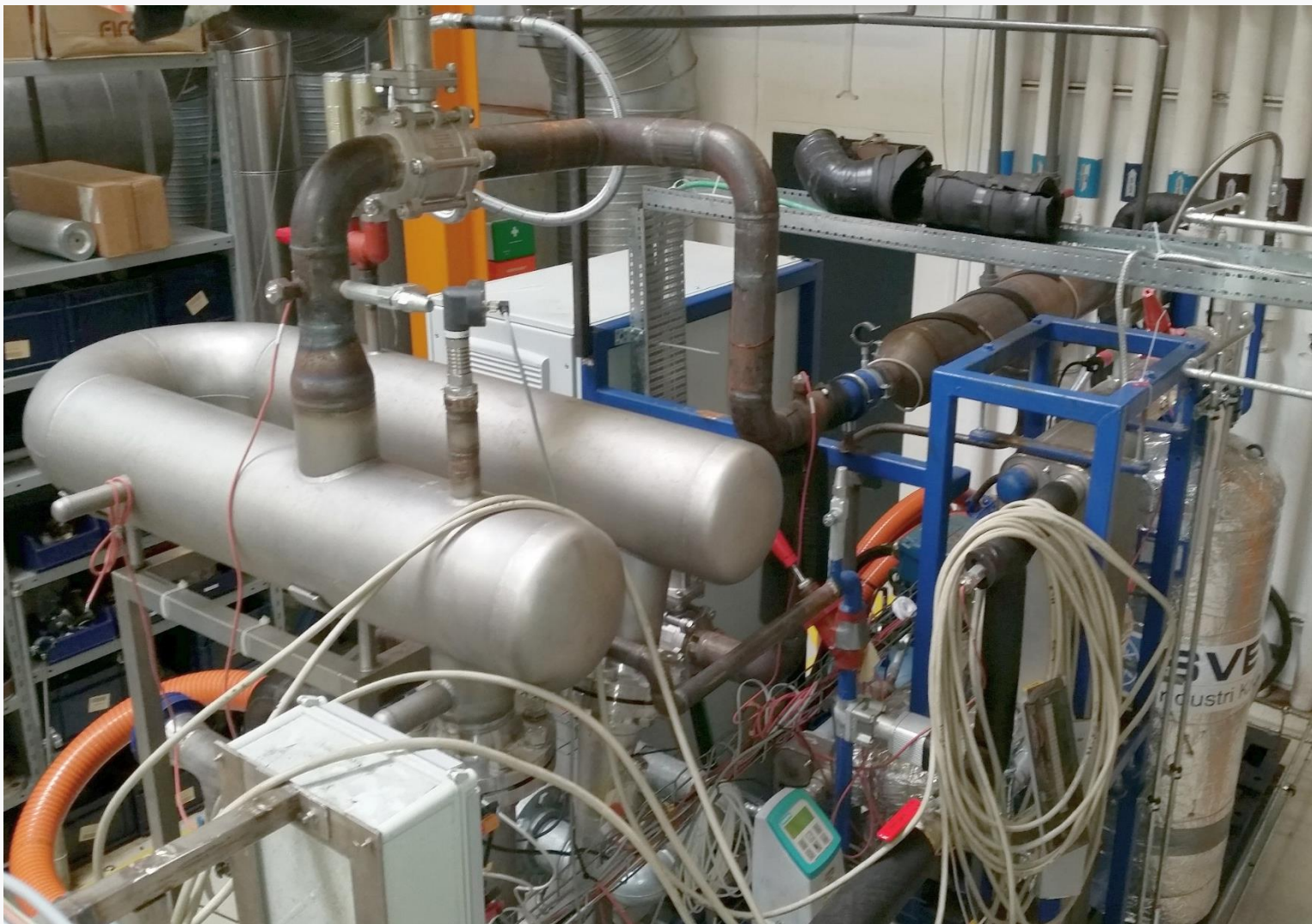
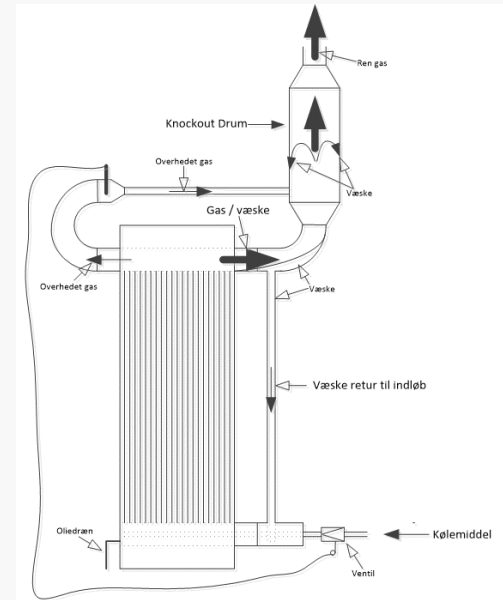




TEKNOLOGISK
INSTITUT

Udvikling af et energieffektivt hybridfordampersystem

- Slutrapport for ELFORSK-projekt:
349-048



Titel:

Udvikling af et energieffektivt hybridfordampersystem

Projektnummer: 349-048.

Projektkonsortium:

Alfa Laval
Svedan Industri Køleanlæg A-S.
Teknologisk Institut (projektleder)

Udarbejdet af:

Teknologisk Institut
Køle- og Varmepumpeteknik
Gregersensvej 2
2630 Taastrup

Oktober 2018

Forfattere:

Teknologisk Institut:

Claus Madsen (projektleder)
Lars Olsen (projektleder)
Jóhannes Kristófersson

Forsidebilleder:

Øverst: Hybridfordamper – princip.
Nederst: Testopstilling.

Indholdsfortegnelse

Forord	4
Projektdetaljer	4
Kort beskrivelse af formål og resultater	5
1. Introduktion	6
2. Test af hybridfordampersystem	13
3. Konklusion.....	19
4. Reference	20

Forord

Denne rapport er slutrapport for projektet 'Udvikling af et energieffektivt hybridfordampersystem' (Engelsk titel: Development of an energy efficient hybrid evaporator system). Målet for projektet er at udvikle et nyt energieffektivt hybridfordampersystem, der er en optimeret kombination af et oversvømmet system (flooded) og et system med direkte ekspansion (DX), som muliggør, at fordelene ved de to systemer kan forenes, samtidig med at ulemperne ved de to systemer stort set undgås.

Projektet tager udgangspunkt i anvendelse til industrien, hvor der er behov for høje temperaturer, men konceptet vil kunne videreudvikles i andre sammenhænge.

Forskningsprojektet er støttet af ELFORSK under Dansk Energi. Projektnummeret er 349-048.

Projektet er udført i samarbejde mellem følgende virksomheder: Alfa Laval, Svedan Industri Køleanlæg og Teknologisk Institut.

Følgende personer har deltaget i projektet:

Rolf Christensen, Alfa Laval

Søren Gram, Svedan Industri Køleanlæg A-S

Francisco Sangüesa, Svedan Industri Køleanlæg A-S

Claus Madsen, Teknologisk Institut

Lars Olsen, Teknologisk Institut

Jóhannes Kristófersson, Teknologisk Institut.

Projektteamet vil også gerne benytte lejligheden til at takke Jørn Borup og Ditte Mikkelsen, ELFORSK, for værdifuld inspiration.

Projektdetaljer

Projekttitle	Udvikling af et energieffektivt hybridfordampersystem
Projektnummer	ELFORSK-projektnummer: 349-048.
Indsatsområde	Industrielle køle-, fryse- og VP-anlæg
Projektleder	Teknologisk Institut, Gregersensvej 2, 2630 Taastrup
Projektpartnere	Alfa Laval Svedan Industri Køleanlæg A-S
CVR (central business register)	56976116

Kort beskrivelse af formål og resultater

Dansk udgave

I projektet er der set på et nyt fordampersystem med fokus på ammoniak, som kombinerer et oversvømmet system (flooded) med et system med direkte ekspansion (DX). Det vil være muligt at forene de gode egenskaber fra begge systemer, samtidig med at ulemperne ved de to systemer stort set bliver undgået.

Der arbejdes med at finde en udformning, som optimerer sammenhængen mellem flow og fordampning af kølemidlet, mængden af kølemiddel samt trykforholdene.

Ved at kombinere de to anlægstyper og sætte ind med optimering på de nævnte punkter har der været forventninger til, at der kan opnås en forbedring af energieffektiviteten i forhold til dagens praksis på op til 30 % afhængigt af driftsforholdene. Derudover forventes det, at konceptet kan reducere prisen for selve entreprisen på industrielle anlæg betydeligt. På grund af den reducerede overhedning og den dermed gode effektivitet samt den reducerede fyldning (Low Charge system) kan det forventes, at konceptet også bliver efterspurgt på markedet for kommercielle anlæg.

English version

The project has devised a new evaporator system focused on ammonia, which combines a flooded with a direct expansion (DX) system. The excellent properties of both systems are combined, and at the same time the disadvantages of the two systems are virtually avoided.

Work is undertaken to optimize the relationship between the flow and evaporation of the refrigerant, the amount of refrigerant and the pressure conditions.

By combining the two types of plant systems, and together with optimization, it is expected to achieve an improvement in energy efficiency compared to today's practice of up to 30 % dependent on the operating conditions. In addition, it is expected that the concept can reduce the cost of industrial refrigeration plants considerably.

Because of the reduced overheating and thus good efficiency as well as the Low Charge system, it is expected that the concept also will be suitable for the market on commercial plants.

1. Introduktion

Generelt

Køleanlægs og varmepumpers "hjerne" er kompressoren. Den suger kølemiddel fra anlæggets lavtryksside, og hvis trykket er lavere end nødvendigt, så straffes man med et forøget elforbrug. Netop derfor er det vigtigt, at sugetrykket er optimeret mest muligt, under hensyntagen til at ekstraudgifterne derved ikke ødelægger den samlede økonomi.

I det følgende gives en udførlig beskrivelse af det foreslåede koncept:

En inspirationskilde, til hvordan det er muligt at optimere sugetrykket yderligere, er kommet fra observationer på en testopstilling i Køle- og Varmepumpelaboratoriet på Teknologisk Institut i Aarhus.

Testopstillingen er en 400 kW ammoniakchiller, hvis lavtryksside er opbygget på en innovativ måde, så der kan køres enten med direkte ekspansion (DX) eller oversvømmet drift. Som det fremgår af følgende billede, er fordamperen monteret med to udløb, hvoraf det venstre er udstyret med skueglas.



Figur 1. Ammoniakchiller. Fordamper er monteret med to udløb.

Det højre (bageste) udløb er aktivt ved oversvømmet drift og leder blandingen igennem separatoren, og det andet forreste er aktivt ved DX-drift, hvor den overhede gas ledes direkte retur til kompressoren.

Med dette setup har det været muligt under kontrollerede forhold at have begge udløb aktive under oversvømmet drift. I forbindelse med en indregulering af lavtrykssiden, hvor veksleren var sat til at køre i modstrøm og oversvømmet, var venstre udløb kun blevet delvist lukket, således at en lille gasstrøm har kunnet passere. I denne driftstilstand blev det konstateret, at den lille gasstrøm var overhede, og ved at ændre på cirkulationstallet (dvs. andel af kølemiddel, der passerer i væskeform i forhold til andel, som passerer i dampform) blev overhedningsgraden ændret tilsvarende.

Dette har inspireret til ideen om at kunne udnytte disse effekter til at opnå et meget kompakt og effektivt fordampersystem. I projektet er der udviklet et nyt fordampersystem, der kombinerer et oversvømmet system (flooded) med et system med direkte ekspansion (DX), som forener de gode egenskaber fra begge systemer, samtidig med at ulemperne ved de to systemer reduceres betydeligt.

I det følgende diskuteres følgende problemstillinger:

- Generelt om forholdene vedrørende fordampersystemer med fokus på udformning, fordele og ulemper.
- Varmevekslere med integreret separatorvolumen
- Hybridfordampersystem (Konceptet, som er udviklet i projektet)
- Diskussion vedrørende varmeovergangstal på kølemiddelsiden.

Principper for fordampersystemer med fokus på udformning, fordele og ulemper

Fordampere udformes i princippet på følgende to måder:

- System I (DX): Denne type fordamper er forbundet med en elektronisk eller termostatisk ekspansionsventil, hvis funktion er regulering af kølemiddelmængden, således at den ønskede overhedning efter fordamperen holdes så lav og konstant som muligt. Denne løsning kræver en relativt stor fordamper, da der er behov for et relativt stort varmevekslerareal for at generere overhede gas.

- System II (flooded): Denne type fordamper er forbundet til en separator, der typisk går under betegnelsen oversvømmet system. Fordamperen er her designet til at køre med våd afgang, hvorfor det nødvendige varmevekslerareal med den samme størrelse overført effekt er langt mindre. Separatorens funktion er at separere gassen fra væsken. Gassen suges bort via kompressoren, og væsken ledes retur til fordamperens indløb.

Herunder på Figur 2 ses et eksempel på system II.



Figur 2. Oversvømmet fordamper med separator (placeret øverst). Faldrøret er placeret mellem underside af separator og fordamper. Returrøret er placeret mellem top af separator og fordamper.

System II kan resultere i, at der opnås et lavere sugetryk end nødvendigt. Ved et for lille "ladetryk" ved indløbet til fordamperen er der risiko for, at fordamperen begynder at generere overhødet gas på afgang, da der tilføres for lidt kølemiddel, og resultatet kan være et fald i sugetryk. "Ladetryk" er her lig med det statiske tryk genereret af ammoniakvæskesøjlen i faldrøret, som binder separatoren og fordamperen sammen. I balance er ladetryk lig med det totale tryktab over fordamperen plus returrøret.

Trykfaldet i returrøret hidrører fra to bidrag – ét friktionstrykfald samt ét statisk trykfald. Friktionstrykfaldet øges både ved øget hastighed og densitet af kølemidlet, hvor det statiske alene øges ved en stigende densitet.

Hvis fx dimensionen på returrøret ikke er afstemt korrekt, vil ammoniakens densitet i returrøret øges betydeligt, og der kan opstives væske i varmevekslerens udløbsmanifold samt i returrøret med et lavere sugetryk til følge.

Men er der mulighed for at justere på højden af væskespejlet i faldrøret/separatoren, så kan mængden af ammoniak, der tilføres fordamperen, reguleres, og derved kan cirkulationen optimeres. Denne mulighed er der i system II, hvor køleanlægget/varmepumpen er udstyret med en højtryksreceiver, som bl.a. har til formål at virke som buffertank.

Nogle systemer har altid et væskniveau liggende oppe i separatoren, mens andre tillader, at niveauet dykker ned i selve faldrøret i afhængighed af belastningen for derved at opnå en gevinst i form af et højere sugetryk.

Cirkulationstallet angiver, hvor meget væske der løber ind i veksleren i forhold til, hvor meget der fordampes. For at opnå det bedst mulige cirkulationstal kan væskens niveau fx gradueres i forhold til kompressorens kapacitet og dermed også fordamperens ydeevne. Ved en stor kapacitet skal der være et højt væskenniveau, mens der ved en lav kapacitet bør være et lavt væskenniveau. Problemstillingen, med at væske ikke kommer med retur, findes dog fortsat ved en lav kapacitet, da hastigheden nu er lille.

Systembyggerens udfordring er derfor at bestemme, hvilken rørdimension der skal benyttes. Designes der efter fuldlast, vil han blive straffet på grund af opstuvning af væske i returrør under dellast. Når systemet kører i dellast, og der designes efter dellast, vil han komme til at betale i form af et betydeligt større trykfald, end hvis der var designet til fuldlast. Så uanset hvordan systemet designes, er der en pris, som skal betales, og det er derfor nødvendigt at prøve at finde det bedste kompromis. I hver enkelt situation må det vurderes, hvad der er optimalt bl.a. ud fra anlæggets driftsforhold – fx mht. fordelingen mellem dellast og fuldlast.

Nogle systemer anvender i stedet to parallelle rør på afgang fra fordamperen med hver sin dimension – afstemt efter henholdsvis fuldlast, hvor passage af ammoniak sker igennem begge rør, og dellast, hvor det ene bliver afspærret af væsken, der står i røret. Men dette princip medfører et behov for en hel del ekstra kølemiddel i systemet, samt at anlægget endvidere er mere kompliceret og tidskrævende at bygge og dermed relativt dyrt.

I nogle tilfælde udformes system II til at kunne køre med afstemt fyldning. I sådanne systemer akkumuleres alt overskydende kølemiddel ved dellast i fordamperen og/eller i separatoren, hvorved reguleringsmuligheden af væskenniveauet bortfalder. Dette har den konsekvens, at systemet ikke kører optimalt under dellast, men derimod opnås en mindre fyldning i systemet.

I forbindelse med systemer af type I med ammoniak er overhedningen typisk mellem 10 og 15 K, før stabil drift kan etableres på grund af den store latente varme. Der er flere ulemper ved den store overhedning. Nogle er mere alvorlige end andre. Den første er, at kompressorens ydelse falder ved en stigende overhedning, og den anden er risikoen for under visse forhold at få en for høj trykrørstemperatur. Men værre er det, hvis temperaturændringen af væsken på brinesiden er noget mindre end svarende til overhedningen på kølemidlet. Dette vil kunne medføre en væsentligt lavere effektfaktor for anlægget end ønsket, når der sammenlignes med, hvad et system af type II vil kunne levere. Af fordele ved system I kan nævnes, at opbygningen er simpel, omkostningerne er lave, og kølemiddelfyldningen er lille sammenholdt med system II ved samme kapacitet.

Der bliver flere steder arbejdet på at minimere beholdervolumenet og at få separatoren placeret så tæt på fordamperens afgang som muligt. Målet med dette er at få opbygget et kompakt system med en reduceret kølemiddelmængde og med et lille tryktab i returrøret.

Et eksempel herpå fremgår af billedet herunder (se Figur 3). For at kunne realisere dette, skal varmevekslerproducenterne dog kunne levere en varmeveksler, der er velegnet til opgaven.

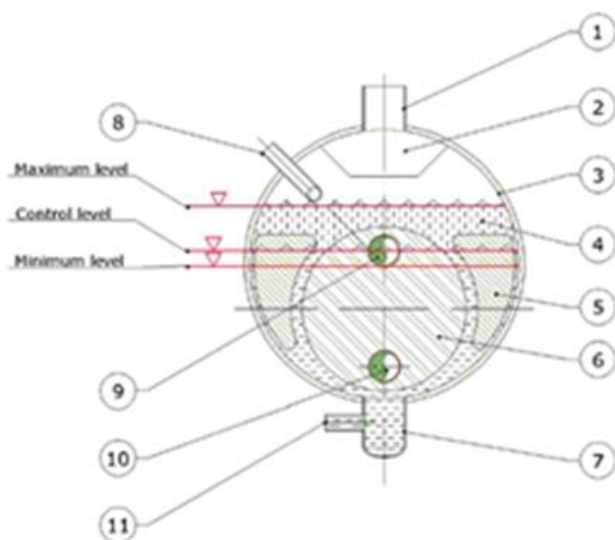


Figur 3. Kompakt fordamper.

Hvis varmevekslerproducenten ikke har et omfattende program, som gør, at der kan findes en "optimal" veksler til opgaven, vil varmevekslerarealet ofte ende med at blive unødigt stort. Dette sker typisk, når den valgte veksler har været designet med et begrænset tryk grundet et ønske om en bestemt placering af separatoren tæt på varmeveksleren. Det skal dog siges, at det ekstra areal vil generere en højere fordampningstemperatur, hvilket ikke var det egentlige formål. Og igen, jo større varmevekslere, jo større er den nødvendige fyldning, hvilket ikke er ønskeligt.

Varmevekslere med integreret separatorvolumen

Inden for de seneste 5-10 år er der kommet nye beholdertyper på markedet med integrerede plader og separator, og de går typisk under typebetegnelsen Shell & Plate. Af skitsen herunder (Figur 4) ses et eksempel, hvor ammoniakken drives op igennem kanalerne via trykket fra væskesøjlen, der står langs indersiden af beholderen.



Figur 4. Shell & plate-fordamper. Reference: Wahterus producent.

Væskesøjleens maksimale højde i disse vekslere er en nøgleparameter i forhold til mulighederne for at opnå en hensigtsmæssig udformning af pladernes geometri og dermed størrelsen af det nødvendige areal. Jo mindre højde, jo større er arealbehovet for varmeveksleren. Det vil sige, at konsekvensen ved at have en reduceret væskehøjde til rådighed, sammenlignet med en traditionel løsning med separat beholder, er et større nødvendigt areal. I denne type af varmevekslere kan der forekomme relativt store mængder kølemiddel afhængigt af modulopbygningen, men en af de væsentlige fordele er, at der ikke bruges returrør i forbindelse med returnering af den overskydende ammoniakvæske til pladernes indløb.

Hybridfordampersystem

Gennemgangen af løsninger viser, at der er behov for et fordampersystem, som bl.a. kan udnytte det trykfald, som en optimeret veksler kræver for at opnå den ønskede ydelse.

Der introduceres et nyt koncept, hvor fordelene ved hvert af systemerne I og II udnyttes mest optimalt. Systemet udformes efter følgende principper:

- Der vil ikke være behov for at skulle løfte væske op igennem et returrør, således at dette tryktab kan elimineres.

- Der er en så effektiv varmeovergang over hele pladearealet som muligt ved bl.a. at minimere overhedningsarealet.

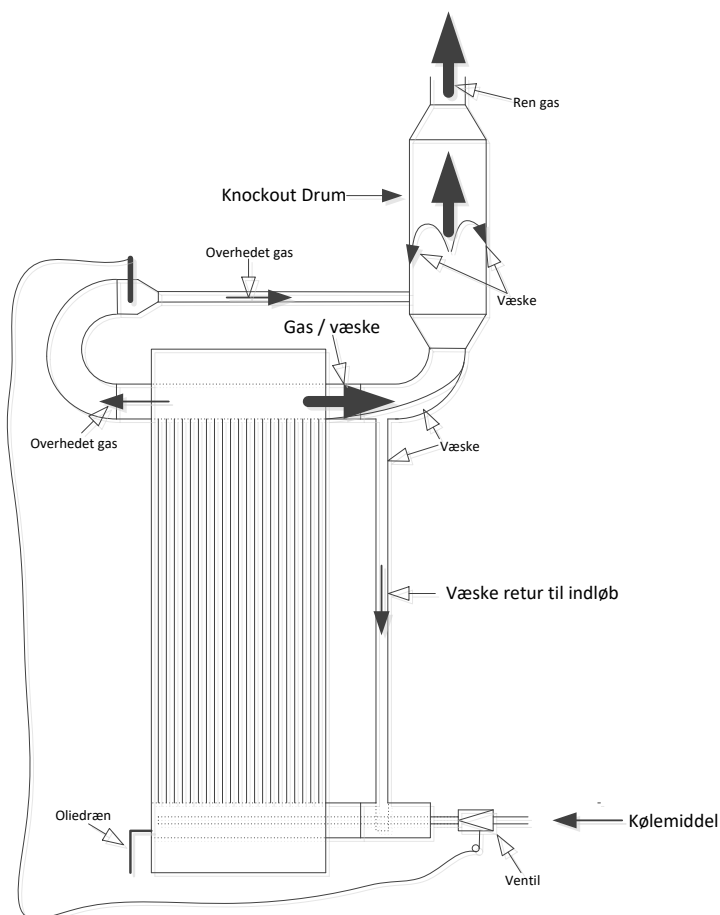
- Ammoniakken i indløbsmanifolden skal være mættet. Oversvømmede systemer vil altid på grund af den stående væskesøjle på indløbet være underkølet, hvilket giver en dårlig varmeovergang i starten af kanalerne.

- Fordampersystemet vil køre med et cirkulationstal på ca. 1, og evt. overskydende væske vil blive returneret til fordamperindløbet via et bypass mellem fordamperens ind- og udløb.

Nedenfor (Figur 5) ses en principskitse af, hvordan systemet kan se ud. Der er to udløb. Et primært udløb, som er vist til højre på tegningen, hvor gashastigheden er meget større end i det sekundære udløb, som er vist til venstre på tegningen. I det sekundære er der så lav en hastighed, at væskedråber ikke har mulighed for at følge med gassen op igennem bøjningen, hvor temperaturføleren til regulatoren sidder monteret.

På trods af at anlægget kører med cirkulationstal på lidt over en, så vil gassen ud af kanalerne stadig kunne være svagt overhedet og stabil. Dermed kan gassens temperatur bruges som et overhedningssignal til styring af ventilen. Den primære afgang munder ud i et rør med en tilstrækkelig stor dimension til, at hastigheden bliver så lav, at væsken ikke kan rives med op igennem røret. Rørstykket på afgang af varmeveksleren bliver ved denne udformning kort, og tryktabet bliver derved minimalt.

Afhængigt af dimensionen på returrøret og dermed hastigheden deri så vil den overskydende væske kunne blive akkumuleret omkring bøjningen, hvori der er monteret et rørstykke, som forbinder udløbet med indløbet til veksleren. Uanset om anlægget kører med fuldlast eller dellast, vil den overskydende væske altid kunne returneres til indløbet.



Figur 5. Princip i hybridfordamper.

Den skitserede løsning vil ligeledes kunne bringes i anvendelse på eksisterende fordampersystemer.

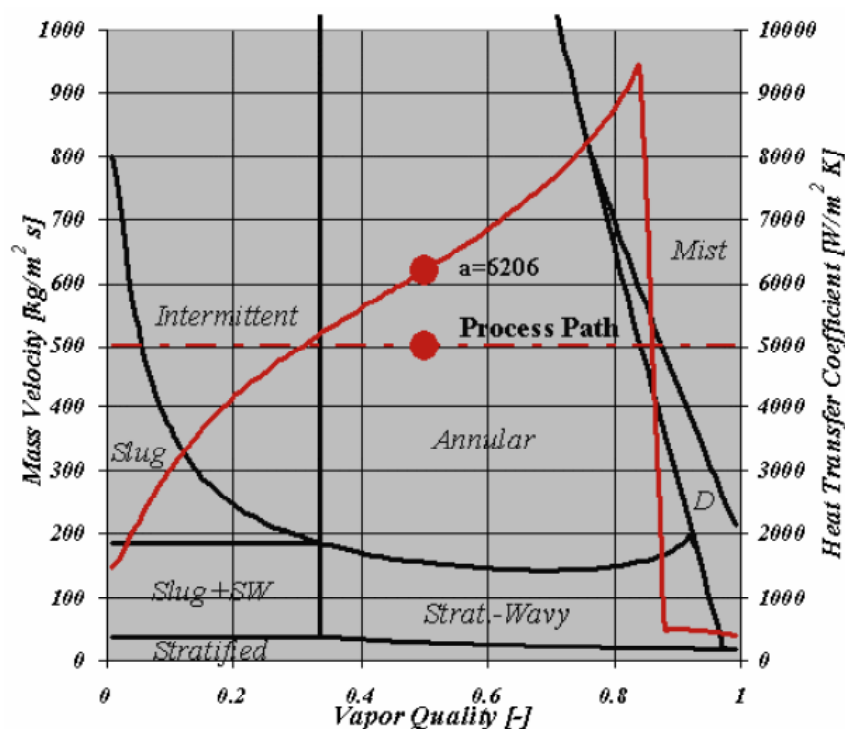
Der er arbejdet med følgende løsning:

- En løsning, hvor der etableres et internt overhedningssignal og en intern cirkulation, således at varmeveksleren kun får et primært udløb med et rørstykke identisk med den viste, hvor der på grund af den specielle geometri opnås en god effektivitet.

Diskussion omkring varmeovergangstal på kølemiddelsiden

Tofaseflow og varmeoverførsel i rørformede varmevekslere er komplekse emner, der involverer mange forskellige strømningsmønstre og varmeoverføringsmekanismer. For pladevarmevekslere er kompleksiteten endnu større på grund af den tredimensionelle struktur af den bølgeformede pladekanal. Det skal dog bemærkes, at strømningsmønstre i pladevarmevekslere til en vis grad kan betragtes som en blanding af forholdene ved horisontale og vertikale rør.

Følgende Figur 6 viser strømningsmønstre og lokale varmeoverføringskoefficienter som funktion af dampkvaliteten ved fordamning i et vandret rør. Varmeovergangstallet kommer fra flowboiling af R134a indvendigt i et 10 mm rør ved en massehastighed på 500 kg/m²s.



Figur 6. Strømningsmønstre og varmeovergangstal (rød kurve) i afhængighed af dampkvaliteten, Reference /1/. Den røde stiplede linje viser det gennemsnitlige varmeovergangstal.

Af figuren fremgår, at varmeoverføringstallet (rød kurve) falder drastisk, når strømmingen kommer ind i "Mist" (tåge) -området. Her ændres varmeoverføringen fra fordampning til enfaset varmeoverføring med gas. Derfor vil det blive søgt at minimere Mist-området mest muligt.

Som det også fremgår, starter varmeovergangstallet lavt for siden at nå en maksimal værdi ved en gaskvalitet på 0,83.

2. Test af hybridfordampersystem

For at kunne teste det nye hybridfordamperprincip er der opbygget en testopstilling med en ammoniakchiller med en hybridfordamper som vist på Figur 7. Testopstillingen er udstyret med måleudstyr, så temperaturer og flow kan monitoreres.

Beskrivelse af testopstillingen

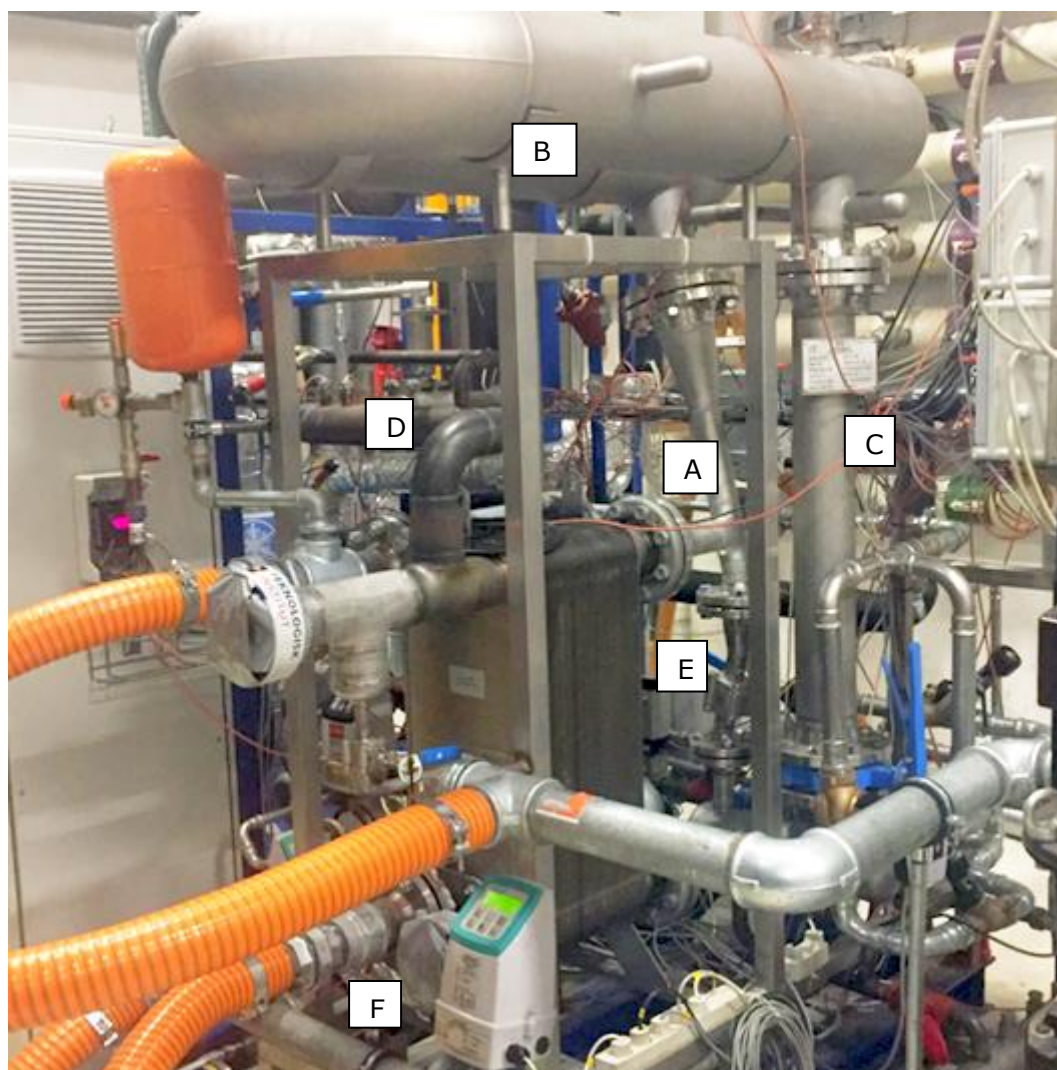
Som det fremgår af Figur 7, har fordamperen to afgange. Den ene, som er den primære, og som er vist til højre på Figur 7 (A), leder kølemidlet op til separatoren (B), hvor gas og eventuel væske separeres. Gassen strømmer videre til kompressoren, og eventuel væske ledes retur til fordamperindløbet via faldrøret (C), som også fremgår af billedet. Tilslutningen på bagpladen af fordamperen til venstre for fordamperen (D) leder gassen direkte retur til kompressoren. Dimensionen på denne er større end den primære afgang. Heri er der monteret en ventil, således at der er mulighed for at regulere, hvor meget gas der passerer denne vej. Som udgangspunkt vil det kun være en delstrøm, som skal passere

denne vej igennem. Som det også fremgår af billedet, er der monteret et bypass (E) på afgangen til separatoren, som har forbindelse direkte til indløbet på fordamperen. De orange slanger er monteret på vandsiden, og vandet ledes ind i fordamperens top, da varmeveksleren er konfigureret til at fungere som modstrømsvarmeveksler. I indløbsmanifolden (F) er der monteret en fordeler, som føder fordamperen med væske og gas fra anlæggets højtryks-side. Testene på systemet er udført ved manuel styring af ventilerne for at sikre stabile forhold ved de testede driftstilstande.

Diskussion af resultater

Der er vist resultater fra to kørsler. En, hvor bypasset har været lukket, og en, hvor det var åbent. Se Figur 8. Forsøgene er udført på følgende måde: Kompressoren har været låst til et fast omdrejningsantal, og ekspansionsventilen har været styret manuelt. Varmeveksleren var konfigureret til modstrøm med kølemiddelindløb i bunden. Kølemidlet var ammoniak, og der var vand på den anden side i varmeveksleren. Kølemidlet blev sprøjtet ind via fordeleren monteret i varmevekslerens indløbsmanifold. Der blev kørt med et relativt stort vandflow igennem kondensatoren og underkøleren, og vandflowet har været holdt konstant under hele forløbet. Dermed har der kun været en meget begrænset øgning i kondenseringstemperaturen under målingerne på trods af en øget fordampningstemperatur. Temperaturen på kølemidlet ud af underkøleren har tilsvarende stort set været uændret under forsøget grundet en relativt stor underkøler i forhold til kapaciteten.

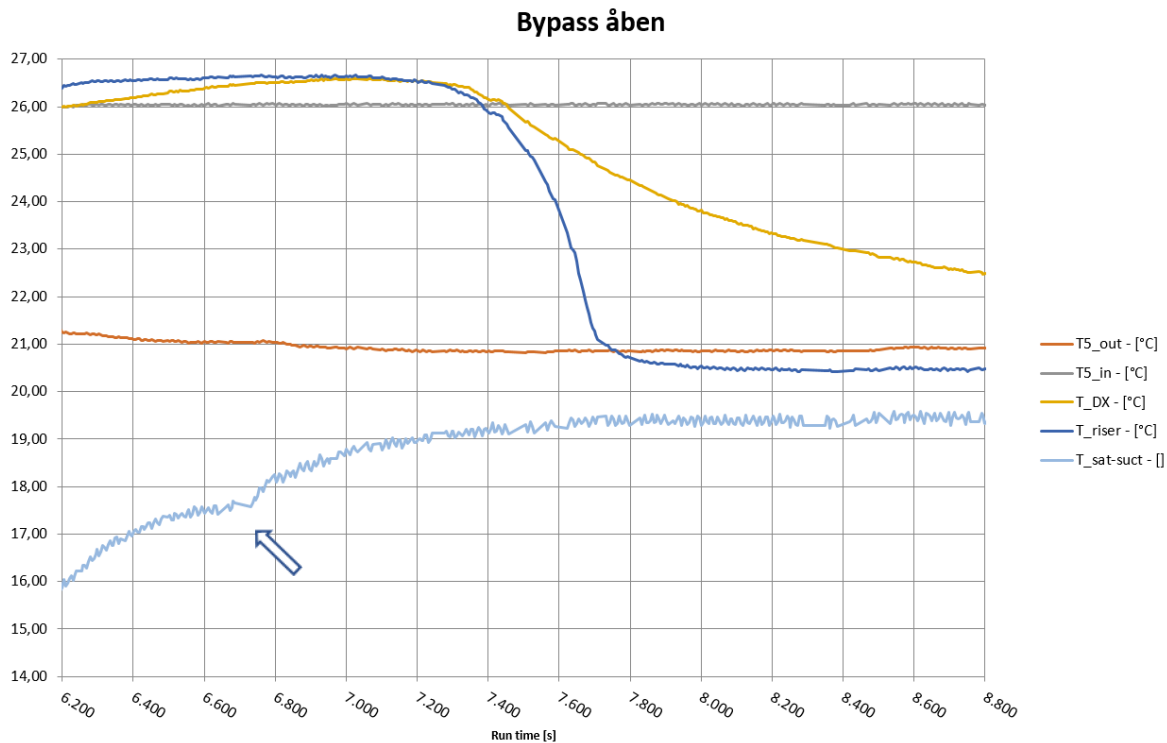
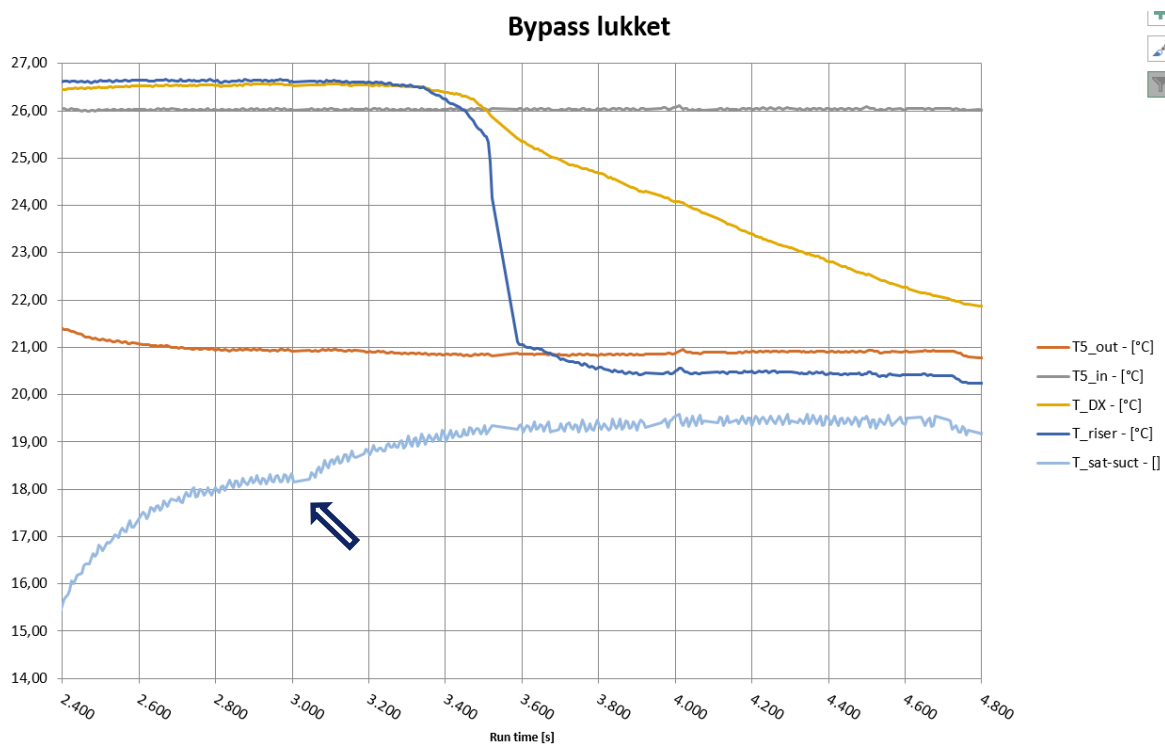
Temperaturerne $T5_{out}$ og $T5_{in}$ er henholdsvis vandtemperaturen ud og ind af fordamperen. Temperaturen ind, $T5_{in}$, er holdt konstant under hele forsøget. Massestrømmen af vand er tilsvarende holdt konstant.



Figur 7. Fordampersiden af testopstillingen. A: Primær afgang fra fordamper. B: Separator. C: Faldrør. D: Tilslutning som leder gassen retur til kompressoren. E: Bypass på afgang fra separator. F: Indløbsmanifold. Orange slanger på vandsiden.

Temperaturføleren T_{DX} er monteret i den sekundære afgang, som kun tillader en lille delstrøm af det samlede kølemiddel at passere, hvorimod temperaturføleren T_{riser} er monteret i den primære afgang, som fører direkte til separatore. Føleren T_{riser} er monteret lige før indløbet til separatore. Som det fremgår, ligger begge de målte temperaturer over vandets indløbstemperatur, hvilket indikerer en sandsynlig kalibreringsfejl på temperaturfølerne. T_{sat-suct} er fordampningstemperaturen og er beregnet ud fra trykket målt på afgangen af separatore. Derfor skal man være opmærksom på, at den reelle værdi af T_{sat-suct} burde ligge lidt højere – svarende til tryktabet genereret over separatore.

Separatore er designet til at kunne klare en oversvømmet drift i medstrøm med en cirkulation større end 1,3 og med en langt højere kapacitet, end der er anvendt her. Kapaciteten af separatore var dermed væsentligt større end nødvendigt. Årsagen, til at denne blev anvendt, skyldes bl.a. de udgifter, der ville være forbundet med at skulle skifte til en lille separator, som var optimeret til opgaven, men også at det primære formål var at opnå en detaljeret viden om konceptet og ikke om selve separatore.



Figur 8. Resultater fra kørsel med henholdsvis lukket og åbent bypass i hybridfordamperen. T5_out: Vandtemperatur ud af fordamper. T5_in: Vandtemperatur ind i fordamper. T_DX: Temperatur på sekundær afgang. T_riser: Temperatur på primær afgang. T_sat-suct: Fordampningstemperaturen. Pilene markerer tidspunktet for en ændring af ventilåbning.

Som det fremgår af ovenstående to figurer med bypasset henholdsvis lukket og åbent, starter fordampningstemperaturen ($T_{\text{sat-suct}}$) på ca. 16 °C i begge tilfælde, og de har begge et forløb, hvor temperaturen er stigende over tid med et asymptotisk forløb. Afhængigt af den tilførte mængde kølemiddel arbejder systemet sig mod ligevægt over tid, hvor fordampningstemperaturens stigende forløb flader ud – svarende til en ligevægtssituation afhængig af kompressorens volumenstrøm, vekslerens areal, vandflow samt temperaturen på vandet ind og ud. Knækket, som ses på kurverne (Figur 8) for fordampertemperaturen ($T_{\text{sat-suct}}$), skyldes en øget åbningsgrad af ekspansionsventilen ved tidsstemplerne på henholdsvis 3000s ved lukket bypass og 6700s ved åbent bypass. Det, der sker, er, at en større og større andel af vekslerens samlede overflade overdækkes med en tynd væskefilm af ammoniak, hvilket medfører en bedre varmeovergang, hvorfor fordampningstemperaturen stiger. Over tid i løbet af testen øges mængden af ammoniak i de enkelte kanaler.

Det har ikke været muligt at belyse, om bypasset har bidraget til en forhøjet fordampningstemperatur. Der vil naturligt forekomme en reduktion i det statiske trykfald over stigerøret (A), som leder op til separatoren, når væskeandelen i denne reduceres, men trykmåleren har ikke været placeret, så det var muligt at belyse dette forhold.

Når ligevægten er indtruffet, svarer det til, at den mængde væske, der sprøjtes ind i fordamperen, også fordamper. Ligevægten kan dog indtræde et sted, hvor der er et overskud af væske i fordampersystemet, som medfører, at denne andel af den overskydende væske "bare" cirkulerer rundt igennem fordamperen og retur igen via bypasset til indløbet. Muligheden, for at væske kan blive ledt hele vejen op igennem afgangsrøret til separatoren, er til stede, men det vil kun ske i en begrænset mængde. Den andel af væsken, som måtte blive suget med op i separatoren, bliver dog ledt retur igen igennem faldrøret, som er forbundet til fordampere ns indløb. Dimensionen på returrøret og kapaciteten er lagt sådan ud, at det meste af den overskydende væske ikke bliver ledt op i separatoren. Men formålet med bypasset har heller ikke været at etablere en cirkulation af betydning, men har udelukkende været at få etableret en forbindelse, så væske, der er ledt hen til stigerøret, har kunnet finde en vej tilbage til fordamperindløbet.

Der er foretaget to testforløb – et med lukket og et med åbent bypass, hvor der i begge tilfælde er blevet etableret en overhedning på ca. 10 K. På Figur 8 ses, at temperaturen målt på udløbet fra fordamperen (T_{DX} og T_{riser}) er rimelig konstant, indtil der nås en fordampningstemperatur ($T_{\text{sat-suct}}$) tæt på de 19 °C, hvorefter temperaturen på afgang fra fordamperen begynder at falde. En forklaring på dette er, at der kommer lidt væskedråber i gassen frem til føleren i den primære afgang, T_{riser} . Det ses dog tydeligt, at temperaturen fra føleren i den primære afgang (T_{riser}) falder væsentligt hurtigere end i den sekundære (T_{DX}). Den primære strøm bærer stort set al den væske med sig, der måtte komme, og et mix af denne væske med en mætningstemperatur svarende til fordampetrykket, blandet med den relativt varme gas, får hurtigt temperaturen ved føleren til at falde. Den sekundære strøms hastighed er derimod så lav, at den ikke kan bære en eventuel væske med op i røret til føleren, hvorfor dennes temperatur (T_{DX}) bedre repræsenterer gassens reelle temperatur.

I og med at der iagttages en forekomst af væskedråber ud af fordamperen ved en overhedning på 7 K, så er det realistisk at forvente, at der generelt skal være en overhedning på 10 til 12 K, når der samtidig skal være plads til et indsvingningsforløb via

regulatoren, når der køres uden separator. Der bør være opmærksomhed på, at eventuelle belastningsændringer vil medføre ændringer i både fyldningen og i hastigheder i kanaler, hvorfor der netop er behov for en sikkerhedsmargin for, at væske ikke når frem til udløbet af kanalerne.

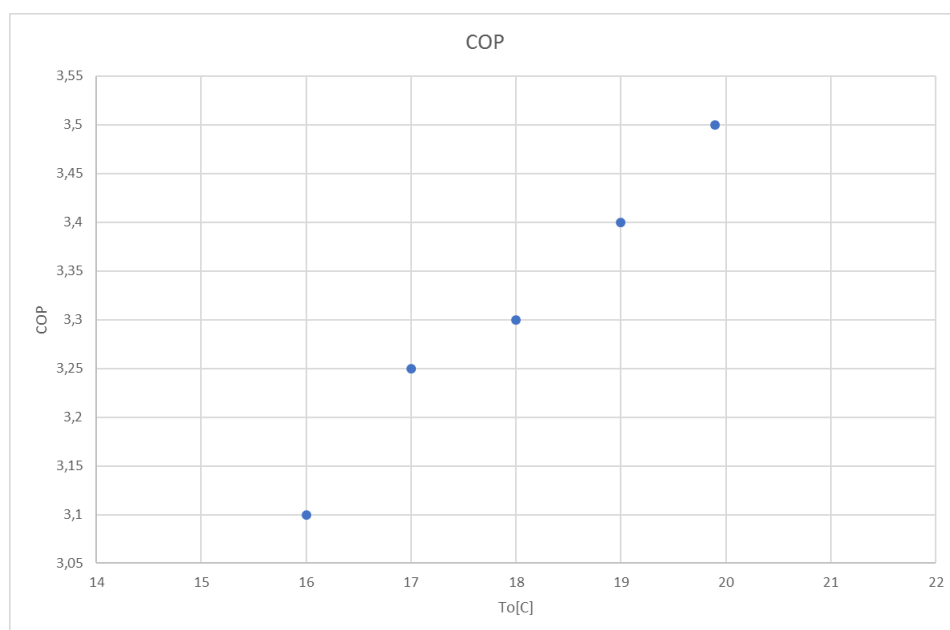
Ved at udstyre fordampere med to udløb som i forsøgsopstillingen og med en temperaturføler placeret i den sekundære tilslutning, vil det være muligt at sikre, at føleren ikke bliver ramt af væskestænk. Som det fremgår af grafen for T_{DX} , vil temperaturen af den sekundære afgang kunne fungere som et relativt tydeligt overhedningssignal til at styre ekspansionsventilen. At temperaturen af gassen i den sekundære tilslutning begynder at falde på samme tidspunkt som i den primære afgang skyldes alene, at væskeniiveauet i fordampere begynder at bevæge sig yderligere op i kanalerne, hvilket medfører, at der er et mindre areal til at overhede gassen.

Jo mere fordampningstemperaturen øges, og overhedningen dermed reduceres, jo mere overskydende væske vil der følge med gassen ud af kanalerne. Årsagen er, at jo lavere superheating (overhedning), jo længere oppe vil væskeniiveauet stå i fordampere, og alt andet lige vil det ligeledes medføre, at der strømmer en større andel af ufordampet væske ud af kanalerne. For at finde den rette balance skal der således findes et godt match mellem en høj fordampningstemperatur, en lille overhedning og en tilpas lille størrelse af separatore.

Som et resultat ses også på, hvad det koster at skulle overhede gassen med de 10 K, og hvad det koster at etablere en sikkerhedsmargin, som sikrer, at der aldrig kommer væske ud af kanalerne.

Målt COP

For at bestemme betydningen af fordampningstemperaturen er effektfaktoren (COP) af anlægget målt ved varierende fordampningstemperaturer. På nedenstående Figur 9 er vist ændringen af COP ved varierende fordampningstemperaturer i testopstillingen. Testopstillingen har de samme indstillinger som vist på Figur 8 med åbent bypass. For alle testpunkterne gælder, at kondenseringstemperaturen, T_c , er ca. 70 °C. Kurven viser tydeligt en væsentligt større effektfaktor ved en øget fordampningstemperatur. Anvendes en lavere kondenseringstemperatur, vil effektfaktoren blive endnu større.



Figur 9. Målt effektfaktor (COP) i afhængighed af fordampningstemperaturen (T_o) ved anvendelse af hybridfordamper med åbent bypass. Kondenseringstemperatur ca. 70 °C.

Fra resultaterne fra målingerne er det erfaret, at når fordampningstemperaturen nærmer sig 19 °C, vil der begynde at komme væskedråber på udløbet fra fordamperen, som det tydeligt fremgår af Figur 8 med åbent bypass. Fra denne figur fremgår også, at temperaturen på den sekundære afgang fra fordamperen (T_{DX}) efterhånden nærmer sig mætningstemperaturen ($T_{sat-suct}$). Dette er ensbetydende med, at der er en stigende mængde væskedråber på udløbet fra fordamperen, hvorfor det har været nødvendigt gradvist at formindske åbningen af ekspansionsventilen for at opnå en driftstilstand, hvor overhedningen er konstant på det ønskede niveau. Det var ligeledes nødvendigt, at der på testopstillingen var etableret en mindre væskeudskiller for at fjerne dråberne, således at disse via et bypass kunne ledes retur til fordamperen.

3. Konklusion

Der er i projektet blevet arbejdet med at få etableret et fordampersystem, hvor det skulle være muligt at anvende en relativt lille overhedning og samtidig være i stand til at håndtere små mængder væske ud af en eller flere kanaler samt sikre, at væske kunne ledes retur til indløbet via et tilbygget bypass på fordamperen. Fordamperen var udstyret med to udløb. En primær, hvor eventuelle væskedråber ville blive revet med ud, og en sekundær, hvis vigtigste funktion var at kunne tilvejebringe et overhedningssignal til at kunne regulere ekspansionsventilen. Der er blevet kørt forsøg i projektet, som har vist, at det er muligt at forøge fordampertemperaturen betydeligt og dermed skabe nogle forhold, som gør det muligt at kunne udnytte fordampersens overflade langt mere effektivt. Alle forsøgene har været udført i manuelt mode, hvilket også indebærer, at DX-ventilen har været styret manuelt. I det manuelle mode har gevinsten været tydelig, og der er opnået driftssituationer, som er relativt tæt på oversvømmet drift, hvilket har resulteret i en relativt lille temperaturapproach (dvs. en lille temperaturforskel mellem temperaturen af vandet ud og fordampningstemperaturen). Gevinsten er udtrykt ved en øgning af effektfaktoren, COP, som er blevet øget med op til 12 %. Denne øgning er relativ, for hvis

kondenseringstemperaturen havde været lavere, så ville der naturligvis opnås en betydeligt større stigning. Tilsvarende vil fordelen være mindre, hvis en regulator overtager styringen. I projektet har der ikke været fokus på at få udviklet en ny separator til opgaven, men en sådan vil være nødvendig at montere. Dog vil størrelsen af denne ved anvendelse i et hybridfordampersystem være langt mindre, end hvad der vil være nødvendigt i en fordamper designet til oversvømmet drift.

4. Reference

/1/ Energy Efficient Ammonia Heat Pump. Madsen, C. et al. Danish Technological Institute. 2013.