

Sammenligning af energiforbruget til køling i supermarkeder med transkritisk CO₂ og kaskade system

Kenneth B. Madsen
Teknologisk Institut

Miljøprojekt **Nr. 1073** 2006

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
SUMMARY AND CONCLUSIONS	8
1 LABORATORIETEST OG TRANSKRITISKE ANLÆG OG KASKADEANLÆG	9
1.1 FORSØGSOPSTILLING TRANSKRITISK	9
1.2 FORSØGSOPSTILLING KASKADE	11
1.3 SAMMENLIGNINGSGRUNDLAG	12
1.4 SETPUNKTER	14
2 DATABEHANDLING - LABORATORIETEST	15
2.1 TRANSKRITISK ANLÆG	15
2.2 KASKADEANLÆG	15
2.3 ANALYSE AF LABORATORIEDATA	16
3 FIELDTEST AF TRANSKRITISK ANLÆG	19
4 DATABEHANDLING - FIELDTEST	21
4.1 TRANSKRITISK ANLÆG BELLINGE KØL	22
4.2 TRANSKRITISK ANLÆG BELLINGE FROST	23
5 ANALYSE AF RESULTATERNE	25
5.1 KØL	25
5.2 FROST	26
5.3 SAMMENLIGNING AF MÅLERESULTATERNE MED ANDRE KILDER	27
6 REFERENCELISTE	29

Forord

Projektet er finansieret af Miljøstyrelsen og har til formål at klarlægge energiforbruget ved to forskellige anlægstyper transkritisk og CO₂-pumpecirkulation med direkte ekspansion på frost. Der er i denne forbindelse foretaget målinger på et transkritisk anlæg i felten samt to anlæg i laboratorium. Resultaterne vil blive sammenholdt med resultaterne fra HJH Knudsens arbejde for Miljøstyrelsen.

Sammenfatning og konklusioner

Grundlæggende er CO_2 de konventionelle kølemidler underlegen, hvad angår COP i køleapplikationer. Der er dog en række faktorer, der gør, at de konventionelle kølemidler ikke udnyttes fuldt ud, og derfor kan CO_2 i mange tilfælde konkurrere med hensyn til COP og dermed energiforbrug. Resultatet af undersøgelsen viser, at det undersøgte transkritiske anlæg under danske forhold har et energiforbrug, der er sammenligneligt med kaskadeanlæg og konventionelle anlæg med HFC-kølemidler.

Resultaterne viser, at i køleapplikationer er energiforbruget til et transkritisk anlæg ca. 4 % mindre end for et kaskadeanlæg. Dette skyldes, at der i Danmark kun er ca. 50 timer med temperaturer over 25°C . Ved 25°C er effektiviteten ca. den samme for de to anlægstyper.

For et frostanlæg viser resultaterne, at det transkritiske anlæg i Bellinge bruger ca. 10 % mere energi end et tilsvarende kaskadeanlæg. Dette høje energiforbrug skyldes dog, at den anvendte konstruktion ikke er optimeret. Ved at anvende et anlægsdesign, som er optimeret til lavtemperatur, viser resultaterne, at det vil være muligt at nedbringe energiforbruget til et niveau, som er ca. 4 % lavere end for et kaskadeanlæg.

Årsagen til, at det er muligt for et transkritisk system at opnå et energiforbrug, der kan sammenlignes med kaskadeanlæg og konventionelle anlæg, skyldes hovedsagligt to ting.

Den ene er, at et CO_2 -anlæg har mulighed for at udnytte gaskølerarealet bedre ved transkritisk drift, end hvad der er muligt ved kondenserende drift. I praksis betyder det, at temperaturdifferensen mellem luft ind i gaskøleren og CO_2 ud af gaskøleren er ca. det halve af, hvad det ville være for et kondenserende kølemiddel.

Den anden er, at det med transkritiske CO_2 -anlæg er nødvendigt at styre højtrykket, og derfor er der brug for en mere avanceret styring. Denne styring bruges ikke i dag på konventionelle systemer, hvilket giver dem et højere energiforbrug, end hvad der er muligt ved mere avanceret styring.

Hvis denne type styring blev implementeret på kaskadeanlæg eller konventionelle anlæg, ville det også betyde en markant reduktion af energiforbruget i forhold til i dag.

Summary and conclusions

Basically, CO₂ is inferior to conventional refrigerants as regards COP in applications. However, due to a number of factors conventional refrigerants are not utilised fully and therefore CO₂ can in many cases compete with regard to COP and in that way energy consumption. The result of the investigation shows that the examined transcritical system under Danish conditions has an energy consumption that is comparable with cascade systems and conventional systems with HFC refrigerants.

The results show that in applications the energy consumption for a transcritical system is app. 4 % lower than for a cascade system. That is because we in Denmark only have app. 50 hours with temperatures above 25°C. At 25°C the efficiency is almost the same for the two systems.

For a freezing system, the results show that the transcritical system in Bellinge uses app. 10 % more energy than a corresponding cascade system. However, the high energy consumption appears as the applied construction has not been optimised. By using a system design that has been optimised for low temperatures the results show that it will not be possible to reduce the energy consumption to a level that is app. 4 % lower than in connection with a cascade system.

There are especially two reasons why it is possible for a transcritical system to obtain an energy consumption that can be compared with a cascade system or a conventional system.

First of all, a CO₂ system can utilise the gas cooler area better during transcritical operation than what is possible during condensing operation. In practice that means that the temperature difference between air into the gas cooler and CO₂ out of the gas cooler is app. half of what it would be for a condensing refrigerant.

Secondly, in connection with transcritical CO₂ systems it is necessary to control the high pressure and therefore a sophisticated control system is required. Such a control system is not currently used in conventional systems and that gives them a higher energy consumption than what is possible in connection with more advanced control.

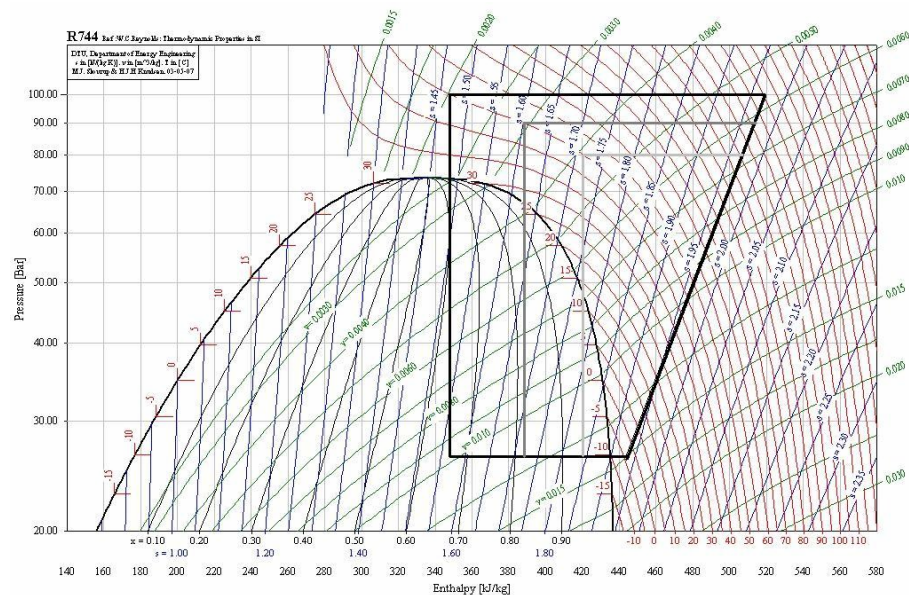
The implementation of that type of control on a cascade or conventional system would also substantially reduce the energy consumption compared with today.

1 Laboratorietest og transkritiske anlæg og kaskadeanlæg

Målingerne er foretaget i løbet af sommeren og efteråret 2004 i laboratoriet på Teknologisk Institut i Århus. Der er målt på to forskellige anlægstyper.

1.1 Forsøgssopstilling transkritisk

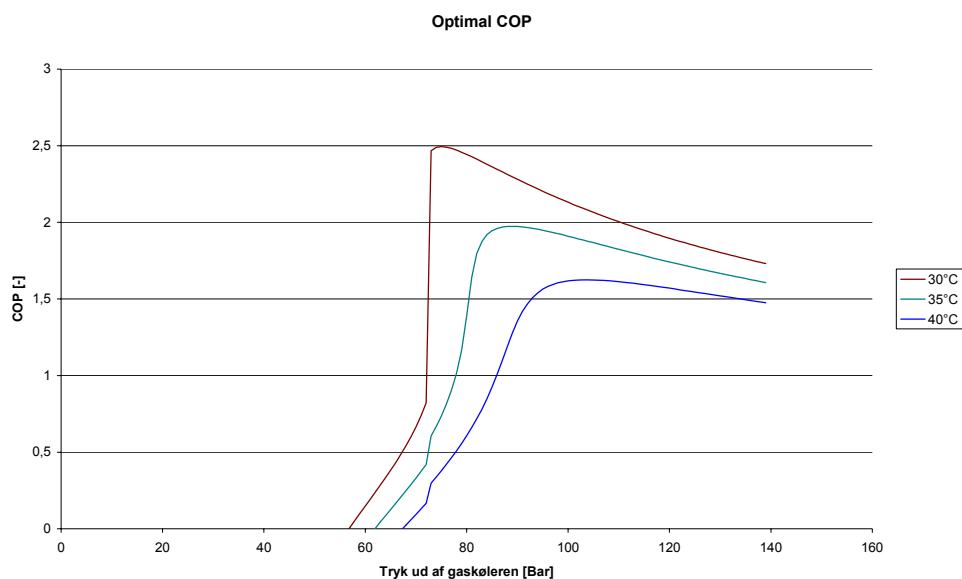
CO₂ har i mange tilfælde samme egenskaber som konventionelle kølemidler. Det adskiller sig dog på to punkter, højt trippelpunkt (-56 °C) og lavt kritisk punkt (31,06 °C). I denne type applikationer er trippelpunktet normalt ikke interessant, da det kører med temperaturer på omkring -10 til -30 °C på lavtemperatursiden. På højtemperatursiden forekommer der ofte temperaturer over det kritiske punkt. Derfor er det væsentligt at give netop dette punkt særlig opmærksomhed. Ved temperaturer over 31,06 °C kan CO₂ ikke kondensere, som det kendes fra konventionelle, hvorfor man er nødt til at køre transkritisk. Når der køres transkritisk, er der ikke en kobling mellem tryk og temperatur som ved kondenserende kølemidler. Det betyder, at man skal styre højtrykket aktivt. Denne styring har stor indflydelse på effektiviteten på systemet.



Figur 1: Tre kredsprocesser med samme fordampningstryk og temperatur ud af gaskøleren, men med forskelligt tryk i gaskøleren indtegnet i log P-h diagram

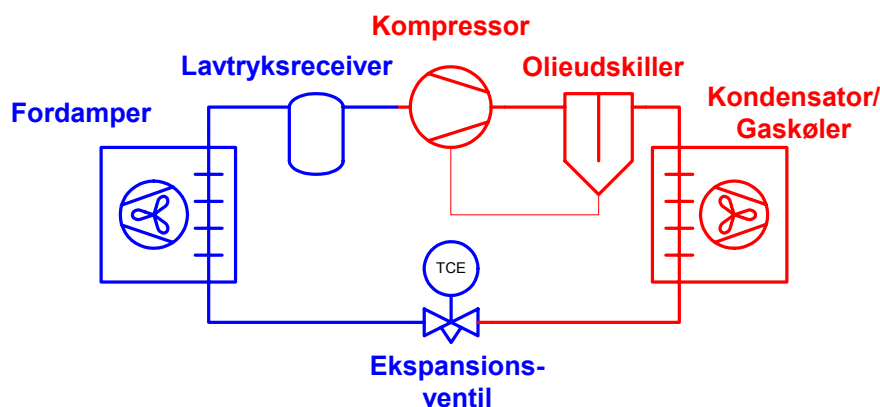
På ovenstående figur ses tre forskellige kredsprocesser indtegnet i log P-h diagram. Alle kredsprocesserne kører med samme fordampningstemperatur og samme temperatur ud af gaskøleren. Kredsprocesserne adskiller sig ved at køre ved tre forskellige højtryk. Det ses også, at køleydelsen vokser, når højtrykket hæves. Det samme gør kompressorarbejdet. Hvis køleydelsen vokser relativt mere end kompressorarbejdet, giver det en forøgelse af COP for systemet. Der findes et optimum for trykket i gaskøleren, hvor der opnås maksimal COP.

Som alternativ kan det også vælges at styre efter kapacitet, da denne trykregulering også kan anvendes til at styre ydelsen på anlægget trinløst helt ned til 0 %. Set fra et energimæssigt synspunkt er det en dårlig løsning at styre kapaciteten på denne måde, men det åbner muligheder, som ikke kan opnås med andre typer af kapacitetsregulering.



Figur 2: COP indtegnat som funktion af tryk i gaskøleren

Det optimale tryk afhænger ud over temperaturen i gaskøleren også af isentropvirkningsgraden samt fordampningstemperaturen. Af figuren oven for ses det også, at hvis man ikke kan ramme det optimale tryk, er det bedre at køre med for højt tryk end for lavt tryk, da kurverne falder meget hurtigt af ved for lavt tryk.

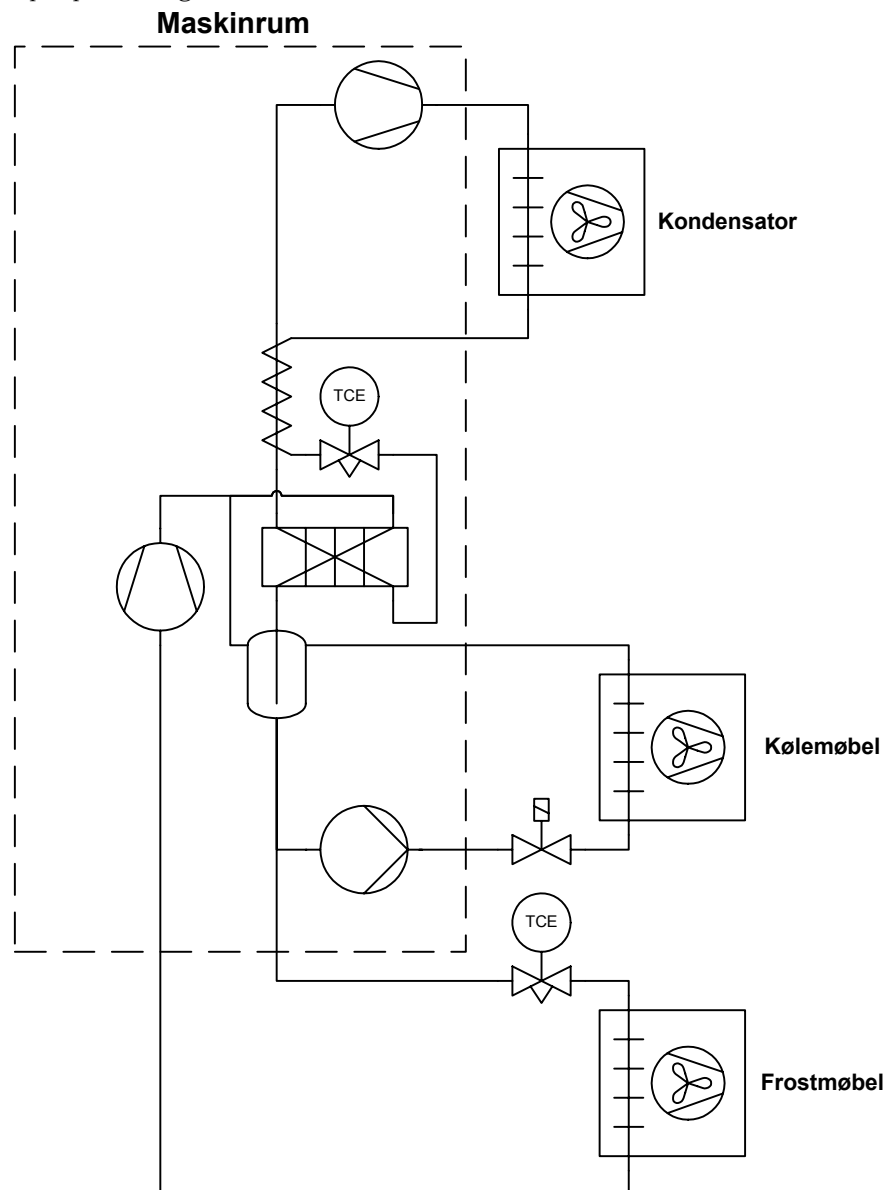


Figur 3: Pi-diagram af det anvendte anlæg

Til de kørte test er der anvendt et anlæg med lavtryksreceiver. Denne anlægstype er ikke den slags, der vil blive anvendt i supermarkeder, men indvirkningen, som dette vil have på resultaterne, er meget lille, og der kan derfor ses bort fra dette. Til forsøgene er der styret efter optimal COP. Forsøgsanlægget er forsynet med to vandkredse til henholdsvis fordamper og gaskøler. Dette gøres af praktiske hensyn, da det er lettere at styre temperaturerne, end hvis der blev anvendt luft. Der anvendes en Dorin TCS329 étrins-kompressor. Anlægget kan udelukkende anvendes til køleapplikationer.

1.2 Forsøgsopstilling kaskade

Som den anden anlægstype er det valgt at benytte et kaskadeanlæg med CO_2 på lavtemperatur, der pumpes rundt til kølestederne eller ekspanderes direkte til frost og suges tilbage med en kompressor. På højtemperaturdele anvendes et propananlæg.



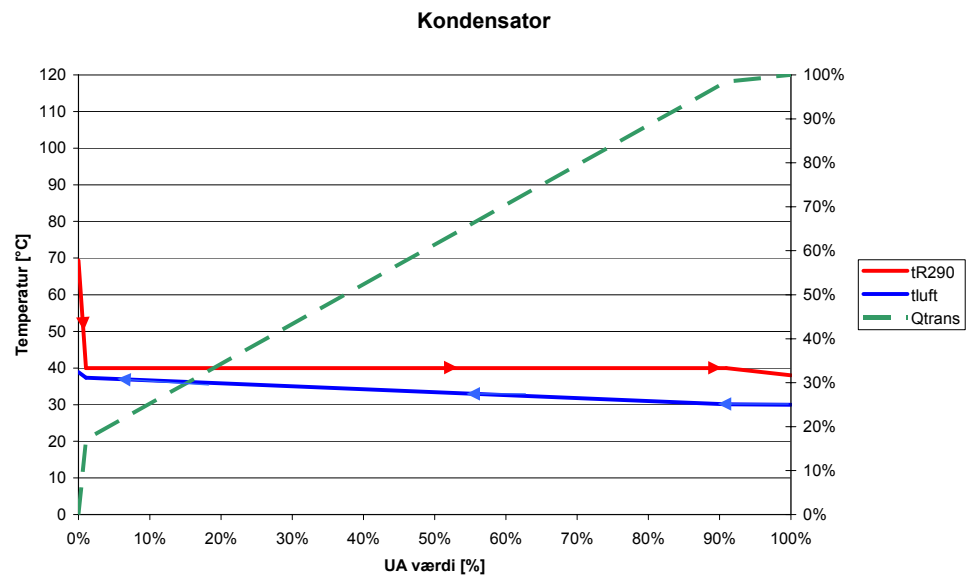
Figur 4: PI -diagram af CO_2 -propan kaskadeanlæg

Propankredsen ligner en konventionel kølekreds med en luftkølet kondensator med to ventilatortrin samt to Bitzer kompressorer med mulighed for trinkobling. Der anvendes en mekanisk ekspansionsventil, der styrer fyldningen af kaskadeveksleren. Som kaskadeveksler og intern varmeveksler anvendes pladevekslere.

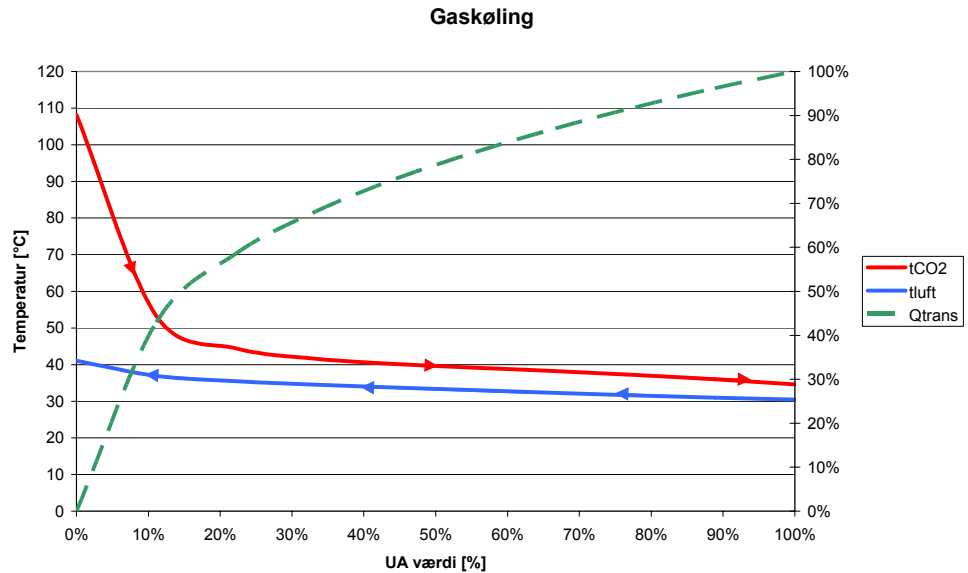
CO₂-kredsen består af tre kredse. Den første kreds er en selvcirkulationskreds, hvor gassen fra receiveren kondenseres i kaskadeveksleren, og væsken drænes tilbage til receiveren. Den anden kreds er en pumpekreds, hvor væske fra receiveren pumpes rundt til de forskellige kølesteder og fordampes delvist. Blandingen af gas og væske returneres til receiveren, hvor væsken separeres, og gassen forsætter til kaskadeveksleren. Den sidste kreds forsyner frostgondoler og rum med køling. Væske fra receiveren ekspanderes og fordampes, hvorefter den suges hjem med en kompressor.

1.3 Sammenligningsgrundlag

Da de to anlægstyper er meget forskellige, er det også svært at lave en sammenligning, der ikke favoriserer den ene anlægstype. For at lave en sammenligning, der er så fair som mulig, er der lavet følgende antagelse: de to anlægstyper anvender samme størrelse veksler (kondensator og fordamper). Denne antagelse lyder meget banal, men belyser problemstillingen med transkritisk CO₂ meget godt. Da CO₂ har temperaturglid gennem hele gaskøleren, er der ved indgangen af gaskøleren en meget større temperaturdifferens, hvilket betyder, at der kan transporteres en større energimængde på det samme areal, end hvis der var tale om et kondenserende kølemiddel.



Figur 5: Temperaturforløb gennem kondensatoren (R290) samt den afsatte effekt

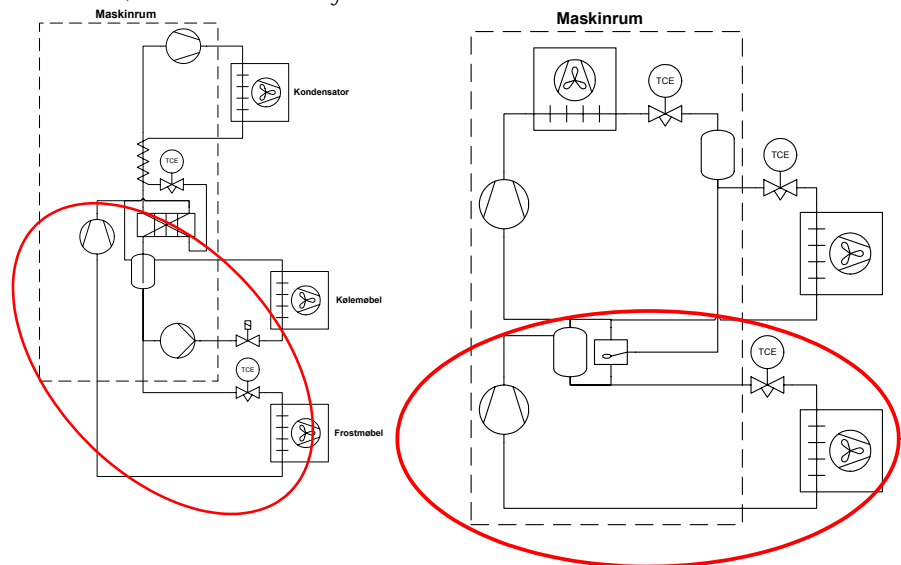


Figur 6: Temperaturforløb gennem gaskøleren (CO₂) samt afsat effekt

Af de ovenstående grafer kan det ses, at hvis der anvendes en kondensator med en temperaturdifferens på 10 K, vil den samme kondensator, hvis den anvendes som gaskøler, have en temperaturdifferens på 4,6 K. Dette er naturligvis en teoretisk betragtning, da design af disse to varmevekslere er meget forskelligt, men resultatet benyttes til at danne baggrund for behandlingen af måledata.

Med de data, der er tilgængelige fra de to forsøgsopstillinger, kan der laves et grundlag for at lave en beregning på et helt transkritisk supermarked (køl og frost) samt for et supermarked med kaskadesystem.

Ved det transkritiske anlæg bruges de målte data til at erstatte propananlægget fra kaskadeanlægget, sådan så frostdelen er den samme, men da der er tale om et system uden kaskadeveksler, er der ikke nogen temperaturdifferens over denne veksler, der kan skade systemets effektivitet.



Figur 7: Markering af frostdelen, der er identisk på begge systemer

1.4 Setpunkter

Der er anvendt følgende setpunkter til de udførte test:

	Kaskade-anlæg	Transkritisk anlæg
Fordampningstemperatur frost	-30 °C	-
Fordampningstemperatur køl	-10 °C	-10 °C
Omgivelsestemperatur	5-15 °C	15-35 °C

Omgivelsestemperaturen varieres på de to forsøgsanlæg. For det transkritiske anlæg sker dette ved at variere vandtemperaturen på kølevandskredsen for at simulere den varierende temperatur. For kaskadeanlægget er det ikke muligt at variere omgivelsestemperaturen, da kondensatoren er opstillet udendørs. Dette vurderes desuden at have meget lille indflydelse på resultaterne, da ventilatorerne styres efter et konstant kondenseringstryk på +30 °C, hvilket også er den mest brugte styringsform i branchen. Denne type styring anvendes, fordi det er nødvendigt at sikre tilstrækkelig drivtryk til ekspansionsventilerne i systemet, og fordi det er det, der traditionelt vælges. Derudover er der også en stor del tradition forbundet hermed.

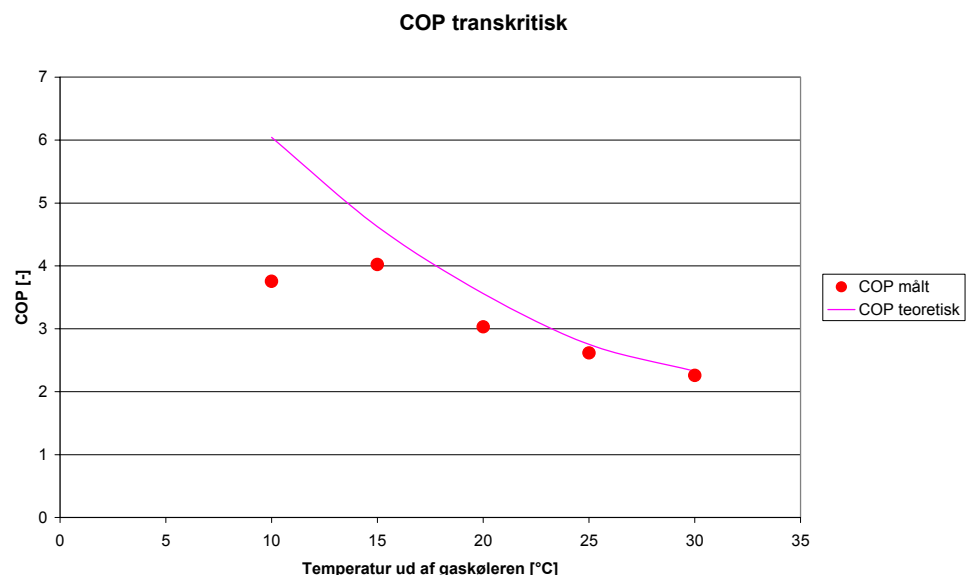
På det transkritiske anlæg er det nødvendigt med en styring af højtrykket, og det vurderes derfor, at det vil blive et variabelt tryk, der vil blive den normale metode, som vinder indpas i branchen. Når der anvendes CO₂, er det ikke drivtryk til ekspansionsventilerne, der er den begrænsende faktor.

2 Databehandling - laboratorietest

I det efterfølgende afsnit vil måleresultaterne for de to anlægstyper i testen blive analyseret.

2.1 Transkritisk anlæg

Der er kørt test med forskellige temperaturer ud af gaskøleren fra 10 °C til 35 °C. Da kompressorens kapacitet ikke styres efter et konstant sugetryk, kan der forekomme variationer i sugetrykket. Dette er der kompenseret for ved at beregne kompressorens isentropvirkningsgrad ved det målte sugetryk og derefter beregne kompressorens effektoptag ved det nominelle sugetryk. Den beregnede COP er sammenlignet med en teoretisk COP, baseret på modelberegninger. Da kompressorens effektivitet varierer med sugetrykket, vil dette give en mulig fejl. Det vurderes dog, at denne fejl er af lille betydning.



Figur 8: COP for transkritisk anlæg baseret på målinger samt modelberegninger

Ved 10°C ud af gaskøleren er den målte COP væsentlig mindre end den teoretiske. Dette kan forklares med, at de interne tryktab i kompressorens ventiler begynder at spille en større rolle.

2.2 Kaskadeanlæg

Anlægget er testet ved de i afsnit 1.4 nævnte konditioner. Som fordamper på køl- og på frostkredse er anvendt pladevekslere, hvor der veksles til en brine. Der måles flow og temperaturdifferens på begge brinekredse, hvorefter ydelsen på de to kredse kan beregnes efter følgende formel:

$$\dot{Q}_{\text{køl}} = (t_{\text{brine ind}} - t_{\text{brine ud}}) \times \dot{V}_{\text{brine}} \times \rho_{\text{brine}} \times c_{p, \text{brine}}$$

Desuden måles optagen effekt til kompressorer og kølemiddelpumpe, hvorefter COP kan beregnes efter følgende formel:

$$\text{COP}_{\text{køl}} = \frac{\dot{Q}_{\text{køl}}}{W_{\text{komp.køl}} + W_{\text{KM pumpe}}}$$

$$\text{COP}_{\text{frost}} = \frac{\dot{Q}_{\text{frost}}}{W_{\text{komp.frost}}}$$

Da en del af køleydelsen går til køling og kondensering af trykgassen fra CO₂-kompressoren, kan der regnes en samlet frost COP efter følgende formel:

$$W_{\text{LT}} = \frac{\dot{Q}_{\text{frost}}}{\text{COP}_{\text{frost}}}$$

$$W_{\text{HT}} = \frac{\left(\dot{Q}_{\text{frost}} + \frac{\dot{Q}_{\text{frost}}}{\text{COP}_{\text{frost}}} \right)}{\text{COP}_{\text{køl}}}$$

$$\text{COP}_{\text{frost.total}} = \frac{\dot{Q}_{\text{frost}}}{W_{\text{LT}} + W_{\text{HT}}}$$

⇓

$$\text{COP}_{\text{frost.total}} = \frac{\text{COP}_{\text{frost}}}{1 + \frac{1 + \text{COP}_{\text{frost}}}{\text{COP}_{\text{køl}}}}$$

Resultaterne af de kørte laboratorietest er som følger:

COP _{køl}	3,37
COP _{frost}	5,65
COP _{frost.total}	1,90

Resultaterne for COP_{køl} varierer en del under de udførte test, hvilket kan henføres til svingninger i kondenserings- og fordampningstemperatur som følge af trinkobling. Desuden spiller andelen af belastning på køl også ind, da den varme trykgas fra CO₂-kompressoren hjælper med at lave overhedning til propanveksleren, hvilket bevirker, at der er mulighed for at hæve fordampningstemperaturen. De opgivne værdier er middelværdier.

2.3 Analyse af laboratoriedata

Resultaterne fra de to foregående afsnit er ikke umiddelbart sammenlignelige, da COP for de to anlægstyper i de enkelte driftspunkter ikke nødvendigvis fortæller ret meget om, hvordan energiforbruget vil være for de to anlægstyper, hvis man ser det i løbet af et helt år.

I dette afsnit vil de målte data blive anvendt til at beregne en middel COP. Der vil blive taget udgangspunkt i følgende data fra afsnit 1.4 dog med enkelte tilføjelser. Kondenseringstemperaturen for propananlægget vil blive holdt 10K over omgivelsestemperaturen dog minimum 30 °C. For det transkritiske anlæg vil kondenseringstemperaturen på 10K over omgivelsestemperaturen dog minimum være 10 °C. Ved transkritisk drift (omgivelsestemperaturer over 27 °C) vil der blive kørt med en temperaturdifferens mellem luft og gaskølerens afgang på 4,7K jf. afsnit 1.3.

For at beregne den årlige middel COP inddeles standardåret i temperaturintervaller, og der laves et vægtet middel.

Temperatur-interval	Timal	Kaskadesystem			Transkritisk system		
		Kond. temp	COP Køl	COP Frost	Temp. GK ud	COP Køl	COP Frost
32,5 - 27,5 °C	14	40 °C	2,30	5,65	35 °C	1,76	5,65
27,5 - 22,5 °C	136	35 °C	2,79	5,65	30 °C	2,26	5,65
22,5 - 17,5 °C	615	30 °C	3,37	5,65	30 °C	2,62	5,65
17,5 - 12,5 °C	1775	30 °C	3,37	5,65	25 °C	3,03	5,65
12,5 - 7,5 °C	1895	30 °C	3,37	5,65	20 °C	4,02	5,65
<7,5 °C	4325	30 °C	3,37	5,65	15 °C	3,76	5,65
Vægtet middel	8760	-	3,35	5,65	-	3,56	5,65

Eksempel:

Supermarked med 30 % af den samlede ydelse på frost og den resterende del på køl. Den årlige gennemsnitlige COP for denne anlægstype kan beregnes på følgende måde:

Transkritisk system:

$$COP_{frost.total} = \frac{COP_{frost}}{1 + \frac{COP_{frost}}{COP_{køl}}} = \frac{5,65}{1 + \frac{5,65}{3,56}} = 1,97$$

$$COP_{køl} = 3,56$$

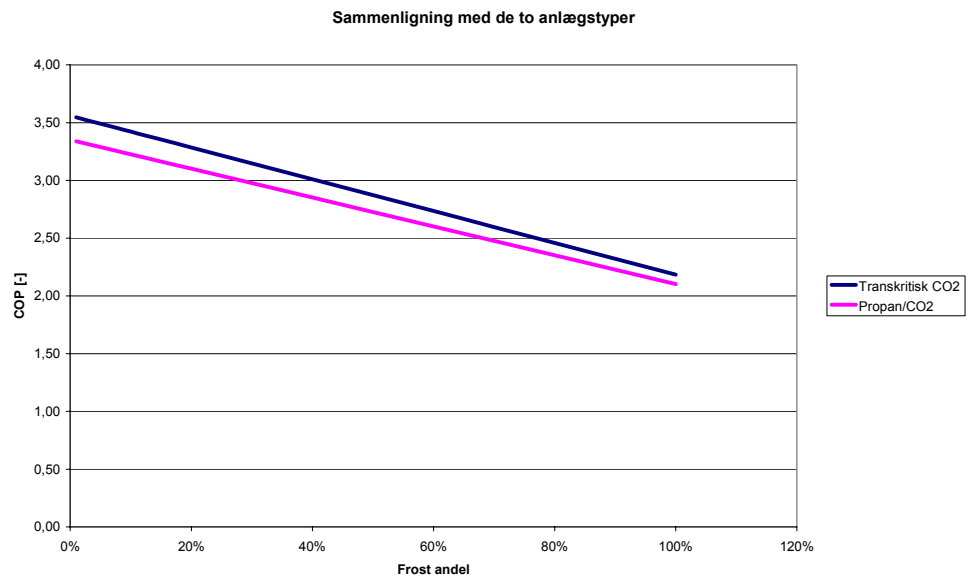
$$COP_{middel} = 30\% \times 1,97 + 70\% \times 3,56 = 3,08$$

Kaskadesystem:

$$COP_{frost.total} = \frac{COP_{frost}}{1 + \frac{COP_{frost}}{COP_{køl}}} = \frac{5,65}{1 + \frac{5,65}{3,35}} = 1,89$$

$$COP_{køl} = 3,35$$

$$COP_{middel} = 30\% \times 1,89 + 70\% \times 3,35 = 2,91$$



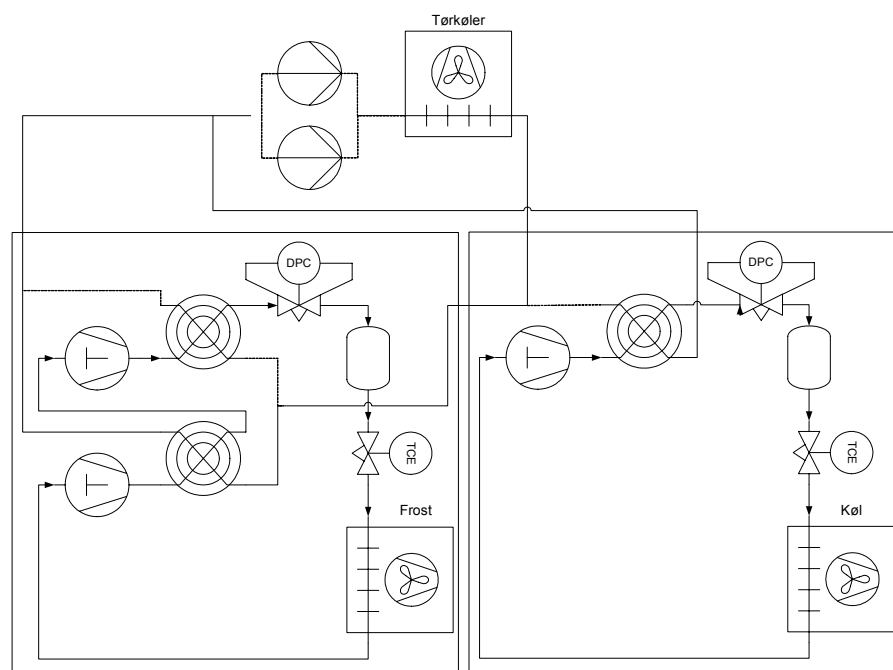
Figur 9: Samlet COP for kaskadeanlæg og for transkritisk anlæg som funktion af frostandelen

3 Fieldtest af transkritisk anlæg

Der er i projektet indsamlet data fra Costan-anlægget, som Odense Køleservice ApS har installeret i Super Best i Bellinge.

Anlægget er opbygget med to kompressorer parallelt. Gassen køles derefter i en vandkølet gaskøler. Derefter ekspanderes der til et mellemtryk, hvor receiveren også befinder sig. Herfra fordeles væsken til de forskellige kølesteder, hvor den sidste ekspansion finder sted. Den overhede gas suges herfra hjem til kompressoren. På frostanlægget anvendes der en totrins-kompressor med en vandkølet mellemkøler.

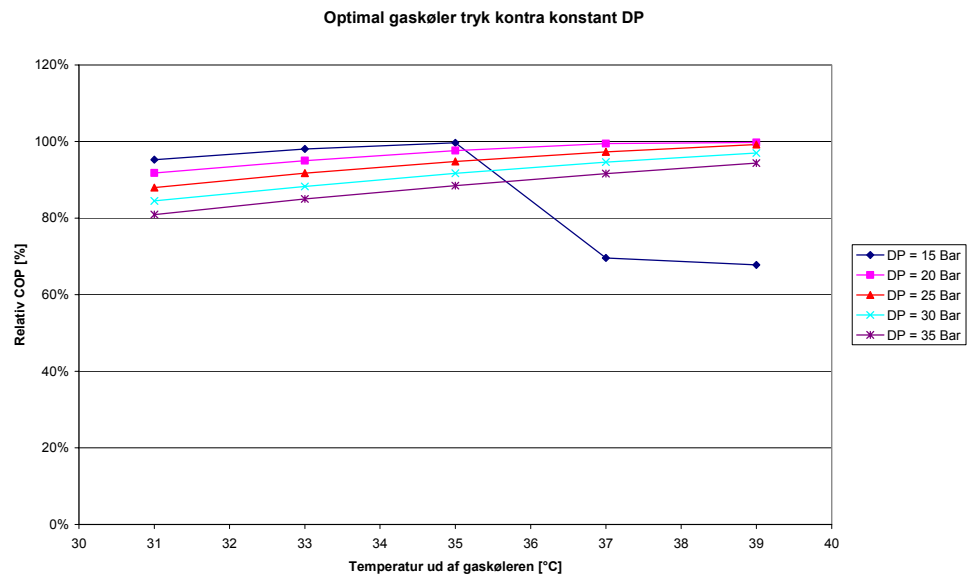
Vandkredsen er forsynet med to pumper. Den ene pumpe er stoppet, når anlægget er i transkritisk drift, da det giver mulighed for at køre med en større temperaturdifferens i vandsystemet og derved spare energi.



Figur 10: Transkritisk system Super Best Bellinge

Styringen af højtrykket på dette anlæg varetages af en differensstrykventil, som opretholder et konstant differenstryk mellem mellemtryksreceiveren og gaskøleren. Ved underkritisk drift åbnes ventilen helt, da det ikke er nødvendigt at styre højtrykket.

Denne styringsform anvendes, fordi den er simpel og ikke konflikter med diverse patenter på området. Denne styringsform er i forbindelse med dette projekt blevet undersøgt nærmere, og resultatet af undersøgelsen er, at denne form for styring udgør en billig og god form for styring til danske forhold.



Figur 11: Sammenligning af styrestrategi (simuleringsresultater)

Simuleringer har vist, at energiforbruget på køl er maksimalt 8 % (DP = 20 Bar) højere, end hvis man havde valgt at køre med optimal trykstyring. Denne afvigelse indikerer, at der ikke er behov for at se yderligere på dette, da antallet af driftstimer over denne temperatur ikke udgør en stor del af den samlede drift.

4 Databehandling - fieldtest

Måleperioden løb fra den 26. april 2004 til den 30. august 2004. Der er blevet målt energiforbrug, sugetryk, temperatur ud af gaskøleren, temperatur før kompressoren samt køretid. Der er logget data en gang pr. minut. Der er en del huller i måleperioden, hvor der er gået data tabt, men totalt er der indsamlet ca. 21.000 målepunkter, som er fordelt over hele perioden. Timetallene i de to test er ikke de samme, da det har været nødvendigt at reducere i de indsamlede data pga. instrumentfejl.

Generelt for begge de to transkritiske anlæg i fieldtesten er, at det er valgt at rense de indsamlede data for vandkredsen på højtemperaturkredsen. Grunden er, at den giver et forkert billede af virkeligheden i forhold til kaskadesystemet, der ikke har denne kreds. Der er allerede andengeneration af Costan-anlæg i drift i Danmark og andre steder i Europa, og på disse systemer anvendes denne vandkreds ikke. Derfor vil resultaterne med vandkredsen afspejle en teknologi, som ikke er tidssvarende.

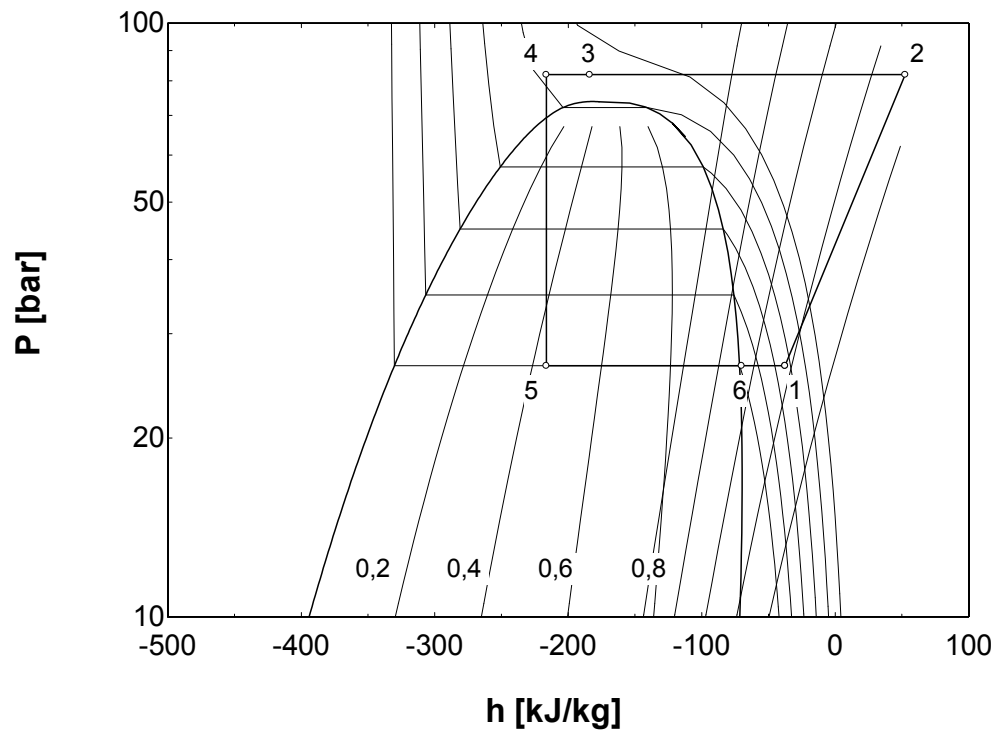
Den målte temperatur ud af gaskøleren er vha. data fra afsnit 1.3 omsat til en udetemperatur.

COP for de to anlæg er beregnet ved at estimere køleydelsen vha. kompressorens slagvolumen og data for volumetrisk virkningsgrad samt målte data fra systemet.

$$\dot{m} = V_{komp} \times \rho \times \lambda$$

hvor ρ er baseret på målinger af sugetrykket og temperatur på kompressorens sugestuds.

Køleydelsen er beregnet på baggrund af målinger af afgang fra gaskøleren (punkt 3) samt målinger på kompressorens sugestuds (punkt 1).



Figur 12: Kredsproces indtegnet i log P-h diagram

Den interne varmeveksler er ikke medtaget i målingen, da enthalpi-differensen mellem punkt 3 og 1 er den samme som mellem punkt 4 og 6. Enthalpien i punkterne 1 og 3 er baseret på målinger af tryk og temperatur i de givende punkter.

$$\dot{Q} = (h_1 - h_3) \times \dot{m}$$

COP kan herefter beregnes på baggrund af det målte effekt optag og den beregnede køleydelse.

$$COP = \frac{\dot{Q}}{W_{komp}}$$

Fremgangsmåden er den samme for frost (to trin) og køl (et trin).

4.1 Transkritisk anlæg Bellinge køl

Ud fra de indsamlede data er der beregnet en COP for systemet i de enkelte driftspunkter. Punkterne er derefter sorteret efter temperaturen ud af gaskøleren efter samme princip som for kaskadeanlægget. Timetallet ved de enkelte punkter er også beregnet, så det er muligt at beregne COP i testperioden samt at lave et års middel-COP ud fra metrologiske data.

Udetemperatur interval	Timal test	Års		Transkритisk system test-perioden	
		Timal år	Temp. GK ud	COP Køl	
32,5 - 27,5 °C	8	14	37,5-32,5°C	2,15	
27,5 - 22,5 °C	20	136	32,5-30,0 °C	2,35	
22,5 - 17,5 °C	49	615	30,0-27,5 °C	2,62	
17,5 - 12,5 °C	99	1775	27,5-22,5 °C	3,00	
12,5 - 7,5 °C	130	1895	22,5-17,5 °C	3,58	
<7,5 °C	57	4325	17,5-12,5 °C	3,78	
Vægtet middel	363	8760		3,22/3,47	

Middel COP i testperioden er 3,22. Regnes denne COP om til et års middel vil den blive 3,47.

4.2 Transkритisk anlæg Bellinge frost

Der er foretaget den samme databehandling som for kølesystemet.

Ude temperatur interval	Timal test	Års		Transkритisk system test perioden	
		Timal År	Temp. GK ud	COP Frost	
32,5 - 27,5 °C	3	14	37,5-32,5°C	1,52	
27,5 - 22,5 °C	13	136	32,5-30,0 °C	1,31	
22,5 - 17,5 °C	29	615	30,0-27,5 °C	1,19	
17,5 - 12,5 °C	110	1775	27,5-22,5 °C	1,64	
12,5 - 7,5 °C	163	1895	22,5-17,5 °C	1,70	
<7,5 °C	45	4325	17,5-12,5 °C	1,85	
Vægtet middel	363	8760		1,64/1,72	

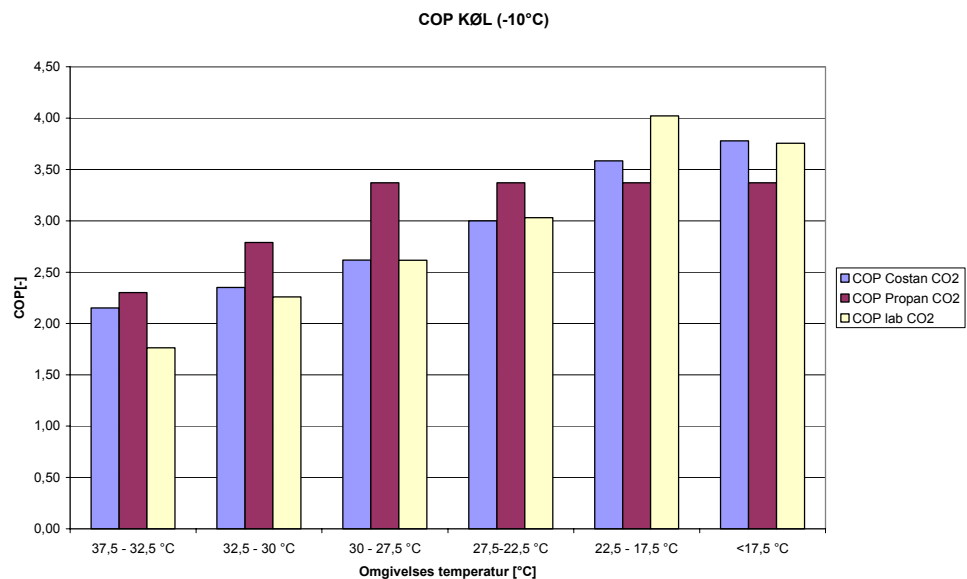
Middel COP i testperioden er 1,64. Regnes denne COP om til et års middel vil den blive 1,72.

5 Analyse af resultaterne

I dette afsnit vil de indsamlede data blive analyseret, og anlægstyperne vil blive sammenlignet på basis af de behandlede data fra afsnit 4.

5.1 Køl

I afsnit 2 og 4 er der behandlet data for de forskellige anlæg, som i dette afsnit knyttes sammen og sammenlignes.



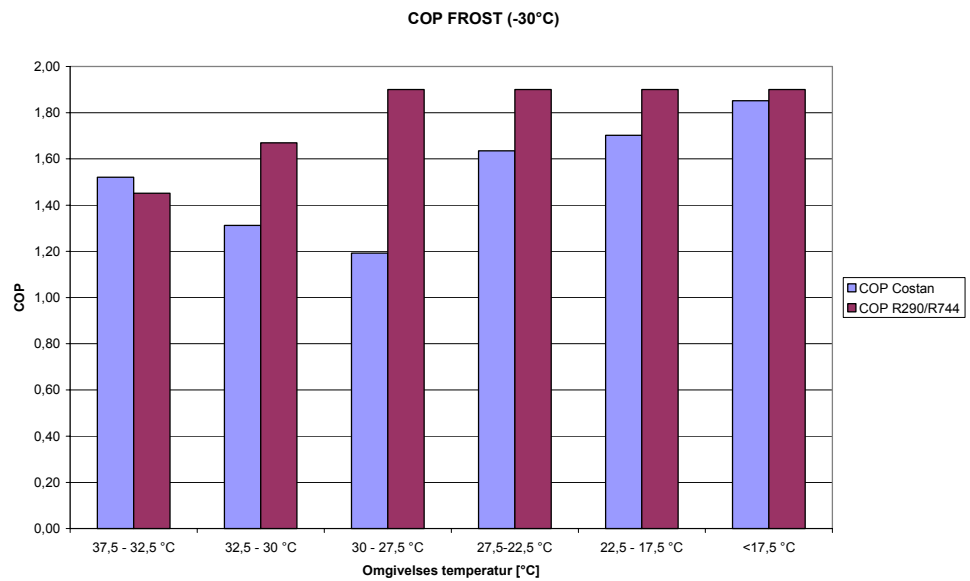
Figur 13: COP for køl for de tre anlæg

Det ses, at COP for CO₂ Costan-anlægget er lavere end propananlægget ved høje omgivelsestemperaturer. Ved omkring 25 °C skifter dette imidlertid. Da antallet af timer med temperaturer over 25 °C kun udgør ca. 50 timer årligt, bliver den lave COP for CO₂ Costan-anlægget ikke vægtet særlig højt i den årlige middel COP.

I Figur 13 oven for, fremgår det, at data fra laboratorietest af transkritisk system viser COP i samme størrelsesorden som de målte data på Costan CO₂-anlægget.

Det er valgt at benytte et propananlæg, der kører med konstant kondenseringstryk på 30 °C. I perioder med højere temperaturer vil anlægget øge kondenseringstrykket. Dette system er valgt, da det er repræsentativt for de anlæg, der kører i Danmark på nuværende tidspunkt. Der er i øjeblikket ikke styringer og ventiler på markedet, der kan håndtere flydende kondenseringstryk. Hvis det var muligt at montere styring og ekspansionsventiler, der kørte med variabelt kondenseringstryk, ville energiforbruget på propananlægget være væsentlig lavere.

5.2 Frost

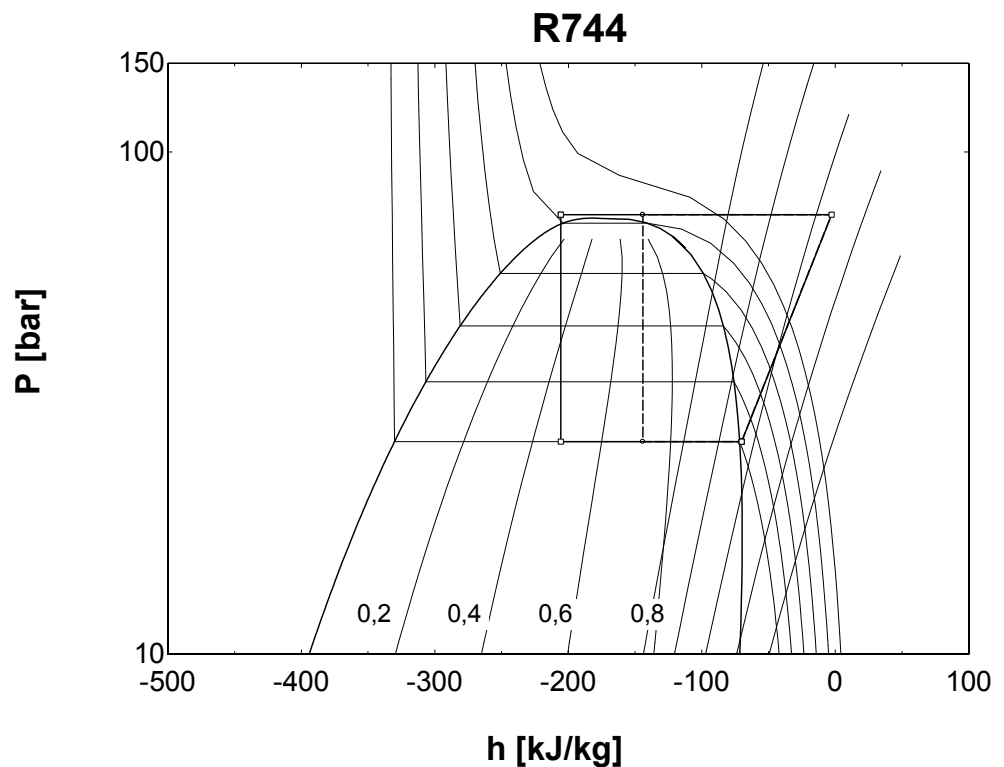


Figur 14: COP for frost for de to anlægstyper

Af tabellen og grafen oven for ses, at COP for Costan CO₂-anlægget har et dyk i intervallerne 32,5 – 30 °C og 30 – 27,5 °C. Dette kan skyldes to ting.

Det er netop i dette område højtryksreguleringen begynder at virke. Hvis denne regulering er indstillet forkert, vil den i dette område køre med for lavt tryk, hvilket vil betyde en betragtelig lavere COP.

Der kan også være tale om en fejl i temperaturmålingen. Hvis føleren har en fejlvisning på 1 K, har det netop i dette område store konsekvenser for COP.



Figur 15: To kredsprocesser indtegnet i log P-h diagram med 1 K fejlvisning af temperaturen ud af gaskøleren

På figuren oven for ses det, at en fejlvisning i temperatur på 1 K giver en reduktion i COP på ca. 50 %. Grunden hertil er, at isothermerne omkring det kritiske punkt er tæt på vandret, hvilket giver anledning til denne store fejl.

I de andre temperaturområder vil konsekvenserne af en sådan fejl være langt mindre end i området omkring det kritiske punkt, og det vil derfor ikke slå igennem på samme måde.

Der er i beregningerne ikke korrigeret for dette på nogen måde, da det ikke er muligt at sige, om det er et styringsproblem eller en fejlmåling, og i givet fald hvor stor den vil være. Hvis det er en fejlmåling, vil det være en relativ let sag at korrigere for den, men hvis det er tale om en fejl i styringen, vil det være en langt mere kompliceret.

Det vurderes desuden, at fejlen ikke har den store indflydelse på det samlede resultat, da der er tale om henholdsvis 11,6 % af tiden i forsøgsperioden og 8,6 % af tiden på årsbasis. Det vurderes, at det muligvis vil kunne have en indflydelse på 1-2 % på de beregnede COP-værdier.

5.3 Sammenligning af måleresultaterne med andre kilder

Som sammenligningsgrundlag er valgt HJH Knudsens rapport "Sammenligning af energiforbrug til køling i supermarkeder" /1/, som også er blevet støttet af Miljøstyrelsen. Dette arbejde tager udgangspunkt i 4 supermarkeder, 2 med konventionel R404a teknologi og 2 med R404a/CO₂. Konklusionen på denne rapport er, at energiforbruget for de to anlægstyper er sammenligneligt, men at CO₂-pumpen optager 10 % af det samlede energiforbrug for R404a / CO₂-anlægget. Dette resultat stemmer godt overens med de resultater, der er målt i vores laboratorium.

De målte COP-værdier er i dette tilfælde væsentlig højere, end det der fremgår af HJH Knudsens rapport. Denne afvigelse på ca. 30 % vurderes hovedsagligt at stamme fra to kilder. HJH Knudsen anvender energiforbrug, hvor der medtages en del forskelligt hjælpeudstyr som f.eks. kantvarme, afrimning og styring, samt at der ikke er anvendt en belastningsprofil ved målingerne i laboratoriet. Det vurderes, at specielt kantvarmen og belastningsprofilet kan give anledning til denne forskydning, hvorfor det ikke er muligt at lave en direkte sammenligning mellem talværdierne, men det vil stadig være muligt at vurdere anlægstyperne op mod hinanden.

6 Referenceliste

/1/ HJH Knudsens rapport, Sammenligning af energiforbrug til køling i supermarkeder, MST, 2004

<http://www.mst.dk/udgiv/Publikationer/2004/87-7614-300-7/html/default.htm>