

Renere Produkter

J.nr.: M 126-0591

Konvertering af HVAC-UNIT fra HFC til naturlige kølemidler

Forfatter(e)

Peter Schneider, Teknologisk Institut
Kim Gardø Christensen, Teknologisk Institut
Svend Vinter Pedersen, Teknologisk Institut
Jens Frandsen, Nilan A/S

1 Indholdsfortegnelse

1	INDHOLDSFORTEGNELSE	3
2	FORORD	7
3	FORMÅLET MED PROJEKTET	9
4	BAGGRUND FOR PROJEKTET	11
5	BESKRIVELSE AF HVAC	13
6	BESKRIVELSE AF FORSKELLIGE LØSNINGSMULIGHEDER FOR HVAC MED CO₂	15
6.1	LORENTZEN PATENT	15
6.2	KREDSPROCESSEN MED CO ₂	17
6.3	OPTIMALT HØJTRYK MED OVERKRITISK DRIFT	18
7	VALG AF SYSTEMLØSNING	21
8	ENDELIG RØRDIAGRAM OG STYKLISTE	25
9	KRAVSPECIFIKATION	27
9.1	KØLEMIDDEL	27
9.2	KOMPRESSOR	27
9.3	KAPACITETER	27
9.4	KAPACITETSREGULERING	27
9.5	STYRING	27
9.6	KAPACITETSREGULERING	28
9.7	OVERKRITISK DRIFT	28
9.8	UNDERKRITISK DRIFT	28
9.9	SKIFT MELLE M VARMEDRIFT OG KØLEDRIFT	28
9.10	STYRING AF HØJTRYKKET	29
9.10.1	<i>Overkritisk drift</i>	29
9.10.2	<i>Underkritisk drift</i>	29
9.11	OLIEDIFFERENSTRYK	30
9.12	LAVTRYKSPRESSOSTAT	30
9.13	HØJTRYKSPRESSOSTAT	30
9.14	TRYKGASTEMPERATUR	30
9.15	OVERHEDNING AF FORDAMPER	30
9.16	VARMEVEKSLERE	31
9.17	STØJ	31
9.18	RØRLEDNINGER	31
9.19	SPECIFIKATION AF CO ₂ EKSPANSIONSVENTIL	31
9.20	DIMENSIONERINGSDATA FOR HØJTRYKSVENTIL	32
9.21	DIMENSIONERINGSDATA FOR LAVTRYKSVENTIL	33
9.22	MELLE M TRYKSRECEIVER	33
9.23	SUGEAKKUMULATOR	33
10	PRISSAMMENLIGNING	35

11	PED-GENNEMGANG	37
11.1	LAVSPÆNDINGSDIREKTIVET	37
11.2	MASKINDIREKTIVET	37
11.3	TRYKUDSTYRSDIREKTIVET	37
11.4	KLASSIFICERING AF ENHEDEN	37
12	ENERGIMÅLINGER	41
12.1	LOBBY	41
12.2	KØKKEN	42
13	SIMULERINGER AF ÅRS COP	45
13.1	SKIFT MELLEM KØL OG VARME FOR HVAC	45
13.2	RUMTEMPERATUREN SOM FUNKTION AF UDETEMPERATUREN	46
13.3	INDBLÆSNINGSTEMPERATURENS AFHÆNGIGHED AF UDETEMPERATUREN	47
13.4	BEREGNING AF TEWI	47
14	KONKLUSION	51
15	REFERENCER	53

2 Forord

Nærværende rapport er dokumentation for projektet "Konvertering af HVAC-unit fra HFC til naturlige kølemidler".

Projektet er udført som et samarbejde mellem Nilan A/S og Teknologisk Institut, Industri og Energi, Center for Køle- og Varmepumpe teknik og med McDonald's Danmark A/S og Lodam A/S i projektfølgegruppen.

Projektet blev støttet af Miljøstyrelsens program "Program for Renere Produkter m.v." under j. nr. M 126-0591.

Der rettes en tak til projektdeltagerne for deres konstruktive samarbejde.

1. juli 2003
Teknologisk Institut
Center for Køle- og Varmepumpe teknik

Peter Schneider
Civilingeniør

3 Formålet med projektet

Formålet med projektet er at konvertere mellemstore HVAC-units (Heating, Ventilation and Air Conditioning) til anvendelse af naturlige kølemidler. HVAC-units anvender normalt R407C eller andre HFC'ere som kølemiddel. Samtidig med konverteringen skal energiforbruget holdes neutralt sammenlignet med de optimerede HFC-systemer, der findes på markedet i dag.

Der tages udgangspunkt i varmegenvindingsaggregatet, VPM 600, med en kulde-/varmeydelse på hhv. 25/30 kW. Dette aggregat skal konverteres til at anvende enten CO₂ eller propan som kølemiddel. Med udgangspunkt i det udviklede aggregat skal der i efteråret 2002 installeres et tilsvarende anlæg i verdens første HFC-frie McDonald's restaurant, der skal placeres i Danmark.

Arbejdet i projektet vil koncentrere sig om konvertering af aggregatet til CO₂ som kølemiddel. Imidlertid kan der ligge tekniske barrierer, der endnu ikke er kendte, som vil gøre, at projektgruppen kan blive tvunget til at fokusere på kulbrinten, propan. Propan er brændbart og vil pga. kravet om en direkte kølekreds medføre et højere energiforbrug og sandsynligvis en højere pris end et tilsvarende aggregat med CO₂. Derfor fokuseres der i første omgang på CO₂.

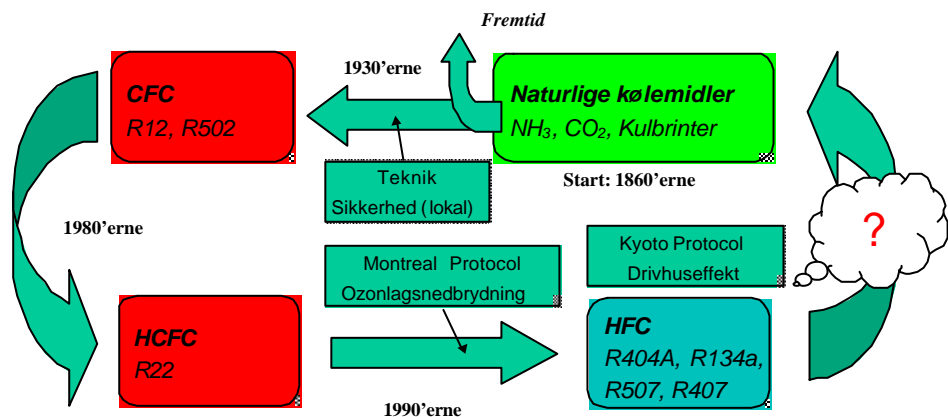
Det er vigtigt, at udbredelsen af naturlige kølemidler forankres blandt brugere, installatører og producenter i branchen som en god og brugbar løsning, der relativt simpelt kan udføres i praksis. Herved øges konverteringen og teknologikendskabet i branchen, hvilket vil styrke det politiske signal. En styrkelse af udbredelsen samt forståelsen for brugen af kulbrinter er meget vigtig, da det politiske pres fra producenterne af HFC-kølemidler er stort.

4 Baggrund for projektet

Den mekaniske køling startede i midten af forrige århundrede i bryggerierne. Senere kom der kølemaskiner på slagterier, mejerier og i fiskeindustrien. Ammoniak blev på et tidligt tidspunkt benyttet som kølemiddel og har været benyttet i mere end 100 år. I starten af 1900-tallet startede anvendelsen af CO₂ som kølemiddel. Anlæggene var store og ineffektive, og de højere tryk med CO₂ var vanskelige at håndtere. Dog blev CO₂ brugt som kølemiddel gennem mere end 30 år. I mellemkrigsårene fremkom "sikkerhedskølemidlet" CFC-12, der ikke umiddelbart er farligt for arbejdsmiljøet, og som arbejder ved meget lavere tryk end CO₂. CFC-kølemidler fortrængte efterhånden de gammelkendte kølemidler med undtagelse af ammoniak, som stadig var førende i industrielle køleanlæg.

I 1974 fremkom teorien om, at CFC nedbryder ozonlaget, som beskytter mennesker, dyr og planter mod farlige ultraviolette stråler fra solen. Teorien fik rigtig støtte i midten af 1980'erne, hvor ozonhullet over Antarktis blev opdaget. I 1987 underskrev en række lande "Montreal-protokollen", som regulerer produktionen og anvendelsen af CFC og andre ozonlagnedbrydende stoffer.

Erstatningerne for CFC-gasserne (og HCFC-gasserne) kom frem i slutningen af 1980'erne. HFC-gasserne minder meget om CFC og HCFC, men HFC indeholder ikke klor og er derfor ikke ozonlagnedbrydende. Men HFC-stoffer er ikke miljøneutrale. HFC-stoffer er ligesom CFC- og HCFC-stoffer meget kraftige drivhusgasser. I 1997 brugte man i Danmark ca. 950 tons HFC, som, når det emitteres til atmosfæren, vil svare til emissionen af ca. 1,6 millioner tons CO₂ svarende til ca. 2% af den årlige danske emission af drivhusgasser.



Figur Fejl! Ukendt argument for parameter.: Den historiske "kølemiddelcirkel".

Mange begyndte derfor at stille spørgsmål (se figur 1) ved forsat brug af HFC-stoffer, og man kunne i denne forbindelse spørge om, hvilke alternativer, der i virkeligheden findes. Svaret er måske, at vi skal lukke cirklen (figur 1) og vende tilbage og anvende de naturlige kølemidler, man også anvendte for over 100 år siden, da den mekaniske køling startede. Denne udvikling er nu kraftigt stimuleret af afgiftsplanen, der pr. 1. marts 2001 har pålagt de industrielle drivhusgasser en anseelig afgift samt Miljøstyrelsens bebudede bekendtgørelse, der forventes underskrevet af ministeren i efteråret 2001.

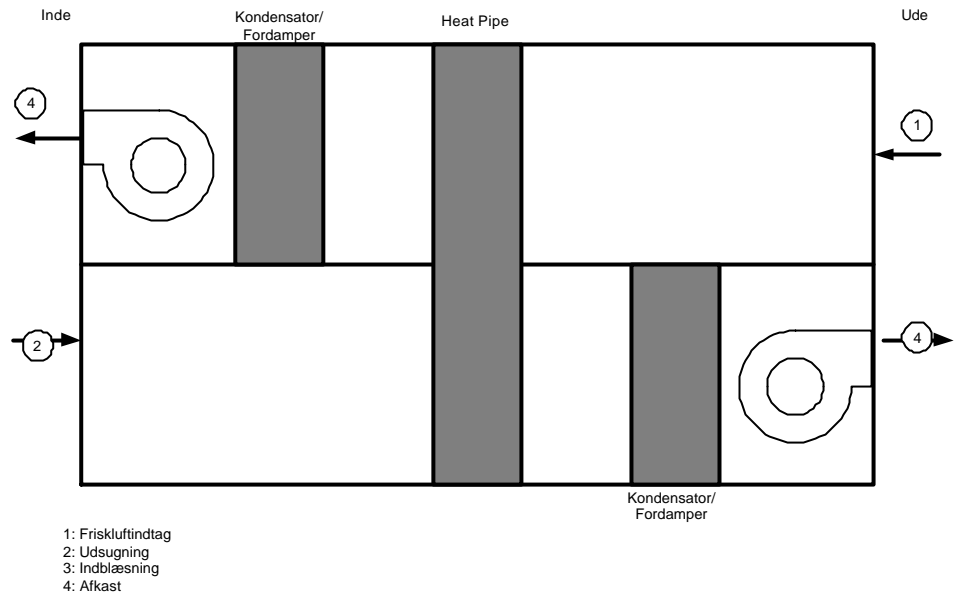
Kuldioxid (CO₂) har været "glemt" i over 50 år. Dette skyldes primært det højere tryk, som dette kølemiddel arbejder under. Imidlertid har moderne produktions- og materialeteknologi gjort det muligt at producere komponenter, der kan holde til trykkene, uden at komponenterne samtidig bliver for komplicerede og dyre. Trykkene med CO₂ i en HVAC-unit vil ligge i området fra 20 – 120 bar, hvor man normalt arbejder med tryk på maksimalt 30 bar. Endvidere vil processen arbejde "transkritisk"¹, hvilket stiller nye krav til styring af processen.

Andre naturlige kølemidler, der kunne have interesse for anvendelse i forbindelse med klimatisering, kunne være kulbrinter og ammoniak. Imidlertid kan disse kølemidler ikke anvendes direkte i menneskefyldte lokaler, da kulbrinter er brandfarlige og ammoniak er giftigt. Anvendelsen af disse kølemidler er i denne situation (direkte ekspansion/anvendelse) forbudt ved lov.

Nilan A/S er Danmarks største producent af reversible varmegenvindingsaggregater både til privat og erhvervsmæssigt brug. Aggregater til privat brug indeholder ofte muligheder til brugsvandsopvarmning. Dette projekt omhandler konverteringen af et varmegenvindingsaggregat til erhverv (VPM), der bl.a. anvendes i forbindelse med McDonald's restauranterne i Skandinavien og førende banker og sparekasser.

¹ Transkritisk: Processen arbejder på højtrykssiden over det kritiske tryk og temperatur.

5 Beskrivelse af HVAC



Figur 2: Principdiagram.

Figur 2 viser et principdiagram af Nilans HVAC (Heat Ventilation and Air Conditioning)-unit, der anvendes til opvarmning af lokaler om vinteren og til afkøling af lokaler om sommeren.

HVAC er opbygget i to sektioner: Indblæsningssektion (øverste sektion) og en udsugningssektion (nederste sektion).

Sommerdrift:

I lokalet er der brug for køling, så indblæsningsluften er kold. Dette opnås ved, at luften tages ind markeret ved 1 og strømmer igennem heat pipen. Under sommerdrift er heat pipen ikke aktiv. Forklaring på heat pipens virkemåde kommer senere. Derefter suges luften igennem fordamperen i indblæsningssektionen og den køles ned til den ønskede indblæsningstemperatur og blæses ind i lokalet ved punkt 4.

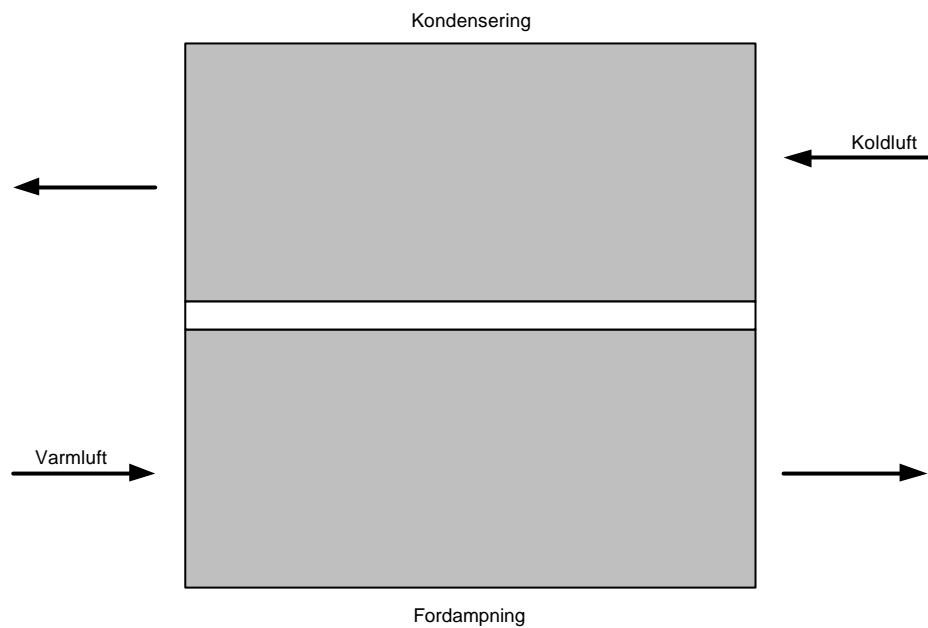
Ved punkt 2 suges lokaleluften ud og sendes igennem heat pipen, hvor der ikke sker nogen opvarmning af luften. Derefter strømmer luften igennem kondensatoren og blæses til omgivelserne ved punkt 4.

Vinterdrift:

I lokalet er der brug for opvarmning, så indblæsningstemperaturen er varm. Dette opnås ved, at luften tages ind ved punkt 1 og strømmer igennem heat pipen. Heat pipen er aktiv under vinterdrift, så luften varmes op i heat pipen. Luften bliver yderligere varmet op i kondensatoren inden den blæses ind ved den ønskede indblæsningstemperatur. Indeluften suges ud ved punkt 2 og

afkøles i heat pipen og blæses igennem fordamperen, hvor luften køles yderligere ned, inden den blæses til omgivelserne ved punkt 4.

Heat Pipe:



Figur 3: Heat pipe.

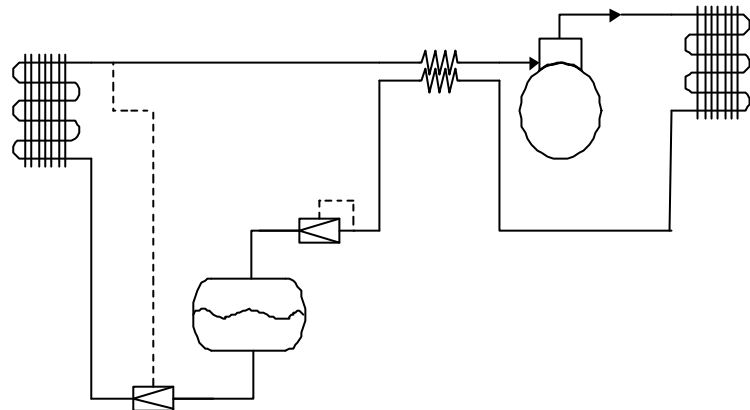
Heat pipen er et lukket fordampnings- og kondenseringskredløb, der overfører varme fra den nederste sektion til den øverste sektion. Overførelsen af varme foregår ved, at varm luft cirkulerer hen over den nederste sektion og får kølemidlet til at fordampe indvendigt i rørene. Kølemiddelgassen vil stige op til den øverste sektion, hvor den møder den kolde udeluft. Kølemidlet vil kondensere til væske og strømme tilbage til fordampningssektionen. Heat pipens effektivitet er størst ved så stor temperaturforskel mellem kold- og varmluft som muligt. Dette er fordelagtigt, da behovet for varmegenvinding er stigende med faldende udetemperatur.

6 Beskrivelse af forskellige løsningsmuligheder for HVAC med CO₂

6.1 Lorentzen patent

Lorentzen beskriver i sit patent WO 90/07683 forskellige systemløsninger, der kan anvendes til CO₂ til transkritisk drift.

I det følgende vil to af Lorentzens systemløsninger blive gennemgået.



Figur 4: Transkritisk system med mellemtryksreceiver.

Figur 4 viser et system med mellemtryksreceiver, der er placeret mellem to ekspansionsventiler. Ved transkritisk drift vil højtryksventilen ekspandere den transkritiske fluid fra højtrykket til et mellemtryk. Normalt vil hele ekspansionen foregå fra højtrykket til fordampningstrykket, men i et system med mellemtryksreceiveren vil ekspansionen deles, hvilket fremgår af figur 5. Ekspansionen fra højtrykket vil lande på nedre grænsekurve, da den mængde damp, der dannes under ekspansionen, ikke kan undslippe. I mellemtryksreceiveren vil der derfor være en blanding af mættet damp og mættet væske.

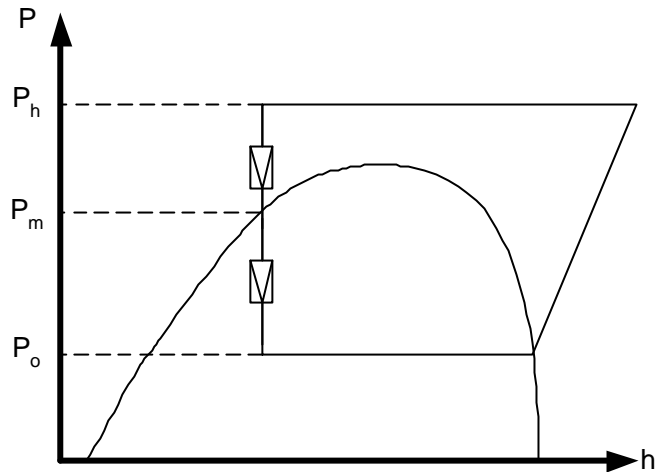
Ekspansionen fra mellemtrykket til fordampningstemperaturen foregår som i et normalt køleanlæg med en ekspansionsventil, der er styret af overhedningen efter fordamperen.

Af fordele ved ovenstående proces kan nævnes:

- Ved underkritisk drift åbnes højtryksventilen med tvang, og anlægget kører som et traditionelt køleanlæg
- Ingen problemer med olieretur
- Kendt regulering af væskeregulering til fordamper

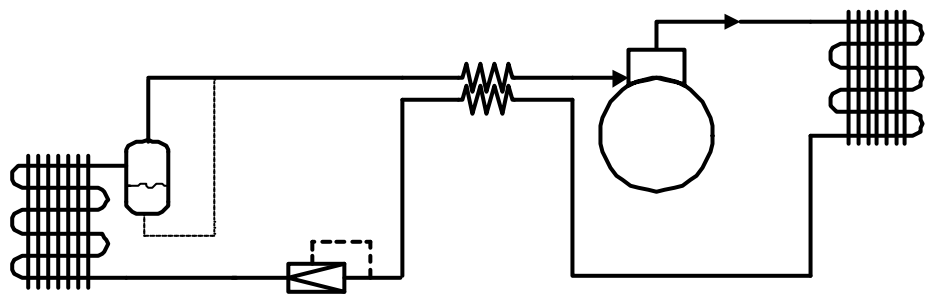
Af ulemper kan nævnes:

- To ekspansionsventiler
- Ingen optimal udnyttelse af fordamperoverfladen (overhedningszone)
- Receiver skal dimensioneres for et højt tryk
- Varierende driftskonditioner vil give forskellige indløbsbetingelser til lavtryksekspansionsventilen



Figur 5: Proces med mellemtryksreceiver vist i et log P,h diagram.

I figur 6 er vist en systemløsning med en lavtryksreceiver. Systemet indeholder kun en ventil, der styres efter højtrykket. På afgangen af fordamperen er der anbragt en lavtryksreceiver, hvor der kan akkumuleres kølemiddel ved forskellige højtryk.



Figur 6: Transkritisk system med lavtryksreceiver.

Af fordele kan nævnes:

- Én ekspansionsventil
- Lavtryksreceiver dimensioneres efter lavt tryk
- God udnyttelse af fordampere pga. ingen overhedningszone

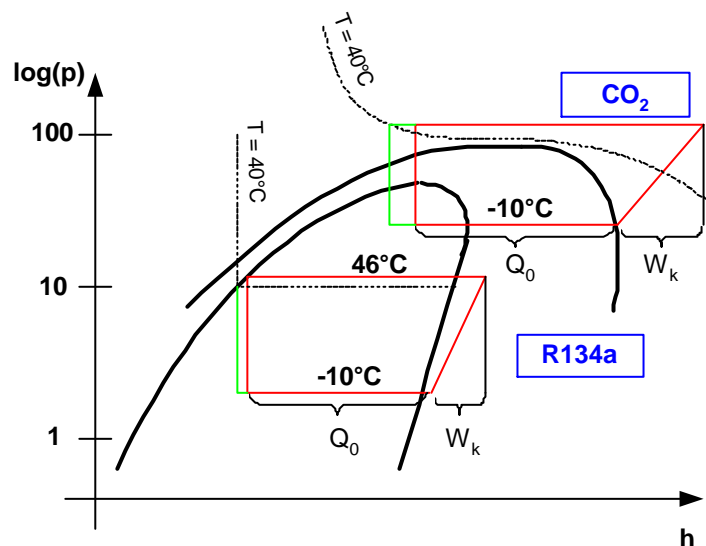
Af ulemper kan nævnes:

- Oliereturproblemer fra lavtryksreceiver
- Forskellige styringsstrategier af ekspansionsventil ved transkritisk og underkritisk drift

6.2 Kredsprocessen med CO₂

Anvendes CO₂ som kølemiddel i et køleanlæg eller i varmepumper, vil processen være væsentligt forskellig afhængig 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".

På figuren nedenfor ses den transkritiske kredsproces sammenlignet med den konventionelle kredsproces med R134a indtegnet i et $h, \log(p)$ -diagram.



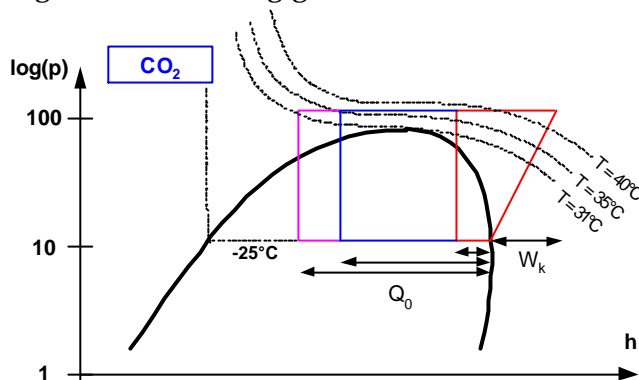
Figur 7: Kredsprocesser for R134a og CO₂.

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

Som det ses, arbejder kredsløbet med CO_2 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 normal væske (R134a). Dette betyder, at væskedannelsen for den transkritiske proces sker i ventilen under ekspansionen gennem dysen, hvilket normalt ikke er noget problem.

6.3 Optimalt højtryk med overkritisk drift

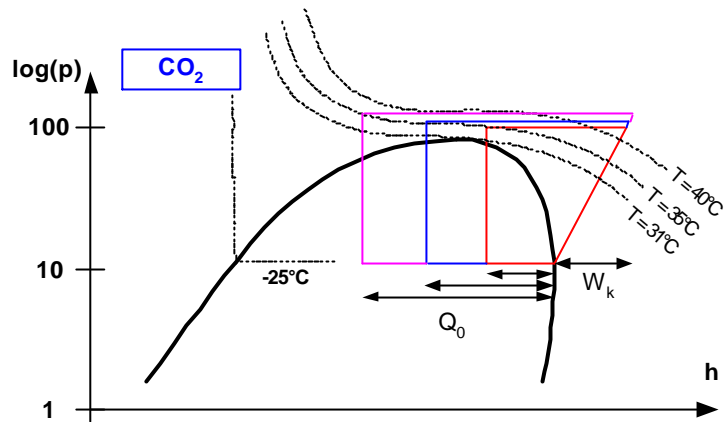
Ved overkritisk drift findes der ikke i kondensatoren sammenhæng (afhængighed) mellem tryk og temperatur. Dette betyder, at systemet nu er blevet tilføjet endnu en frihedsgrad, således at det er muligt at styre trykket i gaskøleren og temperaturen i gaskøleren uafhængigt.



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

Figuren ovenfor viser, hvorledes kuldeydelsen (Q_0) drastisk forøges ved, at temperaturen af CO_2 'en ud af gaskøleren er lavere (større køling). Kompressorens arbejde (W_k) er det samme. Under normale forhold kan temperaturen af CO_2 'en ud af gaskøleren ikke vælges vilkårligt, men 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). Da man ikke selv er herre over temperaturen ud af gaskøleren, betyder dette, at man i stedet kan vælge et tryk i gaskølerne, der er optimal for en ønsket drift (høj/lav kapacitet) eller blot for givne konditioner for at maksimere COP for anlægget.

Kapacitetsregulering for et transkritisk CO₂-anlæg kan - ud over 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 inden for meget vide grænser. Princippet er vist på figuren nedenfor:

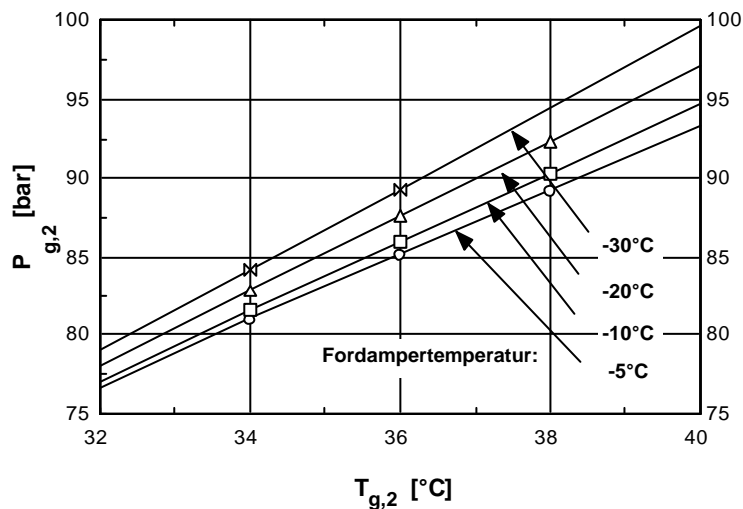


Figur 9: Ydelsens (Q_0) afhængighed af trykket i gaskøleren for fastholdt gastemperatur.

Det antages, at CO₂'ens temperatur ud af gaskøleren er bestemt af nogle ydre konditioner, og at den 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, hvor der samtidig opnås en energibesparelse på kompressoren. Dette aspekt er meget vigtigt i forståelsen af mulighederne i den transkritiske CO₂-proces.

Ofte er der ikke behov for kapacitetsregulering, eller denne opnås på en anden måde f.eks. ved kapacitetsregulering af kompressoren (cylinderudkobling eller omdrejningstalsregulering). I denne situation vil det være oplagt at styre efter den maksimale COP af processen. Det er således, at der netop findes et optimalt tryk mht. COP for en given afgangstemperatur fra gaskøleren.

Nedenstående figur viser det optimale valg af trykket i gaskøleren afhængig af gassens temperatur ud af gaskøleren.



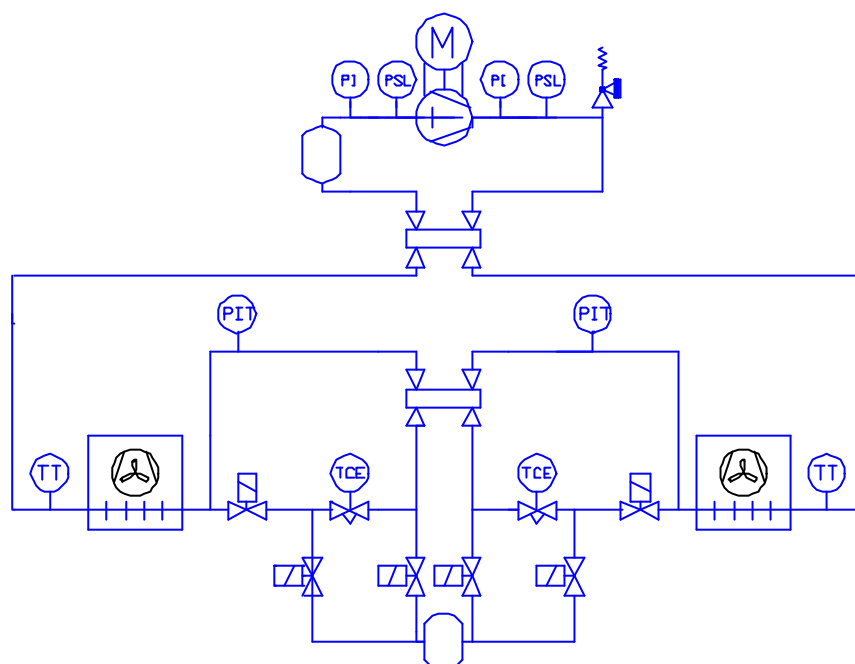
Figur 10: Tryk i gaskøleren for optimal COP, som er afhængig af fordampertemperaturen og gastemperaturen ud af gaskøleren ($T_{g,2}$).

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.

7 Valg af systemløsning

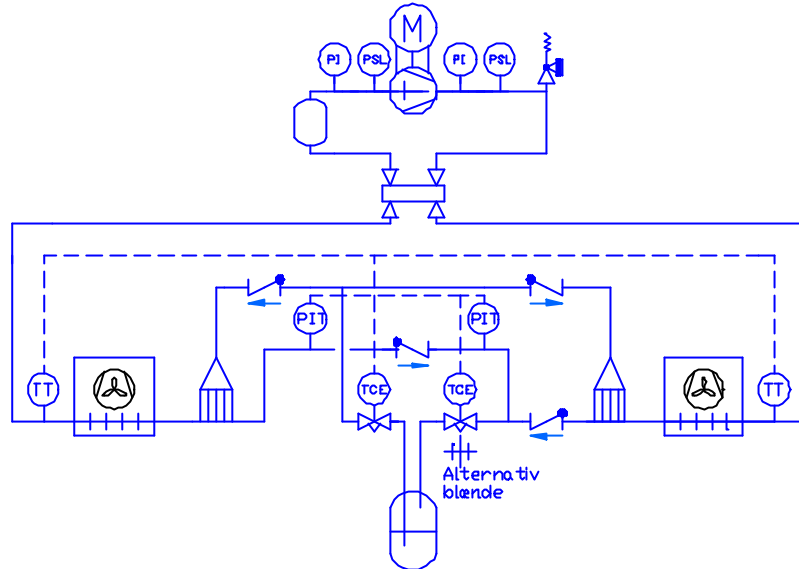
Hos Teknologisk Institut er der gjort erfaringer med begge systemløsninger, og erfaringen viser, at systemløsningen vist i figur 11 giver det mest driftssikre system. I det følgende vil der blive vist forskellige procesdiagrammer for Nilans HVAC baseret på systemløsning 1.



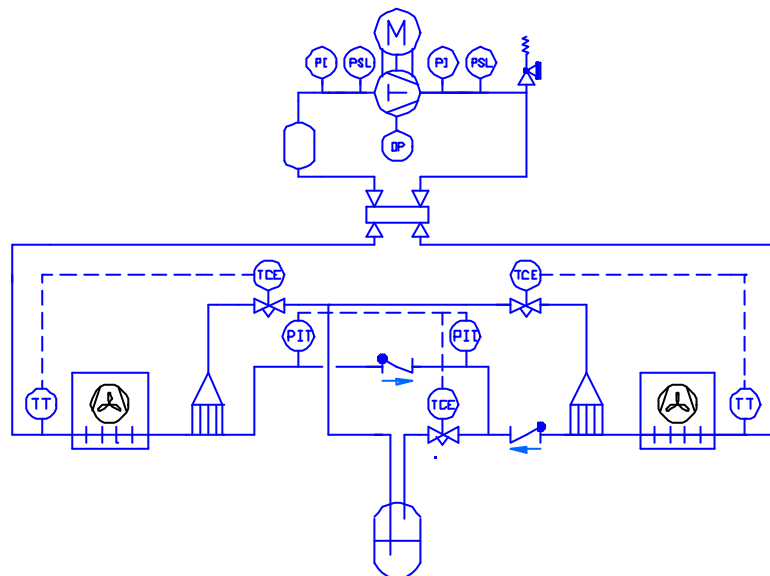
Figur 11: HVAC med to ekspansionsventiler og seks magnetventiler.

I figur 11 er der vist et procesdiagram med to ekspansionsventiler og seks magnetventiler. Ekspansionsventilerne er elektroniske, hvilket betyder, at de både kan anvendes som højtryksventil og lavtryksventil. Anvendes ekspansionsventilen som højtryksventil, styres åbningen efter det optimale højtryk, og anvendes ekspansionsventilen som lavtryksventil, reguleres åbningen efter overhedningstemperaturen efter fordamperen. Da processen er reversibel vil kondensatoren under varmedrift blive anvendt som fordamper under køle-drift, og det samme gælder for fordamperen. Systemet er dyrt, da der skal anvendes to 4-vejsventiler, seks magnetventiler samt to ekspansionsventiler.

I figur 12 er der igen vist en systemløsning med to ekspansionsventiler, men med kontraventiler i stedet for magnetventiler. Systemet er udformet således at højtryksventilen virker som højtryksventil under både varme- og kølédift, og lavtryksventilen på samme måde. Ulempen ved dette system er den lange afstand mellem lavtryksventilen og væskefordeleren til fordampere. Ved for store afstande er der risiko for, at kølemidlet vil strømme lagdelt, hvilket vil give en skævfordeling af kølemiddel til fordampere.

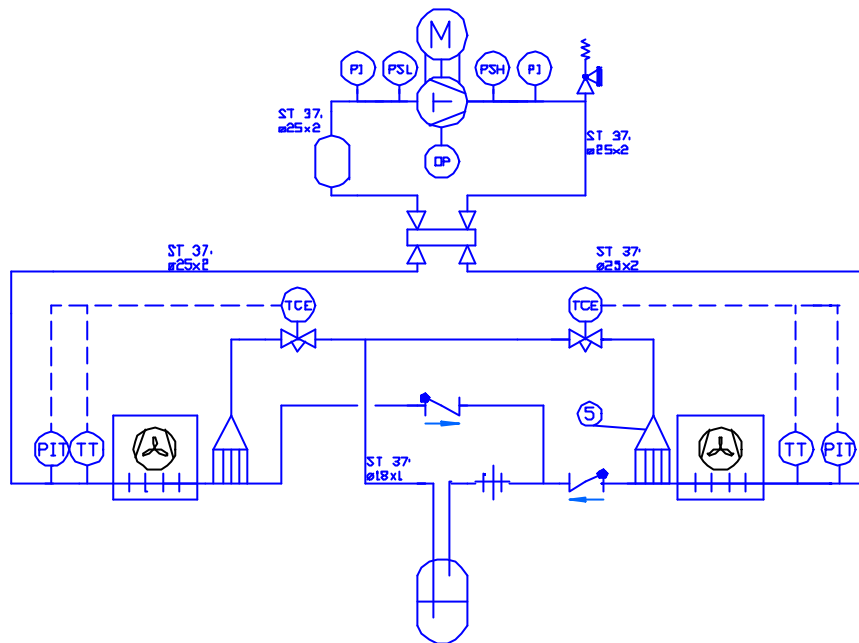


Figur 12: HVAC med to højtryksventiler og kontraventiler.



Figur 13: HVAC med tre ekspansionsventiler og kontraventiler.

I figur 13 er vist en systemløsning med tre ekspansionsventiler og kontraventiler. Systemet er identisk med systemet vist i figur 12, men ekspansionsventilen er flyttet hen til væskefordeleren, hvilket eliminerer problemet med skævfordeling.

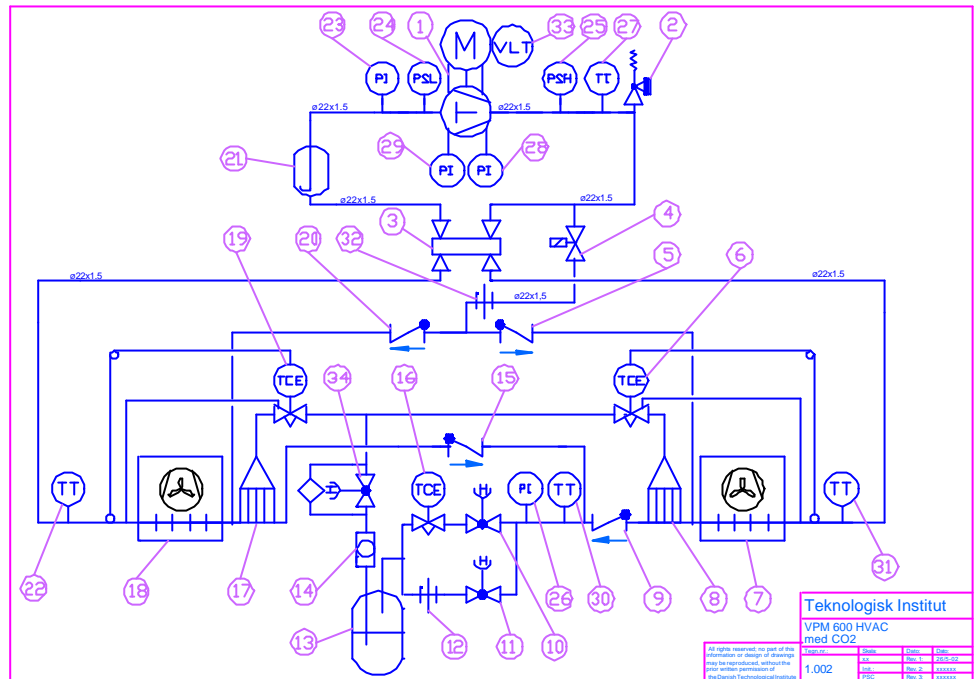


Figur 14: HVAC med to ventiler og blænde.

I figur 14 er vist en løsning med en blænde i stedet for en højtryksventil. Væskeindsprøjtningen til fordamperen reguleres af elektronisk ekspansionsventil.

Blænden vil holde trykket i gaskøleren oppe, og dermed også sikre tilstrækkelig kapacitet.

8 Endelig rørdiagram og stykliste



Figur 15: Endelig procesdiagram.

Stykliste

Pos	Beskrivelse
1	Kompressor
2	Sikkerhedsventil
3	4-vejsventil
4	Magnetventil
5	Kontraventil
6	Termostatisk ekspansionsventil
7	Kondensator/fordamper
8	Væskefordeler
9	Kontraventil
10	Afpærringsventil
11	Afpærringsventil
12	Nåleventil
13	Mellemtryksreceiver
14	Skueglas
15	Kontraventil
16	Højtryksventil med steppermotor
17	Væskefordeler
18	Kondensator/fordamper
19	Termostatisk ekspansionsventil
20	Kontraventil
21	Sugeakkumulator
22	Temperaturtransmitter
23	Tryktransmitter
24	Lavtrykspresostat
25	Højtrykspresostat
26	Tryktransmitter
27	Temperaturtransmitter
28	Tryktransmitter
29	Tryktransmitter
30	Temperaturtransmitter
31	Temperaturtransmitter
32	Nåleventil
33	Frekvensomformer
34	Afpærringsventil

9 Kravspecifikation

9.1 Kølemiddel

CO₂

9.2 Kompressor

Stempelkompressor
Slagvolumen 7,0 m³/h

9.3 Kapaciteter

Sommerdrift:

- Luftmængde udsug = 4200 m³/h
- Luftmængde indtag = 4200 m³/h
- Temp. udsug = +26 grader
- Temp. indtag = +30 grader
- Køleeffekt 24 kW

Vinterdrift.:

- Luftmængde udsug = 2000 m³/h
- Luftmængde indtag = 2000 m³/h
- Temp. udsug = +18 grader
- Temp. indtag = - 12 grader
- Varmeeffekt 28 kW
- Suppleret med Heat pipe 15 kW

9.4 Kapacitetsregulering

- Kompressoren kapacitetsreguleres mellem 25-60 Hz med inverter.

9.5 Styring

Beskrivelse af styring til Nilans HVAC VPM 600 med CO₂.

Positionsnumrene referer til rørdiagram figur 15 for Nilans HVAC VPM 600 med CO₂.

9.6 Kapacitetsregulering

Ved regulering af anlægget skelnes der mellem overkritisk drift ved højtryk større end 74 Bar og ved underkritisk drift med tryk mindre end 74 Bar.

Kompressoren er en stempelkompressor med et slagvolumen på 7 m³/h ved 50 Hz. Producenten garanterer, at kompressoren kan klare at blive frekvensreguleret fra 20-70 Hz. Dette interval kan eventuelt udvides til 10-90 Hz.

9.7 Overkritisk drift

Kapacitetsregulering under overkritisk drift foregår i følgende rækkefølge:

- Frekvensregulering af kompressor
- Indsprøjtning af trykgas i kronrøret til fordamper ved hjælp af magnetventil

Frekvensregulering af kompressor pos. 1

- Ved ønske om lavere kapacitet, sænkes frekvensen indtil den ønskede kapacitet opnås (min. 20 Hz (10 Hz)).
- Ved ønske om højere kapacitet, hæves frekvensen (maks. 70 Hz (90Hz)).

Indsprøjtning af trykgas ved hjælp af magnetventil pos. 4.

Indsprøjtning af varmgas foretages på samme måde som i eksisterende anlæg.

9.8 Underkritisk drift

Kapacitetsregulering under underkritisk drift foregår i følgende rækkefølge:

- Frekvensregulering af kompressor
- Indsprøjtning af trykgas ved hjælp af magnetventil

Beskrivelsen er identisk med transkritisk drift.

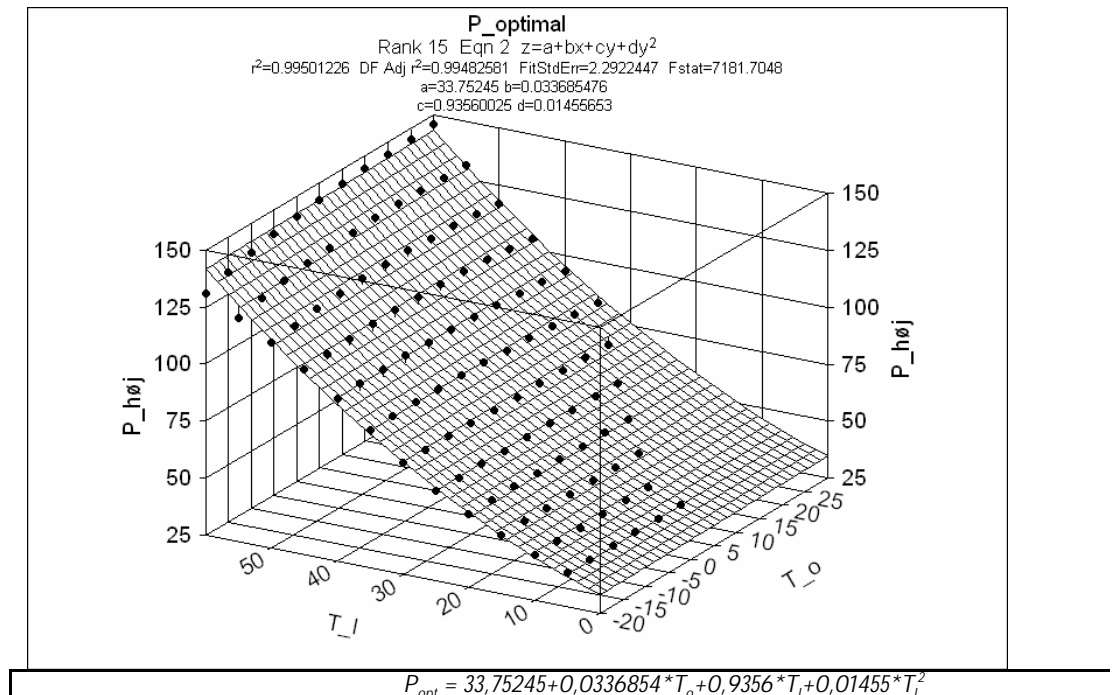
9.9 Skift mellem varmedrift og køledrift

Ved en given indetemperatur skal anlægget skifte fra varmedrift til køledrift eller omvendt. Processen kan vendes ved at åbne for 4-vejsventilen pos. 3. Åbningen af ventilen skal foregå langsomt for at undgå for store trykstød. Kompressoren stoppes før 4-vejsventilen aktiveres.

9.10 Styring af højtrykket

9.10.1 Overkritisk drift

I figur 16 er afhængigheden af det optimale højtryk vist som funktion af fordampningstemperaturen T_o og temperaturen ud af gaskøleren T_i . Det bedste fit er givet ved:



Figur 16: Det optimale højtryk som funktion af fordampningstemperaturen og temperaturen ud af gaskøleren.

Højtryksventilen pos. 16 regulerer i henhold til ovenstående formel idet den måler temperaturen ud af gaskøleren givet ved pos. 30, og fordampningstemperaturen, der bestemmes ud fra trykmålingen pos. 23.

Hvis højtrykket stiger uhensigtsmæssigt målt ved pos. 26, det vil sige kommer for tæt på det maksimale tryk, der er identisk med trykket indstillet på højtrykspressostaten pos. 25, skal ventilen åbne for at sænke højtrykket. Kommer højtrykket tilpas langt fra det maksimale tryk, kan ventilen begynde at regulere efter det optimale tryk igen.

9.10.2 Underkritisk drift

Ved underkritisk drift åbnes højtryksventilen pos. 16 med tvang, og anlægget vil køre som et traditionelt køleanlæg, hvor væskeindsprøjtningen til fordampningen reguleres af en termostatisk ekspansionsventil, henholdsvis pos. 6 og pos. 19.

9.11 Oliedifferenstryk

Oliedifferenstrykket beregnes som differencen mellem to målte tryk, henholdsvis pos. 28 og pos. 29. Ved differenstryk mindre end 0,5 Bar skal kompressoren stoppe, hvis differensen har været mindre end 0,5 i mere end 30 sekunder.

9.12 Lavtrykspresostat

Ved lavtryk lavere end 10 Bar i mere end 30 sekunder, skal pressostaten pos. 24 bryde til kompressoren. Styringen skal være forberedt på, at lavtrykspresostaten kan være elektronisk. Det vil sige, når lavtrykket målt ved pos. 23 bliver mindre end 20 Bar.

9.13 Højtrykspresostat

Er trykket højere end 130 Bar i mere end 30 sekunder skal kompressoren stoppe. Højtrykspresostaten pos. 25 skal bryde til kompressoren. Styringen skal være forberedt på, at højtrykspresostaten skal være elektronisk og dermed bryde til kompressoren, hvis trykket er over 130 Bar, målt ved pos. 26 i mere end 30 sekunder.

9.14 Trykgastemperatur

Hvis trykgassens temperatur målt ved pos. 27 bliver højere end 125°C, skal en alarm lyde og kompressoren stoppes.

9.15 Overhedning af fordamper

Beregnes som differencen mellem trykket målt ved pos. 23 og temperaturen ved pos. 22 eller temperaturen ved pos. 31 afhængig af, om anlægget kører varmedrift eller køledrift.

Styringen baseres på Nilans CTS 5000, der overvåger alle funktioner i aggregatet.

Krav til indblæsningsluft: +/- 2°C

Antal indgange til styring:10

Indgange:

Udstyr	Område	Indgang (analog)	Indgang (digital)
Højtrykspresostat	0/1		1
Tryktransducer, sugeside af komp. (15)	4-20mA/ 0-10V	1	
Tryktransducer, højtryksventil (21)	4-20mA/ 0-10V	1	
2 stk. ekspansionsventiler (21, 21, 24, 25)		4	
Temp. transmitter, trykgas	0-10V	1	
Temp. transmitter, afgang fra gaskøler	0-10V	1	
Et antal målinger af lufttemperaturer		2-4	

9.16 Varmevekslere

Der anvendes specielt designede fordampere/kondensator til CO₂.
Der anvendes specielt designede Heat Pipe til CO₂.

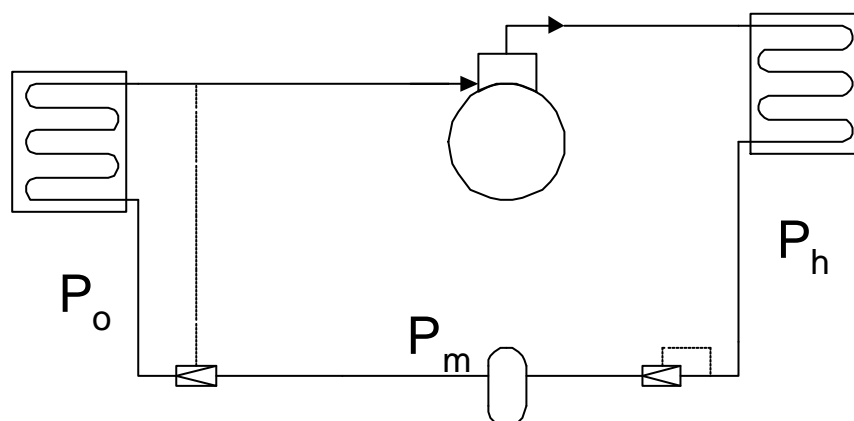
9.17 Støj

Friskluft 66,7 db(A)
Indblæsning 64,8 db(A)
Til rum 54,5 db(A)

9.18 Rørledninger

Der anvendes rustfri rør i ø22x1,5 mm.

9.19 Specifikation af CO₂ ekspansionsventil



Figur 17: Transkritisk proces med CO₂ for HVAC.

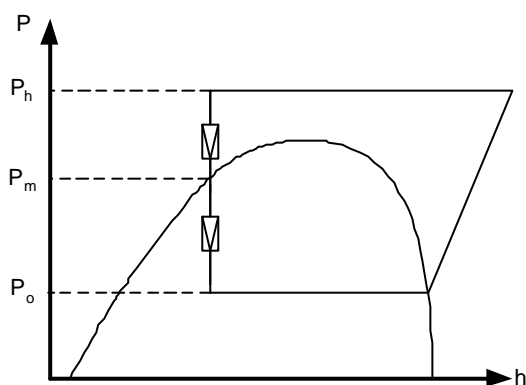
Figur 17 viser en transkritisk proces med to-trinsekspansion og mellemtryksreceiver for CO₂.

Ved transkritisk drift ekspanderer CO_2 fra højtrykket P_h gennem en højtryksventil til mellemtrykket P_m . Højtryksventilen reguleres af det optimale højtryk, der optimerer COP, og temperaturen af CO_2 efter gaskøleren. Lavtryksventilen er en termostatisk ekspansionsventil, der styres af overhedningen efter fordampere. Lavtryksventilen er forsynet med udvendig trykudligning for at kompensere for tryktabet i fordampere.

Figur 18 viser et Log P,h diagram for CO_2 med ekspansionsventilerne symbolsk indtegnet. Højtryksventilen ekspanderer fra højtrykket ned til mellemtrykket, der bliver bestemt af, hvornår den isenthalpiske ekspansion krydser grænsekurven.

Ved tilstrækkelig køling (lavere end 31°C) af CO_2 i gaskøleren vil ekspansionen havne på den nedre grænsekurve, idet den gas, der dannes under ekspansionen, ikke kan undslippe og vil samle sig i toppen af mellemtryksreceiveren, og væsken vil samle sig i bunden. Den tilstand, som lavtryksventilen ser, er derfor punktet på den nedre grænsekurve med mellemtrykket P_m .

Lavtryksventilen vil derefter ekspandere fra mellemtrykket til fordampningstrykket P_o . Ved underkritisk drift vil højtryksventilen være åben, og HVAC'en vil køre som et normalt køleanlæg, idet lavtryksventilen vil styre væsketilførslen til fordampere.



Figur 18: Log P,h diagram for CO_2 med to ekspansionsventiler.

9.20 Dimensioneringsdata for højtryksventil

Maksimalt højtryk P_h : 100 Bar
 Minimalt højtryk P_h : 75 Bar

Maksimalt mellemtryk P_m : 74 Bar
 Minimalt højtryk P_h : 40 Bar

$\Delta P_{\text{max}} = 60$ Bar ved en kuldeydelse på 18 kW
 $\Delta P_{\text{min}} = 10$ Bar ved en kuldeydelse på 24 kW

Temperatur før højtryksventil $T = 15\text{-}30^\circ\text{C}$

9.21 Dimensioneringsdata for lavtryksventil

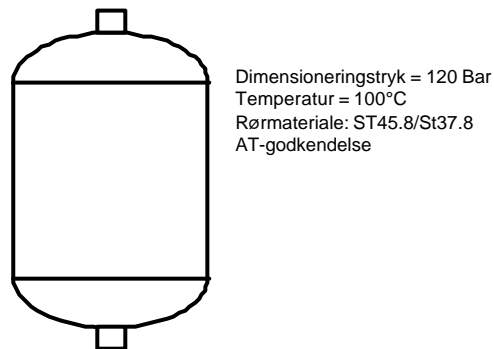
Maksimale mellemtryk P_m : 74 Bar
Minimale mellemtryk P_h : 40 Bar

Maksimale fordampningstryk P_o : 45 Bar
Minimale fordampningstryk P_o : 25 Bar

$\Delta P_{max} = 28$ Bar ved en kuldeydelse på 24 kW
 $\Delta P_{min} = 17$ Bar ved en kuldeydelse på 17 kW

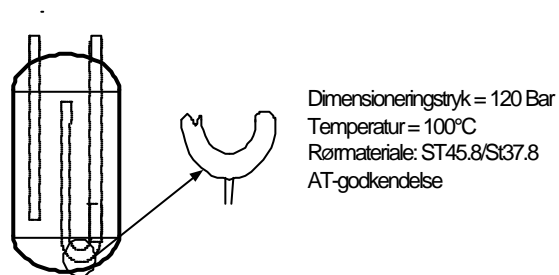
Temperatur før lavtryksekspansionsventil $T =$ Mætningstemperatur ved P_m .

9.22 Mellemtryksreceiver



Figur 19: Skitse af mellemtryksreceiver

9.23 Sugeakkumulator



Figur 20: Skitse af sugeakkumulator

10 Prissammenligning

Pos	Beskrivelse	VPM600 med R407c	VPM600 med R744, Vejle	VPM600 med R744, fremtid
1	Kompressor	1	2,9	1,5
2	Sikkerhedsventil	1	3,1	2
3	4-Vejs ventil	1	13,5	5
4	Magnet ventil	1	12,1	3
5	Kontraventil	1	5,6	3
6	Termstatisk ekspansionsventil	1	2,5	1,5
7	Kondensator/Fordamper	1	2,8	2
8	Væskefordeler	1	1	1
9	Kontraventil	1	5,6	3
12	Nåleventil	1	-	-
13	Mellemtryksreceiver	1	5,5	2
14	Skueglas	1	21,5	2
15	Kontraventil	1	5,6	3
16	Højtryksventil med steppermotor	1	-	-
17	Væskefordeler	1	1	1
18	Kondensator/Fordamper	1	2,8	2
19	Termstatisk ekspansionsventil	1	2,5	2
20	Kontraventil	1	5,6	3
21	Sugeakkumulator	1	4,5	2

Skemaet viser en prissammenligning mellem den eksisterende HVAC VPM 600 med R407c som kølemiddel, og prototype HVAC'en med CO₂. Prissammenligningen er gjort ved indexberegning, idet HVAC med R407c er sat til index 1. Det ses at prototypen med CO₂ er betydelig dyrere på de enkelte komponenter. Dette var også forventet ved projektstart, da der endnu ikke findes standard komponenter til de tryk som CO₂ opererer under. Der er anvendt komponenter fra hydraulik industrien.

Kolonne tre viser et skøn over de priser, der kan forventes i fremtiden samt en forventning om at standard komponenter vil være til rådighed, så der ikke skal anvendes hydraulik komponenter. Kolonne 3 viser, at et anlæg i fremtiden også vil være dyrere end den eksisterende HVAC med R407c. Dette skal dog ses i lyset af at man får et miljøvenligt og driftsøkonomisk anlæg.

11 PED-gennemgang

Lovgivningsmæssigt skal enheden opfylde kravene, som er beskrevet i de europæiske produktdirektiver, og det er fabrikantens ansvar at sikre sig, at alle relevante direktiver er opfyldt. Dette medfører, at maskindirektivet, lavspændingsdirektivet og trykudstyrsdirektivet angiver de væsentlige sikkerhedskrav til denne køleenhed. Opfyldes disse krav kan fabrikanten påføre CE-mærke på produktet.

11.1 Lavspændingsdirektivet

Elektricitetsrådet har foretaget en gennemgang af enheden, og ved gennemgangen blev det konstateret, at produktet opfylder kravene.

11.2 Maskindirektivet

I henhold til maskindirektivet skal der foretages en risikovurdering af maskinen, som sikrer, at de væsentlige sikkerhedskrav i direktivet er opfyldt.

11.3 Trykudstyrsdirektivet

Da køleanlægget er et trykbærende anlæg, skal det opfylde kravene i Trykudstyrsdirektivet 97/23/EF indført ved Arbejdstilsynets bekendtgørelse nr. 743. Dette direktiv beskriver, hvilke væsentlige sikkerhedskrav, der skal overholdes, samt omfanget af kontrol og inspektion for det færdige produkt.

11.4 Klassificering af enheden

For at kunne specificere kravene til materialecertifikater, overensstemmelseserklæringer og godkendelsesprocedurer er det nødvendigt, efter at dimensioneringen er foretaget, at lave en klassifikation af enheden. Dette gøres på baggrund af kravene i Trykudstyrsdirektivet. Denne klassifikation foretages på baggrund af produktet.

Kategoriseringen er foretaget efter direktiv 97/23/EF, artikel 3.

Kategoriseringen af beholdere er foretaget efter direktiv 97/23/EF, artikel 3, stk. 1.1 a og bilag II, diagram 2.

Kategoriseringen af rør er foretaget efter direktiv 97/23/EF, artikel 3, stk. 1.3 a og bilag II, diagram 7.

Indpasninger (sammenføjninger) er kategoriseret efter artikel 10, stk. 2.

Køleanlægget er klassificeret i kategori III, hvilket betyder, at konstruktionen skal godkendes af et bemyndiget organ. Årsagen til denne klassifikation er, at anlægget indeholder to beholdere, som er henholdsvis i kategori II og III. Godkendelsen vil for enheden typisk blive foretaget som en EF-enhedsverifikation efter modul G. Rørsystemet er kategoriseret efter artikel 3, stk. 3, hvilket indebærer, at det skal udføres efter Sound Engineering Practice (SEP).

Beholderne skal produceres efter kravene til kategori II og III beholdere. Dette medfører, at konstruktionen skal godkendes af et bemyndiget organ for kategori III beholderen. Desuden er der krav til certificering af svejsere samt NDT-kontrol og inspektion på samlinger. For kategori II beholderen er der krav til NDT-kontrol og til certificering af svejsere. For begge beholdere gælder det, at den afsluttende verifikation med trykprøvning skal være kontrolleret af et bemyndiget organ.

Rørsystem og beholdere samt den samlede enhed, skal konstrueres og fremstilles efter en harmoniseret standard. Følgende standarder er aktuelle:

EN 378: Kølesystemer og varmepumper – Sikkerheds- og miljøkrav
EN 13480: Metallic industrial piping
EN 13445: Unfired pressure vessels

Pos	Beskrivelse	Max tryk	Nominel dimension	Produkttal	Sikkerhedskategori
		bar			
1	Kompressor	120			-
2	Sikkerhedsventil	120			IV
3	4-vejsventil	120	22	2640	Art. 3, stk. 3
4	Magnetventil	120	22	2640	Art. 3, stk. 3
5	Kontraventil	120	22	2640	Art. 3, stk. 3
6	Termstatisk ekspansionsventil	120	22	2640	Art. 3, stk. 3
7	Kondensator/Fordamper	120	22	2640	Art. 3, stk. 3
8	Væskefordeler	120	22	2640	Art. 3, stk. 3
9	Kontraventil	120	22	2640	Art. 3, stk. 3
10	Afpærringsventil	120	22	2640	Art. 3, stk. 3
11	Afpærringsventil	120	22	2640	Art. 3, stk. 3
12	Nåleventil	120	22	2640	Art. 3, stk. 3
13	Mellemtryksreceiver	120	10 ltr	1200	III
14	Skueglas	120	22	2640	Art. 3, stk. 3
15	Kontraventil	120	22	2640	Art. 3, stk. 3
16	Højtryksventil med steppermotor	120	22	2640	Art. 3, stk. 3
17	Væskefordeler	120	22	2640	Art. 3, stk. 3
18	Kondensator/Fordamper	120	22	2640	Art. 3, stk. 3
19	Termostatisk ekspansionsventil	120	22	2640	Art. 3, stk. 3
20	Kontraventil	120	22	2640	Art. 3, stk. 3
21	Sugeakkumulator	120	2 ltr	240	II
22	Temperaturtransmitter	120	-		
23	Tryktransmitter	120	-		
24	Lavtrykspressostat	120	-		
25	Højtrykspressostat	120	-		
26	Tryktransmitter	120	-		
27	Temperaturtransmitter	120	-		
28	Tryktransmitter	120	-		
29	Tryktransmitter	120	-		
30	Temperaturtransmitter	120	-		
31	Temperaturtransmitter	120	-		
32	Nåleventil	120	22	2640	Art. 3, stk. 3
33	Frekvensomformer	120	-		
34	Afpærringsventil	120	22	2640	Art. 3, stk. 3

12 Energimålinger

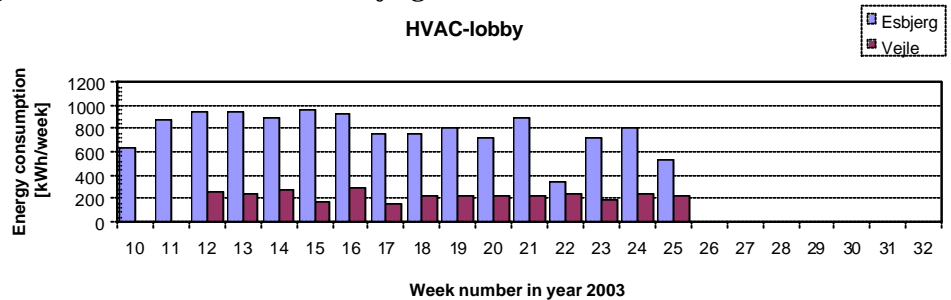
Nedenstående figurer viser energimålinger, udført på McDonald's restaurant i Vejle, hvor HVAC med CO₂ er installeret, og på en McDonald's restaurant i Esbjerg, der størrelsesmæssigt kan sammenlignes med restauranten i Vejle. HVAC-unitten i Esbjerg er en konventionel Nilan VPM 600 HVAC med R407c som kølemiddel.

Målingerne skal tages med stor forbehold, da ved projektafslutning ikke var taget længere varende målinger for køledrift. Styringsprincipperne for det to restauranter er ikke identisk. Ved vinterdrift anvender Vejle restauranten gas opvarmning som primær energikilde og Esbjerg restauranten anvender HVAC'en som primær energikilde til opvarmning. Derfor ser man også lavere energiforbrug om vinteren på HVAC'en med CO₂ i Vejle end Esbjerg. Gasforbruget er derfor betydelig højere i Vejle end Esbjerg, hvilket vil fremgå i de nedenstående figurer. Heat Pipen med CO₂ er målt til at være 40% mere effektiv end en Heat Pipe med R407c, hvilket også minimerer energiforbruget.

Der er installeret to HVAC'ere pr. restaurant: køkken og lobby.

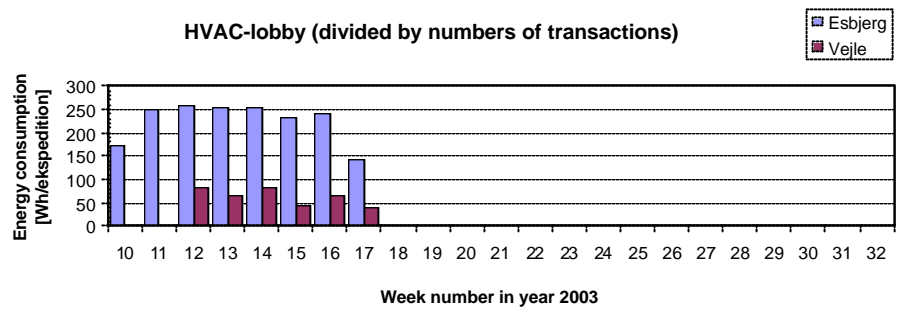
12.1 Lobby

Figur 21 viser sammenligning mellem energiforbruget for HVAC i lobby. Energiforbruget for HVAC med CO₂ (Vejle) viser et betydeligt lavere energiforbrug end HVAC med R407c (Esbjerg).



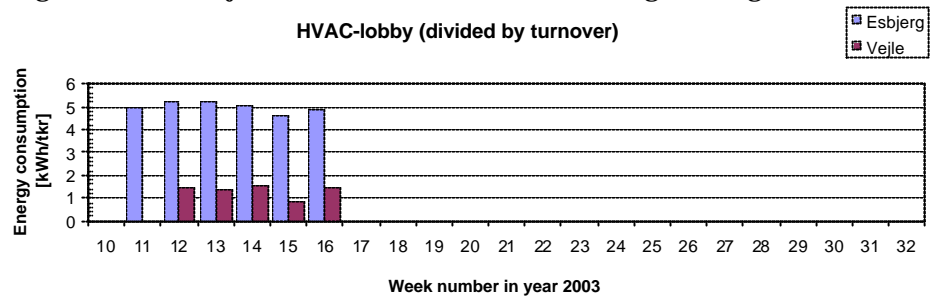
Figur 21: Energiforbrug Lobby

Figur 22 viser energiforbruget divideret med antallet af betalinger i restauranten. Figuren viser samme resultat som figur 21, hvilket betyder, at der har været nogenlunde samme antal besøgende på restauranten, og at de derfor er sammenlignelige. Energiforbruget pr. betaling er betydeligt lavere for Vejle restauranten.



Figur 22: Energiforbrug divideret med antal betalinger (Lobby)

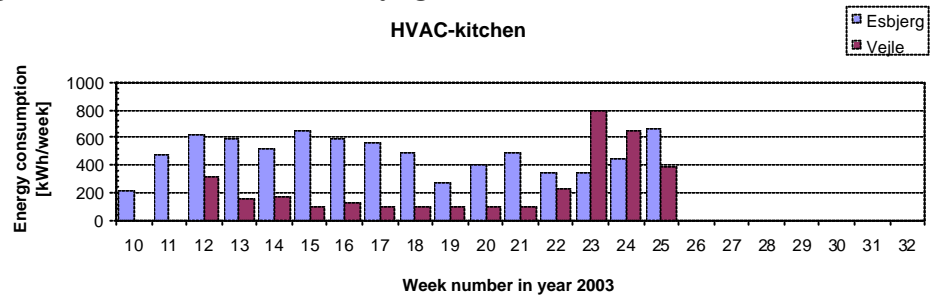
Figur 23 viser samme tendens som 21 og 22. Figuren viser energiforbruget divideret med omsætningen af restauranten. Energiforbruget divideret med omsætningen viser, at Vejle restauranten har et lavere energiforbrug.



Figur 23: Energiforbrug divideret med omsætning (Lobby)

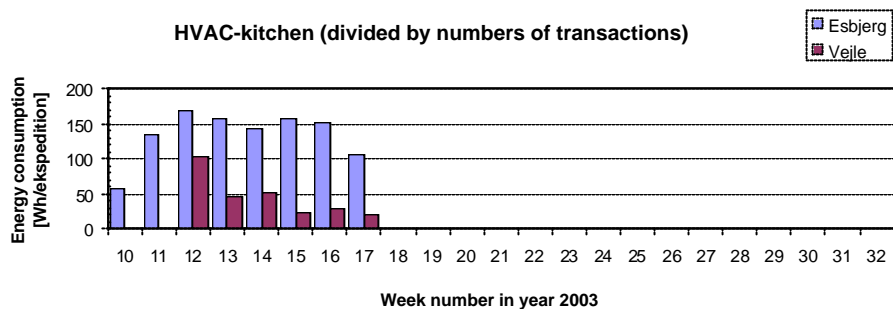
12.2 Køkken

Figur 24 viser sammenligning mellem energiforbruget for HVAC i lobby. Energiforbruget for HVAC med CO₂ (Vejle) viser et betydeligt lavere energiforbrug end HVAC med R407c (Esbjerg).



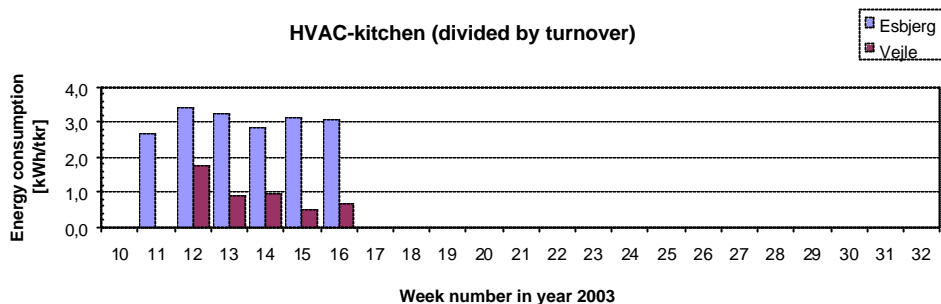
Figur 24: Energiforbrug køkken

Figur 25 viser energiforbruget divideret med antallet af betalinger i restauranten. Figuren viser samme resultat som figur 24, hvilket betyder, at der har været nogenlunde samme antal besøgende på restauranten, og at de derfor er sammenlignelige. Energiforbruget pr. betaling er betydeligt lavere for Vejle restauranten.

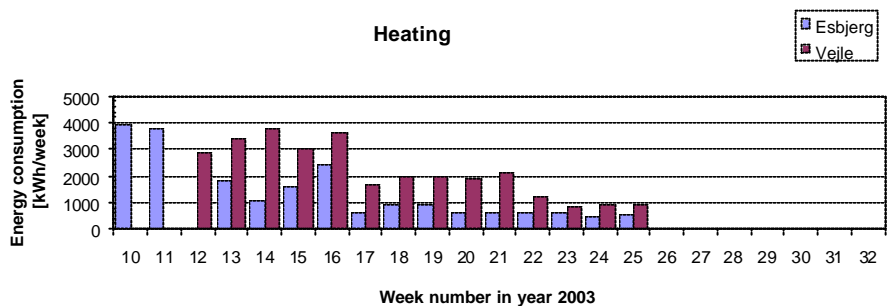


Figur 25: Energiforbrug køkken divideret med antal betalinger

Figur 26 viser samme tendens som 24 og 23. Figuren viser energiforbruget divideret med restaurantens omsætning. Energiforbruget divideret med omsætning viser, at Vejle restauranten har et lavere energiforbrug.



Figur 26: Energiforbrug køkken divideret med omsætning



Figur 27: Energiforbrug til opvarmning

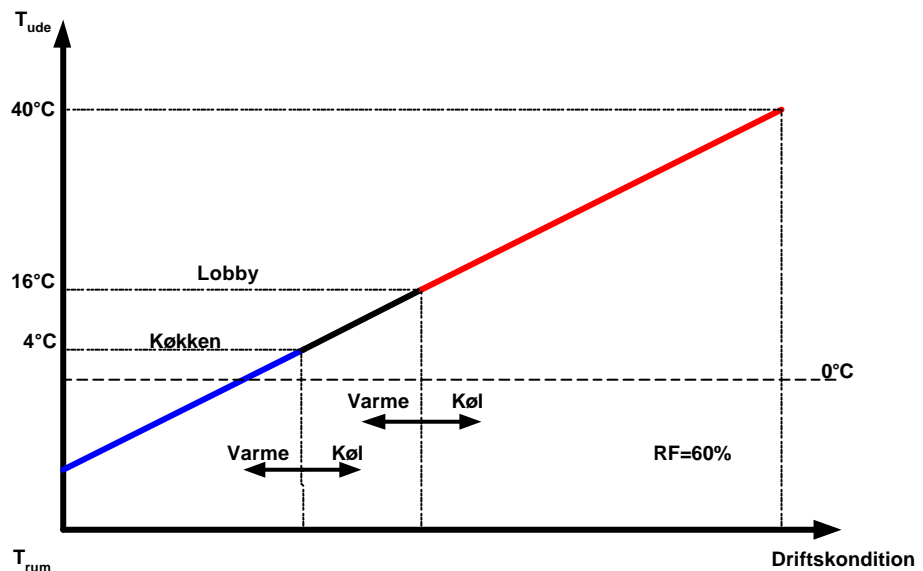
13 Simuleringer af års COP

13.1 Skift mellem køl og varme for HVAC

Da det inden for tidsrammen af dette projekt ikke er muligt at lave en måling for årsenergiforbruget, er der lavet to simuleringer for at sammenligne en HVAC med CO₂ og en HVAC med R407c.

Beregningerne er udført på standardåret, som er målinger udført på det danske vejr gennem de sidste 20 år. Ved at lade anlæggene følge udetemperaturen fås et realistisk bud på års energi forbruget for de to anlægstyper.

Nedenstående afsnit viser, under hvilke betingelser simuleringerne er gjort, og hvornår HVAC skifter mode fra køl til varme og omvendt.

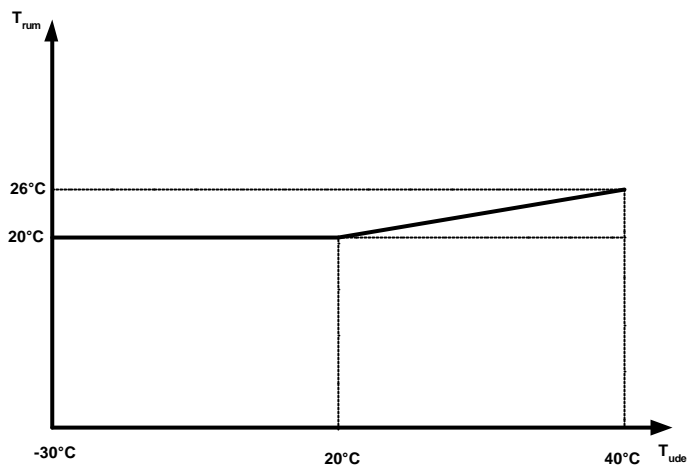


Figur 28: Skift mellem køl og varmedrift

Ovenstående figur viser, ved hvilken udetemperatur HVAC skifter fra varmemode til sommermode. Ved en udetemperatur på 4°C skifter HVAC i køkkenet fra varmemode til kølemode, og lobby HVAC skifter ved en udetemperatur på 16°C fra varmemode fra kølemode. Grunden til, at der er forskel på de to temperaturer, er, at varmepåvirkning fra køkkenets maskiner (grill, friture osv.) udgør en ikke uvæsentlig del af køkkenets opvarmning. Lobby derimod har kun varmepåvirkning fra restaurantens besøgende og skifter derfor mode ved en højere udetemperatur. Skiftetemperaturen angiver derfor den ligevægtstemperatur, hvor der er balance mellem tilført effekt fra omgivelserne og afgivet effekt fra restauranten.

13.2 Rumtemperaturen som funktion af udetemperaturen

Nedenstående figurer viser, hvordan rumtemperaturen vil følge udetemperaturen. Ved udetemperaturer lavere end 20°C vil HVAC'en være i stand til at opretholde en rumperatur på 20°C, hvorimod rumtemperaturen vil stige ved udetemperaturer højere end 20°C. Temperaturen vil stige til 26°C ved en udetemperatur på 40°C.



Dette kan sammenfattes i følgende to ligninger:

$$T_{ude} < 20:$$

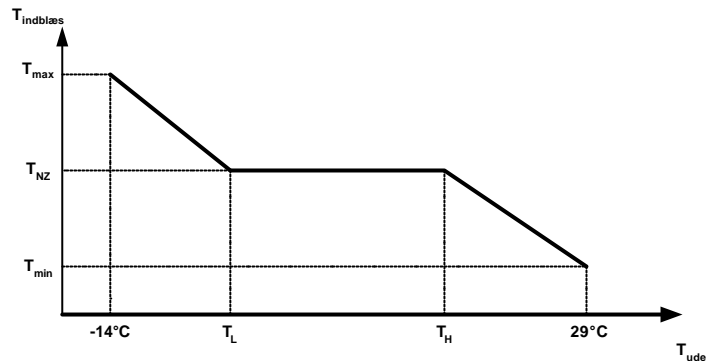
$$T_{rum} = 20$$

$$T_{ude} > 20:$$

$$T_{rum} = 0,3 \cdot T_{ude} + 20$$

Under simuleringen vil rumtemperaturen være lig udsugningstemperaturen.

13.3 Indblæsningstemperaturens afhængighed af udetemperaturen



$$T_{ude} < T_L :$$

$$T_{indb} = \frac{T_{max} - T_{nz}}{-14 - T_L} \cdot T_{ude} + T_{nz} - \frac{T_{max} - T_{nz}}{-14 - T_L} \cdot T_L$$

$$T_L < T_{ude} < T_H$$

$$T_{indb} = T_{nz}$$

$$T_{ude} > T_H$$

$$T_{indb} = \frac{T_{nz} - T_{min}}{T_H - 29} \cdot T_{ude} + T_{nz} - \frac{T_{nz} - T_{min}}{T_H - 29} \cdot T_H$$

13.4 Beregning af TEWI

TEWI (Total Equivalent Warming Impact) repræsenterer summen af de direkte og indirekte drivhusgassers indflydelse på atmosfæren.

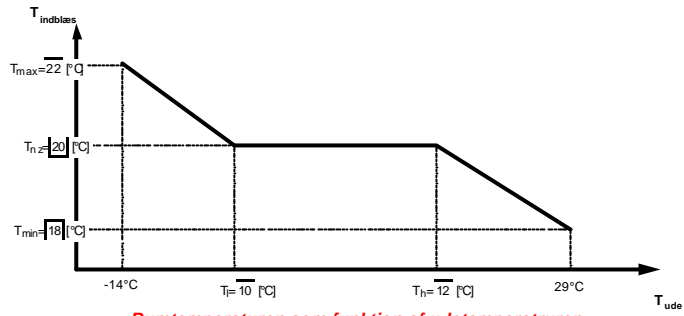
Det vil sige, at forskellige anlæg kan sammenlignes, når der tages højde for lækager fra køleanlægget og energiforbruget. Et R407c anlæg kan derfor godt have en lavere TEWI-værdi end et CO₂-anlæg, hvis lækagen og energiforbruget er lille. I beregningen af TEWI indgår GWP (**Greenhouse Warming Potential**), der er et index, der anvendes til sammenligning af forskellige kølemidlers opvarmningspotentiale af atmosfæren.

For R407c er GWP = 1600 og CO₂ = 1.

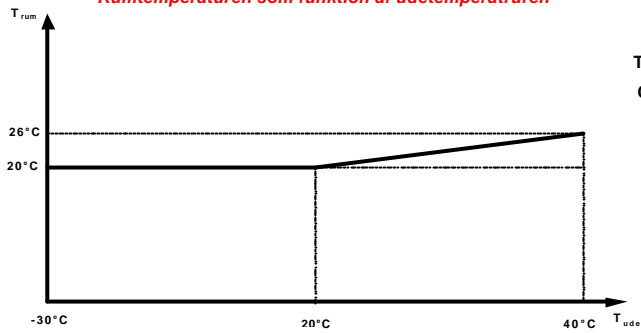
Nedenstående figurer viser de simulerede resultater for CO₂-HVAC.

R407c

Indblæsningstemperaturen som funktion af udetemperaturen



Rumtemperaturen som funktion af udetemperaturen



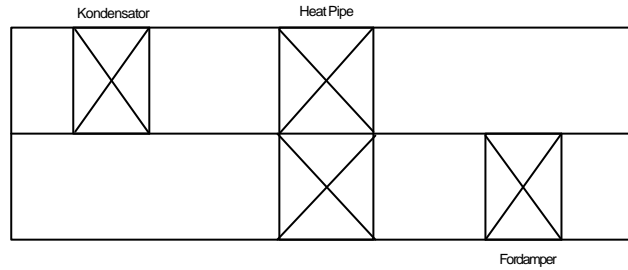
$W_{k,\text{år}} = 14985 \text{ [kWh]}$

$\text{TEWI} = 289,5 \text{ [Tons CO}_2\text{]}$

$\text{COP}_{\text{år}} = 5,3 \text{ [-]}$

Vinterdrift

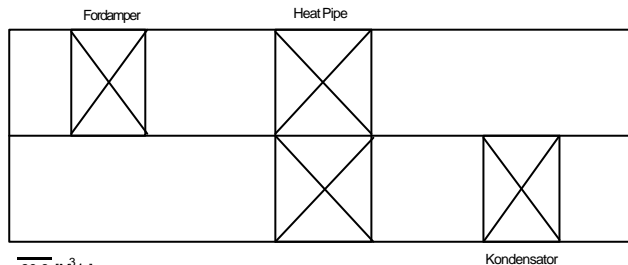
Inde



Ude

Opstillingsted	DK
Lækage	10 %
Levetid	20
Fyldning	12
Regeneringsgrad	10

Sommerdrift



$V_{h,\text{sag}} = 29,8 \text{ [M}^3\text{/h]}$

$\eta_{\text{vex}} = 0 \text{ [-]}$

$dT_{\text{oh}} = 5 \text{ } [^{\circ}\text{C}]$

$dT_{\text{uk}} = 5 \text{ } [^{\circ}\text{C}]$

$DT_{\text{kon,d}} = 5$

$DT_{\text{e}} = 5$

$dT_{\text{p,sug}} = 0$

$dT_{\text{p,væske}} = 0 \text{ } [^{\circ}\text{C}]$

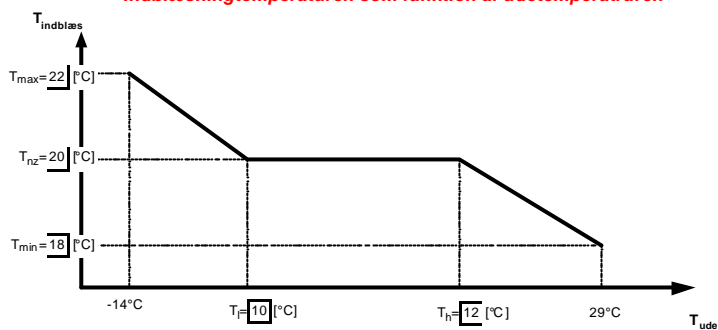
$dT_{\text{p,tryk}} = 0$

Figur 29: Simuleringer med R407C

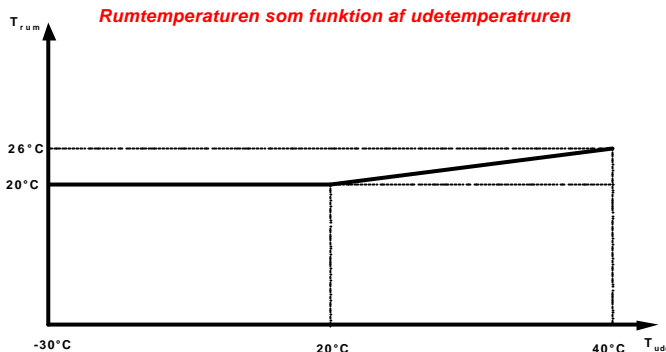
Nedenstående figurer viser de simulerede resultater for CO₂-HVAC.

R744

Indblæsningstemperaturen som funktion af udetemperaturen



Rumtemperaturen som funktion af udetemperaturen

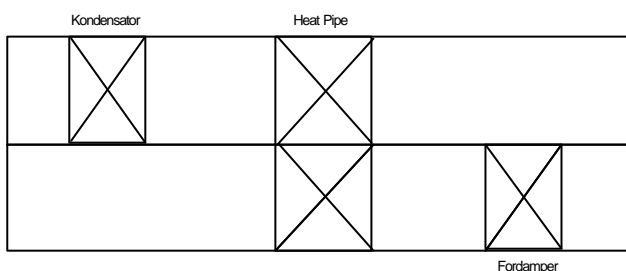


$P_{e, \text{år}} = 9860 \text{ [kWh]}$
 $COP_{\text{år}} = 8,758 \text{ [-]}$
 $TEWI = 153,9 \text{ [Tons CO}_2\text{]}$

Inde

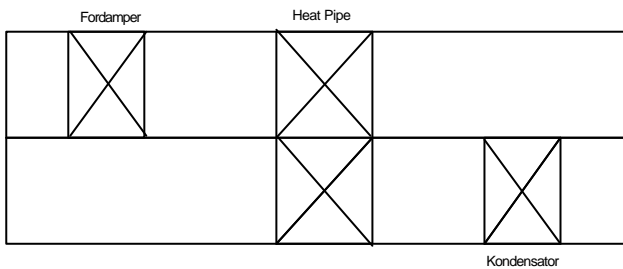
Vinterdrift

Ude



Opstillingssted DK |
 Lækage %
 Levetid [År]
 Fyldning [kg]
 Regeneringsgrad [%]

Sommerdrift



$T_{\text{cut}} = 12 \text{ [}^\circ\text{C]}$ $\Delta P_{\text{trykkr}} = 0,2 \text{ [Bar]}$ $d_{\text{tik}} = 5 \text{ [}^\circ\text{C]}$ $\Delta T_{\text{gaskote}} = 8 \text{ [}^\circ\text{C]}$ $DT_6 = 5 \text{ [}^\circ\text{C]}$
 $V_s = 7 \text{ [m}^3\text{/h]}$ $\Delta P_{\text{sugledning}} = 0,2 \text{ [Bar]}$ $DT_{\text{oth}} = 6 \text{ [}^\circ\text{C]}$ $\Delta P_{\text{fordamper}} = 0,3 \text{ [Bar]}$ $\Delta P_{\text{ondensator}} = 0,3 \text{ [Bar]}$ $\Delta T_{\text{kondensator}} = 8 \text{ [}^\circ\text{C]}$
 $\Delta P_{\text{væske}} = 0,2 \text{ [Bar]}$

Figur 30: Simuleringer med CO₂

Simuleringerne viser, at energiforbruget er lavere for HVAC'en med CO₂ end for HVAC'en med R407c. Det giver også en lavere TEWI-værdi, da energiforbruget indgår i beregningen af TEWI-værdien. Der er regnet med samme levetid og lækagerate af anlæggene.

14 Konklusion

Nærværende projektrapport beskriver det teoretiske og praktiske arbejde, der er gjort for at kunne fremstille, beskrive og dimensionere Nilans HVAC VPM600 med CO₂.

Udgangspunktet var en eksisterende HVAC (VPM600) fra Nilan med R407c som kølemiddel. Målet var at fremstille en HVAC, der er lige så driftssikker og prisbillig som den eksisterende HVAC med R407c.

I projektet er der dimensioneret en HVAC med nye komponenter (ventiler, varmevekslere osv.) til CO₂, og der er opbygget en prototype, der er installeret hos en nyåbnet McDonald's restaurant i Vejle. HVAC har været i drift siden januar 2003.

Der er løbende lavet energimålinger på HVAC med CO₂ og lavet sammenligninger med en tilsvarende HVAC med R407c på en McDonald's restaurant i Esbjerg. Energimålingerne viser, at energiforbruget for varmedrift er lavere end den eksisterende HVAC i Esbjerg. Ved køledrift er energiforbruget lidt højere.

Prissammenligningen mellem den eksisterende HVAC og CO₂ HVAC viser, at den nye HVAC er dyrere. Dette er også forventeligt, da der endnu ikke findes standardkomponenter til CO₂. Der forventes dog en betydelig reduktion af prisen i fremtiden, når standardkomponenter bliver tilgængelige. Der er blandt andet benyttet komponenter fra hydraulikindustrien.

Det fremtidige arbejde vil gå på at optimere den eksisterende konstruktion med henblik på at reducere prisen på komponenter og montagevenlighed.

15 Referencer

1. Lorentzen patent WO 90/07683
2. DS/EN 378-1.