dk:
<http://www.hfc-fri.dk/20222>
- Reulens, W. (. (2009). *Natural Refrigerant CO2*. Hentet fra www.adam-europe.eu:
<http://www.adam-europe.eu/prj/5164/prj/NARECO2%20handboek.pdf>