

Miljøprojekt Nr. 586 2001

CO2 som kølemiddel i varmepumper

Teknologisk Institut, Vesttherm, A/S Vestfrost Group og
Lodam Elektronik A/S

Miljøstyrelsen vil, når lejligheden gives, offentliggøre rapporter og indlæg vedrørende forsknings- og udviklingsprojekter inden for miljøsektoren, finansieret af Miljøstyrelsens undersøgelsesbevilling.

Det skal bemærkes, at en sådan offentliggørelse ikke nødvendigvis betyder, at det pågældende indlæg giver udtryk for Miljøstyrelsens synspunkter.

Offentliggørelsen betyder imidlertid, at Miljøstyrelsen finder, at indholdet udgør et væsentligt indlæg i debatten omkring den danske miljøpolitik.

Indhold

FORORD	5
SAMMENFATNING OG KONKLUSIONER	7
1 INDLEDNING	11
2 PROJEKTINDHOLD	14
3 PROJEKTETS GENNEMFØRELSE	15
3.1 KRAVSPECIFIKATIONER	15
3.1.1 <i>Generelle krav</i>	15
3.1.2 <i>Myndighedskrav</i>	16
3.1.3 <i>CO₂ som kølemiddel</i>	17
3.1.4 <i>Kredsprocessen med CO₂</i>	17
3.1.5 <i>Kølesystemet</i>	20
3.2 KOMPONENTER	22
3.2.1 <i>Kompressorer</i>	22
3.2.2 <i>Ventil</i>	25
3.2.3 <i>Varmevekslere</i>	25
3.2.4 <i>Beholdere til brugsvand</i>	26
3.2.5 <i>Rørsystemet</i>	27
3.3 STYRINGSSTRATEGI	28
3.4 BEREGNINGER PÅ ANLÆG INDEHOLDENDE CO ₂	32
3.4.1 <i>Simuleringsprogrammets opbygning</i>	32
3.4.2 <i>Programmets interface</i>	33
3.4.3 <i>Beskrivelse af delmodellerne</i>	34
3.4.4 <i>Resultater af beregninger</i>	36
4 LITTERATURLISTE	38
5 ENGLISH SUMMARY	40

Bilag A: Oplæg til konstruktionsløsninger – Brugsvands varmepumper

Bilag B: Væsentlige krav efter DS 439.3

Bilag C: Overordnede krav til brugsvands varmepumpe

Forord

Nærværende rapport beskriver gennemførelsen af projektet "CO₂ som kølemiddel i varmepumper".

Projektets overordnede mål er at bidrage til udbredelse af renere produkter til køleområdet (hvorunder hører varmepumpebranchen) ved anvendelse af køleanlæg med naturlige kølemidler, hvor der hidtil har været anvendt HFC- og HCFC-stoffer (med ozonlagnedbrydnings- og drivhuseffekt).

Projektet indeholder to hovedfaser, hvoraf den første omhandler et indledende studie af CO₂ som kølemiddel i varmepumper. Det er denne hovedfase, der beskrives i nærværende rapport. Den efterfølgende hovedfase vil indeholde en egentlig dimensionering af prototype, samt opbygning og test af denne.

Projektet er økonomisk støttet af Miljøstyrelsen, Kontoret for renere produkter.

Projektets organisation består af følgende:

Vesttherm (A/S Vestfrost group)
Høgevej 9
6705 Esbjerg Ø

Kristian Maegaard
Erik Fjord
Kenneth Tønder

Lodam Elektronik A/S
Grundtvigs Allé 163
6400 Sønderborg

Jens Andersen
Henning H. Kristensen

Teknologisk Institut, Energi (projektleder)
Køle- og Varmepumpeteknik
Gregersensvej
2630 Tåstrup

Claus S. Poulsen
Kim G. Christensen
Svend V. Pedersen
Niels Marqvorsen

Miljøstyrelsens Kemikaliekontor (følgegruppe)
Strandgade 29
1401 København K

Frank Jensen

Der skal fra projektlederens side rettes en tak til projektgruppen, samt naturligvis til Miljøstyrelsen.

Claus S. Poulsen
Civilingeniør/Projektleder
Teknologisk Institut

Sammenfatning og konklusioner

Der er i nærværende rapport beskrevet mulighederne for anvendelse af CO₂ som kølemiddel i brugsvands varmepumper. Projektets mål har bl.a. været, at opstille en status for udviklingen af komponenter til CO₂, samt beskrive de specielle driftsforhold, der er til stede, når dette kølemiddel anvendes.

I Danmark er der installeret 15-20.000 brugsvands varmepumper. De seneste års udvikling i den danske energisektor har bevirket, at antallet af solgte brugsvands varmepumper er stagneret og ligger på ca. 600 stk. pr. år. En meget stor del af de dansk fremstillede brugsvands varmepumper eksporteres til lande inden for EU. Den samlede produktion i Danmark af brugsvands varmepumper udgør i dag ca. 3.000 stk. Det forventes, at antallet af dansk producerede brugsvands varmepumper når ca. 5.000 stk. om året i 2002.

Det i nærværende rapport beskrevne projekt er inddelt i to hovedfaser, hvoraf den første hovedfase er beskrevet i rapporten. Denne hovedfase er inddelt i fire underfaser, hvori de vigtigste elementer, såsom undersøgelse af komponenter og styringsstrategi, er gennemført.

Projektet er indledt med en beskrivelse af de krav, der er til anlæg indeholdende CO₂ og en beskrivelse af de generelle krav til brugsvands varmepumper. Et af de forhold, der er vigtigst at være opmærksom på, ved anvendelse af CO₂ som kølemiddel, er systemtrykket. F.eks. vil man i fordampere nå tryk på op mod 70 bar.

Til undersøgelse af gevinsten ved anvendelse af CO₂ som kølemiddel frem for R134a, er der i projektet blevet udarbejdet et statisk simuleringsprogram. Med dette program er det umiddelbart muligt at foretage en sammenligning af energieffektiviteten for en varmepumpe med henholdsvis CO₂ og R134a. Disse sammenligninger viser utvetydigt, at CO₂ er et godt alternativ til HFC'erne i varmepumper og specielt i brugsvands varmepumper, hvor det store temperaturglid i gaskøleren kan udnyttes. Eksempelvis er der for en udeluftstemperatur på 2°C og en fremløbstemperatur på vandet fra varmepumpen på 65°C for CO₂ beregnet en forbedring i kølesystemets virkningsgrad (COP) på ca. 48% sammenlignet med R134a.

For varmepumper, der alene anvendes til rumopvarmning er gevinsten en del mindre, men også her betragtes CO₂ som et interessant alternativ til HFC-kølemidlerne. Beregningerne viser, at ved udeluftstemperatur på 2°C og en fremløbstemperatur på vandet fra varmepumpen på 35°C fås for CO₂ et fald i kølesystemets virkningsgrad (COP) på ca. 12% sammenlignet med R134a. Beregnes tilsvarende for en udeluftstemperatur på 2°C og en fremløbstemperatur på vandet fra varmepumpen på 55°C fås for CO₂ et forbedring i kølesystemets virkningsgrad (COP) på ca. 27% sammenlignet med R134a. Netop sidstnævnte driftstilstand er interessant ved rumopvarmning, da mange driftstimer i fyringssæsonen er ved disse forhold.

Der er i undersøgelsen af egnede komponenter til CO₂ fokuseret en del på en netop afholdt konference om naturlige kølemidler (4th IIR-Gustav Lorentzen Conference on Natural Working Fluids i Purdue University, Indiana, USA – juli 2000). På denne konference blev der præsenteret en række af de projekter, der i øjeblikket kører internationalt. Hovedvægten af denne undersøgelse har været lagt på status for kompressorer til CO₂. Undersøgelsen viser, at der inden for specielt mobil aircondition og små aircondition- og varmepumpeanlæg findes en række kompressorer, der er anvendelige. For de større anlægs vedkommende findes der i dag ligeledes en række anvendelige kompressorer. Fælles for alle kompressorerne er dog, at disse stadig er på prototype stadiet og kun enkelte kompressorer, alle til underkritisk drift, er kommercialiseret.

Som for kompressorerne, gælder det for ventiler (højtryks- og ekspansionsventiler) til CO₂, at disse stadig er på prototype stadiet. Varmevekslere (fordamper og gaskøler/kondensator) til CO₂ er mulige at fremskaffe på markedet eller alternativt fremstille selv. Udbuddet er dog relativt begrænset, men der kan som gaskøler til brugsvands varmepumper benyttes koaksial vekslere, og som fordamper kan der anvendes traditionelle komponenter (finder monteret på rør).

De øvrige komponenter til brugsvands varmepumper indeholdende CO₂ er ligeledes berørt i rapporten. Bl.a. er der undersøgt en række varmtvandsbeholdere, og der er beskrevet, hvorledes disse bør være udformet, for at udnytte CO₂'s egenskaber optimalt.

Da CO₂'s egenskaber gør det muligt at regulere anlægget på en noget anderledes måde end traditionelle kølesystemer, er der i afsnittet om styringsstrategi beskrevet, hvorledes det er muligt at styre trykket og temperaturen i gaskøleren uafhængigt. Denne mulighed kan anvendes, hvis der ønskes en vidtspændende kapacitetsregulering af anlægget (under betingelse af, at der er transkritisk fluid i gaskøleren). Dermed er det muligt at undgå de traditionelt anvendte metoder til kapacitetsregulering, såsom hotgas eller bypass. Der vil dog stadig med fordel kunne anvendes en kapacitetsregulering vha. regulering af kompressorens omdrejningstal (frekvensregulering/behovsstyring).

Til beskrivelse af mulige systemopbygninger for en brugsvands varmepumpe, der indeholder CO₂, er der gennemgået en række koncepter. Disse koncepter er alle mulige, og udvælgelsen af den korrekte er overladt til læseren, da denne afhænger af flere forhold, bl.a. produktionsmetoder, leverandørforbindelser samt hvorvidt der ønskes flere anvendelsesmuligheder indbygget i anlægget.

På baggrund af den gennemførte analyse konkluderes der følgende:

CO₂ er et interessant alternativ til HFC-kølemidlerne, specielt i brugsvands varmepumper. Dog er der pt ikke noget større udvalg af komponenter, der er kommercielt tilgængelige på markedet til dette kølemiddel, således at fabrikanten kan gennemføre en traditionel produktudvikling. Det forventes, at der inden for meget kort tid (2-5 år) vil kunne ses en kraftig stigning i udvalget af kompressorer og ventiler til CO₂. Indtil da vil meget af udviklingsarbejdet inden for dette område være koncentreret på universiteter og institutter, men allerede nu anbefales det køle- og varmepumpebranchen at igangsætte en egentlig produktudvikling af anlæg til CO₂. Med de informationer, der er givet i nærværende rapport, vil det være muligt at

kontakte leverandører af komponenter til CO₂ med henblik på et egentligt samarbejde. Og det vurderes at netop sådanne kontakter vil forcere udviklingen af komponenter til CO₂. Dette begrundes med, at fabrikanterne normalt ikke vil udvikle og markedsføre komponenter, inden der er en efterspørgsel fra kunderne. Og netop her spiller branchen en vigtig rolle.

1 Indledning

I forbindelse med Miljøstyrelsens plan for udfasning af kraftige drivhusgasser, herunder HFC-kølemidlerne, søger køle- og varmepumpebranchen i øjeblikket alternativer til de kølemidler, man i dag anvender. Et af de kølemidler der i fremtiden forventes at kunne erstatte HFC'erne er CO₂ (R744). CO₂ har dog helt anderledes egenskaber, end de kølemidler man i dag anvender, bl.a. opererer anlæg med CO₂ ved et højere tryk, og typisk er processen transkritisk, hvilket betyder, at trykket på højtrykssiden er højere end det kritiske tryk for det pågældende kølemiddel. Desuden har CO₂ et betydeligt mindre specifikt volumen, hvilket medfører at de komponenter, der skal anvendes i anlæggene fylder væsentligt mindre.

At CO₂ ikke tidligere har været anvendt i videre udstrækning som kølemiddel, skyldes primært det høje tryk og dermed krav til de komponenter, der indgår i systemerne. Ved anvendelse af CO₂ som kølemiddel vil tryk over 100 bar forekomme, og dette har tidligere begrænset udbredelsen, bl.a. fordi der i kølesystemer typisk anvendes kobberør. Det høje tryk er dog ikke længere nogen hindring for anvendelse af CO₂, da komponentfabrikanterne (kompressorer, varmevekslere, ventiler og rør) med nutidens fremstillingsprocesser kan designe og producere deres komponenter, således at de kan godkendes til dette trykniveau.

Desuden har komponentfabrikanterne tidligere anset varmepumperne for en niche, og derfor har de ikke udviklet komponenter til CO₂, der netop i varmepumper er et fremragende kølemiddel. I dag ses en helt anderledes indsats omkring varmepumperne, og derfor synes mulighederne for implementering af CO₂ som kølemiddel aldrig at have været bedre.

Et af de områder, hvor det er oplagt at anvende CO₂ som kølemiddel er i brugsvandsvarmepumper. Her er det nemlig muligt at udnytte det temperaturglid, der kan opnås i gaskøleren. Herved kan der, afhængig af driftskonditionerne, opnås virkningsgrader for varmepumpen med CO₂, der er væsentlig bedre end for traditionelle varmepumper.

I Danmark er der installeret i underkanten af 20.000 brugsvandsvarmepumper, der samlet har et estimeret energiforbrug på ca. 35.000 MWh. Potentialet ved implementering af CO₂ som kølemiddel er en besparelse på ca. 8.000 MWh på årsbasis, hvilket svarer til en reduktion i CO₂ - udslippet på ca. 6.300 tons pr. år. Denne reduktion er beregnet ved en forbedring i varmepumpernes effektivitet på 30% og vil alene være relateret til energiforbruget. Således er besparelsen, der vedrører reduktionen som følge af kølemiddeludslip fra anlæggene, ikke medregnet.

De seneste års udvikling i den danske energisektor har bevirket at antallet af solgte brugsvandsvarmepumper er stagneret og ligger på ca. 600 stk. pr. år. En meget stor del af de dansk fremstillede brugsvandsvarmepumper eksporteres til lande inden for EU. Den samlede produktion i Danmark af brugsvandsvarmepumper udgør i dag ca. 3.000 stk. I de kommende år forventes der en kraftig stigning både i eksporten og i antallet af brugsvandsvarmepumper installeret i Danmark. Det forventes, at antallet af

dansk producerede brugsvandsvarmepumper når ca. 5.000 stk. om året i 2002. Dette begrundes i den stadig stigende interesse for energieffektivitet i sommerhusområder og i beboelser placeret i områder uden kollektiv varmforsyning, samt en kraftig stigning i antallet af varmepumpeinstallationer i andre lande i EU (eks. Østrig, Sverige og Holland).

Anvendelsen af CO₂ som kølemiddel begrænser sig ikke alene til brugsvandsvarmepumper. Også i andre typer varmepumpeinstallationer er kølemidlet interessant på længere sigt. Dog er gevinsten i denne type anlæg ikke på højde med gevinsten i brugsvandsvarmepumper. Dette skyldes, at der i princippet er en højere gevinst, jo højere temperaturniveau varmebæreren har.

I anlæg, der alene anvendes til køleformål, vil CO₂ ligeledes kunne anvendes som kølemiddel. Netop på dette område ses i dag en stor interesse for alternative kølemidler. Dette skyldes bl.a. Miljøstyrelsens udspil omkring udfasning af HFC'erne. HFC-kølemidlerne har gennem de seneste år været den foretrukne kølemiddeltipe i køleanlæg. Andre alternativer til HFC'erne vil blive problematiske at implementere i køleanlæg. Her tænkes specielt på kulbrinterne, som har termodynamiske egenskaber, som gør dem meget anvendelige i en række anlægstyper. Problemet består i, at kulbrinterne ved de rette betingelser er brandbare, og der skal derfor træffes særlige sikkerhedsforanstaltninger ved anvendelse af disse kølemidler.

I anlæg, hvor der anvendes direkte ekspansion på kølestedet, vil det være endog meget problematisk at anvende kulbrinter, og derfor er det specielt disse anlæg, der i fremtiden vil have glæde af at kunne anvende CO₂. Der vil nemlig ikke være nogen sikkerhedsmæssige vanskeligheder ved at anvende CO₂, da dette kølemiddel hverken har toksiske egenskaber eller er brandfarligt.

Det skal her understreges, at det langt fra er i alle anlægstyper, at CO₂ kan anvendes, hvis der ønskes højere energieffektivitet. I nærværende rapport fokuseres der på anvendelse af CO₂ som kølemiddel i varmepumper, men forhold omkring komponenter, der ligeledes kan anvendes til køleformål er berørt i rapporten. Der bør dog ved hver enkelt applikation gennemføres en beregning af systemets effektivitet ved skift til CO₂.

2 Projektindhold

Det samlede projekt er opdelt i to hovedfaser, hvoraf den første er rapporteret i nærværende rapport.

Første hovedfase "Indledende studie af CO₂ som kølemiddel i varmepumper" indeholder følgende delelementer:

- 1.1) Opstilling af kravspecifikationer
- 1.2) Undersøgelse af komponenter
- 1.3) Undersøgelse af styringsstrategi
- 1.4) Rapportering og videnformidling

Projektfasen, der omhandler rapportering og videnformidling er ikke beskrevet i nærværende rapport, da denne fase først vil blive gennemført i foråret 2001, altså efter rapportering af første hovedfase.

3 Projektets gennemførelse

3.1 Kravspecifikationer

I det følgende beskrives de kravspecifikationer, der har ligget til grund for undersøgelse/udvælgelse af de enkelte komponenter. Kravspecifikationen er opdelt på de enkelte hovedområder, der menes at have størst betydning, når anvendelse af CO₂ som kølemiddel kommer på tale.

Der kan opstilles følgende overordnede krav til en brugsvandsvarmepumpe, der indeholder CO₂:

- Ingen væsentlig meromkostning ved anvendelse af CO₂ sammenlignet med HFC.
- Overordnede dimensioner på færdig unit skal være uændrede.
- Effektivitet (energi) skal mindst være på højde med den, der kan opnås ved anvendelse af HFC.
- Komfortniveau skal være uændret i forhold til eksisterende anlæg (samme ydelse, betjening etc.).

Disse krav menes alle at kunne opfyldes, såfremt der tages højde for nogle vigtige forhold. Disse forhold forsøges beskrevet i følgende afsnit.

I bilag C ses en nærmere beskrivelse af de opstillede kravspecifikationer.

3.1.1 Generelle krav

Ved produktion af varmt brugsvand findes der to generelle metoder til at udføre denne opgave:

- Løbende opvarmning af det kolde brugsvand til den ønskede temperatur (gennemstrømnings vandvarmeren)
- Opvarmning af brugsvandet efter det er lagret i en beholder

Ses på den førstnævnte metode er varmepumpens effekt altså tilstrækkelig til at opvarme det kolde brugsvand i ønsket mængde til den ønskede temperatur. Herved kan der i princippet spares udgifterne til en beholder, men det kræver en meget stor effekt (>30kW), hvilket ikke er at foretrække set ud fra et teknisk og økonomisk synspunkt. Den sidstnævnte metode er den, der normalt anvendes i brugsvandsvarmepumper og også den metode, der vil blive behandlet i nærværende rapport.

Der findes i dag en række danske og europæiske normer, der beskriver produktion af varmt brugsvand. Disse er naturligvis nødvendige at kende til, inden der tages hul på det egentlige udviklingsarbejde. I bilag B findes en nærmere beskrivelse af disse krav, men her skal fremhæves et par enkelte væsentlige punkter ifølge DS 439.3:

- Anlæg til produktion af varmt brugsvand skal, under hensyntagen til varmtvandsstedernes antal og brug kunne yde en tilstrækkelig vandmængde og vandstrøm med en temperatur, der passer til formålet.
- Af hensyn til risikoen for bakterievækst bør vandet i vandvarmere periodisk kunne opvarme vandet til mindst 60 °C.

Netop det sidstnævnte forhold er yderst interessant set i lyset af CO₂'s egenskaber. Ved høje fremløbstemperaturer vil anlæg indeholdende HFC-kølemiddel få et betragteligt fald i effektiviteten. Dette fald i effektiviteten er ikke nær så udpræget, når der anvendes CO₂. Dette forhold har også en anden umiddelbar fordel:

Der har den seneste tid været en del presseomtale af den frygtede legionella bakterie, som kan resultere i en, for udsatte personer, dødelig infektion. Ved anvendelse af CO₂ som kølemiddel vil det være muligt at tilintetgøre denne bakterie på en energieffektiv måde. Som det ses i afsnittet "Resultater af beregninger", kan man for CO₂ forvente en forbedring af varmepumpens effektivitet på 48-54% ved fremløbstemperaturer på 65°C, sammenlignet med R134a. Og netop de 65°C skulle være tilstrækkeligt til at fjerne risikoen for legionella.

3.1.2 Myndighedskrav

Der findes en række yderligere krav til apparater af denne type, som skal overholdes. I det følgende gennemgås en række af de myndighedskrav, der er gældende på området.

Da produktet skal kunne CE mærkes, skal det opfylde kravene hørende under Maskindirektivet, Trykbeholderdirektivet og Lavspændingsdirektivet.

Maskindirektivet er indført i dansk lovgivning ved AT bekendtgørelse nr. 561 af 24. juni 1994: Bekendtgørelse om indretning af tekniske hjælpemidler (Maskindirektivet).

Denne er ændret ved AT bekendtgørelse nr. 669 af 7. august 1995 og nr. 831 af 27. november 1998.

I Maskindirektivet er de overordnede krav til sikkerhed beskrevet samt dokumentationsgrundlaget for CE-mærkning. Konstruktionens udførelse er beskrevet i trykbeholderdirektivet samt Lavspændingsdirektivet.

Trykbeholderdirektivet er implementeret i dansk lovgivning ved bekendtgørelse nr. 743 af 23. september 1999, Bekendtgørelse om indretning af trykbærende udstyr.

I Trykbeholderdirektivet er kravene til konstruktion og fremstilling af det trykbærende anlæg beskrevet. Konstruktionen skal opfylde "De væsentlige sikkerhedskrav" i dette direktiv. For at kunne CE mærke produktet skal kontrol, kvalitets- og dokumentationskrav beskrevet i dette direktiv opfyldes.

Lavspændingsdirektivet er dansk lovgivning og beskrevet i AT-Bekendtgørelse nr. 797 af 30. august 1994: Bekendtgørelse om ikrafttræden af EF-direktiv om tilnærmelse af medlemsstaternes lovgivning om elektrisk materiel bestemt til anvendelse inden for visse spændingsgrænser, som ændret ved EF-direktiv om

ændring af bl.a. EF-direktiv om elektrisk materiel bestemt til anvendelse inden for visse spændingsgrænser.

Varmepumper skal opfylde følgende standarder indenfor det køletekniske område.

DS/EN 378-del 1 til 4 :2000:

Kølesystemer og varmepumper - Sikkerheds- og miljøkrav.

DS/EN 60335-2-40: 1998 :

Sikkerhed af elektriske apparater til husholdningsbrug o.l. Del 2: Særlige bestemmelser for elektriske varmepumper, luftkonditioneringsapparater og luftaffugtere.

3.1.3 CO₂ som kølemiddel

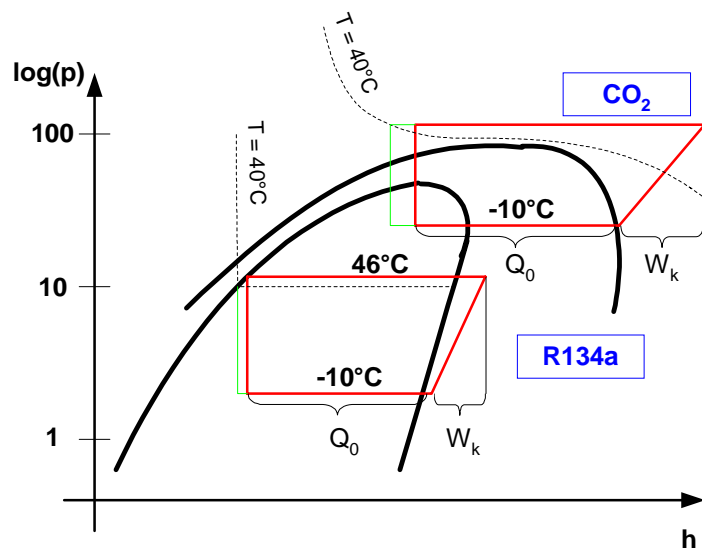
CO₂ er et gammelt kølemiddel, der har været anvendt siden ca. år 1900. Kølemidlet blev i 30'erne og 40'erne udkonkurreret af CFC'erne, der fungerede mere effektivt og ved meget lavere tryk.

CO₂ har følgende egenskaber som kølemiddel:

- ikke brandfarlig
- ugiftig, men begynder at påvirke åndedræt ved konc. over 5000 ppm (vol)
- tungere end luft
- høje tryk i anlægget
- høj volumetrisk kuldeydelse
- lave tryktab og god varmeovergang
- høj isentropisk virkningsgrad for kompressor pga. lille trykforhold
- høj COP for varmepumpedrift ved udnyttelse af temperaturlid
- blandbar med esterolier ligesom HFC-kølemidlerne
- acceptable trykgastemperaturer
- tørrefilter, skueglas og afspærringsventiler identiske med udstyr, der anvendes til HFC-kølemidlerne
- kompatibel med de fleste metaller og elastomerer

3.1.4 Kredsprocessen med CO₂

Anvendes CO₂ som kølemiddel i køleanlæg eller varmepumper, vil processen være væsentlig forskellig afhængigt af temperaturen på kondensatorsiden. Ved lav temperatur af det medie, der skal køle kondensatoren, vil processen forløbe som for andre kølemidler (Carnot-proces). Imidlertid vil processen ved højere temperaturer forløbe lidt anderledes, da CO₂ ikke kan kondensere ved temperaturer over 31°C. Dette betyder ikke, at processen ikke kan levere køling eller varme, men blot at systemet skal designes efter den anderledes kredsproces (Lorentz-proces). Kondensatoren anvendes nu ikke længere til at kondensere kølemidlet, men til at køle den transkritiske fluid – og benævnes derfor ofte som "gaskøleren".

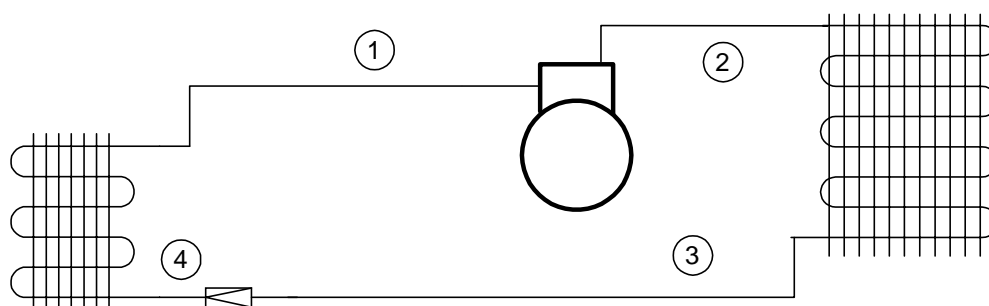


Figur 1: Kredsprocesser for R134a og CO₂

På figur 1 ses den transkritiske kredsproces sammenlignet med den konventionelle kredsproces med R134a indtegnet i et log(p), h-diagram (tryk-enthalpi diagram).

På figuren er indtegnet de to isothermer (40°C) for hhv. R134a og CO₂. Begge processer arbejder ved en fordampertemperatur på -10°C og op mod en udetemperatur/ eller vandtempearur på ca. 40°C.

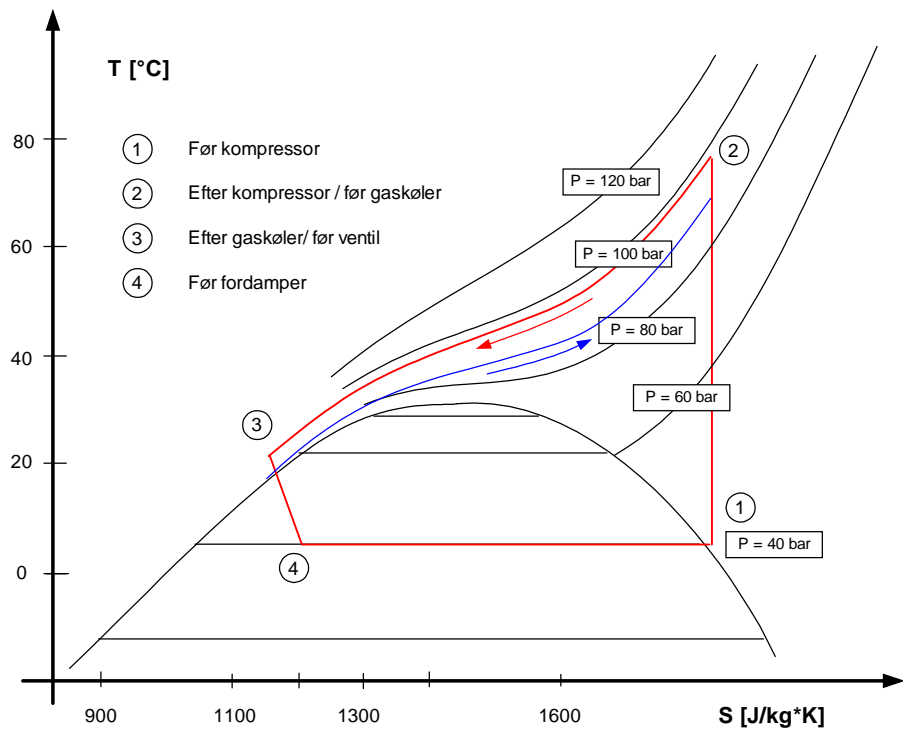
Som det ses, arbejder kredsprocessen med CO₂ ved langt højere tryk end R134a. Dette betyder, at rørsystemer, beholdere og komponenter skal designes til dette. Endvidere ses, at ekspansionsventilen har transkritisk fluid på tilgangen mod normalt væske (R134a). Dette betyder, at væskedannelsen for den transkritiske proces sker i ventilen under ekspansionen gennem dysen, hvilket normalt ikke er noget problem. Skematisk ser rørdiagrammet for en varmepumpeproces (eller køleproces) med CO₂ ud som traditionelt.



Figur 2: Simpel t varmepumpesystem

Anlægget er opbygget med en kompressor, fordamper, kondensator (gaskøler) og en ventil. Anlægget indeholder således de samme komponenter som traditionelle systemer, hvor man dog er nødt til at modificere anlægget på visse punkter for at få det til at fungere i praksis (herom senere).

For at analysere processen for varmepumpen bedre tegnes processen i et temperatur/ entropi-diagram (T,S-diagram).



Figur 3: Simplet CO₂-proces tegnes i T-S – diagram, hvor T_e=5°C

I diagrammet er kompressionen tegnet isentropisk (ideel) og drøvlingen gennem ekspansionsventilen er isenthalpisk. Endvidere er tryktab i rørstrækninger og varmevekslere ikke medregnet.

Processen tegnet i figur 3 viser, hvorledes varmepumpen forventes at køre. Fordampertemperaturen vil ligge omkring 5°C (-10 – 15°C), mens gastemperaturen (CO₂) ud af gaskøleren vil ligge omkring 20°C (15-30°C). Afhængigt af hvilket tryk, der vælges i gaskøleren, kan kompressorens afgangstemperatur varieres (50-120°C). Højtrykket styres vha. ekspansionsventilen, hvilket netop er muligt, da der ved overkritisk drift ikke er afhængighed mellem tryk og temperatur i gaskøleren. Disse tilstande kan således styres uafhængigt.

Processen fra punkt 2 til 3 sker i gaskøleren, hvor brugsvandet opvarmes. Som det ses, svarer temperaturglidet på kølemiddelsiden til temperaturglidet på vandsiden, hvilket netop kan udnyttes i en modstrømsvarmeveksler i en varmepumpe. Det er således muligt f.eks. at opvarme vandet fra ca. 10°C til 65°C ved en meget høj COP relativt til et R134a-system, hvor man skulle holde en kondenseringstemperatur oppe omkring 70°C. En så høj kondenseringstemperatur ville for et R134a anlæg medføre et markant fald i COP'en og det ville i praksis heller ikke være muligt.

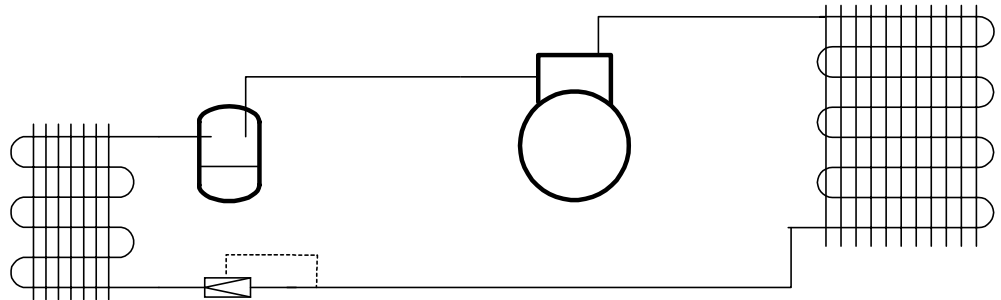
3.1.5 Kølesystemet

Ved dimensionering af kølesystemer med CO₂ er der en række vigtige forhold, man skal være opmærksom på. De væsentligste problemstillinger ved dimensionering af transkritiske CO₂-systemer er følgende:

- problematisk olieretur med forskellig opløselighed mellem CO₂ og olie
- risiko for væskeslag ved overløb fra beholdere
- store variationer i kølemiddelfyldning
- fyldningens placering i anlægget
- for høj trykgastemperatur
- systemet skal både kunne håndtere over- og underkritisk drift

Med baggrund i disse erfaringer er et antal systemkoncepter blevet vurderet, hvor de mest interessante er simple systemer, hvor beholdere, der er til gene for olieretur, er undgået.

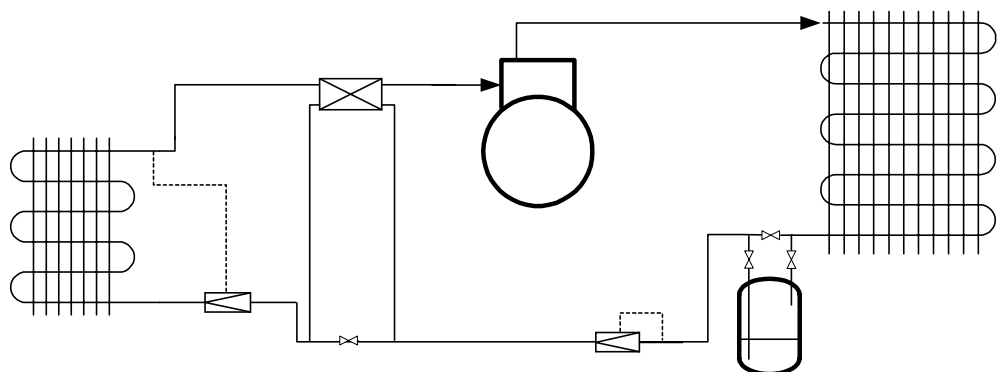
Det mest simple system, der kan opbygges er et system med lavtryksreceiver og én ekspansionsventil.



Figur 4: Simplet CO₂-system med lavtryksreceiver

Som udgangspunkt er dette system meget attraktivt, da det er simpelt, og kun indeholder én ventil. Kompressoren er samtidig sikret mod væskeslag pga. lavtryksreceiverens placering. Ventilen regulerer efter et ønsket højt tryk foran ventilen, således at kapacitet og COP kan kontrolleres.

Imidlertid viser der sig praktiske problemer med at returnere olien fra lavtryksreceiveren til kompressoren. Dette betyder, at receiveren skal placeres anderledes, f.eks. som traditionelt på højtrykssiden. Endvidere viser det sig, at en intern varmeveksler er interessant i forbindelse med optimering af kapacitet og COP.



Figur 5: Sempel CO₂-system med højtryksreceiver

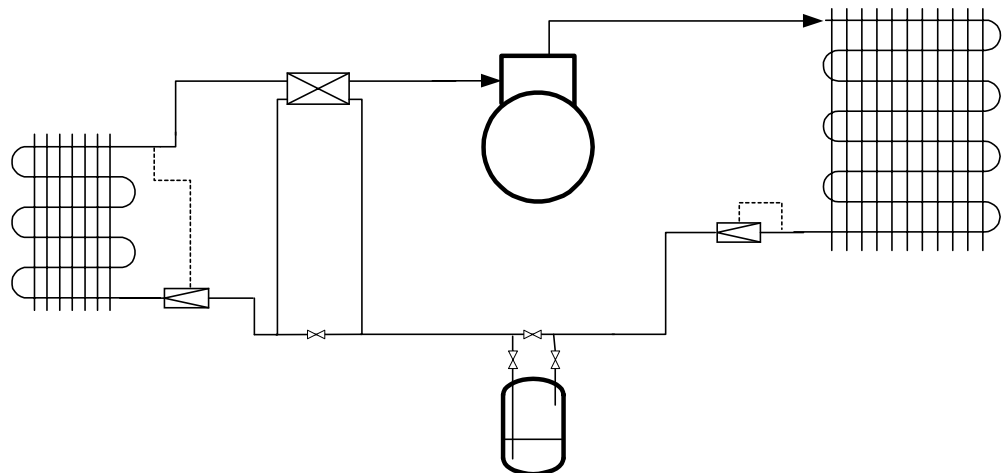
Systemet på figur 5 indeholder to ventiler, da en traditionel termostatisk ekspansionsventil nu skal sikre overhedning efter fordamperen, således at der undgås væskeslag i kompressoren. Ved underkritisk drift, hvor anlægget arbejder som en konventionel varmepumpe, er højtryksventilen (ventilen efter kondensatoren/ gaskøleren) fuldt åben og receiveren og det resterende anlæg fungerer på traditionel vis. Arbejder anlægget overkritisk, hvilket vil være det typiske som varmepumpe, vil højtryksventilen sikre en drøvling af den transkritiske fluid fra det høje tryk til et tryk i to-fase området. Imidlertid vurderes det dog, at der kan opstå "kommunikationsproblemer" mellem drøvleventilen (højtryk) og ekspansionsventilen. Der kan opstå kølemiddelmangel til ekspansionsventilen, hvis drøvleventilen lukker og termoventilen åbner. De to ventilers ydelse vil sikkert ikke være identiske. Endvidere vil det ikke være muligt at undgå flashgas i væskeledningen før ekspansionsventilen.

Et andet problem med systemet skitseret på figur 5 er, at placeringen af receiveren på højtrykssiden vil forstærke kølemiddel-svingningerne i anlægget. Ved overkritisk drift (100 bar/ 35°C) vil der stå en stor kølemiddelmængde på højtrykssiden som overkritisk fluid. Ved skift til lavere temperaturer, hvor anlægget kører underkritisk skal en stor mængde af fyldningen overgå på væskeform og opbevares. Dette kræver en meget stor receiver for ikke at "stukke" væske op i receiveren.

Med baggrund i ovenstående er systemet vist på figur 6 valgt som udgangspunkt. Konceptet vurderes at indeholde nogle fordele fremfor de øvrige.

1. receiveren sidder placeret ved mellemtryk
2. receiveren mellem de to ventiler giver den frihedsgrad der gør det muligt at regulere de to ventiler uafhængigt

Receiveren kan på trods af ovenstående kommentarer muligvis udelades, men dette skal undersøges ved forsøg.



Figur 6: Sempel CO₂-system med mellemtryksreceiver (endeligt system)

3.2 Komponenter

I det følgende beskrives de komponenter, der anses for anvendelige i øjeblikket i varmepumper indeholdende CO₂. Der vil desuden mere generelt blive berørt komponenter, der er anvendelige i anlæg, der anvendes til køleformål.

Der lægges i beskrivelsen vægt på en række internationale projekter omhandlende CO₂. Disse projekter blev præsenteret på en konference om naturlige kølemidler (4th IIR-Gustav Lorentzen Conference on Natural Working Fluids i Purdue University, Indiana, USA – juli 2000). Endvidere foregår der i øjeblikket et internationalt samarbejde under IEA, Annex 27, hvor der arbejdes med systemer og komponenter til CO₂.

F&U aktiviteterne omkring kompressorer til transkritiske CO₂-systemer foregår primært i Japan, USA og Europa. Under IEA (Det Internationale Energi Agentur) forløber i øjeblikket et samarbejde omkring anvendelsen af CO₂ i transkritiske systemer.

For at hæve systemets energieffektivitet er det vigtigt at optimere systemet og dets komponenter. Mht. til hovedkomponenterne i CO₂ systemer, er kompressoren den vigtigste komponent, og adskillige kompressortyper er i øjeblikket ved at blive testet til forskellige anvendelser. Status på systemevalueringen vedrørende driftssikkerhed og fremstillingsomkostninger er, på nær nogle få producenter, stort set på begyndelsesstadiet.

3.2.1 Kompressorer

Der arbejdes i øjeblikket meget med udviklingen af kompressorer til CO₂, blandt andet til større køleanlæg, men det går især stærkt indenfor aircondition til biler, samt til små airconditionanlæg og varmepumpeanlæg.

De hidtidige F&U aktiviteter kan henføres til følgende anvendelser, systemer og kompressortyper:

Anvendelse: Mobile airconditionanlæg
Brugsvandsopvarmning
Aircondition i boliger og erhvervsvirksomheder

System: Direkte ekspansionssystem
Indirekte ekspansionssystem
Isakkumuleringsanlæg

Kompressor: Åben kompressor
Semihæretisk kompressor
Hæretisk kompressor

3.2.1.1 Mobil aircondition

HFC-134a bliver i øjeblikket brugt til mobile airconditionanlæg overalt i verden. Det er velkendt, at CO₂ som kølemiddel har 7 gange højere kompressorafgangstryk sammenlignet med HFC-134a systemer og kræver et modstandsdygtigt design.

Mht. CO₂ som kølemiddel er det største problem, der skal løses, den teoretiske energieffektivitet, som tilsyneladende er dårligere end den for HFC-134a. Det er nødvendigt at løse problemerne vedrørende effektivitet, kvalitet, ustabilitet og omkostninger for at kunne blive et potentielt alternativ til erstatning for HFC-134a i airconditionanlæg. Systemet bag mobile airconditionanlæg er typisk et direkte ekspansionssystem. Og kompressoren bag mobile airconditionanlæg er en åben kompressor.

For de mobile airconditionanlæg er flere fabrikanter på banen. DENSO (tabel 1), ZEXEL (tabel 1) og Mitsubishi Heavy Industries (tabel 1) er i gang med at udvikle mobile airconditionanlæg, der bruger CO₂ som kølemiddel. Bock har udviklet en åben stempel kompressor til AC-anlæg i busser. Kompressorerne er alle åbne typer, da de bliver trukket direkte af bilens motor.

Mærke	Type	Kommentar
Denso Corporation	Åben	ca. 5-10 kW ved 0°C
Zexel Valeo Climate Control	Åben stempel	ca. 5-10 kW ved 0°C
Mitsubishi Heavy Industries	Åben scroll	ca. 5-10 kW ved 0°C
Bock	Åben stempel	ca. 10-20 kW ved 0°C

Tabel 1: Kompressorer til mobile airconditionanlæg

3.2.1.2 Små varmepumper og airconditionanlæg

CFC-12, HCFC-22 og HFC-134a er næsten altid blevet anvendt i brugsvandsvarmepumper. Mht. brugsvandsvarmepumper er CO₂ som kølemiddel lovende pga. den transkritiske CO₂-proces. Det største problem, der skal løses, er at udvikle hermetiske kompressorer til CO₂, som opererer under højt tryk, sammenlignet med trykkene for R22 og R134a. Systemet bag brugsvandsvarmepumper er typisk et direkte ekspansionssystem.

Til varmepumper har SANYO udviklet en hermetisk roterende kompressor med CO₂ som kølemiddel og er i gang med at udvikle en brugsvandsvarmepumpe, der bruger CO₂ som kølemiddel. SANYO's kompressor har en kuldeydelse på minimum 750 W og kompressoren kan omdrejningsreguleres i området 20 til 120 Hz, hvilket betyder, at ydelsen kan tilpasses til det aktuelle behov. Den isentropiske virkningsgrad for denne kompressor ligger over 70% og dette må siges at være på niveau med de hermetiske kompressorer, som er tilgængelige på markedet, og som leveres til traditionelle kølemidler. Ved test af denne kompressor i forbindelse med en varmepumpe ved en lufttemperaturen til fordampere på 7°C og med fremløbstemperaturer varierende fra 60°C til 90°C, er der opnået effektfaktorer for denne varmepumpe fra 2,8 til 3,8. Sammenlignet med traditionelle varmepumper er disse høje værdier for disse driftsforhold.

Central Research Institute of Electric Power Industry (CRIEPI) i Japan har udført de grundlæggende undersøgelser til at evaluere anvendelsen af CO₂ som kølemiddel. TEPCO, DENSO og CRIEPI er i gang med at udvikle en brugsvandsvarmepumpe, som bruger CO₂ som kølemiddel.

Endvidere arbejder DAIKIN og Matsushita (Panasonic) med en hermetisk to-trins scroll kompressor primært til små AC-units.

Dorin i Italien har i en årrække arbejdet med større semihermetiske kompressor, men vil i 2001 udvikle 2 nye mindre kompressor-serier af hermetiske typer.

Mærke	Type	Kommentar
SANYO Electric	Hermetisk (rolling piston)	ca. 1-10 kW ved 0°C
Dainkin Industries	Hermetisk scroll	ca. 2-10 kW ved 0°C
Matsushita	Hermetisk scroll	ca. 2-10 kW ved 0°C
Dorin	Hermetisk stempel	ca. 1-10 kW ved 0°C

Tabel 2: Kompressorer til varmepumper og airconditionanlæg

3.2.1.3 Store systemer

Til større anlæg er det primært R410A, R407c og R404A, der anvendes til varmepumper og køleanlæg.

MAYEKAWA (MYCOM) har udviklet et airconditionanlæg til CO₂. Kompressoren er en skruekompressor, der er designet til 100 bar. Anlæggene er store, med kuldeydelse over 100 kW.

Bitzer arbejder også med kompressorer (både skrue og stempel) til CO₂, men primært ved lavtemperatur, hvor trykkene ikke overstiger ca. 40 bar. På laboratorieniveau arbejder Bitzer med en stempel kompressor til transkritiske processer.

Dorin har gennem de seneste 3 år leveret semihermetiske kompressorer primært til forsøg ved universiteter og institutter. Kompressorerne er efterhånden gennemprøvet og vil i den nære fremtid kunne leveres på almindelige kommercielle vilkår. Kompressorernes ydelse ligger fra ca. 4-30 kW.

Endvidere kan York i Danmark levere 40 bars kompressorer fra ydelser omkring 100 kW.

3.2.1.4 Sammenfatning af status for kompressorer

Til brugsvands varmepumper vurderes det, at kompressorer fra SANYO eller Dorin vil være de mest attraktive, da disse kompressorer er velafprøvede og tæt på kommercialisering.

På Teknologisk Institut er der blandet andet kørt langvarige test med kompressorer fra Dorin.

3.2.2 Ventil

Højtryksventilen og ekspansionsventilens funktion er at opretholde den korrekte trykdifferens mellem fordampningstrykket og kondenseringstrykket. Dette er af meget stor vigtighed da valget af kondenseringstryk har direkte indflydelse på varmepumpens effektivitet.

Som ekspansionsventil benyttes der i dag både elektronisk styrede og selvvirkende (termostatisk) ventiler. Opgaven for denne ventil er primært at opretholde en overhedningen af gassen ved afgang fra fordamperen. Flere forskellige leverandører kan levere disse ventiler.

Højtryksventilen vil være en elektronisk styret ventil, hvor den optimale styringsfunktionen er programmeret ind i en regulator. Ventilen vil være en proportionalventil enten med motor eller kontinuert magnet som aktuator. Status for ventiler til CO₂ er, at de stadig er på prototypestadiet, men der forventes inden for nærmeste fremtid én måske to modeller på markedet.

3.2.3 Varmevekslere

Under IEA's Heat Pump Program's Annex 27, "Selected Issues on CO₂ as Working Fluid in Compression Systems" kører der en række projekter som omhandler emnet varmeveksling jf. Artikel 1.

Normalt benyttes kobberør eller aluminiumsrør dækket med finner som varmevekslere ved veksling med luft. På grund af det højere driftstryk, kræver varmevekslerne til CO₂, at der benyttes mindre rørdiameter og tykkere rørvægge. Derfor eksperimenterer man i øjeblikket med de såkaldte microkanalvarmevekslere med specielt designede tilslutninger, som kan modstå det høje tryk, men der findes intet kommercielt tilgængeligt materiale på nuværende tidspunkt, som kan benyttes til opstilling af beregningsmodeller. I øjeblikket udføres tests med runde rør samt ovale rør og korrelationer til udregning af varmetransmissionen er udviklet jf. Artikel 3; artikel 4. Derfor er der i øjeblikket en del erfaring, som kan bruges ved udviklingen af forskellige varmeveksler løsninger.

Generelt kan det siges at varmeovergangstallene med CO₂ for hhv. fordampning/ kondensering eller gaskøling ligger ca. 50% højere end for HFC-kølemidlerne.

3.2.3.1 Kondensator

Kondensatoren, som ønskes benyttet til brugsvandsvarmepumper skal udføre en varmeveksling mod vand. Traditionelt ville man benytte en koaksial- eller en pladevarmeveksler til dette formål, men da kondensatoren ved brugen af CO₂ skal operere transkritisk, er det på nuværende tidspunkt kun muligt at fremskaffe koaksialvekslere, som er egnede.

Af mulige leverandører kan nævnes ECO eller Hydroaluminium.

3.2.3.2 Fordamper

Fordamperen skal udføre en varmeveksling mod luften. Det ville være meget oplagt at benytte en fordamper opbygget af microkanaler med tynde aluminiumsstrimler påklippet som finner. Men da der endnu ikke er tilgængeligt materiale på dette område, og denne type veksler stadig kun forefindes til laboratorietests, vil det foreløbig ikke være muligt at benytte denne nye type veksler kommercielt. Derfor kan fordamperen opbygges som en traditionel fordamper med rør påmonteret finner, dog skal rørtykkelsen ændres således at fordamperen kan klare det høje tryk som er krævet for CO₂. Trykket i fordamperen kan komme op på mindst 70 bar.

Af mulige leverandører kan nævnes ECO (se tabel 3).

Mærke	Type	Kommentar
ECO (Italiensk)	Fincoil kobber/aluminium	ca. 1-30 kW
Onda (Italiensk)	Koaksialveksler	ca. 1-30 kW
Zexel Valeo Climate Control (Fransk)	Microchannel	ca. 1-15 kW
Modine (USA)	Microchannel	ca. 1-15 kW
Hydro Aluminium	Profiler til veksler Microchannel/ovale/runde tubes	Opbygning sker på egen hånd

Tabel 3: Varmeveksler – typer og fabrikanter

3.2.4 Beholdere til brugsvand

Ved udvælgelse af varmtvands beholder til varmepumper, der indeholder CO₂ skal der først træffes beslutning om, hvorvidt der ønskes direkte eller indirekte varmeveksling i beholderen. Ved direkte varmeveksling forstås, at kølemidlet cirkulerer i enten rør eller kappe i eller uden på beholderen. Ved indirekte forstås, at varmevekslingen mellem kølemiddel og varmt vand er forbundet via en mellemkreds (typisk indeholdende vand).

Mange af de på markedet forekomne varmepumper er udstyret med beholdere, hvor der på ydersiden er monteret en række rør, som indeholder kølemiddel (kølesystemets kondensator). Herved fjernes risikoen for at kølemidlet kan trænge ind i brugsvandet.

Ved anvendelse af CO₂ vil en indirekte varmeoverføring mellem kølesystem og brugsvand være at fortrække, da der ikke umiddelbart findes beholdere på markedet, der kan tilgodese de krav til tryk, der er gældende med dette kølemiddel. Desuden vil den indirekte varmeoverføring nedsætte fyldningen (mængden af kølemiddel), men til gengæld resultere i en dårligere nyttevirkning, da enhver varmeveksling indebærer et tab.

Der findes i dag et utal af beholdertyper på markedet. Prøvestationen for Solvarmeanlæg udgiver en oversigt over de beholdere, der i Danmark er godkendt til solvarmeanlæg. Denne oversigt kan findes på følgende web-adresse: <http://www.solenergi.dk/center/oversigt/index.htm>.

Netop beholdere til solvarme er interessante i denne forbindelse. Dette skyldes, at der i solvarmeanlæg ønskes en så stor temperaturforskelle mellem frem og retur som muligt. Netop det samme er tilfældet med varmepumper, der indeholder CO₂. Derfor er der inden for solvarmebeholdere rig mulighed

for at finde en type, der passer til netop det anlæg, man ønsker at producere (passer med hensyn til ydelse, størrelse etc.).

En anden lignende mulighed er fjernvarmebeholdere, der ligesom solvarmebeholdere mere og mere går efter den store temperaturforskel mellem frem og retur. Dette skyldes at fjernvarmeværkerne er interesseret i en så lav returtemperatur som muligt, for at sikre en høj nyttevirkning på deres værker.

Mere generelt kan det forgående beskrives ved at beholderen skal have en god lagdeling (stratificering).

3.2.5 Rørsystemet

I dag anvendes primært kobberør i diverse installationer til køleanlæg/ varmpumper. Kobberør vil også være velegnede til CO₂. De høje tryk med CO₂ kan dog være et problem for kobber.

Ved dimensionering af rørsystemet skal man være opmærksom på grænserne for volumener og indvendig rørdiameter, som er fastsat i trykbeholder bekendtgørelsen og de beskrevne P x V grænser, skal overholdes. Dette er beskrevet i Arbejdstilsynets bekendtgørelse nr. 743.







Benyttes kobber SF-Cu F20 DIN 1767, fremkommer følgende resultater:

Standard dimension	Udvendig diameter [mm]	Godstykkelse Minimum [mm]	Tilladt designtryk ¹ [bar]
1/8"	6,30	0,56	71,4
1/4"	9,47	0,66	55,2
3/8"	12,62	0,79	49,1
1/2"	15,80	0,91	45,4
1"	28,50	1,17	31,7

Tabel 3: Designtryk for kobberør (¹ Beregningsgrundlag: ANSI B 16.22 – 1989)

De fleste CO₂ anlæg til transkritiske varmpumper vil have designtryk på ca. 140 bar, hvilket gør det vanskeligt at anvende almindelige kobberør med standard godstykkelser. Endvidere kan der ved tilstedeværelse af vand i anlægget dannes kulsyre (CO₂ + H₂O → H₂CO₃ (kulsyre)). Kulsyre er en svag syre, der kan være korroderende over for kobber. Imidlertid har det desværre ikke været muligt hverken at af- eller bekræfte ovenstående. Samtidig kan det nævnes, at der ikke må være vand i køleanlægget, og hvis det endelig findes pga. diffusion, vil det kun være i meget små mængder og sandsynligvis være optaget i esterolien, som er meget hygroskopisk eller være optaget i tørrefilteret.

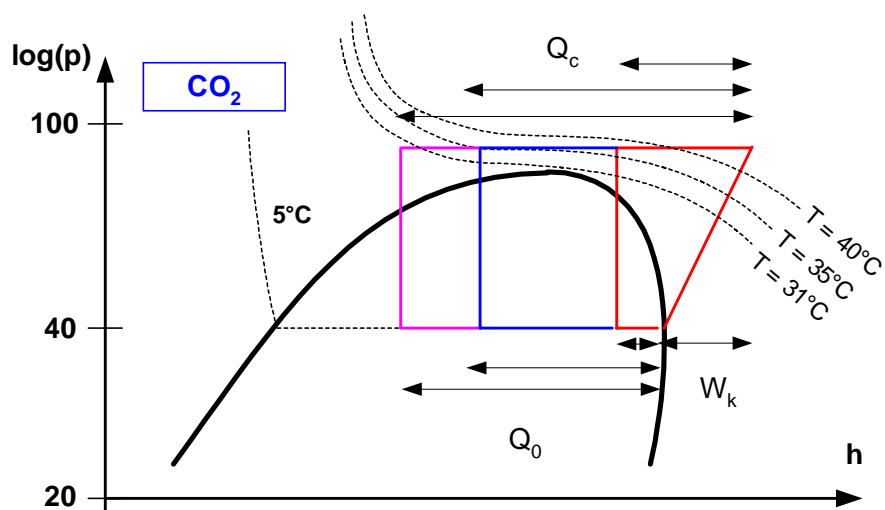
I figur 7 er vist dimensioner for hhv. sugerør og væskerør for køleanlæg. Ydelsen (kulde) er 3 kW, tryktab i suge- / væskerør er sat til hhv. 1 og 0,5K, længde af suge- og væskerør er 20 m.

	R404A/Propan	Ammoniak	CO ₂
<u>Sugerør (5°C)</u>	 12 mm	 8 mm	 7 mm
<u>Væskerør (+30°C)</u>	 6 mm	 4 mm	 5 mm

Figur 7: Rørdimensioner for væske- og sugerør

3.3 Styringsstrategi

Ved overkritisk drift findes der ikke i kondensatoren sammenhæng (afhængighed) mellem tryk og temperatur. Dette betyder, at systemet nu er blevet tilføjet endnu en frihedsgrad, således at det er muligt at styre trykket og temperaturen i gaskøleren uafhængigt.



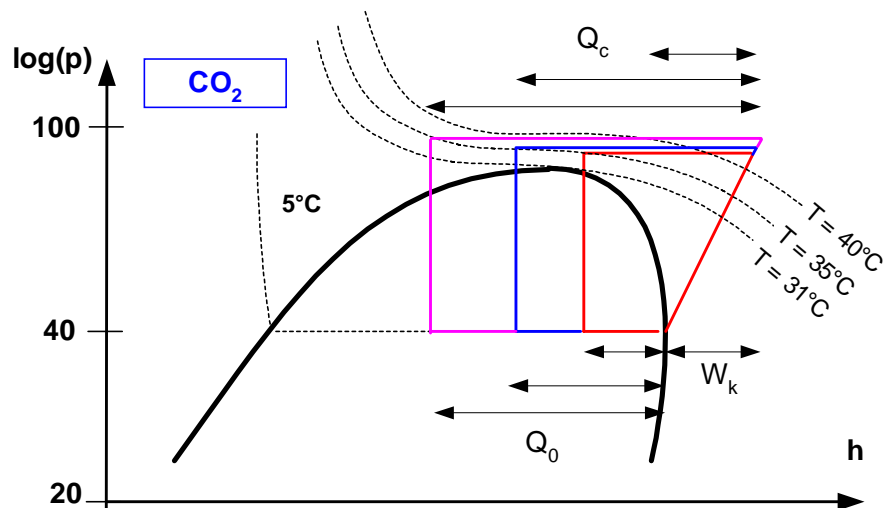
Figur 8: Ydelsens (Q_0/Q_c) afhængighed af gastemperaturen ud af gaskøleren for fastholdt tryk

Figur 8 ovenfor viser hvorledes varmeydelsen (Q_c) drastisk forøges ved at temperaturen af CO₂'en ud af gaskøleren sænkes (større køling).

Kompressorens arbejde (W_k) er det samme. Under normale forhold kan temperaturen af CO₂'en ud af gaskøleren ikke vælges vilkårlig, den vil afhænge af konditionerne, hvorunder anlægget kører. Dette kan være lufttemperaturen ved køling af gaskøleren med luft eller vandtemperaturen ved køling af gaskøleren med vand (vandkølet gaskøler). Dette betyder, at man ikke kan styre temperaturen ud af gaskøleren, men at man i stedet kan vælge et tryk i gaskøleren, der er optimal for en ønsket drift (høj/ lav kapacitet) eller blot for givne konditioner at maksimere COP for anlægget.

Kapacitetsregulering kan på baggrund af ovenstående for et transkritisk CO₂-anlæg, udover de normale metoder, opnås ved at styre trykket i gaskøleren. For en given temperatur af CO₂ ud af gaskøleren (bestemt af ydre konditioner) er det således muligt at kapacitetsregulere anlægget indenfor meget vide grænser.

Princippet er vist på figur 9.

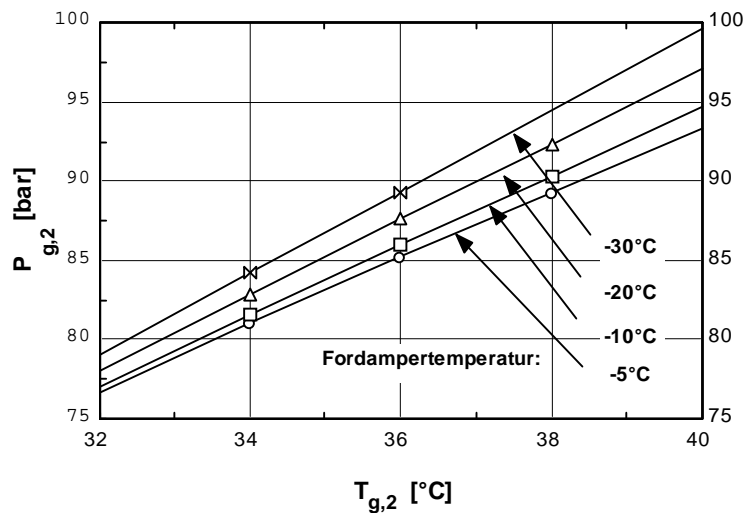


Figur 9: Ydelsens (Q_0) afhængighed af trykket i gaskøleren for fastholdt gastemperatur

Det antages at CO₂'ens temperatur ud af gaskøleren er bestemt af de ydre konditioner og ligger på 35°C. Som det ses, er det muligt at forøge anlæggets kapacitet væsentligt blot ved at hæve trykket i gaskøleren en smule. Omvendt er det også muligt at reducere kapaciteten, hvis dette er ønsket, hvorved der samtidig opnås en energibesparelse på kompressoren. Dette aspekt er meget vigtigt i forståelsen af mulighederne i den transkritiske CO₂-proces.

Der vil således ofte ikke være behov for traditionelle metoder til kapacitetsregulering (hotgas eller bypass), men det vil stadig være en fordel energimæssigt at kunne kapacitetsregulere systemet ved at styre kompressorens omdrejninger. I denne situation vil det være oplagt at styre efter den maksimale COP af processen. Det er nemlig således, at der netop findes et optimalt tryk mht. COP for en given afgangstemperatur fra gaskøleren.

Figur 10 viser det optimale valg af trykket i gaskøleren afhængigt af gassens temperatur ud af gaskøleren.



Figur 10: Tryk i gaskøleren for optimal COP afhængig af fordampertemperaturen og gastemperaturen ud af gaskøleren ($T_{g,2}$)

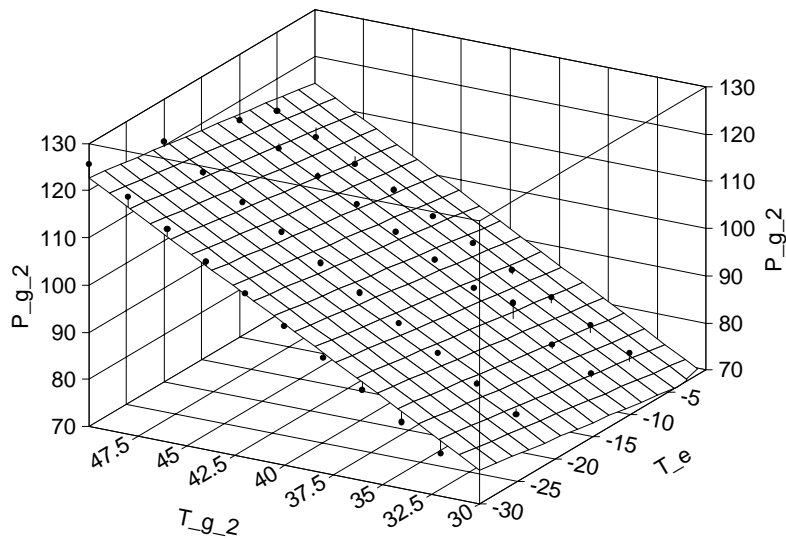
Som det ses af figur 10 afhænger det optimale højtryk både af gastemperaturen ud af gaskøleren, men også af fordampertemperaturen. Endvidere vil det optimale tryk afhænge af:

- virkningsgrader for kompressor
- tryktab i vekslere og rør
- effektivitet af intern varmeveksler
- anvendelse af economizer eller ej

Betydningen af disse elementer er ikke undersøgt endnu, men det vurderes, at disse ting ikke vil ændre billedet markant.

På baggrund af en analyse, kan det optimale højtryk nu findes som funktion af varierende fordampertemperaturer (T_e) og temperaturer ud af gaskøleren ($T_{g,2}$). Den isentropiske kompressorvirkningsgrad er holdt konstant på 0,6 mens effektiviteten for den interne varmeveksler er fastholdt på 0,5.

Rank 22 Eqn 3021 $z=a+bx+cy$
 $r^2=0.98985443$ DF Adj $r^2=0.98900896$ FitStdErr=1.403317 Fstat=1804.9555
 $a=0.72444235$ $b=-0.27485763$
 $c=2.2747652$

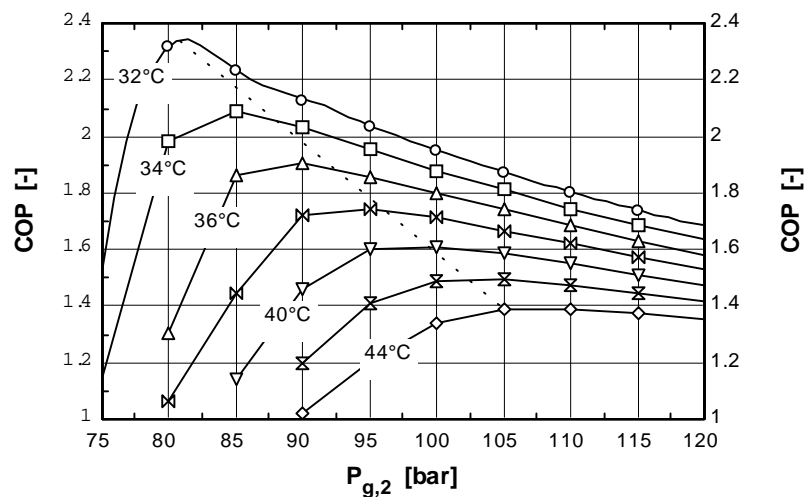


Figur 11: Tryk i gaskøleren for optimal COP afhængig af Ydelses (Q_0) afhængighed af gastemperaturen ud af gaskøleren

Det er således lykkedes at generere et meget simpelt udtryk, som angiver det optimale højtryk (for optimal COP) på baggrund af T_e og $T_{g,2}$.

$$\underline{P_{g,2}(\text{optimal}) = 0.7244 - 0.275 * T_e + 2.275 * T_{g,2}}$$

På figur 12 ses følsomheden for korrekt valgt højtryk. Som det ses kan det være dyrt at "skyde under" det optimale tryk, da COP her falder kraftigt. Imidlertid er kurverne relative flade ved højere tryk.



Figur 12: Følsomhed for korrekt valgt tryk i gaskøleren for optimal COP

3.4 Beregninger på anlæg indeholdende CO₂

Der er i projektet udarbejdet et simuleringsprogram til bestemmelse af køletekniske nøgledata for varmepumper indeholdende CO₂. Der er desuden udarbejdet en statisk model for varmtvandsbeholdere, men denne vil ikke blive beskrevet nærmere her.

Det udarbejdede simuleringsprogram består af to hoveddele, én for CO₂ og én for R134a. Det er med programmet muligt at sammenligne nøgledata for anlæg indeholdende disse to kølemidler

3.4.1 Simuleringsprogrammets opbygning

Simuleringsprogrammet er opbygget i programmet Engineering Equation Solver (EES)

Dette program er en ligningsløser, der kan løse et vilkårligt antal ligninger med tilsvarende antal ubekendte. Det udviklede simuleringsprogram er rå EES-kode, som kræver at brugeren har EES installeret på sin egen computer.

Der er udviklet to versioner af simuleringsprogrammet, en med CO₂ som kølemiddel og en med R134a som kølemiddel. De to programmeres hovedopbygning er identisk af hensyn til overskueligheden i programmerne og for at der skal være sammenlignelighed mellem beregningerne i de to versioner. Der er ud fra disse to programmer udarbejdet to eksekverbare filer, der kan køres, uden at brugeren er i besiddelse af programmet EES.

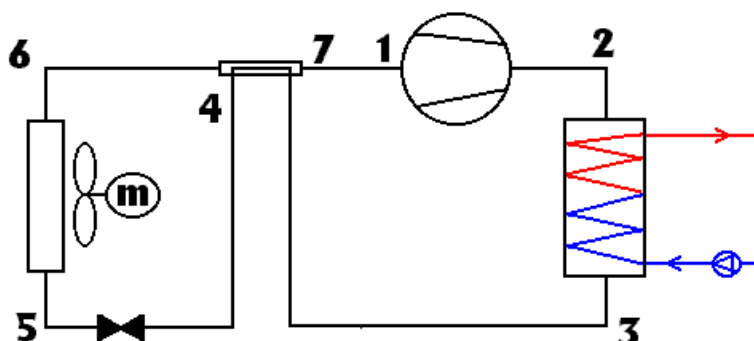
Programmerne er opbygget af en række "delmodeller", som derefter er koblet sammen til en komplet kredspocessmodel. Mellem de enkelte "delmodeller" beregnes tilstanden af kølemidlet i et antal state points (State points er nøglepunkter i kredspocessen, hvor kølemidlets tilstand er kendt). Hvis to tilstandsstørrelser for kølemidlet er kendt i et state point kan alle andre tilstandsstørrelser i det samme punkt bestemmes ud fra de to kendte størrelser.

De enkelte delmodeller er:

- Kompressormodel bestående af:
 - Kompressorspecifikke karakteristika
 - Kompressorligninger
- Gaskøler / Kondensatormodel bestående af:
 - Vandside
 - Kølemiddelside
 - Vandkreds
- Intern varmeveksler model bestående af:
 - Væskeside med tilgang og afgang
 - Sugegasside med tilgang og afgang
- Fordampermodel bestående af:
 - Kølemiddelside

- Luftsider
- Fugtberægning

Modellerne er "koblet" sammen i følgende state points:



Figur 13: state points for model

På figur 13 refererer de viste state points til følgende punkter i systemet:

1. Kompressorens sugeside
2. Kompressorens trykside
3. Kondensatorens afgangsside
4. Væskeafgangen ved den interne varmeveksler
5. Fordamperens tilgang (efter drøvleorgan)
6. Fordamperens afgang
7. Gasafgangen ved den interne varmeveksler

3.4.2 Programmets interface

Programmets interface er det såkaldte diagramvindue.

I dette vindue kan indtastes forskellige driftsparametre.

De vigtigste parametre er:

- $T_{VB,IN}$ Returløbstemperaturen til varmepumpen
- $\dot{V}_{VB,h}$ Vandflowet ind i varmepumpen
- $T_{Air,IN}$ Udeluftens temperatur
- RH_{IN} Luftfugtighed af udeluften
- $KomprPct$ Procentdel af fuld kompressorlast
- $\dot{V}_{Air,nom}$ Nominel volumenstrøm af luft over fordamperen
- $FanPct$ Procentdel af fuld blæserlast på fordamperen

I vinduet vises resultatet af hver beregning. Der vises bl.a. temperaturer udvalgte steder i varmepumpen, fremløbstemperatur i vandkredsen, varmepumpens ydelse samt dens COP.

3.4.3 Beskrivelse af delmodellerne

De enkelte delmodeller er i flere tilfælde opbygget ud fra kendte data for de anvendte komponenter.

Hvis en komponent i varmepumpen udskiftes skal de pågældende delmodeller derfor også modelleres igen.

3.4.3.1 Kompressor

Kompressormodellen tager udgangspunkt i kompressorens ønskede ydelser, der er altså ikke tale om data fra aktuelle kompressorer. Der er dog i R134a modellens kompressordel skelet til data for en Danfoss SC18G twin kompressor med en ydelse, der ligger tæt på den ønskede ydelse for en brugsvands varmepumpe.

Den volumetriske og den isentropiske virkningsgrad for kompressoren er sammen med oplysninger om kompressorens geometri rygraden i kompressormodellen i simuleringsprogrammet.

Det er disse værdier, der bestemmer faktorer såsom cirkuleret mængde kølemiddel, trykgastemperatur og optagen effekt.

Ved kendt sugetilstand af kølemidlet kan tilstanden ved trykstuds beregnes ud fra den isentropiske og volumetriske virkningsgrad af kompressoren. Kondenseringstrykket beregnes i kondensatormodellen for R134a modellens vedkommende. For CO₂ modellens vedkommende kondenseres kølemidlet ikke. Derimod vælges et højt tryk manuelt. Dette svarer til virkelighedens verden, hvor der ikke er nogen fast sammenhæng mellem tryk og temperatur for CO₂ i en transkritisk tilstand. Der er derimod en sammenhæng mellem tryk, temperatur og maksimal ydelse/COP for varmepumpen, jfr. kapitel 3.3 "Styringsstrategi", men denne sammenhæng er ikke indbygget i simuleringsprogrammet.

3.4.3.2 Kondensator (R134a modellen)

Kondensatormodellen er modelleret på basis af en TAU pladevarmeveksler type PHE M25 med 24 plader for R134a modellens vedkommende.

Modellen er delt op i en kølemiddelse, en vandside, samt den eksterne vandkreds.

Modellen beregner kondenseringstemperaturen og dermed også kondenseringstrykket vha. NTU-metoden (Number of Transfer Units). Kondenseringstrykket giver sammen med trykgastemperaturen fra kompressormodellen tilstanden af kølemidlet i state point 2 (kompressorens afgang), og dermed kendes alle tilstandsstørrelser i dette punkt.

I vandkredsen beregnes afgivet effekt samt fremløbstemperaturen af vandet.

Ved hjælp af en manuelt indtastet underkøling beregnes kølemidlets temperatur ved afgang af kondensatoren. Da trykket er kendt, kendes dermed også alle andre tilstandsstørrelser i State point 3.

Gaskøler (CO₂-modellen)

Gaskøleren er modelleret ud fra oplysninger om en koaksial kondensator type Wieland WKK-4.

Gaskølerens UA-værdi er beregnet ud fra de foreliggende oplysninger, og denne UA-værdi er benyttet i simuleringsprogrammet.

Der er valgt denne type varmeveksler, da det er den eneste type der kan holde til de meget store tryk der opstår på højtrykssiden af kompressoren.

Bortset fra det manuelt indtastede tryk i gaskøleren er princippet for opbygningen af gaskølermodellen identisk med modellen af kondensatoren.

3.4.3.3 Intern varmeveksler

Den interne varmeveksler er opbygget i to dele, en væskeside og en gasside. Veksleren er modelleret ud fra en "termisk" virkningsgrad. Denne virkningsgrad er ret lav i varmevekslere af tube-in-tube typen, som der i den modellerede varmepumpe er tale om. Vekslerens funktion er dels at sikre underkøling af kølemidlet frem til ekspansionsventilen, dels at sikre at al kølemiddel er fordampet ved indsugningen til kompressoren. Den termiske virkningsgrad er den eneste variabel, det manuelt kan ændres i denne komponent. Højere værdier af virkningsgraden forøger underkøling af væske og overhedning af sugegassen.

Den interne varmeveksler beregner temperatur og tryk af væske efter veksleren samt temperatur og tryk af sugegassen efter veksleren. Dette gøres ud fra oplysninger om temperatur og tryk af væske og sugegas før veksleren.

Vekslermodellen returnerer således tilstanden af kølemidlet i state point 4 og 7 (og dermed også i state point 1, som er identisk med state point 7.)

3.4.3.4 Fordampermodel

Fordampermodellen er opbygget på grundlag af beregninger på en 3T fordamper med en nominel fordamperydelse på 5 kW.

Modellen er delt op i en kølemiddelside og en luftside. Luftsiden indeholder oplysninger om blæserkapacitet samt lufttemperatur og luftfugtighed. Denne del beregner den udkondenserede mængde vand på fordamperen og kan dermed bruges til at forudsige behovet for afrimning i forskellige driftstilstande.

Kølemiddelsiden beregner fordampningstemperaturen og fordampningstrykket samt lufttemperaturen ud af fordamperen. Der er mulighed for manuelt at indtaste en ønsket overhedning af sugegassen ud af fordamperen. Hvis den ønskede overhedning resulterer i en afgangstemperatur fra fordamperen, der er højere end omgivelsestemperaturen reagerer modellen ved at sænke fordampningstemperaturen, så termodynamikkens 2. hovedsætning ikke overtrædes.

Med afgangstemperaturen og fordampningstrykket kendes også alle andre tilstandsstørrelser af kølemidlet i state point 6.

3.4.4 Resultater af beregninger

I det følgende vises resultaterne af beregninger gennemført vha. det statiske simuleringsprogram.

		CO2	R134a	CO2	R134a
MALEPUNKT	Driftspunkt	35.00		55.00	
		2.00		2.00	
t_vbin	temperatur - varmbærer, ind (C)	30.00	30.00	30.00	30.00
q_vvb (V_vb,H)	varmbærerflow (m3/h)	0.346	0.346	0.069	0.069
t_kbin	temperatur - kuldebærer, ind (C)	2.00	2.00	2.00	2.00
r.h.	relativ luftfugtighed (%)	70.00	70.00	70.00	70.00
t_vbut	temperatur - varmbærer, ud (C)	35.00	35.00	55.09	55.09
dt_vb (DT_VB)	temperaturdifferens - varmbærer (K)	5.00	5.00	25.09	25.09
t_kbut (T_air,ut)	temperatur - kuldebærer, ud (C)	1.20	1.20	1.269	1.339
P_2 (Bar)	toptryk, (bar)	86.00	8.90	86.00	15.00
P_1 (bar)	Sugetryk (bar)	32.20	2.60	32.20	2.60
PSI_P	Trykforhold	2.67	3.42	2.67	5.77
t_2 (T_E)	fordampningstemperatur (C)	-3.00	-3.00	-3.00	-3.00
t_oh (T_6)	temperatur - overhedn. v. TEV-føler, (C)	0.00	0.00	0.00	0.00
t_sug (T_1)	temperatur - sugegas v. kompressor, (C)			17.50	26.00
t_tr (T_2)	temperatur - trykgas v. kompressor, (C)	102.60	78.20	102.60	118.10
t_uk1 (T_3)	temperatur - efter gaskøler/kondensator, (C)	35.00	35.00	35.00	52.10
t_uk2 (T_4)	temperatur - væske v. TEV, (C)			30.56	37.00
P_em (P_el)	eleffekt - kompressor, (kW)	1.02	1.14	0.53	0.67
P_1 (F_VB)	ydelse u. P_evb-andel. (kW)	3.06	3.91	2.00	2.00
COPvp	effektfaktor excl. pumper: P_1/P_em	3.01	3.41	3.76	2.97
Gevinst på COP		88%	100%	127%	100%

Figur 14: Sammenligning af R134a og CO₂ i brugsvandsvarmepumpe (1)

Figur 15: Sammenligning af R134a og CO₂ i brugsvandsvarmepumpe (2)

MALEPUNKT	Driftspunkt	CO ₂		R134a	
		55.00	7.00	55.00	-7.00
t_vbin	temperatur - varmbærer, ind (C)	30.00	30.00	30.00	30.00
q_vvb (V_vb,H)	varmbærerflow (m3/h)	0.069	0.069	0.069	0.069
t_kbin	temperatur - kuldebærer, ind (C)	7.00	7.00	-7.00	-7.00
r.h.	relativ luftfugtighed (%)	70.00	70.00	70.00	70.00
t_vbut	temperatur - varmbærer, ud (C)	55.09	55.09	55.09	55.09
dt_vb (DT_VB)	temperaturdifferens - varmbærer (K)	25.09	25.09	25.09	25.09
t_kbut (T_air,ut)	temperatur - kuldebærer, ud (C)	6.23	6.30	-7.66	-7.59
P_2 (Bar)	toptryk, (bar)	86.00	15.00	88.00	15.00
P_1 (bar)	Sugetryk (bar)	36.70	3.10	25.00	1.90
PSI_P	Trykforhold	2.34	4.84	3.52	7.89
t_2 (T_E)	fordampningstemperatur (C)	2.00	2.00	-12.00	-12.00
t_oh (T_6)	temperatur - overhedn. v. TEV-føler, (C)	5.00	5.00	-9.00	-9.00
t_sug (T_1)	temperatur - sugegas v. kompressor, (C)	20.00	28.50	13.00	21.50
t_tr (T_2)	temperatur - trykgas v. kompressor, (C)	93.10	111.40	123.20	131.00
t_uk1 (T_3)	temperatur - efter gaskøler/kondensator, (C)	35.00	52.10	35.00	52.10
t_uk2 (T_4)	temperatur - væske v. TEV, (C)	30.89	38.20	29.21	34.90
P_em (P_el)	eleffekt - kompressor, (kW)	0.47	0.62	0.64	0.77
P_1 (F_VB)	ydelse u. P_evb-andel. (kW)	2.00	2.00	2.00	2.00
COPvp	effektfaktor excl. pumper: P_1/P_em	4.25	3.24	3.14	2.59
Gevinst på COP		131%	100%	121%	100%

MALEPUNKT	Driftspunkt	CO ₂		R134a	
		65.00	2.00	65.00	7.00
t_vbin	temperatur - varmbærer, ind (C)	30.00	30.00	30.00	30.00
q_vvb (V_vb,H)	varmbærerflow (m3/h)	0.049	0.049	0.049	0.049
t_kbin	temperatur - kuldebærer, ind (C)	2.00	2.00	2.00	2.00
r.h.	relativ luftfugtighed (%)	70.00	70.00	70.00	70.00
t_vbut	temperatur - varmbærer, ud (C)	65.31	65.31	65.31	65.31
dt_vb (DT_VB)	temperaturdifferens - varmbærer (K)	35.31	35.31	35.31	35.31
t_kbut (T_air,ut)	temperatur - kuldebærer, ud (C)	1.27	1.39	6.23	6.36
P_2 (Bar)	toptryk, (bar)	87.00	19.00	86.00	19.00
P_1 (bar)	Sugetryk (bar)	32.20	2.60	36.70	3.20
PSI_P	Trykforhold	2.70	7.31	2.34	5.94
t_2 (T_E)	fordampningstemperatur (C)	-3.00	-3.00	2.00	2.00
t_oh (T_6)	temperatur - overhedn. v. TEV-føler, (C)	0.00	0.00	5.00	5.00
t_sug (T_1)	temperatur - sugegas v. kompressor, (C)	17.50	31.20	20.00	33.70
t_tr (T_2)	temperatur - trykgas v. kompressor, (C)	103.70	137.00	93.10	130.30
t_uk1 (T_3)	temperatur - efter gaskøler/kondensator, (C)	35.00	62.30	35.00	62.30
t_uk2 (T_4)	temperatur - væske v. TEV, (C)	30.18	45.00	30.89	46.10
P_em (P_el)	eleffekt - kompressor, (kW)	0.53	0.78	0.47	0.73
P_1 (F_VB)	ydelse u. P_evb-andel. (kW)	2.00	2.00	2.00	2.00
COPvp	effektfaktor excl. pumper: P_1/P_em	3.76	2.55	4.25	2.75
Gevinst på COP		148%	100%	154%	100%

Figur 16: Sammenligning af R134a og CO₂ i brugsvandsvarmepumpe (3)

4 Litteraturliste

Artikler fra Purdue 4th IIR-Gustav Lorentzen Conference on Natural Working Fluids At Purdue. July 25-28, 2000 Purdue University. West Lafayette, Indiana 47907 USA

- Artikel 1: IEA's annex 27; Selected Issues on CO₂ as working fluid in compression systems.
Marit Brånås;
SINTEF Energy Research, Department of Air Conditioning and Refrigeration
N-7465 Trondheim, Norway
- Artikel 2: Transcritical CO₂ HeatPump for Residential Application
M.R.Richter, S.M.Song, J.M. Yin, M. H. Kim, C. W. Bullard,
P. S. Hrnjak
Air Conditioning and Refrigeration Center (ACRC)
University of Illinois, 1206 W. Grene St. Urbana, IL 61801
USA
- Artikel 3: Heat Transfer of Supercritical Carbon Dioxide flowing in a cooled horizontal tube.
Douglas A. Olson
National Institute of Standards and Technology, 100 Bureau Drive Stop 8364
Gaithersburg, MD 20899-8364
- Artikel 4: New Correlation for the Heat Transfer Coefficient during In-Tube Cooling of turbulent Supercritical Carbon Dioxide.
Srinivas S.Pitla, Eckhard A. Groll, Satish Ramadhyani
Purdue University, Ray W. Herrick Laboratories
West Lafayette, IN 47907
- Artikel 5: Development of the CO₂ Hermetic Compressor
Masaya Tadano, Toshiyuki Ebara, Atsushi Oda, Takashi Susai, Kikuo Takizawa, Hirokazu Izaki, Takeo Komatsubara
R&D Headquarters Ecology and Energy Systems Research Center,
Sanyo Electric CO., Ltd.
1-1-1, Sakata Oizumi-Machi, Ora-Gun, Gunma, Japan
- Artikel 6: Experimental Results and Evaluation of Residential CO₂ Heat Pump Water Heater
Hiroshi Mukaiyama, Osamu Kuwabara, Kazuhiro Izaki, Skigeya Ishigaki, Takasi Susai.
R&D Headquarters Ecology and Energy Systems Research Center,
Sanyo Electric CO., Ltd.
1-1-1, Sakata Oizumi-Machi, Ora-Gun, Gunma, Japan

5 English Summary

In this report, the possibilities of using CO₂ as refrigerant in heat pumps for domestic hot water are described. The purpose of the project has among other things been to lay down a status for the development of components for CO₂ and to describe the special operating conditions present when this refrigerant is used.

In Denmark, approx. 15-20,000 domestic hot water heat pumps have been installed. The development during the last few years in the Danish energy sector has caused the number of domestic hot water heat pumps sold to stagnate to approx. 600 per year. The majority of the Danish manufactured domestic hot water heat pumps are exported to countries within the EU. The total production of Danish manufactured domestic hot water heat pumps is today approx. 3,000. It is expected that the number of Danish manufactured domestic hot water heat pumps reaches approx. 5,000 per year in 2002.

The project described in this report is divided into two main phases of which the first main phase is described in the report. This main phase is divided into four subphases in which the most important elements such as examination of components and control strategy are carried out.

The project is initiated with a description of the requirements that apply to systems containing CO₂ and a description of the general requirements applying to domestic hot water heat pumps. One of the most important factors to be aware of when using CO₂ as refrigerant is the system pressure. E.g. in the evaporator, the pressure reaches up to 70 bar.

For investigating the advantage of CO₂ as refrigerant in preference to R134a, a static simulation program has been developed in the project. This program makes it possible to carry out a comparison immediately of the energy efficiency of heat pumps using CO₂ and R134a respectively. These comparisons clearly show that CO₂ is an ideal alternative to the HFCs in heat pumps and in domestic hot water heat pumps in particular where the large temperature glide in the gas cooler can be utilised. E.g. at an outdoor temperature of 2°C and an inlet temperature on the water from the heat pump of 65°C for CO₂, an improvement has been calculated in the refrigeration system's efficiency (COP) of approx. 48% compared with R134a.

With regard to heat pumps used for space heating only, the advantage is somewhat minor, but in this case CO₂ is also considered to be an interesting alternative to the HFC refrigerants. The calculations show that at an outdoor temperature of 2°C and an inlet temperature on the water from the heat pump of 35°C for CO₂, a decrease in the refrigeration system's efficiency (COP) of approx. 12% is reached compared with R134a. If the corresponding is calculated at an outdoor temperature of 2°C and an inlet temperature on the water from the heat pump of 55°C, an improvement for CO₂ in the refrigeration system's efficiency (COP) of approx. 27% is reached compared with R134a. The latter operating condition is of interest with regard to space heating as many operating hours in the heating season occur at these conditions.

In the examination of suitable components for CO₂, a conference on natural refrigerants (4th IIR-Gustav Lorentzen Conference on Natural Working Fluids in Purdue University, Indiana, USA – July 2000) recently held has primarily been focused on. At this conference, a number of projects were presented which currently are running internationally. The main emphasis of this examination has been on the status for compressors to CO₂. The examination shows that within mobile air conditioning and small air conditioning and heat pump systems in particular, a number of compressors are found which are usable. With regard to the larger systems, a number of usable compressors are found as well. Common to all of the compressors is however that these are still on the prototype stage and only a few compressors – all for subcritical operation - are commercialised.

As for compressors, it applies to valves (high-pressure and expansion valves) for CO₂ that these are still on the prototype stage. Heat exchangers (evaporator and gas cooler (condenser) for CO₂ are possible to procure on the market or alternatively to produce yourself. The supply is however relatively limited, but as gas cooler for domestic hot water heat pumps, coaxial exchangers can be used and as evaporator, traditional components can be used (fins mounted on tubes).

The rest of the components for domestic hot water heat pumps containing CO₂ are also referred to in the report. A number of hot water vessels has among other things been investigated and it has been described how these should be designed in order to utilise the properties of CO₂ optimally.

As the properties of CO₂ makes it possible to control the system in a somewhat different way than traditional refrigeration systems, the part on control strategy describes how it is possible to control the pressure and the temperature in the gas cooler independently. This possibility can be used if a wide-ranging capacity control of the system is desired (provided that there is a transcritical fluid in the gas cooler). In this way, it is possible to avoid the traditionally used methods for capacity control by means of control of the variable speed of the compressor (frequency control/demand control).

For describing the possible system constructions of a domestic hot water heat pump containing CO₂, a number of concepts have been considered. These concepts are all possible and the selection of the correct one is left to the reader as this depends on several conditions, among other things production methods, supplier connections and whether more applications are desired in the system.

On the basis of the analysis carried out, the following can be concluded:

CO₂ is an interesting alternative to the HFC refrigerants in domestic hot water heat pumps in particular. However, at the moment, there is not a large selection of components commercially available on the market for this refrigerant so that the manufacturer can implement a traditional product development. It is expected that within a very short period of time (2-5 years), a heavy increase in the selection of compressors and valves for CO₂ will be seen. Until then, much of the development work within this area will be concentrated at universities and institutes, but the refrigeration and heat pump industry has already been recommended to initiate an actual product development of systems for CO₂. With the information provided in this

report, it will be possible to contact suppliers of components for CO₂ with reference to an actual co-operation. And it is assessed that such contacts will speed up the development of components for CO₂. The reason for this is that the manufacturers will not normally develop and market components before there is a demand from the customers. And this is exactly where the industry plays an important part.

Sammenfattende artikel

CO₂ som kølemiddel i varmepumper

Manchet:

I forbindelse med Miljøstyrelsens plan for udfasning af kraftige drivhusgasser, herunder HFC-kølemidlerne, søger køle- og varmepumpebranchen i øjeblikket alternativer til de kølemidler, man i dag anvender. Et af de kølemidler, der i fremtiden forventes at kunne erstatte HFC'erne, er CO₂ (R744). CO₂ har dog helt anderledes egenskaber end de kølemidler, man i dag anvender. I projektet er der ved beregninger vist, at det er muligt at opnå forbedringer i effektiviteten på op mod 50% for brugsvandsvarmepumper indeholdende CO₂ frem for det traditionelle kølemiddel R134a. Der er dog stadig en del arbejde, der skal gøres bl.a. omkring udvikling af komponenter til CO₂.

Baggrund og formål:

Overordnet er målet med projektet at fremme udbredelsen af CO₂ som substitution for de kraftige drivhusgasser HFC'er i køle- og varmepumpeanlæg og dermed reducere udledningen af potentielle drivhusgasser.

Specielt i indendørsopstillede anlæg såsom brugsvandsvarmepumper vil anvendelsen af CO₂ som kølemiddel være en fremragende erstatning for de tidligere anvendte kølemidler, HCFC og HFC. Projektet vil opstille generelle systemkrav til anlæg med CO₂ som kølemiddel, og fokus vil specielt være rettet mod varmepumper til opvarmning af varmt brugsvand. Desuden vil de systemkrav, der opstilles i projektet, være direkte anvendelige inden for tilsvarende anlæg, der anvendes til køleformål.

Undersøgelsen:

Det samlede projekt er opdelt i to hovedfaser, hvoraf første hovedfase er afrapporteret til Miljøstyrelsen. Første hovedfase indeholder følgende delelementer:

- 1.1) Opstilling af kravspecifikationer
- 1.2) Undersøgelse af komponenter
- 1.3) Undersøgelse af styringsstrategi
- 1.4) Rapportering og videnformidling

Hovedkonklusioner:

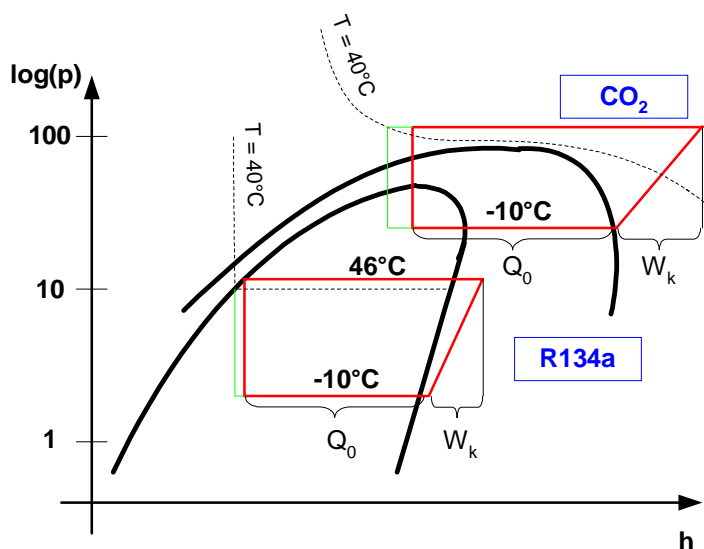
CO₂ er et interessant alternativ til HFC-kølemidlerne, specielt i brugsvandsvarmepumper. Dog er der p.t. ikke noget større udvalg af komponenter, der er kommercielt tilgængelige på markedet til dette kølemiddel, således at fabrikanten kan gennemføre en traditionel produktudvikling. Det

forventes, at der inden for meget kort tid (2-5 år) vil kunne ses en kraftig stigning i udvalget af kompressorer og ventiler til CO₂. Indtil da vil meget af udviklingsarbejdet inden for dette område være koncentreret på universiteter og institutter, men allerede nu anbefales det køle- og varmepumpebranchen at igangsætte en egentlig produktudvikling af anlæg til CO₂. Med de informationer, der er givet i nærværende rapport, vil det være muligt at kontakte leverandører af komponenter til CO₂ med henblik på et egentligt samarbejde. Og det vurderes, at netop sådanne kontakter vil forcere udviklingen af komponenter til CO₂. Dette begrundes med, at fabrikanterne normalt ikke vil udvikle og markedsføre komponenter, inden der er en efterspørgsel fra kunderne. Og netop her spiller branchen en vigtig rolle.

Projektresultater:

I Danmark er der installeret 15 - 20.000 brugsvandsvarmepumper. De seneste års udvikling i den danske energisektor har bevirket, at antallet af solgte brugsvandsvarmepumper er stagneret og ligger på ca. 600 stk. pr. år. En meget stor del af de dansk fremstillede brugsvandsvarmepumper eksporteres til lande inden for EU. Den samlede produktion i Danmark af brugsvandsvarmepumper udgør i dag ca. 3.000 stk. Det forventes, at antallet af dansk producerede brugsvandsvarmepumper når ca. 5.000 stk. om året i 2002.

Projektet er indledt med en beskrivelse af de krav, der er til anlæg indeholdende CO₂, og en beskrivelse af de generelle krav til brugsvandsvarmepumper. Et af de forhold, der er vigtigst at være opmærksom på ved anvendelse af CO₂ som kølemiddel, er systemtrykket. F.eks. vil man i fordamperen nå tryk på op mod 70 bar. På nedenstående figur ses kredsprocessen for henholdsvis CO₂ og R134a optegnet i et log p,h-diagram:



Figur 1: Kredsprocesser for R134a og CO₂

Til undersøgelse af gevinsten ved anvendelse af CO₂ som kølemiddel frem for R134a er der i projektet blevet udarbejdet et statisk simuleringsprogram. Med dette program er det umiddelbart muligt at foretage en sammenligning af energieffektiviteten for en varmepumpe med henholdsvis CO₂ og R134a. Disse sammenligninger viser utvetydigt, at CO₂ er et godt alternativ til HFC'erne i varmepumper og specielt i brugsvandsvarmepumper, hvor det store temperaturlid i gaskøleren kan udnyttes. Eksempelvis er der for en udelufttemperatur på 2°C og en fremløbstemperatur på vandet fra varmepumpen på 65°C for CO₂ beregnet en forbedring i kølesystemets virkningsgrad (COP) på ca. 48% sammenlignet med R134a.

For varmepumper, der alene anvendes til rumopvarmning, er gevinsten en del mindre, men også her betragtes CO₂ som et interessant alternativ til HFC-kølemidlerne. Beregningerne viser, at ved udelufttemperatur på 2°C og en fremløbstemperatur på vandet fra varmepumpen på 35°C fås for CO₂ et fald i kølesystemets virkningsgrad (COP) på ca. 12% sammenlignet med R134a. Beregnes tilsvarende for en udelufttemperatur på 2°C og en fremløbstemperatur på vandet fra varmepumpen på 55°C fås for CO₂ en forbedring i kølesystemets virkningsgrad (COP) på ca. 27% sammenlignet med R134a. Netop sidstnævnte driftstilstand er interessant ved rumopvarmning, da mange driftstimer i fyringssæsonen er ved disse forhold.

Der er i undersøgelsen af egnede komponenter til CO₂ fokuseret en del på en netop afholdt konference om naturlige kølemidler (4th IIR-Gustav Lorentzen Conference on Natural Working Fluids i Purdue University, Indiana, USA – juli 2000). På denne konference blev der præsenteret en række af de projekter, der i øjeblikket kører internationalt. Hovedvægten af denne undersøgelse har været lagt på status for kompressorer til CO₂. Undersøgelsen viser, at der inden for specielt mobil aircondition og små aircondition- og varmepumpeanlæg findes en række kompressorer, der er anvendelige. For de større anlægs vedkommende findes der i dag ligeledes en række anvendelige kompressorer. Fælles for alle kompressorerne er dog, at disse stadig er på prototype stadiet og kun enkelte kompressorer, alle til underkritisk drift, er kommercialiseret.

Som for kompressorerne gælder det for ventiler (højtryks- og ekspansionsventiler) til CO₂, at disse stadig er på prototype stadiet. Varmevekslerer (fordamper og gaskøler/kondensator) til CO₂ er mulige at fremskaffe på markedet eller alternativt fremstille selv. Udbuddet er dog relativt begrænset, men der kan som gaskøler til brugsvandsvarmepumper benyttes koaksial vekslere, og som fordamper kan der anvendes traditionelle komponenter (finer monteret på rør).

De øvrige komponenter til brugsvandsvarmepumper indeholdende CO₂ er ligeledes berørt i projektet. Bl.a. er der undersøgt en række varmtvandsbeholdere, og det er beskrevet, hvorledes disse bør være udformet for at udnytte CO₂'s egenskaber optimalt.

CO₂'s egenskaber gør det muligt at regulere anlægget på en noget anderledes måde end traditionelle kølesystemer, bl.a. er det muligt at styre trykket og temperaturen i gaskøleren uafhængigt. Denne mulighed kan anvendes, hvis der ønskes en vidtspændende kapacitetsregulering af anlægget (under betingelse af, at der er transkritisk fluid i gaskøleren). Dermed er det muligt at undgå de traditionelt anvendte metoder til kapacitetsregulering såsom hot gas eller bypass. Der vil dog stadig med fordel kunne anvendes en kapacitetsregulering vha. regulering af kompressorens omdrejningstal (frekvensregulering/behovsstyring).

Til beskrivelse af mulige systemopbygninger for en brugsvandsvarmepumpe, der indeholder CO₂, er der gennemgået en række koncepter. Disse koncepter er alle mulige og udvælgelsen af den

korrekte er overladt til læseren, da denne afhænger af flere forhold bl.a. produktionsmetoder, leverandørforbindelser samt hvorvidt der ønskes flere anvendelsesmuligheder indbygget i anlægget.

Oplæg til konstruktionsløsninger – Brugsvands varmepumper

Formål med oplægget:

Målet med oplægget er at få opsummeret og skitseret en række forskellige konstruktionsideer til hvordan en varmepumpe med CO₂ kan opbygges. Derefter gøres et valg af en række løsningsmuligheder som man vil undersøge nærmere.

Overordnet krav til løsningen:

Det overordnede krav til løsningen er at varmepumpen skal indvinde energien fra ventilationsluften. Den indvundne varme benyttes til at opvarme husets brugsvand, eventuelt overskud skal måske benyttes til supplerende opvarmningskilde for rumopvarmning. Der skal eventuelt være mulighed for opvarmning af brugsvandet ved hjælp af en ekstern energikilde.

Systemløsning 1: Gennemstrømningsvarmepumpe

Idegrundlag:

Varmepumpen er dimensioneret så stor at den har tilstrækkelig ydelse til at opvarme det indløbende kolde vandværksvand op til tapnings temperatur. For at kunne opfylde kravet til aftapningsvolumenet ved 2 tap til badekar med 30 minutters mellemrum er det dog nødvendigt med en mindre beholder. Et mål med konstruktionen er at den ikke kommer til at fylde mere end en ganske almindelig gasinstallation, med gasfyr og væghængt beholder.

Muligheder for opbygning:

A: Indeunit med forbindelse til beholderen

B: Udeunit med forbindelse til beholderen

Fordele:

- Beholderen kan spares væk, herved mindskes det nødvendige installationsvolumen ved kunden og varmepumpen kan eventuelt laves som en væghængt unit i lighed med de gasunits, der i dag forefindes på markedet.
- Varmgassen fra varmepumpen kan nedkøles til et temperatur- niveau som er ca. 4 K over brugsvandetsindløbstemperatur, herved opnås den maksimalt opnåelige effektfaktor for varmepumpen idet en maksimale nedkøling af hotgassen er opnået.
- Fleksibel med hensyn til opstilling og placering.

Ulemper:

- Varmepumpe kapaciteten skal være stor for at kunne dække den nødvendige kapacitet. Dette betyder at fordampere kommer til at være bestemmende for varmepumpens fysiske størrelse.

Beregning af nødvendig varmepumpe og beholder størrelse:

Som minimums krav til beholderkapaciteten er at den skal kunne indeholde energimængden svarende til et tap til badekarret. Kravet til varmepumpen er, at den skal kunne levere energi-mængden for 1 tap til badekarret, indenfor en periode svarende til en perioden mellem første og andet tap samt anden tapperiode.

Energimængden for et tap til badekarret er:	15696 kJ
Effekten for varmepumpen skal minimum være:	6,54 kW

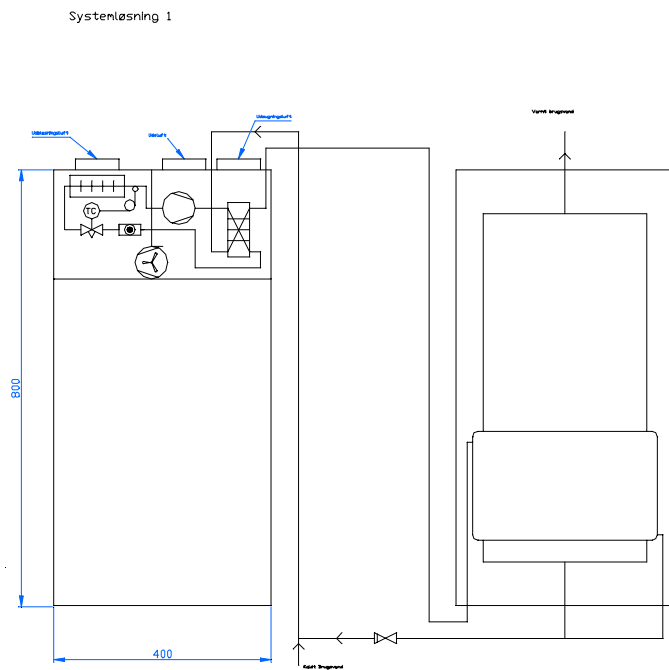
En minimumseffekt af denne størrelse for varmepumpen medfører desuden at den kan dække det meste af husets opvarmningsbehov. En mulighed for at mindske varmepumpens størrelse er at kombinere varmepumpen med et elvarmelegeme .

Beregning af beholder volumener ved forskellige temperaturer ved en indgående vandtemperatur på 10 °C:

Ved 50 °C	93,4 l
Ved 55 °C	83,0 l
Ved 60 °C	74,7 l
Ved 70 °C	62,3 l

Dette betyder at beholdervolumenet minimum skal være på 74,7 l.

Skitse af VP-unit:



Systemløsning 2: Brugsvandsvarmepumpe

Idegrundlag:

Varmepumpen er opbygget som en almindelig varmepumpe, som genvinder energien fra ventilationsluften eller udeluften til opvarmning af brugsvand. Princippet for opbygningen er kendt i blandt andet Vesttherm's nuværende varmepumper.

Opvarmningen af beholderen sker ved at en kondensatoren er snoet omkring denne. For at mindske gastemperaturen mest muligt er der påsat en gaskøler som veksler mod det indløbende kolde brugsvand. Beholderen der benyttes er en ganske almindelig beholder, hvor der snos et kondensator rør omkring. Det skal dog klarlægges om en varmeovergang mellem kølemiddel og brugsvand er tilstrækkelig.

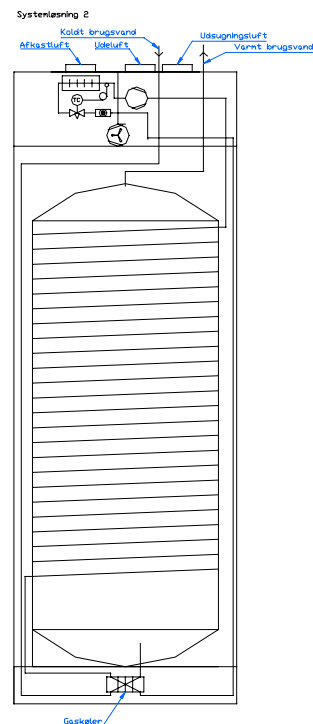
Fordele:

- Der kan benyttes en ganske almindelig standard beholder.
- Kondensatorens placering udenpå beholderen betyder at kalkproblemerne minimeres i forhold til hvis den sidder i beholderen.
- Varmepumpen kan opbygges med basis i de varmepumper der produceres på nuværende tidspunkt ved Vesttherm.
- Ved brugsvandsaftapning afkøles varmgassen maksimalt.
- Prisbillig varmepumpe

Ulemper:

- Kan ikke producere varme til opvarmning af huset.

Skitse af VP-unit:



Systemløsning 3: Brugsvandsvarmepumpe forberedt for centralvarmeopvarmning

Idegrundlag:

Varmepumpen er opbygget som en varmepumpe, som genvinder energien fra ventilationsluften og udeluften. Energien benyttes til opvarmning af brugsvandet og som supplerende centralvarme. Kondensatoren er placeret udenfor brugsvandet for at mindske kalkproblemer. Princippet er dog at kondensator/gaskøler er integreret i beholderuniten

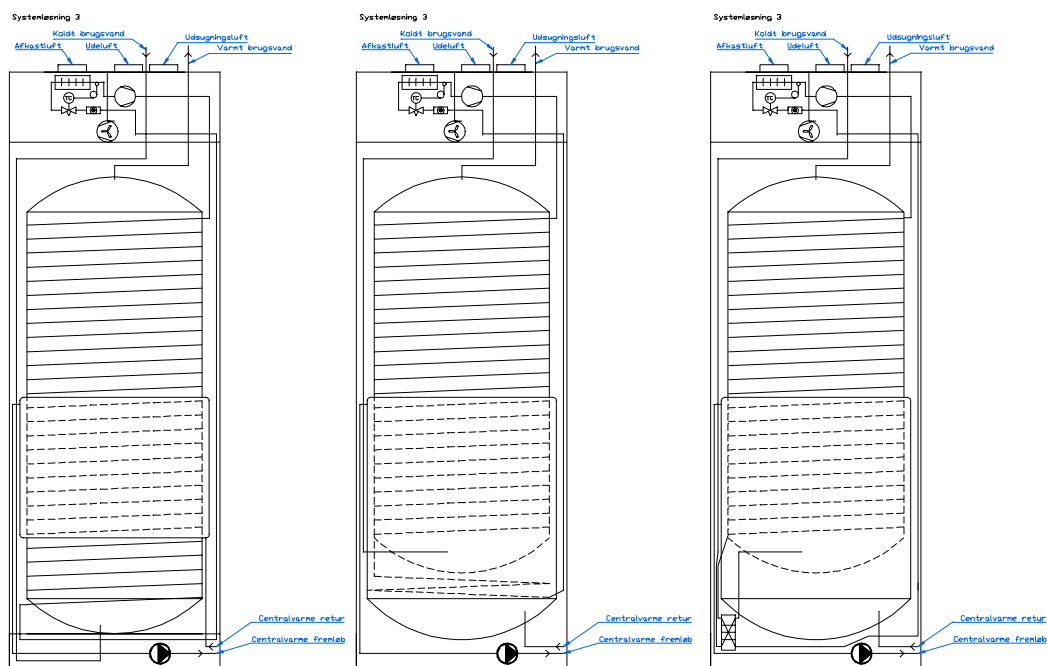
Fordele:

- Der er mulighed for supplerende rumopvarmning
- Kondensatorens placering udenpå beholderen betyder at kalkproblemerne minimeres i forhold til hvis den sidder i beholderen.

Ulemper:

- Beholderne med kondensatoren skal produceres specielt til denne varmepumpe type, da kondensatoren skal integreres i kappen.

Skitse af VP-unit:



Systemløsning 4: Brugsvandsvarmepumpe forberedt for centralvarmeopvarmning

Idegrundlag:

Varmepumpen er opbygget som en varmepumpe som genvinder energien fra ventilationsluften og udeluften. Energien benyttes til opvarmning af brugsvand og supplerende centralvarme. Princippet for denne løsning er at selve varmepumpedelen er en selvstændig enhed og beholderne er traditionelle beholdere som opvarmes med centralvarmevandet. Desuden er der dobbeltveksling mellem kølemiddel og beholder.

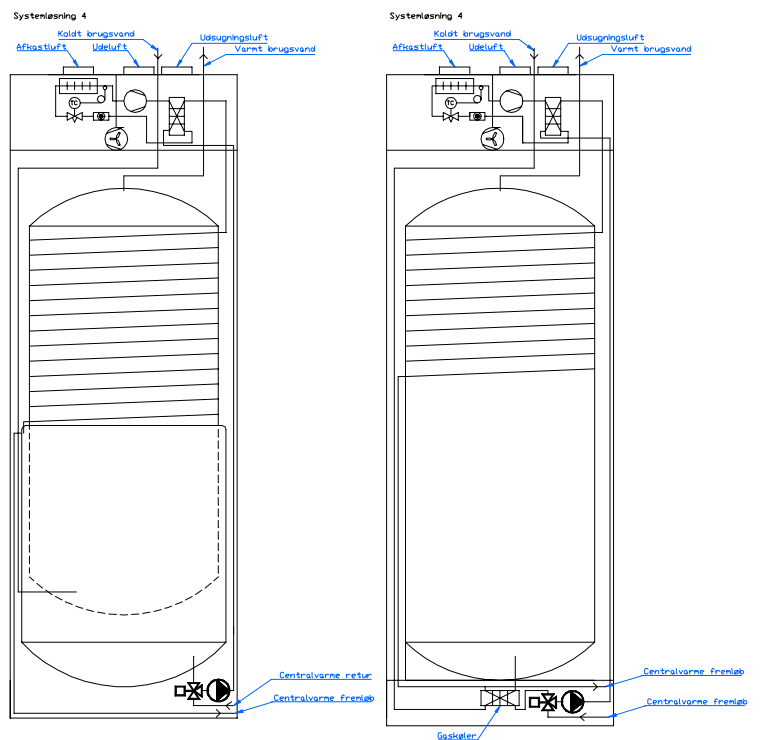
Fordele:

- Der er mulighed for supplerende rumopvarmning
- Der er stor fleksibilitet i valget af beholdere, da standard beholder kan benyttes.
- Varmepumpe uniten kan opbygges og testes som selvstændige enheder

Ulemper:

- Lidt dyrere opbygning

Skitse af VP-unit:



Væsentlige krav efter DS 439.3

Afnit 2.5 Varmt brugsvand

Anlæg til produktion af varmt brugsvand skal under hensyntagen til varmtvandsstedernes antal og brug kunne yde en tilstrækkelig vandmængde og vandstrøm med en temperatur, der passer til formålet.

Af hensyn til risikoen for bakterievækst bør vandet i vandvarmere kunne opvarme vandet til mindst 60 °C.

DS 439 Tabel V 2.5.1- Tapninger og tappeprogram for varmtvandstapsteder i helårsboliger (enkelte lejligheder familiehus og lign.)

Data for tapning	Symbol	Enhed	Tappedsted			
			Badekar	Bru-ser	Køk-ken-vask	Hånd-vask
Mindste blandet vandstrøm	$q_{b,min}$	l/s	0,21	0,14	0,10	0,06
Passende temperatur blandet	T_b	°C	40	40	45	40
Forudsat varmtvandsmængde blandet	V_b	l	125	42	15	10
Tappedtid for en tapning		s	600	300	150	180
Tapstedets effektbehov						
$T_k = 10\text{ °C}$		kW	26,3	17,6	14,7	7,0
$T_k = 5\text{ °C}$		kW	30,6	20,6	16,8	8,2
Tapstedets energibehov						
$T_k = 10\text{ °C}$		kWh	4,36	1,47	0,61	0,35
$T_k = 5\text{ °C}$		kWh	5,09	1,71	0,70	0,41
Antal tapninger			2	4	2	4
Tappedinterval = tid mellem start af to tapninger		min	30	20	20	20
Tappedperiode = tid mellem gentagelse af tapninger		h	12	12	3	6

2.5.2.1.2. Vandvarmere til flere tapsteder i en helårsbolig

Vandvarmere, der forsyner flere tapsteder i samme helårsbolig, bør have en ydelse, der hver 12. time kan tilfredsstille følgende tappeprogram.

For installationer med badekar:

2 karbade: starttidspunkt for tapningen 0 og 30 min.
2 brusebade: starttidspunkt for tapningen 60 og 80 min.
2 tapninger til køkkenvask

Badene regnes at foregå med de i tabel V 2.5.1 angivne tapninger
Tapningen til køkkenvask regnes ikke at foregå samtidig med tapningerne til badekar.

For installationer uden badekar:

4 brusebade
2 tapninger til køkkenvask

Badene regnes at foregå med de i tabel V 2.5.1 angivne tapninger og tappeintervaller mv.
Tapning til køkkenvask regnes at kunne foregå samtidig med tapning til brusebad med det i tabel V 2.5.1 angivne tappeprogram.

2.5.2.1.2. a Dimensionering af gennemstrømningsvandvarmere i enfamiliehuse:

For anlæg til enfamiliehuse eller en enkelt lejlighed vil den nødvendige effekt normalt svare til tapning fra køkkenvask og bruser samtidig.

Nødvendig effekt:

Køkkenvask	14,7 kW
Bruser	17,6 kW
I alt	32,3 kW

2.5.2.1.2. b Dimensionering af varmtvandsbeholder, der forsyner alle tapsteder i et enfamiliehus:

Der anvendes de tappeprogrammer, der er angivet i 2.5.2.1.2. De tilsvarende P-E-kurver er angivet i figur V 2.5.2. Det er forudsat, at varmtvandsbeholderen forsyner alle tapsteder i en helårsbolig, og at der er tale om en familiebolig.

Omregning fra E_{eff} til V_{eff} kan ske efter formlen:

$$V_{\text{eff}} = E_{\text{eff}} \times \frac{860}{T_v - 10}$$

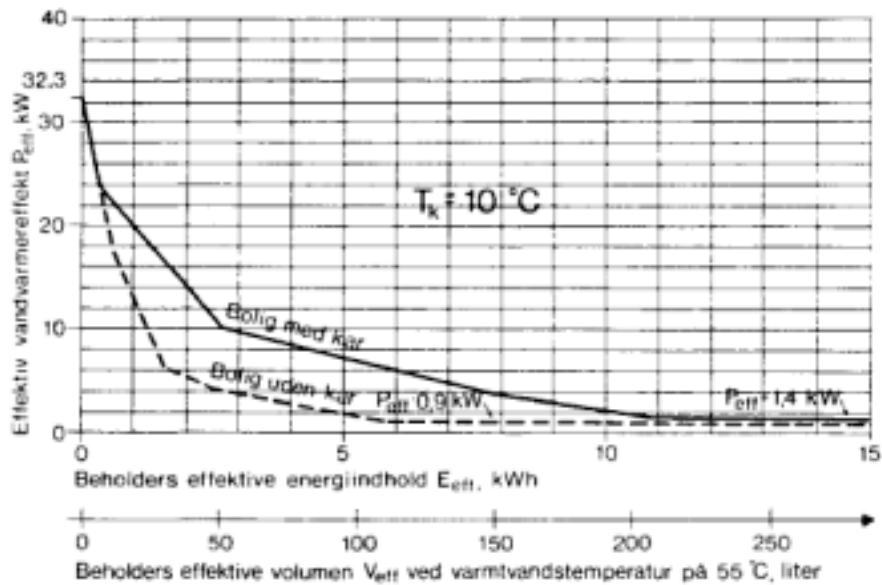
hvor T_v er den valgte varmtvandstemperatur

For beholdere tilsluttet kedler skal såvel kedeleffekt som varmevekslerens effekt være i overensstemmelse med figur V 2.5.2. Der skal her ikke lægges tilsteningstillæg til kedeleffekten. Følgende bør overholdes:

Vandstrømmen i kedel/beholderkredsen skal svare til effekten i figur V 2.5.2 og en forskel på frem- og retur-løbstemperatur på maks. 15 °C.

Den dimensionerende forskel mellem middelkedeltemperaturen i denne situation og T_{vmin} bør højst være 22 °C. Denne temperaturdifferens dimensioneres til en lavere værdi svarende til et passende tillæg for belægninger.

Bemærk: Hvis anlægget er indrettet, så hele kedlens effekt tilføres beholderen, skal både vandstrøm og varmeveksler dimensioneres efter kedeleffekten.



Beholdervolumen og varmepumpeberegninger ved forskellige beholderstørrelser og temperaturer:

Ved nedenstående beregninger er det forudsat at beholderen og varmepumpen skal kunne opretholde en ydelse svarende til en badekarstapning.

Beholdere			Beholder flow	Beholder effekt	VP effekt	Beholder volumen
50 L	Tk = 10 °C	MJ	l/s	kW	kW	l
50° C		8,36	0,1575	13,93333333	12,40066667	94,5
60° C		10,45	0,126	17,41666667	8,917333333	75,6
70° C		12,54	0,105	20,9	5,434	63
60 L						
50° C		10,032	0,1575	16,72	9,614	
60° C		12,54	0,126	20,9	5,434	
70° C		15,048	0,105	25,08	1,254	
70 L						
50° C		11,704	0,1575	19,50666667	6,827333333	
60° C		14,63	0,126	24,38333333	1,950666667	
70° C		17,556	0,105	29,26	-2,926	

Overordnede krav til brugsvands varmepumpe

CO₂ varmepumpen udnytter energien i luften ved temperaturer i området -20 til +35°C til opvarmning af brugsvand. Den skal kunne dække det årlige forbrug af varmt vand til en familie på fire personer og kan eventuelt kombineres med rumventilation. Varmepumpen skal kunne anvendes hvor der er behov for brugsvand, og hvor der mulighed for tilslutning via vandleddning (max. Arbejdstryk 10 bar).

Primære & sekundære krav:

Varmepumpen skal kunne opfylde det normale brugsvandsbehov for en familie på fire personer med en temperatur af brugsvandet på 55°C. Som forsyningssikkerhed anvendes en suppleringskilde samt en afrimningsfunktion. Desuden skal varmepumpen opfylde gældende standarder.

For at undgå legionella bakterier skal brugsvandet i beholderen opvarmes til minimum 65 °C, mindst én gang om ugen.

Varmepumpens primære opgave er brugsvandsopvarmning. Evt. overskudsvarme skal kunne anvendes til rumopvarmning.

Varmepumpen skal kunne installeres i private hjem, og dimensionen bør derfor ikke overstige 1725 · 600 · 665 mm (H · B · D). Derudover skal varmepumpen være forsynet med justerbare fødder, stikfærdig eltilslutning samt simpel og monteringsvenlig VVS og luft tilslutning.

Varmepumpen skal have et minimum af vedligehold/service, dvs. rengøring af kondensafløb, fordamper, og luftkanaler (én gang om året). Beholderen korrosionsbeskyttes af en magnesiumsanode, som skal udskiftes når signal herom gives på varmepumpens betjeningspanel.

Varmepumpen's kabinet skal være modstandsdygtig overfor korrosion, og kunne leveres i forskellige farver, med ridsefaste og rengøringsvenlige overflader.

Varmepumpen skal for brugeren være enkel at betjene, dvs. få knapper og kun oplyse brugeren om nødvendig driftinformation (tænd/sluk, temp. brugsvand, fejl mm.).

Emballeringen skal kunne beskytte varmepumpen i langtidstransporter med omlæsninger (eks. fra Danmark til Spanien med lastbil). Derudover skal emballeringen være fremstillet i genbrugsvenligt materiale (recycling) og være forholdsvis nemt at anvende.

Salgs & markedsforhold:

Varmepumpen skal kunne leveres med forskelligt design og kunne tilpasses kundeønsker mht. logo, farver mm. Prisen skal ligge på samme niveau som tilsvarende varmepumpe med R134a.

Varmepumpen er hovedsagelig en eksportartikel, som især sælges til Tyskland, Holland, Østrig Schweiz og Sverige. Da Danmark ikke har tradition for anvendelsen af varmepumper, som kun opstilles i område uden kollektiv varmeforsyning, vil hjemmemarkedet kun udgøre en mindre del.

Der skal kun udvikles én varmepumpe grundmodel, med en varmeydelse på ca. 2 kW. Dog kan det på længere sigt være muligt at der udvides med en model med større effekt.

Der er ingen elektriske varianter, da varmepumpen kun udføres som 230 V/ 50 Hz.

Varmepumpen skal kunne leveres med ekstra varmeveksler, til sammenkobling med solvarmeanlæg.

Levetiden må forventes at ligge på 12-15 år, for at retfærdiggøre investeringen for brugeren.

Varmepumpen skal kunne forsynes med CE-mærkning, samt typeskilt og nødvendige advarselsskilte.

Test & typegodkendelser. Der skal forelægge en systemgodkendelse for varmepumpen samt en CCA godkendelse, således at godkendelsen for anvendelse i resten af Europa, evt. med tillægsgodkendelser.