

VPC-anlæg

Naturlige kølemidler i mindre supermarkeder

Christian Heerup
Tempcold

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

1	INDLEDNING	7
2	KONKLUSION	9
3	UDVIKLING.	11
4	OVERORDNET IDEGRUNDLAG.	13
4.1	ANVENDELSEN AF NATURLIGE KØLEMIDLER.	13
4.2	MODULOPBYGNING.	13
4.2.1	Personsikkerhed.	14
4.2.2	Driftsikkerhed.	14
4.2.3	Servicesikkerhed.	14
4.2.4	Energiforbrug	14
4.2.5	Tilgængelighed af komponenter.	14
4.2.6	Økonomi.	15
4.3	MODULERNES DESIGN.	15
5	VALG AF R1270 SOM PRIMÆRT KØLEMIDDEL.	17
6	KOMPONENTER TIL R1270.	19
6.1	GENERELT.	19
6.2	KOMPRESSORER.	19
6.3	KOMPRESSOROLIE.	20
6.4	PLADEVEKSLERE.	20
6.5	SUGEGASVARMEVEKSLERE.	20
6.6	MAGNETVENTIL.	21
6.7	EKSPANSIONSVENTILER.	21
6.7.1	Automatisk ekspansionsventil.	21
6.7.2	Termostatisk ekspansionsventil.	22
6.7.3	Elektronisk ekspansionsventil.	22
6.8	PRESSOSTATER.	22
7	KOMPONENTER TIL CO ₂ .	24
7.1	GENERELT.	24
7.2	KOMPRESSORER.	24
7.2.1	Rullestempelkompressor	25
7.2.2	Parallelkobling	25
7.3	KOMPRESSOROLIE.	26
7.4	SUGEGASVARMEVEKSLERE.	26
7.5	EKSPANSIONSVENTILER.	27
7.6	PUMPE.	27
7.6.1	Centrifugalpumpe.	27
7.6.2	Tandhjulpumpe.	28
7.7	ALTERNATIVER.	28
7.7.1	Pumpning med gstryk.	28
7.7.2	Direkte ekspansion på kølestederne.	29
7.8	FORDAMPERE TIL CO ₂ .	29
8	SAMMENLIGNING AF ANLÆGSTYPER	33

8.1	PRISEN PÅ ET VPC ANLÆG	34
8.1.1	<i>Forhold som har betydning for vurderingen af merprisen:</i>	34
8.1.2	<i>Forhold der er med til at holde merprisen nede:</i>	34
9	DRIFTSERFARINGER	35
9.1	CO ₂ FORDAMPERE	35
9.2	R1270 KØLEMIDDELFYLDNING	35
9.2.1	<i>Fyldningsstørrelse</i>	35
9.2.2	<i>Påfyldning af kølemiddel</i>	36
9.3	OLIE OG KULBRINTER	36
9.3.1	<i>Hermetisk varmepumpe med 300 g propan.</i>	36
9.3.2	<i>Valg af kompressortype.</i>	37
10	RISIKOVURDERINGER	39
10.1	PRESSOSTATER	39
10.2	ATEX DIREKTIVET OG ELSIKKERHED.	40
10.2.1	<i>Generelt.</i>	40
10.2.2	<i>Risikoanalyse (IEC 60079-10:2002, DS/EN 50021).</i>	41
11	REFERENCER	43

Rapport

VPC Anlæg

Naturlige kølemidler i mindre supermarkeder
v/ Christian Heerup, Tempcold A/S



Prototype udstillet på Danske Køledage 2003

1 Indledning

Projektet blev påbegyndt som arbejdsidé i 2000 efter den tidligere regering havde fremsat lovforslag om udfasning af HFC'ere med forbud mod anvendelse efter 1/1 2006.

På det tidspunkt havde Tempcold A/S langt fra komponenter til at dække behovet til naturlige kølemidler og heller ikke den nødvendige viden for anvendelsen af dem.

Vi vurderede på det tidspunkt, at selvom lovforslaget ikke var vedtaget, så blæste de miljøpolitiske vinde i retning af at begrænse anvendelsen af HFC kølemidler, hvilket også gjaldt i det øvrige Europa.

Vi ønskede derfor at gå aktivt ind i processen for at undersøge, om det var muligt at udvikle et koncept udelukkende med naturlige kølemidler, til afløsning af det nuværende koncept med R404A parallelanlæg til små og mellemstore supermarkeder.

Inspireret af tidligere projekter støttet af Miljøstyrelsen, specielt Daglig Brugsen i Odense, blev nærværende projekt-idé formuleret, kaldet VPC Projekt.

Den bærende ide er modulopbyggede enheder, med Væsketil Proppen kølekredsløb med CO₂ som sekundært kølemiddel.

Da vi fandt at en opgave af denne art ligger noget udenfor kølegrossistens normale arbejdsområde, ansøgte vi om tilskud til projektet under Miljøstyrelsens Program for renere produkter.

Tilskuddet blev bevilliget ultimo 2000, og Projekt VPC blev derefter sat i gang primo 2001.

2 Konklusion

Der er udviklet et koncept med modulopbyggede enheder, der gør det muligt at anvende naturlige kølemidler i små og mellemstore supermarkeder.

Konceptet vil være konkurrencedygtigt ved ikrafttrædelsen af udfasningsbekendtgørelsen 1/1 2007.

Konceptet opfylder målsætningen om et uændret, eventuelt lidt lavere energiforbrug, med meget små fyldninger brændbart kølemiddel.

Nogle af erfaringerne fra projektet er allerede bragt i anvendelse, og andre vil blive det indenfor kort tid. På et enkelt punkt er det dog ikke lykkedes at finde en optimal løsning.

Pumper for CO₂ væske er ikke tilgængelige med et tilfredsstillende pris/ ydelsesforhold. Der er foreslået alternativer, men de skønnes dyrere end en pumpe udviklet til formålet.

3 Udvikling

Kort efter projektets start blev lovforslaget om afgifter på kølemidler fremsat og som bekendt senere vedtaget. Dette var med til i et helt uventet omfang at sætte turbo på behovet for at udvikle anlæg med mindre eller afgiftsmæssigt billigere fyldninger af HFC.

Anvendelsen af CO₂ som kølemiddel blev højaktuel. To forskellige løsninger med kaskadeanlæg markerer sig som de aktuelle bud.

I det ene bruges der R404A i højtemperatur trinnet, direkte ekspansion af CO₂ på frostdelen og pumpecirkuleret CO₂ på køledelen. Denne løsning egner sig særlig godt til store anlæg, hvor besparelsen i afgift på R404A på grund af den meget mindre fyldning kan dække en del af omkostningerne til pumper og kaskadeveksler med mere.

I den anden løsning anvendes også direkte ekspansion af CO₂ på frostdelen, men direkte ekspansion af R134a i køledelen og i kaskadeveksleren. Sidstnævnte løsning egner sig til mindre anlæg, selvom anlægget er dyrere, opvejes dette af den lavere afgift på R134a i forhold til R404A, og der spares de meget dyre CO₂ pumper.

I kraft af VPC projektet var vi stand til at deltage i udviklingen af først nævnte anlægstype især på fordampersiden og på CO₂ rørsystemet. De fleste af de praktiske erfaringer stammer således herfra.

Vedtagelsen af det reviderede udfasningsforslag med ikrafttrædelse 1/1 2007, der indeholder tilladelse til anvendelsen af fyldninger op til 10 kg HFC, giver flere muligheder med hensyn til udformningen af køleanlæg.

Det vil være muligt at opdele kaskadedelen af køleanlægget i flere sektioner med mindre end 10 kg i hver. Det er ikke i dag muligt at sige noget entydigt om, hvor det vil være en fordel at anvende brændbare kølemidler eller hvor grænsen går.

Det eneste, der er helt entydigt, er, at CO₂ som kølemiddel er kommet tilbage på markedet for at blive.

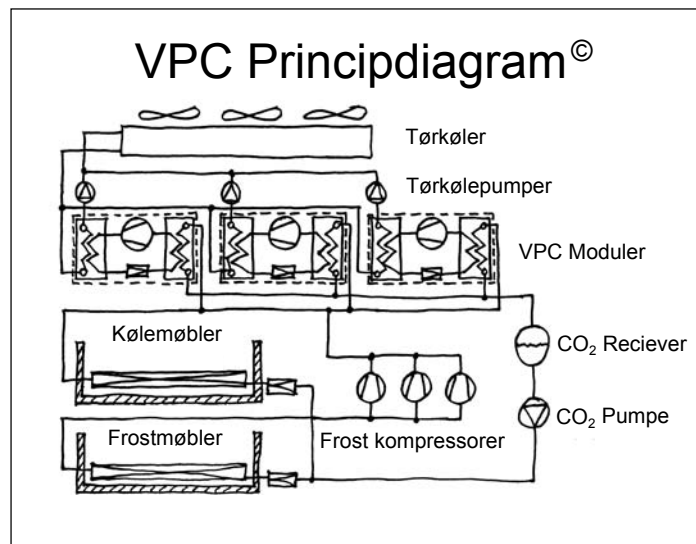
4 Overordnet idegrundlag

4.1 Anvendelsen af naturlige kølemidler

På grund af CO_2 's gode transport og varmeoverføringsegenskaber samt relative ugiftighed, er dette medie valgt som sekundært kølemiddel til direkte ekspansion i både køle- og froststeder.

For at kunne anvende standard kobberør og fittings samt kun lettere modificerede varmevekslere i kølestederne, er det nødvendigt at holde trykket nede. Dette opnås ved at anvende pladevekslere med direkte ekspansion af primært kølemiddel til kondensering af CO_2 gas fra kølesteder og frostkompresorer.

Denne opbygning kaldes også for kaskadekøleanlæg. Som kondensator for det primære kølemiddel anvendes en pladeveksler med pumpecirkuleret glykolvand tilsluttet en tørkøler se Figur 4.1.



Figur 4.1

4.2 Modul opbygning

Det simpleste mekaniske kølesystem, er det, der findes i et køleskab. Det har været en af de grundlæggende ideer at afprøve, hvor enkelt det primære kølesystem kan udformes, når der tages hensyn til følgende forhold:

- Personsikkerhed.
- Driftsikkerhed.
- Servicesikkerhed.
- Energiforbrug.
- Tilgængelighed af komponenter.
- Økonomi.

4.2.1 Personsikkerhed

For alle relevante normer og direktiver gælder det, at desto mindre et anlægs dimensioner og kølemiddelfyldning er, desto lettere er det at overholde de væsentlige sikkerhedskrav. Dette gælder især for brandbare kølemidler.

Det er derfor en målsætning at opnå så lille en fyldning af brandbare kølemidler som muligt, helst under et kg.

Da det er ikke muligt at få tilstrækkelig køleeffekt med denne fyldning på eet modul, parallelkobles flere moduler med lille fyldning for at kunne opfylde kølebehovet.

4.2.2 Driftsikkerhed

Selvom der indgår langt flere komponenter i et kaskadekøleanlæg, kan serieproduktion af modulerne sikre en ensartet og høj kvalitet.

Hvert modul kan afprøves på testbænk før levering, og da også påfyldning af brændbart kølemiddel vil ske i forbindelse hermed, bliver arbejdet med installation og idriftsættelse lettere og væsentligt mere sikkert.

Ved fejlfunktion af et modul, når anlægget er i drift, vil ydelsen på de øvrige moduler i de fleste tilfælde være stor nok til at kunne opretholde tilstrækkelig nødkølekapacitet, indtil det defekte modul er blevet udskiftet.

4.2.3 Servicesikkerhed

I tilfælde af behov for service af et modul, kan kølemontøren medbringe et nyt eller et reoveret modul som kan udskiftes i løbet af ganske kort tid.

Det defekte modul kan derefter sendes på værksted eller til fabrikanten hvor der forefindes udstyr og personale til håndtering af brandbart kølemiddel.

4.2.4 Energiforbrug

Konstruktionen af modulerne kan optimeres til lavest muligt energiforbrug. I takt med at udbudet af anvendelige komponenter øges, kan modulerne forbedres og anvendes på eksisterende anlæg med et minimum af installationsomkostninger.

4.2.5 Tilgængelighed af komponenter

Modulerne skal i videst muligt omfang fremstilles af standardkomponenter. Dette vil sikre konkurrencedygtige priser, leveringssikkerhed, samt kort leveringstid på komponenter til service.

En naturlig del af projektet har derfor været at identificere nye produkter og leverandører, således at udvalget på det danske marked af komponenter til naturlige kølemidler bliver større.

4.2.6 Økonomi

Begrebet økonomi omfatter følgende:

- Køleanlæggets samlede anskaffelsespris.
- Driftsomkostninger
- Serviceomkostninger.

Det er en del af idegrundlaget, at anvendelsen af dette koncept skal medføre de lavest mulige samlede omkostninger for brugeren af anlægget.

4.3 Modulernes design

Modulerne er designet ud fra følgende kriterier:

- Kølemiddelfyldning
- Sikkerhed
- Effektivitet
- Pladskrav
- Fremstillingspris
- Håndtering

Grundtanken for modulet er, at det ikke må serviceres på stedet, men at det nemt skal kunne demonteres ved behov for service og erstattes med et andet, eventuelt som en form for ombytterservice. Dette gør, at alle tilslutninger skal være let tilgængelige.

Det er endvidere et krav, at anlægget skal kunne monteres op ad en væg og af pladshensyn skal modulerne kunne stilles tæt ved siden af hinanden og endvidere kunne trækkes ud for udskiftning.

Derfor er toppen af modulet det eneste sted, hvor tilslutningerne kan anbringes. Dette har gjort det nødvendigt at udvikle en speciel ventil på afgang af kaskadeveksleren. Ventilen sikrer, at CO₂ kondensatet kan ledes fra kaskadevekslerne, når disse kobles sammen parallelt, uanset hvor mange moduler, der er i drift.

Modulet er forsynet med et kabinet i tyndplade, der tjener flere funktioner. Alle anlægsdele med brændbart kølemiddel er indenfor pladekapslingen, og det er ikke muligt at lave indgreb i kølekredsen, når modulet er monteret.

Det er enkelt at sætte udsugning på kabinettet, der samtidigt virker lyddæmpende og giver en pæn afslutning. De bærende dele inde i kabinettet er også fremstillet i tyndplade, hvilket er med til holde fremstillingsprisen nede.

Alle komponenter er udvalgt for opnå en fyldning på mindre end et kg kølemiddel, da det giver de største frihedsgrader med hensyn til placering i henhold til EN378.

Det vil med denne fyldningsstørrelse være muligt at opstille anlægget i supermarkedets baglokale eller i et lager- eller kælderrum, hvor det med udsugningsanlæg og gasalarmeringsanlæg er muligt at opretholde et højt sikkerhedsniveau.

Ved projektets start var målsætningen ca. 9 kW køleydelse med maksimalt 1,5 kg propan. Dette skyldtes dels, at vi forventede at kunne anvende en hermetisk scroll kompressor med denne ydelse, og dels usikkerheden om den nødvendige kølemiddelmængde.

Ved at anvende en semihermetisk kompressor og propylen har det vist sig, at køleydelsen kan øges til ca. 12 kW på et kg kølemiddel. Den højere køleydelse er ønskelig af hensyn til den samlede mængde kølemiddel på hele anlægget (ca. 3 kg mod forventet ca. 6 kg for den samme ydelse), men også for at kompensere for den semihermetiske kompressors højere pris.

Ulempen er, at modulets vægt stiger væsentligt, fra ca. 100 kg til ca. 150 kg. Da de fleste supermarkeder i forvejen er beregnet til kørsel med palle vogne og har læsserampe, vil det have mindre betydning. I de tilfælde, hvor modulet skal transporteres op af en kældertrappe, vil dette stadig være muligt, om end mere besværligt.

5 Valg af R1270 som primært kølemiddel

Da vi ønsker at bruge kendt teknologi som kobberør og (semi)hermetiske kompressorer, er udvalget af relevante naturlige kølemidler ikke så stort.

Nedenfor er i skema 5.1 vist en sammenligning af forskellige kølemidler beregnet ud fra en idealiseret kredsløbsproces i designpunktet for sommerdrift.

R600a giver teoretisk den højeste COP, men da trykforholdet er det højeste og den specifikke ydelse den laveste, bliver den nødvendige slagvolumen over tre gange større end for R1270.

Da kompressoren er den dyreste hovedkomponent i kølekredsløbet, er R600a ikke et realistisk valg.

Af skemaet ses det, at R1270 har den største ydelse i forhold til kompressorens effektive slagvolumen, og da trykforholdet samtidigt er det laveste, vil R1270 for en given kompressor give den største ydelse i forhold til plads, vægt og pris.

R1270 har en lidt højere trykrørstemperatur end R290, men væsentligt lavere end for R22 og vil ligesom R22 ikke have problemer i det aktuelle indsatsområde.

R1270 har en lidt højere værdi for den nedre eksplosionsgrænse end R290. Dette giver en marginal fordel for R1270, da det giver en lidt større margen til eksplosionsgrænsen for et givet kølemiddeludslip.

R1270 har dog en anden væsentligere sikkerhedsmæssig fordel, idet dette kølemiddel **lugter meget karakteristisk af gas** i tilfælde af udslip.

I praksis bruges gasalarmer til at detektere en eventuel lækage. Alarmniveauet er normalt indstillet til 25 % af nedre eksplosionsgrænse. Det er muligt at lugte gassen, før dette niveau er nået.

Selv lægfolk (butikspersonale eller kunder) vil umiddelbart være i stand til genkende lugten og sørge for udluftning ved at åbne døre og vinduer. Det gælder også i tilfælde af strømsvigt, hvor den mekaniske ventilation og gasalarmen er ude af drift.

Som det ses i skemaet, er massefylden for kulbrinterne ca. det halve af de syntetiske kølemidler. Da det er et køleanlægs samlede volumen (især i varmevekslerne), der er bestemmende for den nødvendige kølemiddelmængde, bliver mængden i kg ca. det halve, når der anvendes kulbrinter i stedet for syntetiske kølemidler.

Kølemidler	Naturlige			Syntetiske	
	R600a	R290	R1270	R22	R404A
Betegnelse	R600a	R290	R1270	R22	R404A
Specifik kapacitet [W/m ³ /h]	180	493	604	568	563
COP	2,35	2,27	2,26	2,29	2,05
Trykforhold Pc/Pe	5,9	4,7	4,5	5,2	5,0
Trykrørstemperatur [°C]	66	76	86	106	74
Nedre ekspl.grænse [g/m ³]	43	38	47	-	-
Karakteristisk lugt af gas	Nej	Nej	Ja	Nej	Nej
Massefylde v. 40 °C [g/l]	535	469	478	1136	885

Skema 5.1 Sammenligning af kølemidler.

Ud fra de anførte værdier for COP¹ kunne det se ud, som om det ville give en væsentlig fordel med hensyn til energiforbruget, hvis vi vælger R1270 frem for R404A.

For R1270 er det til butikskøleanlæg imidlertid nødvendigt at anvende mindst én pladeveksler for at begrænse fyldningen af brændbart kølemiddel. Til den aktuelle anlægstype anvendes der to for at give større frihed med hensyn til opstillingssted (væskkølet kondensator).

Anlæg med væskkølet kondensator og tørkøler vil, ved dimensionerende sommerdrift, have en kondenseringstemperatur, der er ca. 3 °C højere end et tilsvarende anlæg med luftkølet kondensator.

Da køleanlæg arbejder ved dellast det meste af året, vil årsmiddel forskellen dog kun være ca. 1,5 °C. Dette er under forudsætning af, at tørkøleren og den luftkølede kondensator begge har samme varmeoverføringsareal og luftmængde.

Dette gør, at R1270 i et kaskadeanlæg kommer til at arbejde med et større trykforhold end R404A med direkte ekspansion og vil derfor, alt andet lige, isoleret set, bruge mere energi. Hertil kommer energiforbruget til cirkulationspumpen.

Imidlertid vil brugen af CO₂ som sekundært kølemiddel, med deraf følgende bedre varmeovergangstal i fordamperne, bedre effektivitet af frostkompressorerne, samt R1270's bedre termodynamiske egenskaber, samlet set give et uændret energiforbrug, potentielt med mulighed for energibesparelse.

¹ COP: Er her beregnet ud fra de dimensionerende sommerdriftsforhold med en fordampningstemperatur på -13 °C, overhedning 5 °C, kondenseringstemperatur 43 °C, underkøling 2 °C, virkningsgrad på intern varmeveksler 0,20 og en isentropisk kompressorvirkningsgrad på 0,65.

6 Komponenter til R1270

6.1 Generelt

Ingen af kulbrinterne, der er tilgængelige i kølemiddel kvalitet, er korrosive overfor de materialer, der normalt anvendes til de syntetiske kølemidler. Der kan derfor ofte anvendes de samme komponenter.

Når dette ikke altid i praksis kan lade sig gøre, skyldes det oftest, at producenten ikke tillader brug sammen et brændbart kølemiddel. I andre tilfælde kan det skyldes, at de anvendte tætningsmaterialer ikke er kompatible med kulbrinter.

Ved at udarbejde en risikoanalyse for de komponenter, for hvilke der ikke foreligger tilladelse fra producenten til anvendelse med kulbrinter, kan det underbygges, at komponenten i det aktuelle anlæg er forsvarlig at bruge.

Man skal dog være opmærksom på, at producenten af den enhed hvori komponenten indgår, dermed pådrager sig et ansvar og skal undersøge, om dette medfører uafklarede forsikringsforhold.

I det følgende gennemgås de vigtigste komponenter.

6.2 Kompressorer

Mange fabrikater af kompressorer kan teknisk set bruges til brændbare kølemidler. Der igennem årene udført flere anlæg især i Sverige. Det er ikke ualmindeligt her at se, eksempelvis Copeland kompressorer, der kører i almindelig drift i en supermarkedsinstallation.

Brændbare kølemidler er imidlertid ikke populære blandt kompressorproducenterne. Sammenslutningen af kompressorfabrikanter ASERCOM har udstedt en generel anbefaling til sine medlemmer om ikke at tillade brug af brændbare kølemidler i deres kompressorer, hvis fyldningen er større end 150 g.

Bitzer har været en undtagelse, og også Embraco har åbnet for større fyldningsstørrelser, hvis sikkerhedsforholdene var godkendt af kvalificeret tredjepart. Embraco's kompressorer er imidlertid ikke egnede til dette projekt, da de er for små.

Frascold har været brugt på det danske marked i flere år, og fabrikanten var ved projektets start villige til at tillade anvendelse af deres kompressorer til brændbare kølemidler. Frascold fremstiller en komplet serie af semihermetiske kompressorer, der mere end rigeligt dækker behovet for dette projekt.

Ved projektets start var det et håb at en producent af scrollkompressorer også ville være med. Scrollkompressorerne er fuldhermetiske og har et fordelagtigt

forhold mellem pris og ydelse. Det har imidlertid ikke været muligt at finde vestlig producent, der ville deltage.

Det er derimod lykkedes at finde en asiatisk producent af enfasede scroll kompressorer, der under visse forudsætninger ville levere kompressorer til projektet. Desværre viste det sig i vores test, at kompressorerne ikke var egnet til formålet, da de arbejder i kanten af deres indsatsområde.

Det forventes, at der vil ske en opblødning af holdningen til de brændbare kølemidler i takt med at antallet af installationer stiger, og at der hermed opnås flere praktiske erfaringer.

Denne proces forventes at blive forstærket i det omfang, at flere europæiske regeringer indfører skat på eller restriktioner for anvendelsen af de syntetiske kølemidler.

6.3 Kompressorolie

Både ester- og mineralolier kan anvendes sammen med brændbare kølemidler. Mineralolier har været anvendt sammen med de klorede kølemidler (CFC, HCFC), siden de blev introduceret på markedet.

En del af mineraloliernes gode smøreegenskaber skyldes tilstedeværelsen af klor i kølemidlet. Da de brændbare kølemidler ikke indeholder klor, vil smøreevnen derfor være nedsat.

Når det alligevel undertiden anbefales at bruge mineralolie, skyldes det, at esterolierne har en meget stor affinitet til de brændbare kølemidler, og det stort set ikke er praktisk muligt at varme kølemidlet ud af olien. Dette gælder særlig for R1270.

I det konkrete projekt er kølemiddelmængden imidlertid så lille i forhold til oliefyldningen, at oliefortyndingen ved stilstand forventes at være på et tilladeligt niveau.

Det anses normalt for tilstrækkeligt at anvende en viskositet på 32 sammen med de syntetiske kølemidler. Der kan vælges at anvende en esterolie med viskositet på 68, hvor den højere viskositet kompenserer for den højere opblanding af kølemiddel i olien.

6.4 Pladevekslere

Pladevekslere af de fleste fabrikater kan anvendes til både CO₂ og brændbare kølemidler og leveres i dag med de nødvendige godkendelser. I projektet er valgt pladevekslere af fabrikatet GEA, da disse fås færdigisolerede med hårdt skum.

6.5 Sugegasvarmevekslere

Disse vekslere er nødvendige for sikre en tilstrækkelig overhedning af sugegassen til kompressoren. På grund af pladshensyn i modulet, og da det ønskes at dræne kondensatet direkte fra kondensatoren ned i

sugegasvarmeveksleren, er der valgt at anvende traditionelle sugegasvekslere af typen rør i rør i stedet for pladevekslere, selvom disse er mere effektive.

Effektiviteten af sugegasvarmeveksleren har kun i meget begrænset omfang direkte indflydelse på anlæggets effektivitet. Den væsentligste funktion er at sikre, at der ikke bliver revet væskedråber fra fordamperen med tilbage til kompressoren. Dette er særlig vigtigt, fordi sugerøret er meget kort.

Når væskedråber kommer tilbage til kompressoren, fortynder de olien og forhindrer, at kompressoren opnår tilstrækkeligt høj driftstemperatur, samt nedsætter kompressorens volumetriske ydeevne.

En anden væsentlig funktion af sugegasvarmeveksleren er, at den sikrer at væsken er tilstrækkelig underkølet ved indløbet til termoventilen.

Der er valgt sugegasvekslere af fabrikatet KMP Virginia. Danfoss HE vekslere er mere effektive, men er ikke frigivet til brændbare kølemidler. De er dog anvendt i nogle af testopstillingerne.

6.6 Magnetventil

Der er i testopstillingerne ikke anvendt magnetventil foran ekspansionsventilen. Dette giver et simplere og dermed et billigere anlæg.

Ulempen er, at al kølemidlet kan lægge sig i olien under stilstand. Ved at anvende magnetventil kan kølemiddelvandringen til kompressoren i nogen grad begrænses. I hvilket omfang er ikke undersøgt.

Det er dog ikke sandsynligt, at der vil være den store forskel under kortere stilstandsperioder under drift (regulering), da målinger viser, at i disse perioder er termoventilen lukket på grund af negativ overhedning. Det vil sige, at sugerøret og dermed bulben (ventilens føler) er koldere end det tilsvarende mætningstryk i sugerøret.

6.7 Ekspansionsventiler

Den simpleste form for drøvlorgan, kapillarrøret, som anvendes på køleskabe, giver ikke et tilstrækkeligt stort reguleringsområde. Det er derfor nødvendigt at anvende en egentlig ekspansionsventil.

Der er følgende muligheder:

- Automatisk ekspansionsventil
- Termostatisk ekspansionsventil
- Elektronisk ekspansionsventil

6.7.1 Automatisk ekspansionsventil

Denne ventiltipe regulerer kun efter trykket på tilgangen til fordamperen. Ved faldende tryk i fordamperen vil den åbne, og omvendt ved stigende tryk vil den lukke.

Hvis temperaturen på fordampers sekundær side er konstant og dermed at ændringerne i temperaturforskellen mellem primær og sekundær side er små, vil reguleringen være tilfredsstillende.

Ulempen er, at overhedningen ved udgangen af fordampere vil svinge afhængig af fordamperbelastningen og dermed temperaturen på mediet, der afkøles i fordampere.

Fordampere skal derfor have en vis overstørrelse for at forhindre gennemløb af kølemiddelvæske. I anlæg med lille kølemiddelfyldning og sugegasvarmeveksler vil risikoen for væskegennemløb til kompressoren dog være lille.

Fordelen er, at ventilen vil reagere hensigtsmæssigt, når kondenseringstemperaturen falder; fordampningstemperaturen vil falde en smule, hvilket kompenserer for den højere ydelse på kompressoren.

Det vil derfor være muligt at opnå god driftsøkonomi ved vinterdrift med lave kondenseringstemperaturer.

I dette projekt vil det være for stor en ulempe, at trykket på sekundærsiden ikke kan reguleres uafhængigt af indstillingen af den automatiske ekspansionsventil, hvilket betyder at den ikke kan anvendes her.

6.7.2 Termostatisk ekspansionsventil

Der har været termostatiske ekspansionsventiler på markedet til brændbare kølemidler i flere år af fabrikatet Honeywell Flica.

På grund af ventilernes konstruktion med absorptionsfyldning i følelementet har udbudet af standard ventiler kunne anvendes.

Da der ikke forelå andre ventiler ved projektets start, har vi anvendt disse.

6.7.3 Elektronisk ekspansionsventil

De elektroniske ventiler, der er egnede til brug med pladevekslere og brændbare kølemidler, er temmelig kostbare.

Indtil der bliver udviklet eller frigivet billigere ventiler, der er egnede til opgaven, vurderes det, at pengene er bedre brugt på andre dele af anlægget.

6.8 Pressostater

I princippet kan alle pressostater anvendes til brændbare kølemidler, blot de anvendes med en egensikker kreds over kontaktsættet, således at gnistdannelse over kontakterne undgås.

Pressostater, som er helt lukkede med kapsling IP65, de såkaldte patronpressostater, har dog den fordel, at de har et meget lille indre volumen.

I de meget sjældne tilfælde, hvor bælgene eller membranen, der påvirker kontaktsættet, går i stykker, skal der kun en meget lille mængde kølemiddel til, før at koncentrationen er højere end den øverste eksplosionsgrænse².

Det vil være mest sandsynligt, at højtrykspressostaten vil udvise denne fejl, da den arbejder under det højeste tryk. Da det kun er meget kort tid, at der vil være en antændelig blanding tilstede, vil chancen for, at pressostaten netop i dette tidsrum vil aktiveres og bryde styrespændingen, være meget lille.

Det vil give den højeste driftssikkerhed, hvis pressostaterne udelukkende bruges til at sikre, at kompressoren og kølekredsløbets arbejder indenfor det dimensionerede trykområde, da antallet af aktiveringer af pressostaten så kun vil ske under ekstreme og dermed sjældne tilfælde.

Det skal derfor sikres ved valg af reguleringsudstyr, at dette dækker alle normalt forekommende driftssituationer. Det vil sige alle driftsbetingede start og stop af kompressoren.

Da kølemiddelfyldningen er under 1 kg er der ikke krav om at pressostaten skal være af typen med dobbelt bælg.

² Den øverste eksplosionsgrænse for R1270 er 174 g/m³ eller 10,1 volumenprocent i luft.

7 Komponenter til CO

7.1 Generelt

Det højere trykniveau for det syntetiske kølemiddel R410A har gjort det nødvendigt for producenterne at udvikle nye komponenter eller at dokumentere udvidet anvendelsesområde for de eksisterende.

Disse komponenter kan i mange tilfælde også anvendes til subkritisk CO₂ i det temperaturområde, der er relevant for supermarkeds køling.

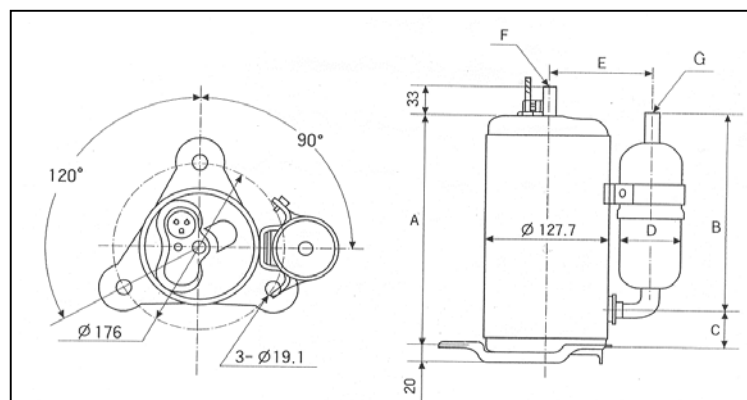
Da den volumetriske kuldeydelse er høj for CO₂ bliver komponenterne tilsvarende små.

7.2 Kompressorer

Ved fordampningstemperaturen -30 °C og kondenseringstemperaturen -8 °C yder en kompressor med 4 m³/h slagvolumen ca. 8 kW med CO₂ men kun ca. 1,5 kW med R404A.

Kompressormotoren skal være tilsvarende større. Derfor kan det vise sig, at motoren er på grænsen af sin ydeevne, selv med R410A kompressorer.

Det er lykkedes at finde et produkt med god virkningsgrad og gunstig pris. Kompressoren er konstrueret som en såkaldt rullestempelkompressor, en kompressortype, som hovedsagelig anvendes til mindre klimaanlæg.

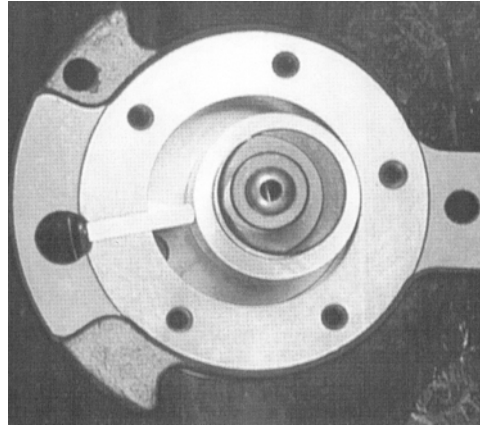


Figur 7.1 Rullestempel kompressor.

Selvom kompressortypen er velkendt, er den aldrig tidligere anvendt til dette formål. Det vil derfor være på sin plads med en kort beskrivelse.

7.2.1 Rullestempelkompresso

Opbygningen er let genkendelig på den lodret monterede sugeakumulator, der er monteret på siden. Afgangen fra sugeakumulatoren fører direkte ind på sugesiden af rullestemplet.



Figur 7.2 Kompressionkammer

Kompressionsvolumnet afgrænses af det cylindriske rum, rullestemplet og en bevægelig vinge, der bevæger sig frem og tilbage i takt med stemplets passage og dermed danner tætning med dette.

Udstødningsporten er forsynet med en trykventil af traditionel bladfjeder type. Al kompressorolien befinder sig på højtrykssiden, og trykgassen passerer gennem denne og motoren, der er placeret over selve pumpen, før den når afgangstudsens.

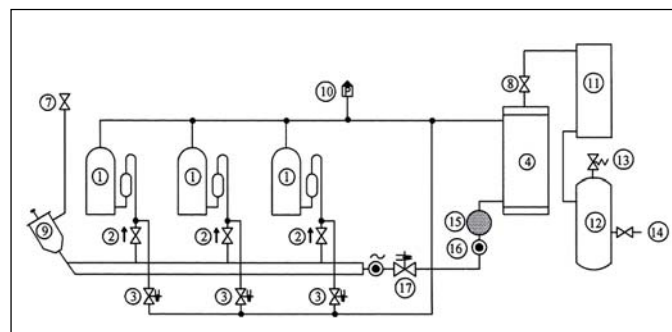
Motorens stator er presset direkte i svøbet, der danner kompressorens indkapsling og kan derfor igennem dette direkte afgive motorvarmen til omgivelserne.

På grund af pumpens udformning har motoren ikke moment nok til at trække stemplet i gang under modtryk. Dette er ikke noget problem, når den anvendes på kapillarrørs anlæg, hvor der sker en trykafastning fra stop til start.

Pumpetypen er ret robust, da den kan pumpe væske i mindre mængder. Sugeakumulatoren sikrer, at der ikke kommer for meget på én gang.

7.2.2 Parallelkobling

Da det på supermarkedsanlæg er ønskeligt med en tilpasning af kapaciteten til behovet, er det normalt at fordele køledelen på 3 kompressorer, der sammenkobles parallelt. På grund af kompressorens opbygning er det nødvendigt at afvige fra normal fremgangsmåde ved parallelkobling. I det følgende henvises til figur 7.2.2.



Figur 7.2.2 Parallelkobling af CO₂ frostkompressorer

Under normal drift passerer sugegassen fra anlægget via sugestopventilen 7), sugefiltret 9), kontraventilen 2) og sugeakkumulatoren ind i kompressoren 1).

Sugegassen komprimeres og forlader kompressoren i toppen og fortsætter over i olieudskilleren 4), hvor hovedparten af olien skilles fra gassen, der via trykstopventilen 8) fortsætter videre til kondensatoren 11).

Olien passerer fra olieudskilleren via oliefilteret 15) og skueglasset 16) gennem den optoelektriske olieregulator 17) til sugemanifolden, hvorfra den returnerer til kompressoren. Under normal drift er magnetventilerne 3) lukkede.

Ved opstart af kompressoren kan kompressormotoren ikke overvinde momentet på rullestemplet, der stammer fra differenstrykket, der typisk vil ligge omkring 13 bar. Derfor åbnes magnetventilen 3) for den pågældende kompressor et kort øjeblik af et startrelæ. Derved udlignes trykket over stemplet, og kompressoren kan starte.

Kontraventilen 2) sikrer, at der ikke sker en unødvendig overstrømning af trykgas til sugesiden. Kontraventilen kan alternativt anbringes på tryksiden.

Når kontraventilen anbringes på tryksiden, skal den leveres med hård fjeder og dimensioneres for minimum 0,3 bar differenstryk for at undgå støj og for at sikre en rimelig levetid på grund af påvirkningerne fra trykgaspulsationerne.

På sugesiden kan ventilen dimensioneres med et tryktab på 0,05 bar og da ventilen ikke er dyrere på grund af de små rørdimensioner, kan dette bedre driftsmæssigt betale sig.

På parallelkoblede anlæg med almindelige kompressorer skal kontraventilen i trykledningen forhindre, at der kan kondensere kølemiddel oven på ventilmellemladen i stilstandsperioder.

I dette tilfælde kan der ikke kondensere CO₂ i kompressoren, fordi temperaturen på denne altid vil være højere end kondenseringstemperaturen.

7.3 Kompressorolie

Esterolie er anvendt i CO₂ kompressorerne, da denne olie er fuldt blandbar med CO₂ i væskeform. Dette sikrer god olietransport rundt i anlægget og forhindrer dermed, at der ophobes for megen olie i fordamperne.

Der vil dog ske en opkoncentration af olie i fordamperne ved lang tids drift under lav belastning. Når belastningen øges på fordamperen, vil olien returnere til kompressoren. Anlægget skal derfor bygges således, at det kan håndtere dette.

7.4 Sugegasvarmevekslere

Disse vekslere øger ikke den termodynamiske virkningsgrad i kølekredsløbet med CO₂ som kølemiddel.

De lange sugeledninger fra CO₂ fordamperne gør, at eventuelle væskepartikler fordamper inden de når kompressoren.

Dette, sammenholdt med at ekspansionsventilerne på frost fordamperne er ikke særlig følsomme over for flashgas i væskeledningen, gør, at det normalt ikke er nødvendigt at montere sugegasvarmevekslere.

På kompressorer, hvor oliesumpen er på lavtrykssiden, kan de dog være nødvendige for sikre en tilstrækkelig overhedning af sugegassen og dermed opnå en højere arbejdstemperatur på kompressoren og dermed reducere indholdet af kølemiddel i olien.

7.5 Ekspansionsventiler

De fleste supermarkeder i Danmark forsynes med Danfoss ADAP-KOOL regulering, der har vist sig at fungere fint med CO₂, både på frostfordamperne og med pumpecirkulation på kølefordamperne.

Under testforløbet har vi også afprøvet en Danfoss TUAE termostatisk ekspansionsventil, modificeret til CO₂, som tilsyneladende virkede upåklageligt. Men da ventilen er en MOP ventil, kan den ikke anvendes i anlæg med flere parallelkoblede fordampere.

Det bedste valg er derfor indtil videre at anvende ADAP-KOOL systemerne.

7.6 Pumpe

For at cirkulere væske til kølestederne er det simpleste at anvende en pumpe. De pumper, der tilgængelige på markedet, er imidlertid for dyre og for store i kapacitet. Pumperne koster mellem 2 og 4 gange den dyreste af de øvrige komponenter i maskinanlægget. Nedenfor gennemgås pumpe typer og alternative anlægsopbygninger.

7.6.1 Centrifugalpumpe

Denne pumpetype er umiddelbart den mest oplagte at bruge. Vanskelighederne består i, at der skal pumpes et lille flow med en relativt stor trykforskel og ved et stort absolut tryk med en væske, der er på sit kogepunkt, og som ikke har nogen smørende egenskaber.

Som et alternativ til Hermetic pumperne og tilsvarende konstruktioner, som er kostbare og for store i kapacitet, har vi udført forsøg med en mindre centrifugalpumpe indbygget i et trykstærkt svøb.

Pumpetypen er fortrinsvis beregnet til at nedsænke i borehuller til drikkevandsindvinding og er kendetegnet af mange pumpehjul med meget lille diameter koblet i serie på samme aksel. Pumpen var desuden forsynet med elektronisk regulering af omløbstallet.

Det skal bemærkes, at pumpen var meget støjende under drift. Under testkørslen var pumpen meget følsom overfor ændringer i CO₂ trykket. Små trykændringer, som følge af start og stop af kompressoren, der holdt trykket nede i testkredsløbet, medførte kavitation i pumpens indløb med tab af ydelse til følge. Dette svarer til erfaringer fra større anlæg med pumpecirkulation.

Den totale virkningsgrad ligger mellem 4 % og 12 %, og effektoptaget er typisk mellem 200 W og 400 W.

Til sammenligning vil man kunne forvente en maksimal virkningsgrad på 16 % med en optimeret pumpe konstruktion ved det ønskede flow på 600 – 1000 l/h.

Hele den optagne effekt bliver afsat til pumpemediet, og da pumpen skal køre alle døgnets timer hele året rundt, har effektiviteten en stor betydning.

Pumpen er udført med keramiske lejer med meget stor slidstyrke. Alligevel viste lejerne tegn på slid ved inspektion efter få dages drift, og forsøgene blev derfor indstillet.

På baggrund af disse erfaringer blev det vurderet, at der ikke ville være en egnet centrifugalpumpe til rådighed inden projektets afslutning.

7.6.2 Tandhjulspumpe

Tandhjulspumper er egnede til lavt flow og stort differenstryk og anvendes ofte til medier med en høj viskositet, som til eksempel olie.

På DTU er der foretaget forsøg med at anvende en tandhjulspumpe til at pumpe CO₂ væske. Erfaringerne viser, at levetiden er meget kort, da tandhjulene bliver slidt i stykker på grund af den ringe smøreevne af CO₂ væsken.

Der har været taget kontakt til en producent, der havde modificeret en tandhjulspumpe til at pumpe HFC kølemiddelvæske. Producenten mente, det måske var muligt at optimere pumpen til CO₂.

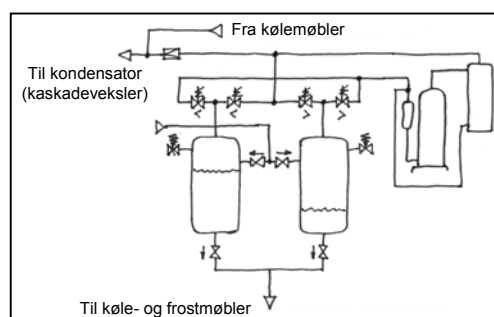
Men da det viste sig, at standardpumpen var meget dyr og den modificerede pumpe endnu dyrere, blev det opgivet.

7.7 Alternativer

7.7.1 Pumpning med gastryk

Ved at sætte væskespejlet under tryk i en reciever, kan væsken pumpes ud i anlægget. Ved at anvende to recievere, der skiftevis påtrykkes under- og overtryk ved hjælp af magnetventiler, fås et nogenlunde kontinuert flow af væske. Gastrykket kan leveres af en kølekompressor.

Ved testkørsel af rotationsstempelkompressoren fandt vi, at det nødvendige gastryk kan leveres med et effektforbrug på ca. det samme som SQE pumpen. Med en optimal kompressorstørrelse kunne forbruget reduceres til ca. 60 % heraf.



Det var denne løsning der blev udstillet på De Danske Køledage 2003.

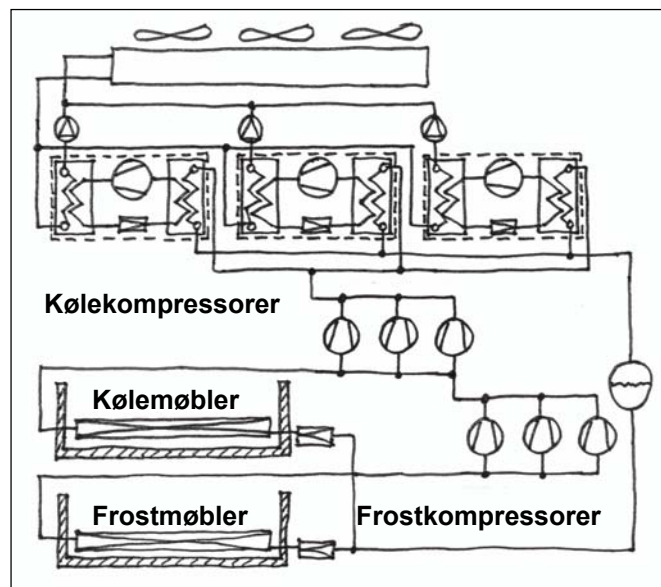
Som det ses af Figur 7.7.1 er opbygningen ret kompliceret og derfor også for dyr til en egentlig produktion.

Figur 7.7.1 Pumpning med gastryk

7.7.2 Direkte ekspansion på kølestederne

På Figur 7.7.2 ses en principskitse med et ekstra sæt kompressorer (boostertrin) indskudt i kølekredsen mellem frostkompresorerne og kaskadeveksleren. På denne måde opnås direkte ekspansion i kølestederne uden pumpecirkulation.

På grund af det høje tryk på sugesiden bliver kølekompressorerne ikke ret store, men hvis der skal kunne opnås en fornuftig regulering af køleydelsen bliver antallet af CO₂ kompressorer øget til 6, 3 til frost og 3 til køl.



Figur 7.7.2

ket modregner en del af merforbruget og merprisen af kølekompressorerne.

Kaskadevekslerens tryk er dog begrænset til ca. 40 bar af komponenterne på CO₂ siden.

7.8 Fordampere til CO₂

Fordampere, der er beregnet til direkte ekspansion af R404A, kan i princippet også anvendes til CO₂. Men på grund af de højere tryk og den lavere viskositet, er det en fordel dels at anvende rør med tykkere gods og dels at anvende færre parallelle løb.

Ved R404A ligger trykket normalt under drift mellem 0 til 5 bar, hvor det maksimale tryk for fordampere er 28 til 30 bar. For CO₂ ligger trykket på frostanlægget på ca. 13 bar, og på køleanlægget på ca. 27 bar. Det maksimale designtryk er åbningstrykket for sikkerhedsventilen, normalt 35 eller 40 bar.

Den almindeligt anvendte godstykkelser for kobberør i fordampere er 0,3 til 0,35 mm på rørdiametre fra 10 mm til 15 mm. Godstykkelser på rør til CO₂ fordampere bør være 0,5 mm, hvorved designtrykket kommer op på minimum 40 bar.

Mindre fordampere kan nøjes med et kredsløb (et langt rør), og de største fordampere i møbler og rum skal have 2 kredse. Dette er ca. det halve antal kredse af det der anvendes til R404A.

Selve reguleringen bliver også mere kompliceret, når eksempelvis en frostkompresor starter, skal kapaciteten øges på de 2 højere trin.

Kaskadeveksleren kan udlægges til et højere tryk og dermed et højere sugetryk for toppen af kaskadeanlægget.

Hermed forbedres virkningsgraden, og det nødvendige slagvolumen formindskes, hvilket

Det er en fordel (bedre varmeovergangstal), hvis selve rørdiameteren er mindre. I praksis er det mest økonomisk at anvende de rørdiameter, der anvendes på standard fordampere.

Dette skyldes især, at producenten da kan anvende de samme aluminiums finner og endeplader som på standard fordampere. Disse er forberedt til rør og afrinningsvarmelegemer og dermed kan de samme værktøjer anvendes til montagen.

Da CO₂ fordampere stadig laves i meget små serier (ofte enkelt styks) kan anvendelsen af mindre rør ikke opveje den højere fremstillingspris. Ydelsen for CO₂ fordampere er under alle omstændigheder højere end for standard fordampere. Merydelsen udgør mellem 10 og 40 % afhængig af model.

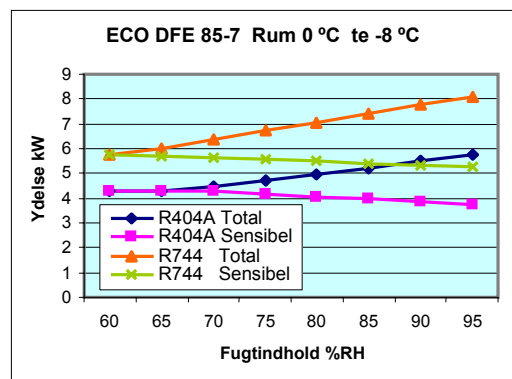
Det er imidlertid vigtigt at den højere ydelse ikke anvendes til at reducere fordampernes areal, da anlæggets samlede effektivitet vil falde, som det vises i det følgende.

På grund af de bedre varmeovergangstal vil overfladetemperaturen på finnerne være lavere for en given fordampningstemperatur.

Dette betyder at der vil sætte sig mere rim på finnerne og dermed, at en højere del af kompressorens ydelse vil gå til at binde rim og ikke til at holde temperaturen nede i møblet eller rummet.

Et tyndt lag rim kan forøge effektiviteten på grund af den større overflade på - og turbulensen over - iskrystallerne. Dog medfører en stor temperaturforskel mellem luften og finnerne, at rimlaget alt for hurtigt bliver for tykt.

Derved bliver varmeovergangstallet væsentligt forringet og medvirker til en lav effektivitet, der tilmed bliver forværret som følge af behovet for længere eller hyppigere afrinninger med elvarmestavene.



I figur 7.8.1 og 7.8.2 ses sammenhængen udtrykt for to forskellige fordampere mellem tilgangsluftens fugtighed og den sensible og totale ydelse.

Kurverne er baseret på et beregningsprogram fra en leverandør og tager ikke hensyn til effekten af tilrimning. Dette påvirker dog ikke de basale forhold.

Figur 7.8.1

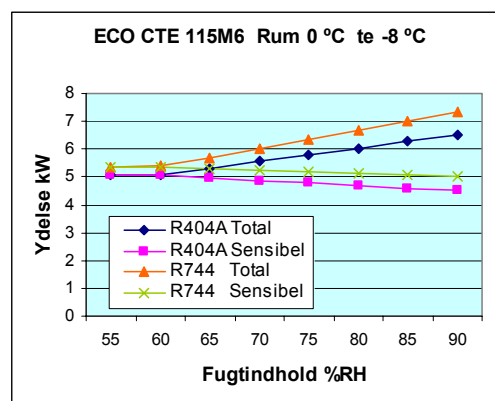
De viste eksempler er for loftsmonterede rumkølere, men principperne gælder også for fordampere monteret i køle- og frostmøbler.

Den væsentligste forskel mellem de to fordampere er for ydelserne med R404A, hvor DFE modellen er forsynet med glatte rør, og CTE modellen er forsynet med indvendigt rillede rør.

Ydelserne for R744 (CO₂) er i begge tilfælde med glatte rør.

Forskellen mellem den totale og den sensible ydelse er den del af køleeffekten, der går til at binde rim på fordamperoverfladen. Som det ses stiger denne del af ydelsen i begge tilfælde afhængigt af luftfugtigheden (for CTE'eren er ydelsen med R404A allerede steget i kraft af de rillede rør).

Kun i de tilfælde, hvor der er behov for at sænke luftfugtigheden, bliver denne ydelse nyttiggjort. Det vil næsten aldrig være tilfældet for supermarkedskøleanlæg.



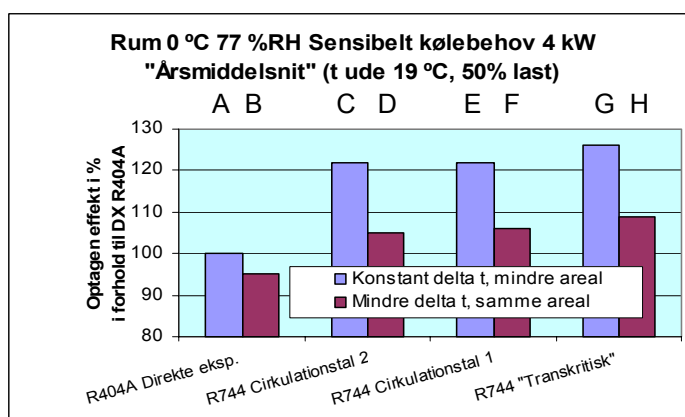
Figur 7.8.2

Forholdet mellem den totale og den sensible ydelse kaldes også SHR (Sensible Heat Ratio) og er et udtryk for fordampers effektivitet.

Jo større værdi af SHR, desto mindre arbejde skal kompressoren præstere.

Det er også dette forhold, der medvirker til bedre præstationer for anlæg med indirekte køling, end man umiddelbart ville forvente. Til eksempel vand og glykol blandinger har så dårlige varmeovergangstal, at det er nødvendigt med meget store arealer på varmevekslerne for at have tilstrækkelig ydelse, uden at fremløbstemperaturen bliver alt for lav. Dette medfører en høj SHR og er i sig selv med til at øge effektiviteten.

I figur 7.8.3 illustreres betydningen af ovennævnte forskel for forskellige typer af anlæg, sammenlignet med et standardanlæg med direkte ekspansion af R404A.



Figur 7.8.3

varierende luftfugtighed i omgivelserne, reguleringsstrategi, samt hensyn til hårdest belastede kølested (der bestemmer den højst mulige fordampningstemperatur).

Søjle A angiver effektoptaget ved 8 °C delta t ved et givent sensibelt kølebehov. Søjle B viser energiforbruget for en fordamper med samme areal,

Det ses tydeligt, hvor stor betydning disse forhold har for anlæggets samlede effektivitet. Det må dog forventes, at tallene vil blive maskeret eller forstærket af påvirkninger som start og stop af kompressorer,

varierende luftfugtighed i omgivelserne, reguleringsstrategi, samt hensyn til hårdest belastede kølested (der bestemmer den højst mulige fordampningstemperatur).

men med indvendigt rillede rør og det mindste delta t, der kan opfylde det sensible kølebehov.

De efterfølgende søjlepar viser forskellen mellem fast delta t på 8 °C og mindst muligt areal (C, E og G) og samme areal som for søjle A og mindst muligt delta t (D, F og H).

Cirkulationstallet er et udtryk for, hvor meget kølemiddel der tilføres fordampere i forhold til den mængde, der fordamper. Anlæg med betegnelsen direkte ekspansion har altid cirkulationstallet 1.

Anlæg med pumpecirkulation har større cirkulationstal. Et cirkulationstal på 2 betyder, at halvdelen af den tilførte væske fordamper. Som det ses af diagrammet har cirkulationstallet ikke stor betydning for fordamperepræstationer.

En af fordelene med pumpecirkulation er, at hele overfladen har næsten samme temperatur, da fordampere ikke skal levere et overhedningssignal til en ekspansionsventil.

Det betyder, at tilrimningen af fordampere vil foregå jævnt på hele overfladen, hvilket igen sikrer bedre varmeovergangstal og modvirker opblokning med rim.

I beregningsforudsætningerne er det forsøgt at afspejle en situation med dellast, som er langt mere hyppig end den dimensionerende tilstand ved sommerdrift.

Beregningsforudsætningerne er:

- Isentropisk kompressorvirkningsgrad 0,65³.
- Udetemperatur 19 °C.
- Belastning af maskinanlæg 50 %. Dette medfører lavere delta t for varmevekslerne på kondensator- og tørkølernesiden.
- Delta t for kaskadeveksler 5 °C. Hvis anlæggets konstruktion og driftsforhold medfører at belastningsgraden slår igennem her, kan delta t sættes til 3 °C. Dette medfører, at den optagne effekt for søjle D falder til 98 %.
- Da udetemperaturen er et pænt stykke under den transkritiske temperatur for R744, må det forventes, at anlægget, selvom det er bygget til transkritisk sommerdrift, vil køre i subkritisk drift. Det vil sige, at gaskøleren vil fungere som kondensator. Dette vil give det laveste energiforbrug. Det betyder også, at energiforbruget ved sommerdrift vil være væsentligt højere end for de øvrige anlægstyper.

På grund af ovennævnte forhold er det vigtigt, at fordampere arealer ikke bliver for små, og at de højere varmeovergangstal anvendes til at hæve fordampningstemperaturen. Dette sikres nemmest hvis fordampere nominelle ydelse udlægges ved en delta t på 6 °C i stedet for som normalt 8 °C.

³ 0,65 er den virkningsgrad der forventes af VPC Anlæggets kompressorer baseret på laboratoriemålinger. Dette gælder både for R1270 og R744. Der kan forventes en lidt højere virkningsgrad for kompressorer beregnet til transkritisk drift.

8 Sammenligning af anlægstyper

Der er allerede blevet bygget forskellige typer anlæg til supermarkeder, og der vil i de nærmeste år blive bygget endnu flere. Der vil formentlig blive tale om en form for udskilningsløb, hvor de forskellige anlægstyper skal stå deres prøve med hensyn til pris, driftssikkerhed og energiforbrug.

For at give et overblik over de anlægstyper, der skønnes relevante, har vi udarbejdet Skema 8.1

Et traditionelt R404A parallelanlæg er brugt som reference. Pris indeholder maskinanlæg med fordelingssystem og kølemidler inklusive afgift. Drift er vurdering af energiforbruget. Der er ikke taget hensyn til eventuel varmegenvinding.

Skemaet er kun beregnet til at give overblik efter generelle retningslinier.

	Frost	Type	Køl	Type	Kaskade	Kondensator	Drift	Pris
1	R404A	dx	R404A	dx	Nej	luftkølet	0	0
2	CO ₂	kaskade	R134a	dx	Nej	luftkølet	-	-
3	CO ₂	kaskade	CO ₂	pumpe	R404A	vandkølet	-	+
4	CO ₂	transkritisk	CO ₂	transkritisk	Nej	vandkølet	+	+
5	CO ₂	kaskade	CO ₂	pumpe	R1270	vandkølet	-	+
6	CO ₂	booster	CO ₂	kaskade	R134a	luftkølet	-	-
7	CO ₂	booster	CO ₂	kaskade	R1270	vandkølet	-	+

Skema 8.1

Det er ikke muligt at give mere præcise tal for driftsøkonomi og installationsomkostninger. Tallene er alt for afhængige af faktorer som komponentvalg, driftsforhold, forholdet mellem frost- og kølebehov, samt anlæggets størrelse.

Hvis det kan lykkes at udvikle en egnet prisbillig CO₂ pumpe, vil prisen falde på anlæg 3 og 5. Energiforbruget forventes herved også at formindskes.

Det skal forventes, at prisen på anlæg 4 vil falde ligesom effektiviteten vil blive bedre, blandt andet ved anvendelsen af en luftkølet gaskøler.

Anlæg 1 til 4 er i drift i supermarkeder i Danmark, anlæg 4 dog kun et enkelt sted.

Anlæg 5 er typen for nærværende projekt, anlæg 6 og 7 kan realiseres i dag. Ingen af disse anlæg er i dag i drift.

8.1 Prisen på et VPC Anlæg

Det er ikke muligt at producere et anlæg med langt flere komponenter og ny teknologi til samme pris som et standardanlæg.

8.1.1 Forhold som har betydning for vurderingen af merprisen:

- Anlægget er miljørigtigt (kan anvendes i markedsføringsammenhæng).
- Anlægget er fremtidssikret med hensyn til udfasning af HFC.
- Der er en potentiel mulighed for energibesparelse.
- Der er en potentiel mulighed for lavere serviceomkostninger.

8.1.2 Forhold der er med til at holde merprisen nede:

- Konstruktionen er optimeret til serieproduktion.
- Kølemidlerne er ikke afgiftsbelagt.
- De mindre rør for CO₂ er billigere og giver billigere installation og føringsveje.
- Der kræves ikke separat maskinrum.

Med udgangspunkt i installatørprisen på et traditionelt R404A pack⁴, inklusive kølemiddel med afgift, vil prisen på et VPC anlæg være ca. 50 % højere.

Heri er medregnet merpris for køle- og frostrumsfordampere, gas- og CO₂-alarmeringsanlæg og maskinrumsventilation på komponent niveau.

Dette gælder ved produktion og levering af få anlæg.

Ved serieproduktion og medregning af afgiftsbelagt tab af R404A-kølemiddel over 10 år⁵ vil prisen være den samme.

Der er her forudsat uændret energiforbrug og uændrede serviceomkostninger.

⁴ Pack: Maskinstativ komplet med kompressorer, oliereguleringsudstyr og andet tilbehør, færdigmonteret og isoleret.

⁵ Beregnet ved en lækagerate på 5 % per år.

9 Driftserfaringer

9.1 CO₂ Fordampere

Der er kun positive erfaringer med fordampere til CO₂. På pumpecirkulerede fordampere er tilrimningen jævner fordelt, og der er færre problemer med opblokkninger.

På frostfordamperne har der ikke været problemer med returnering af olie gennem sugeledningen, men det dog indtrykket at der i lavlast perioder vil ophobe sig olie i fordamperen. Dette svarer til forholdet med traditionelle fordampere med R404A.

Der er nogle enkelte forhold, man bør være opmærksom på.

Ved pumpecirkulation er det ikke muligt at bestemme cirkulationstallet på fordamperne. Det er selvfølgelig muligt at måle, om der optræder overhedning ved fordamperafgangen, hvis man har mistanke om lav ydelse på en fordamper.

Det kunne eksempelvis skyldes, at fordamperen er placeret væsentligt højere end de øvrige fordampere, eller længere væk, således at der ikke er tilstrækkeligt pumpetryk til stede.

Men det er ikke muligt at konstatere om cirkulationstallet er 1 eller 3.

På kølestederne kan der, i modsætning til på froststederne, anvendes almindelige magnetventiler til regulering af ydelsen.

Ved flere parallelt monterede fordampere anbefales det, at anvende direkte virkende magnetventiler frem for servostyrede magnetventiler. De servostyrede ventiler er afhængige af et vist differensstryk over ventilen for at kunne åbne.

Det kan medføre, ved 3 eller flere parallelt monterede fordampere, at for 2 af fordamperene åbner magnetventilen korrekt, men når den tredje ventil skal åbne, er der ikke tilstrækkeligt differensstryk til rådighed på grund af flowet gennem de to andre fordampere.

Det kan være ret vanskeligt at finde denne fejl, da det kan være alle 3 fordampere, der på skift udviser fejlen, afhængig af reguleringsrækkefølgen. Denne kan være bestemt af tilfældige variationer i behovet.

9.2 R1270 Kølemiddel fyldning

9.2.1 Fyldningsstørrelse

Af det samlede volumen på fordamper og kondensator er ca. en tredjedel fyldt med kølemiddelvæske. Mængden af kølemiddel er størst i kondensatoren, dels

på grund af større tæthed i gasfasen, og dels på grund af mængden af underkølet væske ved kondensatorafgangen. Mængden af kølemiddel i gasfasen i rør og andre komponenter er generelt meget mindre end i de væskefyldte dele.

I kompakte anlæg med pladevarmevekslere og korte rørtræk gælder derfor, som en god tilnærmelse, at kølemiddelfyldningen med R1270 i kg er en sjattedel af volumnet i fordampere og kondensator målt i liter, på grund af R1270's lave massefylde på ca. 0,48 kg/l.

9.2.2 Påfyldning af kølemiddel

Ved kompakte anlæg uden receiver kan følgende fremgangsmåde anvendes:

1. Påfyld lidt mindre kølemiddel end beregnet efter ovenstående fremgangsmåde (9.2.1).
2. Lad anlægget opnå (sommer) arbejdstemperatur. Fyld efter til skueglasset viser en jævn strøm af små bobler.
3. Mål underkølingen ved udgangen af kondensatoren. Fyld efter til underkølingen er ca. 2 °C. Større underkøling giver risiko for overfyldning.
4. Check overhedningen efter fordampere. Juster om nødvendigt.
5. Gentag procedure under punkt 3.

Underkølingen er mindst ved sommerdrift, og stiger lidt ved vinterdrift. Underkølingen skal måles med det korrekte flow over kondensatoren.

Hvis der måles ved lavere flow med lav tilgangstemperatur fra tørkøler for at opnå højere kondenseringstemperatur svarende til sommerdrift, bliver underkølingen for stor. Samtidig bliver fyldningen for stor, hvis der fyldes efter at kunne føde termoventilen i denne situation.

Hvis anlægget skal startes op ved lave udetemperaturer, sker det derfor nemmest med et manuelt bypass ved tørkøleren, så temperaturerne kan simuleres korrekt under opstart.

9.3 Olie og kulbrinter

Under projektet har vi været i kontakt med forskellige producenter af køleanlæg og især af varmepumper.

Der er flere af disse producenter, der uden kompressorproducenternes samtykke, har anvendt propan og i sjældnere tilfælde propylen i deres anlæg.

Der foreligger derfor en nogle uformelle erfaringer, som der redegøres for i det følgende.

9.3.1 Hermetisk varmepumpe med 300 g propan

Efter at have produceret adskillige hundrede af disse anlæg både med ester- og mineralolie, begyndte enkelte kunder at få problemer med ydelsen på deres anlæg.

Anlæggene blev returneret til producenten, der fandt ud af, at kondenseringstrykket lå langt over det normale.

Ved at skifte kølemiddelfyldningen forsvandt problemet. Først efter længere tids undersøgelser, der blandt andet omfattede opskæring af den hermetiske kompressor, kunne det konstateres, at problemet skyldtes, at kompressorens øverste krumtopleje viste tegn på meget høje temperaturer under drift.

Ved disse høje temperaturer krakkede noget af olien og/ eller kølemidlet til ikke-kondenserbare gasser. Lejets høje temperatur skyldtes, at hele væskefasen af kølemidlet lagde sig i olien i krumtaphuset under stilstand.

Ved opstart af kompressoren var opkogningen af olien så voldsom, at toplejet løb varmt, da det først efter længere tids drift fik olie. Problemerne viste sig først efter en lang tids brug med mange starter. Problemet opstod både med ester- og mineralolie.

Opkogningen af olien i startøjeblikket skyldes, at kølemiddelmængden var af samme størrelsesorden som oliemængden (vægt/vægt forhold). Problemet forsøges afhjulpet ved at montere et olievarmelegeme på kompressorerne.

9.3.2 Valg af kompressortype

En anden producent af større varmepumper har erfaringer med både scroll, hermetiske og semihermetiske kompressorer af flere forskellige fabrikater.

Producenten bruger nu udelukkende semihermetiske kompressorer til kulbrinte kølemidler på grund af denne kompressortypes større oliemængde i krumtaphuset.

Det skal bemærkes, at vi under vores testkørsler ikke har observeret problemer som følge af denne problematik, da olie/ kølemiddel forholdet vægt/ vægt på den anvendte kompressor er relativt højt ca. 4/ 1.

Selve vandringen af kølemiddel til kompressoren foregår meget hurtigt, når kompressoren stopper. Oliestanden under drift står cirka midt i skueglasset. Når kompressoren stopper, stiger oliestanden i løbet af få minutter til lidt over øverste kant af skueglasset.

Ved efterfølgende start bliver olien let mælkehvid og bobler kraftigere i det øverste niveau af olien, indtil oliestanden nærmer sig normalt driftsniveau.

Udover risikoen ved de tidligere beskrevne problemer, betyder det, at kompressoren ved opstart skal bruge længere tid på at koge kølemidlet ud af olien.

Det giver et tab af køleydelse ved hver opstart, da der går en vis tid, før maksimal køleydelse opnås. Ved en af testopstillingerne foretog vi målinger af dette med en masseflowmåler.

Ved varm kompressor går der i denne test 90 til 120 sekunder før optimal COP opnås efter et stop på blot 4 minutter.

Ved en belastning på 70 % (stop på 4 ud af 13 minutter i flere på hinanden følgende perioder) betyder det et merforbrug på 7 %.

Det skal dog bemærkes, at målingen i sig selv forværrer problemet på grund af den længere rørføring og det ekstra volumen i flowmåleren.

På en HFC kompressor vil der optræde et tilsvarende fænomen, men det forventes at være i mindre målestok.

Driftsperioderne har ikke været så lange, at de kan gøre det ud for simulering af en virkelig driftssituation. Dog har kompressoren kørt under meget ugunstige forhold med hyppige start/ stop, meget kold kompressor med dug eller rim på motor og krumtaphus. En efterfølgende olieanalyse har ikke vist tegn på unormalt slid.

10 Risikovurderinger

10.1 Pressostater

På de simpleste køleanlæg anvendes der ikke pressostater (under 150 gram brændbart kølemiddel). På større anlæg skal der som minimum monteres en højtrykspressostat.

I en analyse af følgerne af en fejltilstand gøres der i det følgende rede for konsekvenserne af ikke at montere pressostater.

I forbindelse med idriftsættelse og service af anlægget vil der meget nemt opstå situationer med utilstrækkelig cirkulation af kølemedie over kondensatoren, som følge af luft i tørkølersystemet, tilstopning af filtre, pumpefejl med mere. Det vil medføre drift med for højt kondenseringstryk, hvis der ikke er monteret en højtrykspressostat.

I yderste konsekvens vil den interne sikkerhedsventil i kompressoren åbne og aflaste trykket til sugesiden. Åbnetrykket vil ofte være højere end PS for de øvrige komponenter på højtrykssiden, uden der dog vil være nogen risiko for sprængning af anlægsdele.

Det største problem vil være, at man ikke kan være sikker på, at ventilen lukker helt tæt igen efter lukning. Den vil derfor sandsynligvis give anledning til et uidentificeret tab af effektivitet i resten af anlæggets levetid. Hvis kompressoren ikke har intern sikkerhedsventil, vil kompressoren først stoppe, når motoren trækker for megen strøm eller bliver for varm. Der vil da være risiko for skader på komponenter på højtrykssiden.

I tilfælde af en lille utæthed på kølekredsen, specielt på sugesiden, vil normal drift på anlægget kunne opretholdes i lang tid, men med et gradvist tab af køleydelse. En lille lækage over lang tid vil ikke kunne detekteres af en gasalarm og vil heller ikke udgøre en sikkerhedsrisiko, fordi gassen tyndes op og ventileres væk ved naturlig cirkulation.

På et givent tidspunkt vil trykket på sugesiden falde til under omgivelsernes tryk, i det mindste når kompressoren er i drift. Og det vil den være i stigende grad, eftersom at køleydelsen falder.

Resultatet er, at kompressoren fortsætter med at køre, og da kompressoren sidder i et modul, der er koblet parallelt med andre moduler, vil der ikke være andre indikatorer på fejl end den længere køretid for alle modulerne.

Effektiviteten af anlægget vil derfor falde over en meget lang periode.

I de fleste større kompressorer sidder der i forbindelse med kompressormotoren en føler eller klixon, der afbryder motoren, når den bliver for varm. Men denne sikring er ikke tilstrækkelig til at sikre stop af kompressoren ved lavt sugetryk.

Selvom at mængden af sugegas er faldende og ikke er optimal for at køle kompressormotoren på en sugegaskølet kompressor, er der ingen vished for at motoren bliver så varm, at den kobler ud, da den optagne effekt ved det lave sugetryk også er meget lav.

Med tiden vil der blive suget luft ind i kølesystemet gennem lækagen på sugesiden, hvilket i første omgang vil betyde et højere kondenseringstryk. Hvis der ikke er monteret højtrykspressostat på anlægget, vil kompressoren fortsætte med at køre, og først når den optagne effekt bliver tilstrækkeligt høj, vil motorbeskyttelsen stoppe kompressoren enten på temperatur eller på overstrøm.

Det er tvivlsomt, om der kan suges så megen luft ind i anlægget under denne fejltilstand, at der vil kunne dannes en eksplosiv blanding af gas og luft i anlægget. Volumenprocenten af luft skal da være mellem ca. 90 % og 97,5 % i anlægget. Udenfor disse grænser kan blandingen ikke antændes.

Indflydelsen af olie i køleanlægget kan muligvis forrykke ovennævnte forhold til begge sider. Sandsynligheden for, at kompressoren er stoppet inden denne koncentration er nået, er dog meget stor. Under alle omstændigheder vil alle parter være interesseret i at minimere chancen for, at denne situation kan opstå, specielt med henblik på at minimere risikoen i forbindelse med service.

Af disse årsager skal der monteres både højtryks- og lavtrykspressostat for at sikre anlægsejeren mod udgifter til forhøjet energiforbrug og for at sikre et generelt højt driftssikkerhedsniveau.

10.2 Atex direktivet og elsikkerhed

10.2.1 Generelt

Anlæg med (semi)hermetiske kompressorer og små mængder brændbare kølemidler er i grænseområdet med hensyn til zone klassificering i henhold til Atex.

IEC 60079-10:2002, der er den del af Atex direktivet, der omhandler zone klassificering, specificerer under punkt 1.1 undtagelser for gyldighedsområde:

"d) catastrophic failures which are beyond the concept of abnormality dealt with in this standard (see note 3)".

Note 3: "Catastrophic failure in this context is applied, for example, to the rupture of a process vessel or pipeline and events that are not predictable."

Det vil sige, at standarden ikke gælder katastrofale hændelser som, eksempelvis sprængning af beholdere eller rørledninger og hændelser, der ikke er forudsigelige.

Disse hændelser vil være meget sjældne, når køleanlægget er opbygget i henhold til EN378 og væsentlige sikkerhedskrav i henhold til PED.

I tilfælde, hvor fyldningen af brændbart kølemiddel er under 1 kg, som for VPC modulernes vedkommende, er der tale om små fyldninger.

I afsnit "4.2 Sources of release", står der følgende: "If the total quantity of flammable material is "small", for example, laboratory use, whilst a potential hazard may exist, it may not be appropriate to use this area classification procedure. In such cases, account shall be taken of the particular risks involved."

Oversættelse: "Hvis den samlede mængde af brændbart kølemiddel er "lille", for eksempel til laboratoriebrug, er det måske ikke hensigtsmæssigt at bruge denne procedure til område klassificering. I sådanne tilfælde skal der tages hensyn til de aktuelle risici involveret."

Anlæg med åbne kompressorer er derimod entydigt omfattet af Atex direktivet. Disse kompressorer er kendetegnet ved at have en fri akselende med pakdåse.

En sådan pakdåse vil blive slidt ved almindelig drift og vil derfor være en forudsigelig potentiel kilde til udslip.

Da konsekvenserne af en eksplosion som følge et udslip er store er meget vigtigt at lave en risikoanalyse. Her er der hjælp at hente i Atex direktiverne.

10.2.2 Risikoanalyse (IEC 60079-10:2002, DS/EN 50021)

I lighed med tidligere projekter med brændbare kølemidler, klassificeres kabinettet til zone 2, aftrækskanalen til zone 1.

Opstillingslokalet, hvor også anlæggets styretavle er anbragt, er uklassificeret, under forudsætning af, at det er stort nok til sikre, at et eventuelt udslip bliver fortyndet, så koncentrationen ikke når den nedre eksplosionsgrænse.

Alternativt, kan der for at sikre dette, etableres permanent udsugning, overvåget af trykvagt eller udsugningen kan startes af en gasalarm, før der nås 20 % af nedre eksplosionsgrænse. Da propylen (og propan) er tungere end luft, skal man være opmærksom på at udsivende gas ikke må kunne samle sig, for eksempel i fordybninger, hvor der er potentielle antændelseskilder.

I tilfælde af utætheder kan der i kabinettet optræde koncentrationer, der er højere end laveste eksplosionsgrænse. Derfor skal potentielle antændelseskilder heri identificeres og elimineres.

Propylen (og propan) er en gas i gruppe IIA med en selvantændelsestemperatur på 455 °C (470 °C). Overfladetemperaturerne på anlægskomponenterne skal være mindst 150 °C lavere, det vil sige ca. 300 °C.

Da ingen af de varmeste komponenter, hverken kompressorblok, trykgasrør eller eventuelt olievarmelegeme når op på mere end 150 °C, selv under ekstreme forhold, er overfladetemperaturen ikke en potentiel antændelseskilde.

Dette gælder også, hvis kompressoren styres af en frekvensomformer, da motoren ikke bliver mærkbart varmere. Da kompressormotoren er (semi)hermetisk afskærmet fra omgivelserne, elimineres de almindelige elmotorers antændelseskilder, såsom hotspots i viklingerne, påløb mellem rotor og stator som følge af lejeslid, med mere.

Ved tilslutning til kompressormotorens terminaler skal følgende overholdes for de afisolerede kabler og monteringskruer: Minimum krybeafstand 5mm (afstand mellem uisolerede dele målt langs overflade på isolator), minimum luftgab 4 mm (den direkte afstand i luftlinie) gældende for 3 x 400 V AC rms +/- 10 % (DS/EN 50021 afsnit 8).

Dette overholdes normalt af standard tilslutningerne, men skal eftervises.

Kompressorens klemkasse indeholder ofte, udover klemmerne for tilslutning af kraft, et beskyttelsesrelæ (ofte kaldet Kriwan-relæ), der er forbundet til viklingsfølere i kompressormotoren. Kontaktsættet heri skal forbindes i serie med kompressorens styrespænding.

Da kontaktsættet er beregnet til at bryde 230 V styrespænding, udgør det en uacceptabel tændkilde. Den simpleste løsning er at forlænge kablet til følerne i motoren og anbringe beskyttelsesrelæet i anlæggets styretavle.

Følerne består af halvleder elementer, der er forbundet i serie. Følerne har en meget uliniær karakteristik. Ved en bestemt temperatur stiger modstanden fra få hundrede ohm til kohm (når motoren bliver for varm). Når dette sker, stopper relæet kompressoren.

Spændingen fra relæet til at aftaste denne modstandsændring er lav, under 5 VDC.

Ved at lade denne spænding aftaste højtrykspressostaten, lavtrykspressostaten og eventuelt en trykgastermostat ved at forbinde disse i serie med halvlederfølerne, opnås på en simpel måde at sikre sig imod potentielle antændelseskilder.

Det skal eftervises at strømkredsen holder sig indenfor de anførte værdier (DS/EN 50021 Annex A).

Hermed overholdes kravene til beskyttelses type n for zone 2 områder, energi begrænsede kredsløb.

11 Referencer

- /1/ "Demonstration af naturlige kølemidler i supermarkeder"
ENS, J.nr. 731327/99-0199
- /2/ "CoolPack- Køletekniske beregningsprogrammer"
www.et.dtu.dk/CoolPack
- /3/ "Charge distribution in a 5 kW heat pump using propane as working fluid"
W. Primal D. Fernando et al. KTH Stockholm, Sweden.
Proceedings.16. Nordiske Kølemøde og 9. Nordiske Varmepumpedage
29.- 31. august 2001.