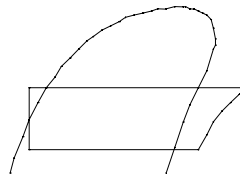


Luft som varmekilde i varmepumper

Udrednings- og forprojekt

**Claus S. Poulsen
Civilingeniør**

Prøvestationen for Varmepumpeanlæg



**Teknologisk Institut
Køle- og Varmepumpeteknik
December 2000**

Forord

Nærværende rapport beskriver det arbejde, der er gennemført i projektet ”Luft som varmekilde i varmepumper, Udrednings- og forprojekt”. Projektet er udført med henblik på at afdække forholdene omkring varmepumper, der anvender luft som varmekilde. Der er i projektet fokuseret på forhold som fordamperkonstruktion, afrimning og behovsstyring af kompressorer, ventilatorer og pumper. Hovedvægten i projektet er lagt på varmepumper af typen luft/vand, da disse skønnes at have størst interesse herhjemme (rent energimæssigt). Der er dog i projektet foretaget en vurdering af luft/luft varmepumperne, og der er ligeledes kort berørt anlægstypen luft/brugsvand.

Projektet er med støtte fra Energistyrelsen gennemført som et forprojekt for et efterfølgende udviklings- og demonstrationsprojekt, hvor de opnåede resultater ønskes eftervist ved målinger på varmepumper, der anvender luft som varmekilde.

Der er i litteraturlisten henvist til en række relevante rapporter, bl.a. rapporter udarbejdet under Energiministeriets Varmepumpeforskningsprogram som gennemførtes i 80’erne, samt rapporter fra tidligere gennemførte varmepumpeprojekter på Prøvestationen for Varmepumpeanlæg (Teknologisk Institut). Herudover er der henvist til en række rapporter, der er udarbejdet i Sverige, hvor der gennem de seneste mange år har været en betydelig større interesse for varmepumper.

Fra projektlederens side rettes en tak til projektgruppen, specielt til Per Fahlén fra Sveriges Provnings- og Forskningsinstitut. Desuden rettes en tak til de fabrikanter og leverandører af varmepumper, der har bistået med viden og information under projektførelsen, herunder specielt Jysk Varmepumpeteknik, som har givet tilladelse til at resultaterne fra prøvning af LV2005 anvendes i projektet.

Claus S. Poulsen
Projektleder
Prøvestationen for Varmepumpeanlæg, Teknologisk Institut
December 2000

Indholdsfortegnelse

| | |
|--|----|
| Forord | 1 |
| Indholdsfortegnelse | 2 |
| 0. Konklusion og anbefalinger | 3 |
| 1. Indledning | 5 |
| 2. Formål, projektindhold og organisation | 7 |
| 3. Undersøgelse og analyse af eksisterende løsninger | 8 |
| 3.1 Luft / luft varmepumper | 8 |
| 3.1.1 Generelt | 8 |
| 3.1.2 Markedet | 8 |
| 3.1.3 Optimering og udvikling | 9 |
| 3.2 Luft / vand varmepumper | 10 |
| 3.2.1 Generelt | 10 |
| 3.2.2 Markedet | 10 |
| 3.2.3 Optimering og udvikling | 10 |
| 3.2.4 Kølemidlets indflydelse på effektiviteten | 12 |
| 3.3 Luft / brugsvands varmepumper | 12 |
| 4. Afrimning og fordamperkonstruktion | 13 |
| 5. Frekvensregulering/behovsstyring af kompressorer og ventilatorer | 16 |
| 5.1 Generelt om behovsstyring | 16 |
| 5.2 Kompressorer | 18 |
| 5.3 Pumper og ventilatorer | 18 |
| 6. Forslag til videreførelse af projektet | 20 |
| 7. Simuleringsprogram | 21 |
| 7.1 Simuleringsprogrammets opbygning | 21 |
| 7.2 Programmets interface | 22 |
| 7.3 Beskrivelse af delmodellerne | 23 |
| 7.3.1 Kompressor | 23 |
| 7.3.2 Kondensator | 24 |
| 7.3.3 Intern varmeveksler | 24 |
| 7.3.4 Fordampermodel | 25 |
| 7.4 Sammenligning af simuleringsresultater og målte værdier | 26 |
| 8. Litteraturliste | 29 |
| Bilag | 30 |
| Bilag 1: Beregning af økonomi og miljø ved installation af luft / luft varmepumpe | 31 |
| Bilag 1.1 Traditionelt luft/luft varmepumpe (splitunit) | 31 |
| Bilag 1.2 Optimeret luft/luft varmepumpe | 33 |
| Bilag 2: Beregning af økonomi og miljø ved installation af luft / vand varmepumpe | 34 |
| Bilag 2.1 Traditionelt luft/vand varmepumpe | 34 |
| Bilag 2.2 Optimeret luft/vand varmepumpe | 35 |
| Bilag 3: Laboratorieprøvning af LV2005 | 36 |
| Bilag 3.1 Beskrivelse af varmepumpe | 36 |
| Bilag 3.2 Resultater af prøvning af LV2005 | 37 |
| Bilag 4: Underkøling i varmepumper | 38 |
| Bilag 5: Programkode – simuleringsprogram | 41 |

0. Konklusion og anbefalinger

Det anbefales fra projektgruppens side, at videreføre projektet som oprindeligt planlagt i et udviklings- og demonstrationsprojekt. I nærværende rapport er beskrevet, hvorledes dette projekt tænkes gennemført.

Den i nærværende rapport beskrevne udredning om varmepumper, der anvender luft som varmekilde, viser at der er et stort besparelspotentiale for denne type anlæg. Beregninger og tidligere gennemførte laboratoriemålinger viser, at der kan forventes en forbedring af anlæggenes effektivitet på op mod 30% ved at gennemføre følgende tiltag:

- Optimering af afrimningsfunktion
- Optimering af fordamperkonstruktion
- Implementering af behovsstyring og frekvensregulering af kompressor, ventilatorer og pumper

Rapporten er udført som en forundersøgelse for et egentligt udviklings- og demonstrationsprojekt og er gennemført med udgangspunkt i eksisterende løsninger, primært fra danske fabrikker og svenske forskningsprojekter.

Anvendes for luft/vand varmepumperne en forbedring af årsnyttevirkningen på 20% sammenlignet med traditionelle varmepumper af samme type, fås en reduktion i CO₂ udslippet på ca. 2.700 kg/år eller ca. 39 % sammenlignet med oliefyring i et "standardhus".

Der berøres i rapporten desuden en række andre tiltag end førnævnte, der vil have en klar positiv effekt på effektiviteten i varmepumper, der anvender luft som varmekilde. Bl.a. undersøges underkølingens indflydelse på varmepumpens COP (Coefficient Of Performance). Denne undersøgelse viser, at varmepumpens COP kan hæves ca. 0,8% for hver grad underkølingen ud af kondensatoren hæves.

Der er i projektet udarbejdet et simuleringsprogram, der kan anvendes til at se effekten af forskellige tiltag. Programmet er opbygget i EES (Engineering Equation Solver) og kan anvendes til statiske simuleringer. Der er i afsnittet om dette simuleringsprogram vist en række eksempler og sammenligninger med laboratoriemålinger på luft/vand varmepumpen LV2005 fra Jysk Varmepumpeteknik. Det er med programmet muligt at se effekten af forskellige ændringer på kølesystemet, herunder bl.a. ændringer af fordamperkonstruktion, implementering af behovsstyring samt hvilken indflydelse anvendelse af alternative komponenter ville have for systemets effektivitet.

Herudover er det med programmet muligt at beregne systemernes effektivitet med forskellige typer kølemiddel. Netop denne facilitet har gennem projektførelsen vist sig meget relevant, da Miljøstyrelsen tidligere på året lancerede en udfasningsplan for HFC-kølemidlerne, som i øjeblikket er de mest udbredte i varmepumper.

Miljøstyrelsens udfasningsplan for HFC'erne har fået branchen til at søge alternativer til disse kølemidler. En af de kølemiddeltyper, der umiddelbart synes mest oplagt at anvende i

varmepumper, er kulbrinter. Til dato har kulbrinterne dog ikke opnået nogen større succes, hvilket bl.a. skyldes deres brandbarhed ved de rette betingelser. Men netop i luft/vand varmepumper synes anvendelsen af kulbrinter og specielt propan (R290) oplagt, da luft/vand varmepumperne typisk opstilles udendørs, og dermed er risikoen ved lækage fra kølemiddelsystemet minimal. Dog skal det nævnes at hovedparten af fabrikkerne af komponenter til varmepumper (eksempelvis kompressorfabrikkerne) p.t. ikke godkender deres komponenter til drift med propan. Dette stiller de danske varmepumpe fabrikkerne i en vanskelig situation, da de selv må bære ansvaret, hvis de vælger at anvende propan, og noget går galt.

Resultaterne af laboratorieprøvningen af LV2005, som er gengivet i rapporten, viser at der ved skift fra R407C, som er et HFC-kølemiddel, til propan, kan opnås en forbedring i varmepumpens effektivitet på 10-15% uden yderligere tiltag.

På længere sigt vil andre alternativer til HFC-kølemidlerne, f.eks. CO₂ (R744) dukke op. Det forventes dog, at der vil gå mellem 2 og 5 år, før de første varmepumpemodeller indeholdende CO₂ vil dukke op på markedet. Specielt interessant er CO₂ i brugsvandsvarmepumper, hvor det er muligt at udnytte de specielle egenskaber, som dette kølemiddel har.

1. Indledning

I Danmark installeres hvert år op mod 2000 varmepumper, hvoraf langt hovedparten anvender luft som varmekilde (luft/luft eller luft/vand). Varmepumpen (inklusive de her undersøgte anlægstyper) har i mange år været et overset alternativ til andre opvarmningssystemer. I vor nabolande ses en helt anderledes interesse for varmepumper. De nyeste tal viser, at der i eksempelvis Sverige er installeret ca. 350.000 varmepumper og at antallet forventes at stige til ca. 600.000 inden for en periode på ca. 10 år (se ref. /10/).

I Danmark er specielt områder uden kollektiv varmforsyning relevante for varmepumper. Men også i områder med kollektiv varmforsyning er varmepumper interessante og specielt de i denne rapport beskrevne anlægstyper anses for at være et attraktivt alternativ i disse områder.

Af de luft/luft varmepumper, der installeres herhjemme, er der en del modeller, der importeres fra hovedsageligt Østen. Disse varmepumper er dimensioneret for og konstrueret til drift som klimaanlæg (luftkonditionering). Til gengæld er luft/vand anlæggene, der installeres herhjemme, hovedsageligt fremstillet i Danmark.

Problemerne ved anvendelse af importerede varmepumpeanlæg af typen luft/luft (klimaanlæg) er, at disse anlæg ikke er dimensioneret til drift i vort klima, hvor den høje luftfugtighed i fyringssæsonen resulterer i et stort behov for afrimning af fordamperfladen. Denne afrimningsproblematik gør sig ikke i samme grad gældende ved luftkonditionering, da dette foregår ved betydeligt højere temperaturniveau og behovet for afrimning derfor er betydeligt mindre.

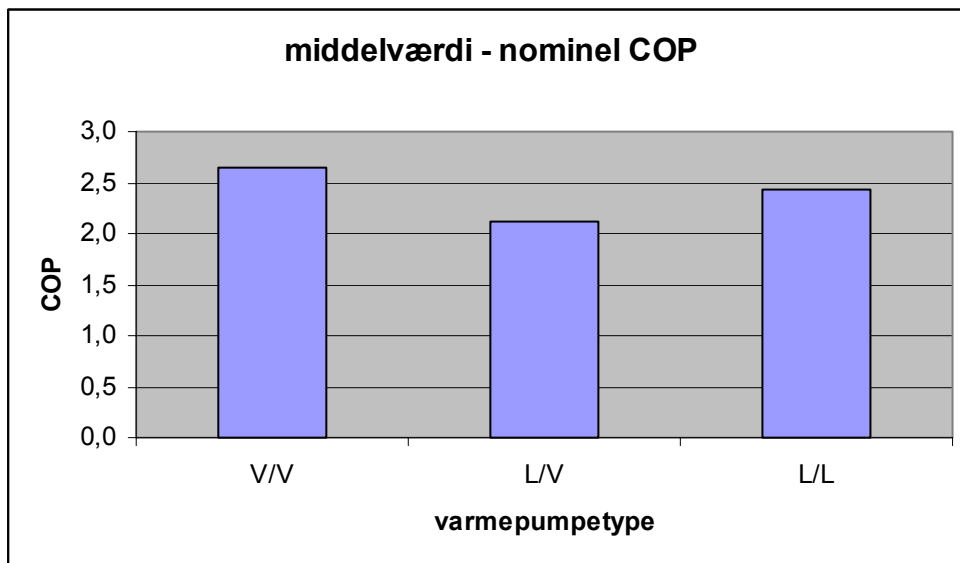
For luft/vand anlæggenes vedkommende, og selvfølgelig de luft/luft anlæg, der er fabrikeret i Danmark, gælder at disse er dimensioneret til at kunne håndtere afrimningen på tilfredsstillende vis. Problemet her er bare, at de koncepter man i dag anvender, når anlæggene dimensioneres og udformes, bygger på teknik fra starten af 80'erne.

At der i nærværende rapport gøres så meget ud af afrimningen skyldes at op mod 10-20 % af den energi, der i fyringssæsonen tilføres varmepumpen, kan tilskrives afrimningen. De seneste års udviklingsarbejde inden for varmepumpeområdet har i høj grad været fokuseret omkring komponenter og styring af anlæggene, primært væske/vand anlæg, se /1/ og /2/. Dette har givet en markant forbedring af væske/vand varmepumpernes virkningsgrad (op mod 30 %) og med denne teknologi implementeret i varmepumper med luft som varmekilde, forventes også her at kunne opnås en markant forbedring. Et af de vigtige punkter, der efter gennemførelsen af projekterne beskrevet i /1/ og /2/, står tilbage at belyse, er afrimning og fordamperkonstruktion i anlæg, der anvender luft som varmekilde.

Disse varmepumpetyper spiller en ikke uvæsentlig rolle i varmepumpebranchen. Dette skyldes flere faktorer, men blandt de vigtigste kan nævnes at de er relativt nemme at installere, da de ikke kræver nedgravning af jordslanger, samt at de, specielt for luft/luft varmepumpernes vedkommende, ikke kræver en investering, der er på højde med investeringen i væske/vand varmepumper. Dette gør at varmepumper med luft som varmekilde er yderst attraktive i beboelser, hvor varmebehovet ikke er stort, og hvor der ikke er et tilstrækkeligt grundareal til rådighed til etablering af jordslangesystem.

At varmepumper med luft som varmekilde effektivitetsmæssigt ikke er på højde med væske/vand varmepumper, ses af følgende figur. Figuren viser gennemsnittet af den nominelle effektfaktor (COP) for de enkelte varmepumpetyper. Tallene stammer fra listen over systemgodkendte varmepumpeanlæg som bygger på tal dels fra prøvninger og dels fabrikantopgivelser. Den nominelle effektfaktor er her opgivet ved følgende driftstilstande:

| | |
|--------------|--|
| Væske / vand | 0/55 °C (kuldebærer ind / varmebærer ud) |
| Luft / vand | 2/55 °C (kuldebærer ind / varmebærer ud) |
| Luft / luft | 2/20 °C (kuldebærer ind / varmebærer ud) |



Figur 1: Nominel COP for systemgodkendte varmepumpeanlæg

Det ses af figur 1 at gennemsnittet af den nominelle effektfaktor for luft/vand varmepumper ligger ca. 20% under tilsvarende for væske/vand varmepumper, mens den for luft/luft ligger ca. 10% under væske/vand varmepumpernes nominelle effektfaktor. Det skal understreges at tallene for effektfaktorerne ikke umiddelbart kan sammenlignes, men figuren giver en indikation af den forskel, der kan forventes. Det skal desuden understreges at effektfaktoren ikke er et udtryk for den nyttevirkning, der på årsbasis kan forventes for den pågældende varmepumpe.

2. Formål, projektindhold og organisation

Formålet med projektet er gennem undersøgelse af eksisterende løsninger samt beregninger at vise, hvor effektiv det egentligt er muligt på nuværende tidspunkt at gøre varmepumper med luft som varmekilde.

Desuden danner dette forprojekt grundlag for et efterfølgende projekt, hvor den praktiske udførelse af denne type anlæg undersøges og testes i laboratorium.

Projektet har desuden til formål at anskueliggøre de problemer, der til dato har begrænset udbredelsen af varmepumper, specielt luft / vand varmepumper, samt hvorvidt udviklingen inden for luftkonditionering, kan implementeres i udviklingen af luft / luft varmepumper.

Projektet er gennemført i følgende delfaser:

- Fase 1: Undersøgelse og analyse af eksisterende løsninger
- Fase 2: Afrimning og fordamperkonstruktion
- Fase 3: Frekvensregulering / behovsstyring af kompressorer og ventilatorer
- Fase 4: Rapportering, videnformidling og forslag til videreførelse af projektet i form af eksperimentelle undersøgelser i laboratorium og egentlige demonstrationsanlæg.

Projektets organisation består af følgende:

Per Fahlén, SP - Sveriges Provnings- og Forskningsinstitut, Energiteknik
Niels H. Marqvorsen, Teknologisk Institut
Lars Rasmussen, Teknologisk Institut
H.C.Aagaard, Prøvestationen for Varmepumpeanlæg, Teknologisk Institut
Claus S. Poulsen, Prøvestationen for Varmepumpeanlæg, Teknologisk Institut (projektleder)

3. Undersøgelse og analyse af eksisterende løsninger

I det følgende gennemgås nogle af de varmepumpetyper, der er omfattet af undersøgelsen, samt naturligvis de resultater, der er opnået. En større undersøgelse beskrevet i /3/ opgiver en række relevante litteraturemner om afrimning. Da forfatteren af /3/ er en del af projektgruppen i nærværende projekt, er der udvalgt de emner, der efter dennes mening har mest relevans til nærværende projekt.

Der er i projektføreløbet rettet henvendelse til en række danske fabrikker og importører af luft / luft og luft / vand varmepumper. Dette er gjort dels for at opdatere viden om de enkeltes løsninger, og dels for at undersøge om nogle eventuelt skulle have nye ideer i ”skuffen” til forbedring af afrimningssystemerne.

Der er desuden løbende gennem projektføreløbet blevet afholdt brainstorm om emnet i forsøg på at finde optimale løsninger. Teknologisk Institut har i en årrække beskæftiget sig med fordampkonstruktioner i køleanlæg, og erfaringer fra dette arbejde er analyseret med henblik på anvendelsesmuligheder inden for varmepumpeteknologien.

Endvidere har Prøvestationen for Varmepumpeanlæg i foråret 2000 gennemført prøvning af en dansk fremstillet varmepumpe, LV2005 fra Jysk Varmepumpeteknik. Denne varmepumpe anvendes i projektet som ”state of the art” (se bilag 3). Resultaterne er bl.a. anvendt i forbindelse med udarbejdelsen af et simuleringsprogram som er beskrevet i kapitel 7.

3.1 Luft / luft varmepumper

3.1.1 Generelt

Luft / luft varmepumper er kendetegnet ved at der anvendes luft som både varmeoptager og varmeafgiver. Typisk konstrueres de som splitunits, hvor anlægget består af to dele, en udedel indeholdende kompressor, fordamp og ventilator samt en indedel indeholdende kondensator og ventilator.

Desuden ses denne type varmepumper i en anden udformning (kanalmonterede) i varmegenvindingsanlæg eller i systemer, hvor de kan levere både rumopvarmning samt varmt brugsvand.

3.1.2 Markedet

Luft / luft varmepumper udgør som nævnt i indledningen en stor del af det danske varmepumpemarked. En række el-selskaber har indenfor de seneste år introduceret denne type varmepumper (de såkaldte splitunits) i deres program. Salget foregår for hovedpartens vedkommende til elvarmekunder, der bl.a. tilbydes finansiering af varmepumpen over elregningen.

Luft / luft varmepumpernes stigende udbredelse skyldes i høj grad den relativt begrænsede investering, der er nødvendig, sammenlignet med andre typer varmepumper. Denne type varmepumper installeres hovedsageligt i elopvarmede ejendomme, hvor der ikke forefindes vandbårent afgiversystem. Varmepumperne installeres typisk med en meget lille dækningsgrad (den del af husets samlede opvarmningsbehov, som varmepumpen kan dække). Dette medfører at det er nødvendigt med suppleringsvarme, typisk i form af direkte elvarme.

Luft / luft varmepumperne er for de flestes vedkommende importeret fra primært Japan og USA, hvor de er designet til luftkonditionering, og dette gør dem ikke umiddelbart egnede til drift i vort klima. Ikke desto mindre kan der i de fleste tilfælde opnås en betragtelig besparelse og privatøkonomisk fordel ved at installere en luft / luft varmepumpe, sammenlignet med direkte elvarme.

Såfremt tilskud til installation af varmepumpen skal kunne opnås, skal denne bl.a. alene være beregnet til opvarmningsformål, hvilket altså betyder at den ikke må kunne køle. Dette betyder i praksis at varmepumpen skal ændres, således at kølefunktionen fjernes. Denne ændring kan foretages på flere måder, men den mest udbredte er at styringen / elektronikken ændres. I nogle tilfælde fravælger kunden statstilskuddet, og netop i disse tilfælde haves måske et af de største problemer omkring varmepumper. Fravælger kunden tilskuddet, får han et anlæg, der både kan køle og varme, og anlægget skal altså ikke ændres fra leverandørens side. Ved drift alene som varmepumpe opnås som nævnt en besparelse i forhold til opvarmning med direkte el. Anvendes varmepumpen derimod til køling i sommerhalvåret, falder denne besparelse helt væk og i mange tilfælde stiger energiforbruget faktisk i forhold til tidligere.

Der ses i dag en yderligere markant ændring af markedet for luft / luft varmepumper. Mange byggemarkeder og indkøbsforeninger tilbyder i dag deres kunder luft / luft varmepumper. Disse varmepumper er ikke systemgodkendt på Prøvestationen for Varmepumpeanlæg og dermed ikke berettiget til tilskud. Dette medfører at deres kølefunktion ikke er fjernet og anvendelsen af disse varmepumper til køleformål vil få de samme konsekvenser som nævnt ovenfor.

Der produceres også luft/luft varmepumper i Danmark. Disse varmepumper installeres herhjemme i forbindelse med klima- og ventilationsanlæg, og netop denne type anlæg forventes i fremtiden at komme til at spille en større rolle i det danske energibillede. Dette skyldes primært tendensen til at sikre sig et godt indeklima. Og her er disse systemer særdeles fremragende, da de både sikrer ventilering, opvarmning og samtidig gør det på en hensigtsmæssig måde, rent energiøkonomisk.

3.1.3 Optimering og udvikling

Optimering og udvikling af luft/luft varmepumper (splitunits) af den type, som er nævnt i foregående afsnit, foregår stort set kun hos fabrikanterne i Japan og USA, og de danske importører er for det meste uden indflydelse på denne udvikling. I Danmark arbejdes selvfølgelig på optimering og udvikling af den type varmepumper, der er tilknyttet ventilationsanlæg. Det skal dog understreges at der i dette projekt ikke foretaget nogen nærmere analyse af denne type anlæg. Begrundelsen for dette er primært projektgruppens ønske om at koncentrere indsatsen om luft/vand varmepumperne, der betragtes som den anlægstype, med det største energimæssige potentiale i

Danmark, samt at det er varmeoptagerproblematikken, der fokuseres på i projektet. Og denne problematik er uafhængig af hvilken systemtype, der er tale om.

3.2 Luft / vand varmepumper

3.2.1 Generelt

Luft / vand varmepumper er kendetegnet ved at der anvendes luft som varmeoptager og vand som varmeafgiver. Typisk konstrueres de som udendørs opstillede units, hvor kompressor, fordamper og ventilator er placeret udendørs.

Luft / vand varmepumpernes effektivitet er som nævnt tidligere typisk noget lavere end den effektivitet, der opnås med en væske / vand varmepumpe. Dette skyldes flere forhold bl.a. det fugtige danske klima, der medfører at der skal foretages jævnlige afrimninger af fordamperfladen. Desuden har meget af det udviklingsarbejde, der har været gennemført de seneste år, været koncentreret om væske / vand varmepumperne.

3.2.2 Markedet

En stor del af de luft/vand varmepumper, der sælges i Danmark er fremstillet herhjemme. Denne type varmepumpe er særdeles attraktiv, da den ikke kræver samme store investering som væske/vand varmepumperne. Samtidig er de typisk opstillet udendørs, hvilket gør at kunden slipper med mindre indendørs ændringer ved installation af anlægget.

3.2.3 Optimering og udvikling

I forbindelse med Prøvestationen for Varmepumpeanlægs systemgodkendelse af varmepumper, gennemføres årligt en række prøvninger af varmepumpeanlæg. I Danmark findes en række fabrikanter af luft / vand varmepumper, og derfor er en række af de varmepumper, der bliver prøvet, af denne type. Ved nærmere analyse af resultaterne fra disse prøvninger, ses et tydeligt billede af udviklingen inden for varmepumper af denne type. Sammenholdes tendenser fra prøvninger af forskellige typer varmepumper ses det tydeligt at udviklingen inden for luft/vand varmepumper er relativt begrænset sammenlignet med de andre typer varmepumper, der findes på markedet.

Et af de punkter, der primært sættes på i udviklingen af denne type varmepumper er anvendelsen af nye kompressorer. Dette giver typisk et løft i varmepumpens effektivitet, men forbedringerne er som regel små sammenlignet med, hvad der kunne opnås, hvis man samtidig optimerede de øvrige komponenter.

Et eksempel på denne udvikling af luft/vand varmepumper er foregået hos Jysk Varmepumpeteknik i Nibe. Prøvestationen for Varmepumpeanlæg har i 1996 prøvet en model (LV2005) fra det pågældende firma og igen i efteråret 2000 er en ny udgave af varmepumpen prøvet. Resultaterne viser at det er lykkedes at hæve varmepumpens COP ved 2/55°C fra 2,2 til 2,4 ved at udskifte

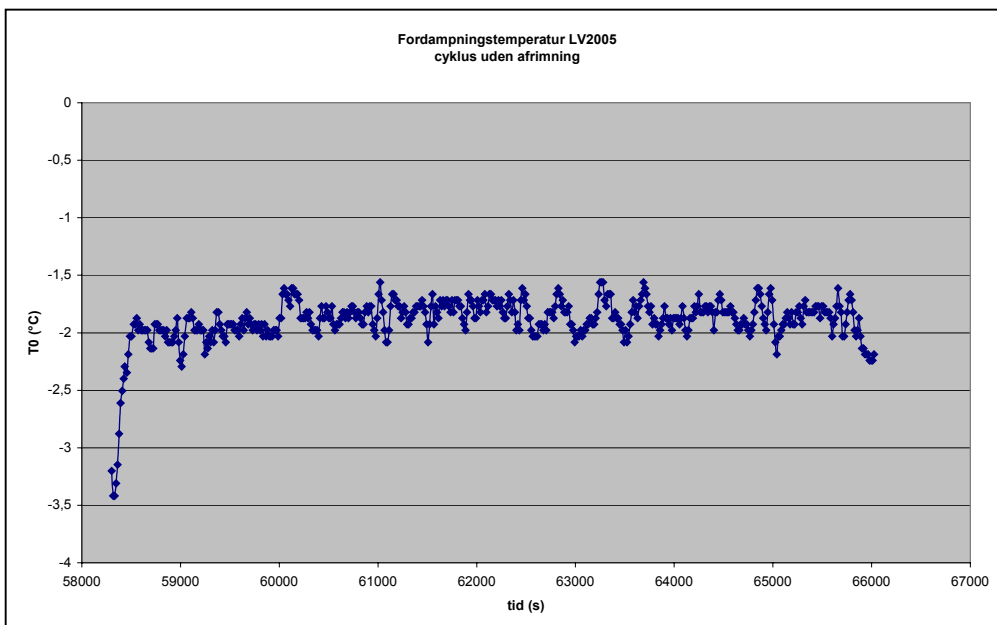
kompressor og kølemiddel samt foretage mindre ændringer på fordamperfladen. Grundlæggende er de to modeller bygget ens, og afrimningssystemet er uændret.

Det er den nye model af denne varmepumpe, der ligger til grund for det her i projektet udviklede simuleringsprogram. Resultaterne af prøvningen af varmepumpen er med tilladelse fra fabrikanten gengivet i bilag 3.

Ved nærmere analyse af disse resultater, fremkommer et billede af afrimningens indflydelse på systemets effektivitet. Regnes varmepumpens effektivitet ud, uden hensyntagen til afrimningen fås at COP'en ved $2/55^{\circ}\text{C}$ er ca. 2,5 altså ikke væsentligt højere end det, der rent faktisk er opnået i prøvningen. Man kan dog ikke umiddelbart konkludere at afrimningen ikke har indflydelse på varmepumpens effektivitet, da der i denne sammenligning ikke tages højde for isopbygning på fordamperen. Det kan derimod konkluderes at selve afrimningsmetoden er noget nær optimal. Der afrimes i ca. ét minut i en cyklus på én time, hvilket er en forbavsende kort afrimningsperiode. Det der så kan diskuteres, er om afrimningen nu også foregår på det rigtige tidspunkt. Dette forsøges afklaret i det følgende.

Ses på fordampningstemperaturen i en cyklus fås at denne faktisk ikke falder i den time, der går fra en afrimning slutter til næste påbegyndes. Det er nærliggende at vurdere at dette skyldes at fordamperen afrimes, inden der egentlig er behov for det. Grundlæggende vil disse hyppige afrimninger effektivitetsmæssigt være bekostelige. I dette tilfælde er det styringen, der afstedkommer afrimning efter en time. Dette skyldes at styringen er udformet således at ved udetemperaturer under $+7^{\circ}\text{C}$ skal der gennemføres en afrimning hver time.

På følgende figur er fordampningstemperaturen for LV2005 vist gennem én kompressorcyklus (ved $2/55^{\circ}\text{C}$):



Figur 2: Fordampningstemperatur for LV2005 – én kompressorcyklus

3.2.4 Kølemidlets indflydelse på effektiviteten

Som det ses af bilag 3 er der gennemført en laboratorieprøvning af LV2005 fra Jysk Varmepumpe teknik. Resultaterne herfra viser at der ved skift fra R407C til R290 (propan) vil kunne opnås en forøgelse af effektiviteten på op mod 10-15% . Det skal her understreges at varmepumpen faktisk er dimensioneret for drift med R407C og der vil erfaringsmæssigt kunne opnås en yderligere forbedring ved at optimere de enkelte komponenter til drift med propan.

Baggrunden for at propan ikke er mere udbredt som kølemiddel i varmepumper end det er tilfældet, er at der ikke findes klare og entydige regler på området. I de fleste tilfælde må fabrikanten selv bære ansvaret, hvis der opstår problemer med varmepumpen, da der ikke gives garanti på de anvendte komponenter fra komponentleverandørernes side. Der ses i dag enkelte tilfælde i Danmark, hvor varmepumpefabrikanterne selv har påtaget sig dette ansvar.

Der arbejdes i øjeblikket på en udfasningsplan for HFC-kølemidlerne i Miljøstyrelsen og før denne er helt på plads, vil propan ikke blive særligt udbredt som kølemiddel i varmepumper.

3.3 Luft / brugsvands varmepumper

Op mod halvdelen af de ca. 39.000 varmepumper, der er installeret her i landet er luft/brugsvands varmepumper. Der produceres årligt ca. 3.000 varmepumper af denne type i Danmark og en stor del af denne produktion eksporteres.

For de fleste brugsvandsvarmepumpers vedkommende er disse designet til at anvende både udeluft og afkastluft som varmekilde og enkelte er desuden beregnet til at kunne levere en mindre mængde rumvarme til huset. Der er for denne type varmepumper et stort potentiale for forbedring af effektiviteten. En af de største muligheder er anvendelsen af CO₂ som kølemiddel. Miljøstyrelsen har i sommeren 2000 givet tilskud til et projekt, der udføres af Teknologisk Institut i samarbejde med Lodam Elektronik A/S og Vesttherm, A/S Vestfrost Group. Dette projekts første fase skal afdække mulighederne for anvendelse af CO₂ i varmepumper og beregninger viser, at en brugsvandvarmepumpers effektivitet kan hæves mellem 30 og 50% ved at anvende CO₂ fremfor R134a, der er det traditionelle kølemiddel i disse varmepumper.

4. Afrimning og fordamperkonstruktion

En væsentlig faktor ved konstruktion af varmepumper med luft som varmekilde er at sikre optimal udnyttelse af fordamperfladen. Da luften indeholder vanddamp vil overfladetemperaturer under 0°C medføre rimdannelse på fordamperne og denne rimdannelse vil, såfremt den ikke fjernes med mellemrum, medføre en forringet udnyttelse af fordamperen og til sidst udfald på anlæggets sikkerhedsautomatik.

Meget små mængder rim vil faktisk hæve varmeoverføringen fra luften til fordamperen, da det varmeoverførende areal stiger. Men fjernes rimen ikke, vil der på et tidspunkt opbygges is på fordamperen og dette medfører at varmemodstanden stiger samtidig med at luftens passage gennem fordamperen vanskeliggøres. Disse forhold giver en faldende effektivitet.

I mange driftstimer set over en fyringssæson vil afrimning være nødvendig. En del af de i projektet undersøgte varmepumper afrimer ved lufttemperaturer under +7°C. Dette skyldes at fordampningstemperaturen ved temperaturer på og under dette niveau ligger under 0°C og at der derved kan dannes rim / is på fordamperen.

Mange faktorer har indflydelse på tilrimning af fordampere. Af de vigtigste kan nævnes:

- Lufttemperatur og fugtighed
- Luftmængde gennem fordamper
- Udformning af fordamper
- Belastning af fordamper

Der findes desuden et utal af mulige afrimningsmetoder. Af de vigtigste kan nævnes:

- Reversering, hvor systemet ”vendes”.
- Varmgasafrimning, hvor trykgassen fra kompressoren anvendes til at afrime fordamperen.
- Underkølet kondensat fra kondensatoren ledes gennem fordamperen.
- El afrimning, hvor elstave placeret i fordamperen afrimer denne.
- Passiv afrimning, hvor fordamperen naturligt afrimes i stilstandsperioder, når udetemperaturen er over 0°C.

I /7/ og /8/ findes nærmere beskrivelser af de enkelte metoder.

Luft / luft varmepumpernes afrimningssystem fungerer ofte vha. en firevejsventil, der reverserer anlægget. Herved ændres kølemidlets strømningsretning i anlægget, således at det der før var kondensator, nu bliver fordamper, og det der før var fordamper, nu bliver kondensator. En anden løsning er by-pass, hvor den varme trykgas fra kompressoren lede direkte gennem fordamperen under afrimning. Dette er meget udbredt i luft/vand varmepumper.

Løsninger, hvor el anvendes til afrimning af fordamperflader vha. elstave, er ikke udbredt i varmepumper i Danmark og anvendes ikke i nogen af de systemgodkendte varmepumpeanlæg.

Løsningen ses ofte anvendt indenfor køleteknikken og specielt i anlæg hvor hurtig afrimning ønskes uden hensyntagen til energiforbruget.

I anlæg med varmegenvinding ses opbygninger af varmepumper helt uden afrimningssystem. I stedet standses varmepumpen og afkastluften fra rummet ledes gennem fordamperen, hvorved rimmen fjernes fra fordamperen. En anden løsning er at fabrikanten har afgrænset varmepumpens driftsområde, således at rimdannelsen reduceres eller helt undgås.

Det er selvfølgelig ikke alene metoden, hvormed rimmen fjernes fra fordamperen, der har betydning for hvor effektiv afrimningen er. Også styringen af starttidspunkt, varighed og afslutning af afrimningen har stor betydning for, hvor effektiv afrimningen er og dermed systemets samlede effektivitet.

Som gældende for afrimningsmetoder findes der ligeledes en række styringsstrategier for afrimningen, se /8/. I det følgende er nævnt tre hovedkoncepter for styringen af afrimning:

- Tidsstyring
- Behovsstyring
- Selvoptimerende styring (adaptiv)

Tidsstyringen er ubetinget den mest simple og billigste af de nævnte styringer. Den har dog den ulempe at indstillingerne kræver en stor marginal, for at sikre at afrimningen er fuldendt, og dette medfører i mange tilfælde i et unødigt stort antal afrimninger og dermed et utilsigtet højt energiforbrug.

I behovsstyringen styres afrimningen for det meste af nogle temperaturfølere, der eksempelvis registrerer temperaturen i udeluften og på kølesystemet efter fordamperen. Ligeledes ses varmepumper, hvor styringen af afrimningen foregår vha. en kombination af temperaturfølere og et ur. Dette ur kan således afbryde afrimningen efter en fastsat tid, uafhængigt af de målte temperaturer. Desuden kan der i nogle tilfælde ses en metode, hvor der registreres en trykdifferens over fordamperen (luftsiden). Denne differens er et udtryk for hvor stor en mængde rim der er afsat på fordamperen.

Selvoptimerende styring af afrimning går i hovedtræk ud på at optimere varmeeffektivitet eller varmeeffekt. Metoden kræver dog at varmepumpen er udstyret med måleudstyr, der kan registrere den størrelse man ønsker at optimere. Metoden er nærmere beskrevet i /8/.

Hver af de her nævnte løsninger har sine fordele og ulemper. I litteraturen ses flere beskrivelser af de nævnte løsninger og generelt kan konkluderes, at de koncepter man i dag anvender bygger på gammel, men driftssikker teknologi.

Når man skal vurdere, hvilken løsning, der er bedst egnet til afrimning, er det nødvendigt at se på konstruktionen af selve varmepumpen. Eksempelvis kan nævnes luft/luft anlæg, der er konstrueret for reversibel drift. Disse varmepumper er i forvejen udstyret med en firevejs ventil, og meromkostningen til installation af afrimningssystemet begrænser sig derfor til en ændring af styringen (denne funktion er typisk implementeret i styringen fra fabrikantens side).

Med hensyn til konstruktion af fordamperen er der flere forhold, der er vigtige at overveje:

- Areal – skal være tilstrækkeligt til at sikre højest mulige fordampningstemperatur.
- Afløb – den mængde vand, der udkondenseres og siden afrimes på fladen skal kunne løbe af fladen. Kan det ikke det, vil der i løbet af kort tid dannes is på fladen, der vanskeligt kan smeltes hurtigt nok.
- Løb i fordamperen – det skal sikres at der er en ordentlig kølemiddelfordeling i fordamperen, således at denne udnyttes bedst muligt. Dette kan eksempelvis gøres ved at lave kølemiddelindsprøjtning flere steder i fordamperen.
- Finneafstand – afstanden mellem finnerne og mellem rør og rørrækker skal være bedst muligt og det skal tilstræbes at have så få antal rørrækker som muligt.
- Luftfordeling – sikre at luftfordelingen er optimal i forhold til kølemidlets løb og fordeling ved det lavest mulige energiforbrug til ventilatorer.
- Overordnede mål – en høj, langstrakt og smal fordamper er typisk bedre end en mindre kompakt model, også selvom det samlede varmeoverførende areal er det samme.

Det er muligt med det udarbejdede simuleringsprogram at se effekten af en række af førnævnte forhold.

5. Frekvensregulering/behovsstyring af kompressorer og ventilatorer

5.1 Generelt om behovsstyring

Emnet behovsstyring er blevet behandlet i mange sammenhænge i de seneste år. Formålet med denne form for regulering er at tilpasse varmepumpens ydelse til det aktuelle behov. I /2/ er reguleringsformen nærmere beskrevet, men i det følgende gennemgås de vigtigste forhold omkring behovsstyring.

I forbindelse med gennemførelsen af projekterne ”Individuelle Eldrevne Varmepumper” og ”Individuelle Eldrevne Varmepumper – 2, Implementering af ny teknologi” er undersøgt den gevinst, der kan opnås ved at behovsstyre varmepumper af typen væske/vand. Det er i disse undersøgelser vist, at der kan forventes en forbedring i effektiviteten på mellem 15 og 30% ved at anvende behovsstyring. Det er jo så nærliggende at tro at denne gevinst ligeledes vil kunne opnås, når der er tale om varmepumper, der anvender luft som varmekilde.

Behovsstyring er som nævnt grundlæggende at tilpasse varmepumpens ydelse til det aktuelle behov. Dette gøres bl.a. ved at regulere kompressorens omdrejningstal, men regulering af omdrejningstal på pumper og ventilatorer kan ligeledes være en del af behovsstyringen. Der er ved anvendelsen af denne reguleringsform en række forhold man skal være opmærksom på, herunder kan nævnes indsatsgrænser (strøm) for kompressor, udformning og dimensionering af kølemiddelsystemets varmevekslere samt tilbageføring af olie til kompressor.

Omdrejningstalsregulering af kompressoren vil resultere i højere fordampningstemperatur, hvilket nedsætter behovet af rimninger og desuden vil kondenseringstemperaturen falde. Begge disse forhold vil have en positiv indflydelse på varmepumpens effektivitet. Derudover vil kompressorens effektivitet normalt stige ved nedsættelse af omdrejningstallet.

Det kræver en del forarbejde at bestemme (beregne) gevinsten ved regulering af de enkelte komponenter og i mange tilfælde vil det være nødvendigt at opbygge et dynamisk simuleringsprogram. Et sådant program er rimeligt kostbart både hvad angår selve programmet, men i lige så høj grad hvad angår opbygning af modeller til beskrivelse af det enkelte apparat. Til gengæld vil det i langt de fleste tilfælde kunne betale sig at gennemføre disse simuleringer, da der spares en masse tid og penge på tests samt ombygninger af prototyper etc. Teknologisk Institut har i en årrække beskæftiget sig med dynamisk simulering, og råder i dag over et større udvalg af programmer til formålet.

Efterfølgende vises en oversigt over de hovedkomponenter, der i de tidligere gennemførte projekter, har været anvendt i forbindelse med behovsstyring af varmepumper:

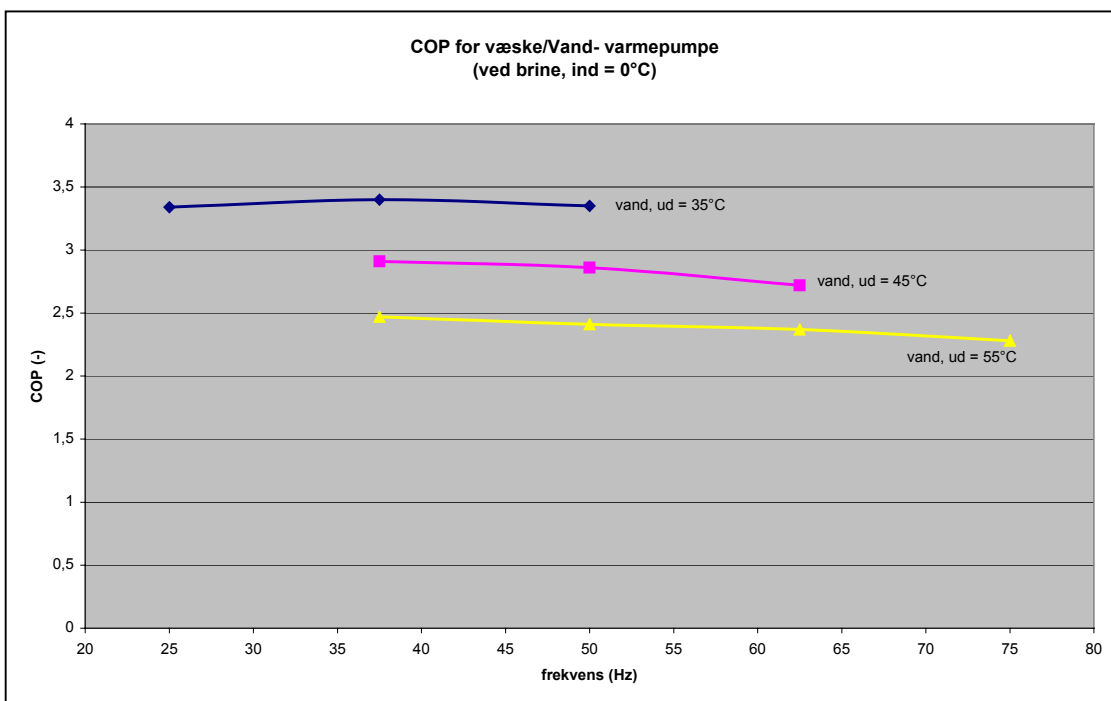
| | |
|---------------|-----------------------------|
| Kompressorer: | Bitzer, stempelkompressor |
| | Sanyo, rotationskompressor |
| | Copeland, Scroll kompressor |
| | Bristol, stempelkompressor |

Pumper: Grundfoss, UPE-pumper til vandkreds
Grundfoss, CRE- pumper til brinekreds

Ventilatorer: Standardventilatorer med ekstern frekvensomformer

Ikke alle de nævnte kompressorer er lige velegnede til omdrejningstalsregulering. Desuden skal det understreges at ikke alle kompressorfabrikanter godkender deres kompressorer til denne reguleringsform. Her henvises til efterfølgende afsnit, hvor de enkelte komponenter gennemgås nærmere.

På nedenstående figur vises hvorledes den relative ændring af COP ved dellast for en væske/vand varmepumpe ser ud ved fastholdt brine indgangstemperatur og tre forskellige udgangstemperaturer på vandsiden:



Figur 3: COP for væske/vand varmepumpe med behovsstyring

Foregående figur er hentet fra projektet "Individuelle eldrevne varmepumper- implementering af ny teknologi , fase 5-10" og viser at varmepumpens "standard-COP" (COP målt ved 50Hz) faktisk kan opretholdes og ligefrem hæves ved dellast. Tages der yderligere i betragtning at fremløbstemperaturen faktisk vil falde ved dellast, bliver resultatet endnu bedre. Det, der så er interessant, er at under normale forhold vil en standardstyring (on/off) i en varmepumpe faktisk bevirke en reduktion i COP'en på op mod 30% grundet opstartstab, højere kondenseringstemperatur og lavere fordampningstemperatur.

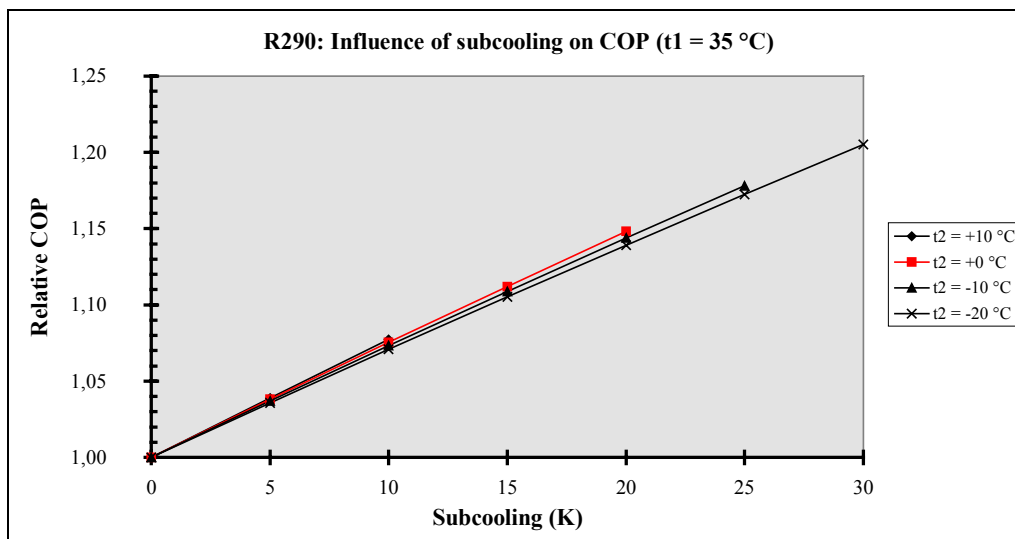
5.2 Kompressorer

Der findes i dag ikke noget større udbud af kompressorer, der er monteret med udstyr til omdrejningstalsregulering (frekvensregulering). I mindre kølesystemer (husholdningsapparater, flaskekølere etc.) er det i dag muligt at finde kompressorer, med denne reguleringsform. Disse kompressorer er desværre ydelsesmæssigt ikke anvendelige i de her omtalte anlægstyper. Derfor er det som markedet i dag ser ud kun muligt at frekvensregulere kompressorer, hvis der eksternt monteres en frekvensomformer. På længere sigt (3-6 år) forventes kompressorer beregnet for frekvensregulering at dukke op på markedet. Men dette bør ikke afholde interesserede i at kaste dig over behovsstyring, da der i mange tilfælde vil være et økonomisk (og miljømæssigt) argument for at anvende løsningen med den eksterne frekvensomformer. I de førnævnte projekter er testene faktisk gennemført på varmepumper, hvor netop denne løsning er valgt. Først med gennemførelsen af faserne 5-10 i ”Individuelle Eldrevne Varmepumper – 2, Implementering af ny teknologi” er springet til en integreret frekvensomformer taget. Resultaterne fra dette igangværende projekt viser at montering af frekvensomformeren på kompressoren giver en række fordele, herunder bedre køling af elektronikken i frekvensomformeren samt udnyttelse af den varme, der afsættes i denne.

5.3 Pumper og ventilatorer

Med hensyn til regulering af pumper og ventilatorer er løsningerne nærmere forestående, da disse komponenter i dag kan leveres med frekvensregulering.

Omdrejningstalsregulering af vandpumpen (centralvarme) har vist sig at være interessant, da en øget underkøling vil hæve varmepumpen effektfaktor. På nedenstående figur ses effekten af underkølingen (relativ ændring af COP som funktion af underkøling).



Figur 4: relativ ændring af COP som funktion af underkøling

Det viser sig at COP vil øge 0,7-0,8 % for hver grad underkølingen hæves. Der er dog nogle andre forhold, man skal være opmærksom på omkring varmepumper og underkøling. Eksempelvis vil en nedsættelse af flowet på vandsiden resultere i en øget underkøling, men nedsættes strømmingen for meget, vil kondenseringstemperaturen stige og dermed vil varmepumpens effektforbrug også stige.

Erfaringer fra det igangværende varmepumpeprojekt (fase 5-10 i ”Individuelle Eldrevne Varmepumper – 2, Implementering af ny teknologi”) har dog vist at man bør sigte efter en stor underkøling. I nævnte projekt er dette sikret ved dels at tilpasse flowet på vandsiden og dels ved at opbygge varmepumpen uden receiver.

I bilag 4, der er udarbejdet af Per Fahlén, SP er forholdene omkring underkølingen nærmere belyst.

Regulering af ventilatorers omdrejningstal er som regulering af vandpumpen meget relevant. Grundlæggende må det dog understreges at faldende flow på luftsiden medfører lavere fordampningstemperatur og dermed lavere COP. Der er dog ingen tvivl om at i delast situationer vil en regulering af ventilatorens omdrejningstal have en positiv indflydelse på varmepumpens effektivitet.

6. Forslag til videreførelse af projektet

Med de opnåede resultater i nærværende projekt, anbefales det at videreføre projektet i form af et kombineret udviklings- og demonstrationsprojekt.

Projektet bør efter projektgruppens mening omhandle udvikling af og måling på luft/vand varmepumper, da disse er de mest interessante, set med danske øjne. Antallet af dansk fremstillede luft/luft varmepumper er relativt begrænset og en stor del af modellerne, der forhandles i Danmark er importerede.

Projektet bør i hovedtræk indeholde følgende delopgaver:

- Opstilling af mulige forbedringer og deres effekt (ved hjælp af det udarbejdede simuleringsprogram)
- Undersøgelse af alternative kølemidler (herunder CO₂) til denne type varmepumper
- Opbygning og test af prototype
- Forslag til yderligere tiltag
- Opbygning af 0-serie
- Feltmålinger på et antal opstillede varmepumper
- Formidling af resultater til relevante grupper

Projektgruppen i nærværende projekt vil hurtigst muligt udarbejde en ansøgning til det efterfølgende projekt. Her vil der blive nedsat en projektgruppe bestående af nærværende projektgruppe suppleret med en varmepumpefabrikant samt en gruppe bestående af interesserede forhandlere og købere af luft/vand varmepumper.

Projektets målgruppe vil udover den nævnte projektgruppe primært være organisationer og myndigheder, der beskæftiger sig med energi- og miljørigtige opvarmningssystemer.

7. Simuleringsprogram

7.1 Simuleringsprogrammets opbygning

Simuleringsprogrammet er opbygget i programmet Engineering Equation Solver (EES). Dette program er en ligningsløser, der kan løse et vilkårligt antal ligninger med lige så mange ubekendte. Det udviklede simuleringsprogram er en runtime-version af EES der frit kan distribueres.

Programmet er opbygget af en række ”delmodeller”, som derefter er koblet sammen til en komplet kredspresmodel. Mellem de enkelte ”delmodeller” beregnes tilstanden af kølemidlet i et antal state points (State points er nøglepunkter i kredspresprocessen, hvor kølemidlets tilstand er kendt). Hvis to tilstandsstørrelser for kølemidlet er kendt i et state point kan alle andre tilstandsstørrelser i det pågældende punkt bestemmes udfra de to kendte størrelser. Programmet er opbygget, således at de enkelte delkomponenter der indgår, svarer til de komponenter, der anvendes i LV2005 fra Jysk Varmepumpeteknik.

De enkelte delmodeller er:

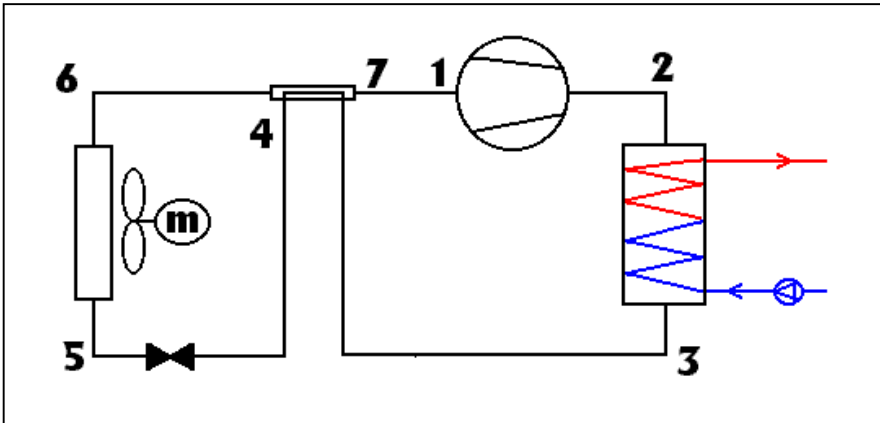
- Kompressormodel bestående af:
 - Kompressorspecifikke karakteristika
 - Kompressorligninger

- Kondensatormodel bestående af:
 - Vandside
 - Kølemiddelside
 - Vandkreds

- Intern varmeveksler model bestående af:
 - Væskeside med tilgang og afgang
 - Sugegasside med tilgang og afgang

- Fordampermodel bestående af:
 - Kølemiddelside
 - Luftsider
 - Fugtberægning

Modellerne er ”koblet” sammen i følgende state points:



Figur 5: State points for model

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

7.2 Programmets interface

Programmets interface er det såkaldte diagramvindue.

I dette vindue kan indtastes forskellige driftsparametre.

De vigtigste parametre er:

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

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

7.3 Beskrivelse af delmodellerne

De enkelte delmodeller er i flere tilfælde opbygget ud fra kendte data for de anvendte komponenter. Hvis en komponent i varmepumpen udskiftes skal de pågældende delmodeller derfor også modelleres igen.

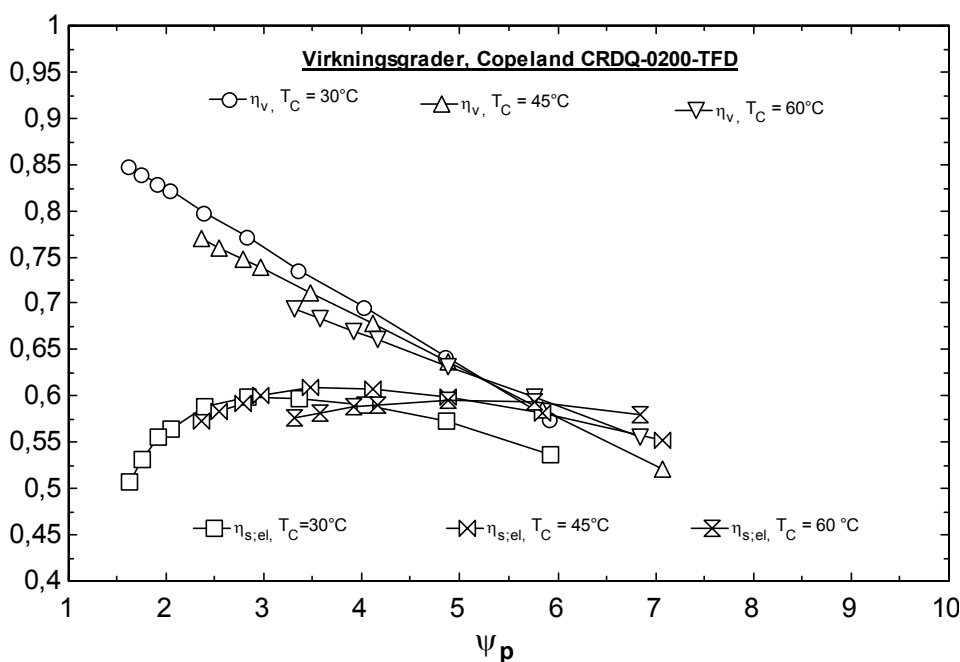
7.3.1 Kompressor

Kompressormodellen tager udgangspunkt i kompressorleverandørens opgivelser omkring kompressoren.

Ud fra oplysninger om kompressorens indre dimensioner og nominelt slagvolumen kan kompressorens nominelle omløbstal beregnes.

Ved hjælp af oplysninger om underkøling og sugegastemperatur samt fordampnings- og kondenseringstemperatur kan kølemidlets tilstand findes i alle state points for den pågældende kredsproces. Ud fra oplysninger om kuldeydelse samt kendskabet til tilstandspunkterne kan den cirkulerede mængde kølemiddel pr sekund beregnes. Den cirkulerede mængde kølemiddel i forhold til den teoretisk mulige mængde kølemiddel udtrykker den volumetriske virkningsgrad.

Ud fra beregningen af kompressorens cirkulerede mængde kølemiddel samt den optagne effekt og kølemidlets tilstand før og efter kompressionen, kan den isentropiske virkningsgrad beregnes. Denne proces gentages for et passende antal kombinationer af fordampnings- og kondenseringstemperaturer. Ved at optegne kurver for den volumetriske og den isentropiske virkningsgrad som funktion af kompressorens trykforhold ved forskellige kondenseringstemperaturer, kan kompressorens virkningsgrader bestemmes i en vilkårlig driftstilstand. Disse kurver ser for den aktuelle kompressor således ud:



Figur 6: Beregnede virkningsgradskurver for Copeland kompressor

Det ses at den volumetriske virkningsgrad for denne kompressor er en lineær funktion af trykforholdet Ψ_p , mens den isentropiske virkningsgrad er noget mere kompliceret.

Der er udfra kurverne opstillet et udtryk for den volumetriske virkningsgrad som funktion af kondenseringstemperatur og trykforhold. Udtrykket har mindre end 2% afvigelse i forhold til de beregnede værdier for trykforhold op til 8. Ved trykforhold på 12 er den maksimale afvigelse 6,3%.

Den isentropiske virkningsgrad kan tilnærmes til et fjerdegradspolynomium af Ψ_p .

For den isentropiske virkningsgrad er det af hensyn til kompleksiteten af udtrykket valgt at indtaste værdien manuelt.

Den volumetriske og den isentropiske virkningsgrad for kompressoren er sammen med oplysningerne om kompressorgeometrien rygraden i kompressormodellen i simuleringsprogrammet. Det er disse værdier der bestemmer faktorer som cirkuleret mængde kølemiddel, trykgastemperatur og optagen effekt.

Dermed kendes temperaturen af kølemidlet ved kompressorens afgang.

7.3.2 Kondensator

Kondensatoren er modelleret på basis af en TAU pladevarmeveksler type PHE M25 med 24 plader.

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

Modellen beregner kondenseringstemperaturen og dermed også kondenseringstrykket hva. NTU-metoden.

Kondenseringstrykket giver sammen med trykgastemperaturen fra kompressormodellen tilstanden af kølemidlet i state point 2, kompressorens afgang, og dermed kendes alle tilstandsstørrelser i dette punkt.

I vandkredsen beregnes afgivet effekt samt fremløbstemperaturen af vandet.

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

7.3.3 Intern varmeveksler

Den interne varmeveksler er opbygget i to dele, en væskeside og en gasside.

Veksleren er modelleret udfra en ”termisk” virkningsgrad. Denne virkningsgrad er ret lav i varmevekslere af tube-in.tube typen som der i denne varmepumpe er tale om. Vekslerens funktion er dels at sikre underkøling af kølemidlet frem til ekspansionsventilen, dels at sikre at al kølemiddel er fordampet ved indsugningen til kompressoren. Dens termiske virkningsgrad er den eneste variable, der manuelt kan ændres. Højere værdier af virkningsgraden forøger underkøling af væske og overhedning af sugegassen.

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

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

7.3.4 Fordampermodel

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

Modellen er delt op i en kølemiddelside og en luftside. Luftsiden indeholder oplysninger om ventilatorkapacitet samt lufttemperatur og luftfugtighed.

Denne del beregner den udkondenserede mængde vand på fordamperen og kan dermed bruges til at forudsige behovet for afrimning i forskellige driftstilstande.

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

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

7.4 Sammenligning af simuleringresultater og målte værdier

I det følgende vises en sammenligning af de resultater, der er beregnet med det udarbejdede simuleringprogram og de målte størrelser fra laboratorieprøvningen af LV2005.

| Sammenligning mellem måleværdier og simuleringprogram | | | | | | | | | |
|---|--|----------------|-----------|-------------------------------------|-----------|--|-----------|--|--|
| | | =Målte værdier | | =inputværdier til simuleringprogram | | =Beregnete værdier fra simuleringprogram | | | |
| DS2331/2332 | R290 | | | | | | | | |
| Typebetegnelse | LV 2005 | Målt | Simuleret | Målt | Simuleret | Målt | Simuleret | | |
| MÅLEPUNKT | Driftspunkt | 35.00 | | 35.00 | | 35.00 | | | |
| | | -7.00 | | 7.00 | | 15.00 | | | |
| t_vbin | temperatur - varmbærer, ind (C) | 31.56 | 31.56 | 28.57 | 28.57 | 26.87 | 28.57 | | |
| q_vvb (V_vb,H) | varmbærerflow (m3/h) | 0.79 | 0.79 | 0.79 | 0.79 | 0.79 | 0.79 | | |
| t_kbin | temperatur - kuldebærer, ind (C) | -6.97 | -6.97 | 7.01 | 7.01 | 14.94 | 14.94 | | |
| r.h. | relativ luftfugtighed (%) | 74.97 | 74.97 | 80.93 | 80.93 | 62.19 | 62.19 | | |
| t_vbut | temperatur - varmbærer, ud (C) | 34.91 | 35.85 | 35.14 | 35.25 | 34.95 | 35.16 | | |
| dt_vb (ΔT_{VB}) | temperaturdifferens - varmbærer (K) | 3.34 | 4.29 | 6.57 | 6.68 | 8.09 | 6.59 | | |
| t_kbut (T_air,ut) | temperatur - kuldebærer, ud (C) | -7.24 | -8.30 | 5.30 | 4.60 | 12.04 | 11.70 | | |
| t_1 (T_C) | kondenseringstemperatur/-tryk, (C/kPa) | 35.23 | 35.80 | 35.29 | 35.20 | 35.27 | 35.20 | | |
| t_2 (T_E) | fordampningstemperatur/-tryk, (C/kPa) | -11.40 | -12.30 | 1.18 | 0.60 | 7.27 | 7.50 | | |
| t_oh (T_6) | temperatur - overhedn. v. TEV-føler, (C) | -6.11 | -9.30 | 6.62 | 3.60 | 13.03 | 10.50 | | |
| t_sug (T_7) | temperatur - sugegas v. kompressor, (C) | -0.90 | 3.60 | 9.96 | 12.50 | 15.51 | 16.70 | | |
| t_tr (T_2) | temperatur - trykgas v. kompressor, (C) | 55.06 | 81.40 | 55.31 | 66.50 | 52.48 | 59.00 | | |
| t_uk1 (T_3) | temperatur - væske v. kondensator, (C) | 31.30 | 33.80 | 31.25 | 33.20 | 30.97 | 31.20 | | |
| t_uk2 (T_4) | temperatur - væske v. TEV, (C) | 22.83 | 26.10 | 27.30 | 27.70 | 29.63 | 27.20 | | |
| P_em (P_el) | eleffekt - kompressor, (kW) | 1.02 | 1.14 | 1.17 | 1.29 | 1.16 | 1.29 | | |
| P_1 (Φ_{VB}) | ydelse u. P_evb-andel, (kW) | 3.06 | 3.91 | 6.01 | 6.10 | 7.38 | 7.58 | | |
| COPvp | effektfaktor excl. pumper: P_1/P_{em} | 3.01 | 3.41 | 5.13 | 4.73 | 6.38 | 6.02 | | |

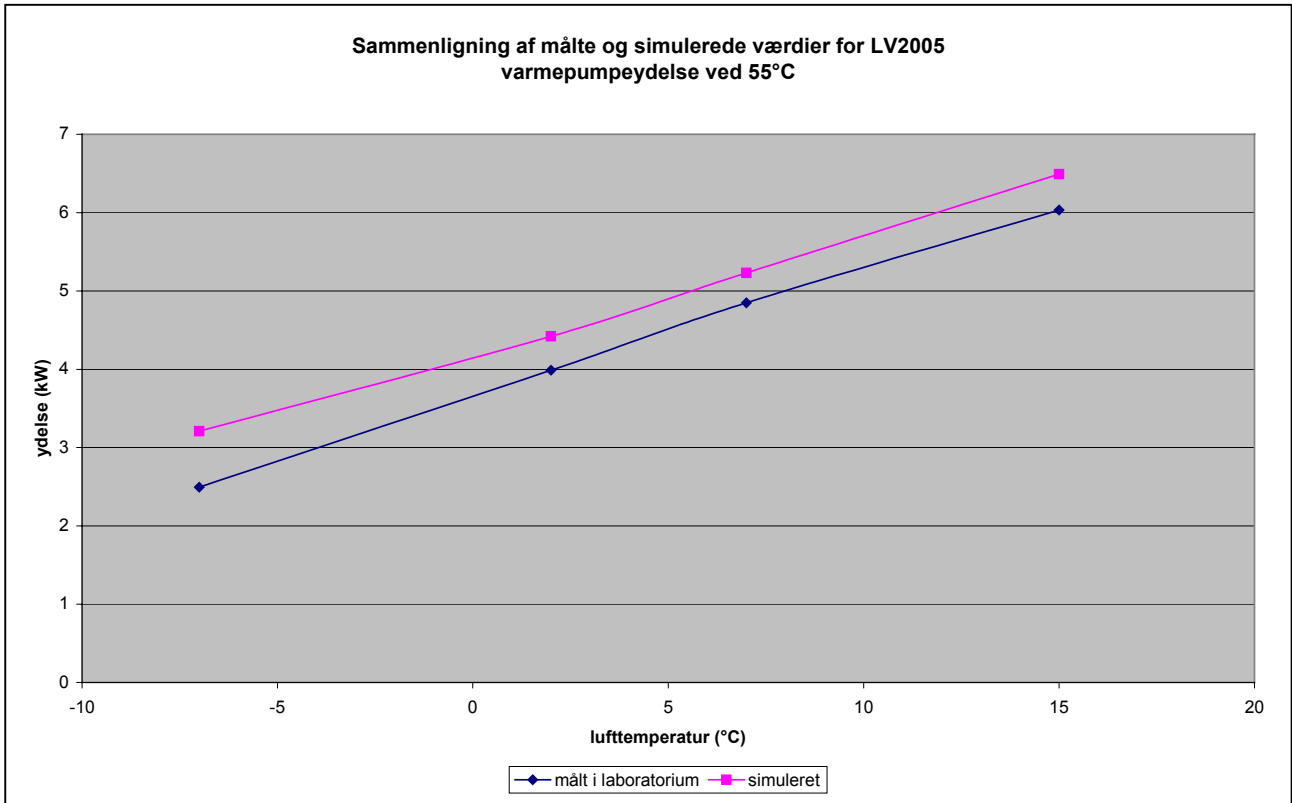
Figur 7: Sammenligning af beregnede og målte data for LV2005 (1)

Der ses i foregående figur, at det udarbejdede simuleringprogram ikke udelukkende giver præcise værdier for kølemiddelsystemet. Men programmet er særdeles velegnet til at se, hvorledes forskellige systemændringer influerer på anlægget. Der er under opbygningen af programmet fokuseret på ydelse og effektivitet som de primære størrelser. Bl.a. derfor ses en større usikkerhed på eksempelvis trykgastemperaturen. Det skal desuden understreges at der i simuleringerne ikke er taget højde for afrimning af fordamperen. Disse afrimninger, der er inkluderet i de målte værdier, kan alene beregnes ved hjælp af et dynamisk simuleringprogram, hvilket ikke er omfattet af nærværende projekt.

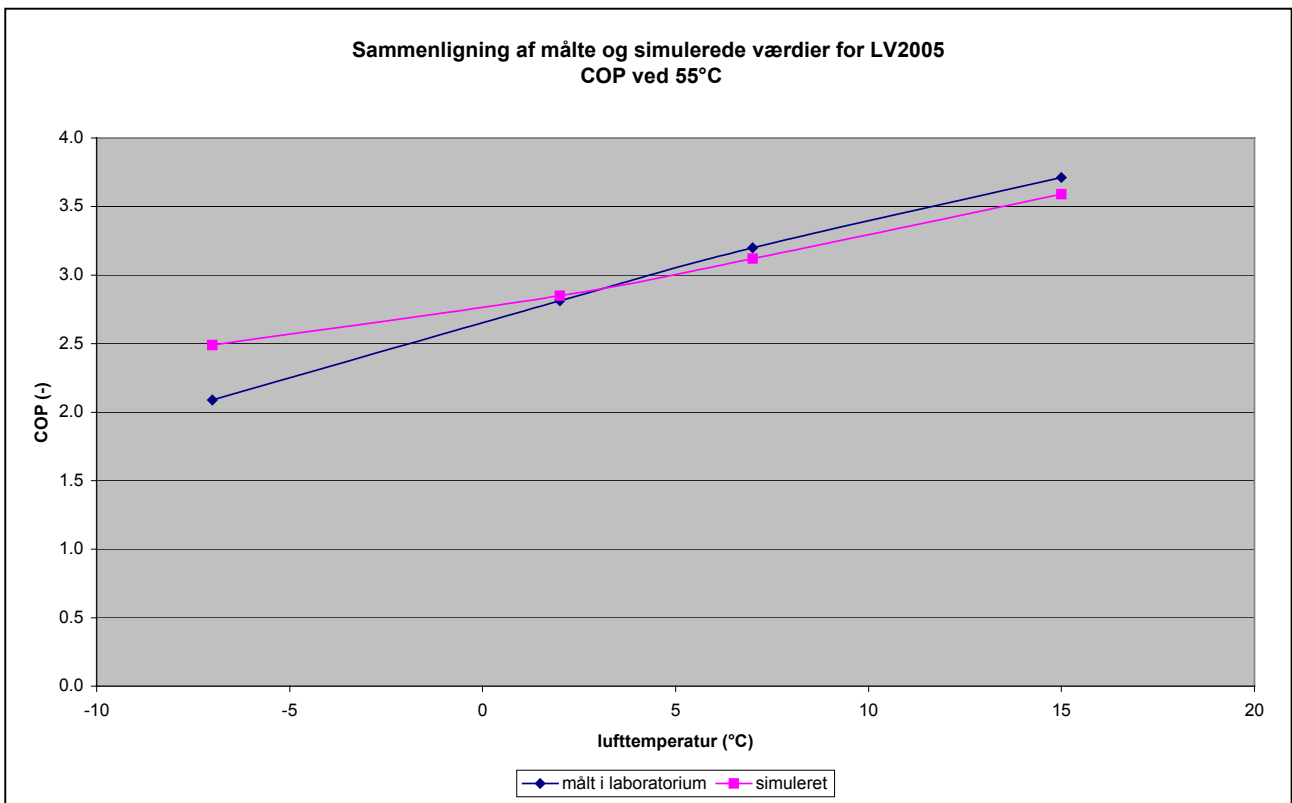
Efterfølgende tabel viser de øvrige sammenligninger mellem simuleringerne og de målte data for LV2005. Afsnittet afsluttes med to figurer, der viser sammenligninger af målte og simulerede værdier for ydelse og COP ved 55°C.

| Sammenligning mellem måleværdier og simuleringsprogram | | | | | | | | | | |
|--|--|----------------|--------|--------------------------------------|--------|---|-------|-----------|-------|-----------|
| | | =Målte værdier | | =inputværdier til simuleringsprogram | | =Beregnete værdier fra simuleringsprogram | | | | |
| DS2331/2332 R290 | | Målt | | Målt | | Målt | | Målt | | Målt |
| Typebetegnelse LV 2005 | | Simuleret | | Simuleret | | Simuleret | | Simuleret | | Simuleret |
| MÅLEPUNKT | Driftspunkt | 55.00 | 55.00 | 55.00 | 55.00 | 55.00 | 55.00 | 55.00 | 55.00 | 55.00 |
| | | -7.00 | 2.00 | 7.00 | 15.00 | | | | | |
| t_vbin | temperatur - varmbærer, ind (C) | 52.31 | 52.31 | 50.70 | 50.70 | 49.73 | 49.73 | 48.45 | 48.45 | 48.45 |
| q_vvb (V_vb,H) | varmbærerflow (m3/h) | 0.79 | 0.79 | 0.79 | 0.79 | 0.79 | 0.79 | 0.79 | 0.79 | 0.79 |
| t_kbin | temperatur - kuldebærer, ind (C) | -7.14 | -7.14 | 1.98 | 1.98 | 7.06 | 7.06 | 14.96 | 14.96 | 14.96 |
| r.h. | relativ luftfugtighed (%) | 73.58 | 73.58 | 83.59 | 83.59 | 80.84 | 80.84 | 64.12 | 64.12 | 64.12 |
| t_vbut | temperatur - varmbærer, ud (C) | 55.08 | 55.89 | 55.11 | 55.58 | 55.11 | 55.50 | 55.07 | 55.60 | 55.60 |
| dt_vb (ΔT_VB) | temperaturdifferens - varmbærer (K) | 2.77 | 3.58 | 4.41 | 4.88 | 5.38 | 5.77 | 6.62 | 7.15 | 7.15 |
| t_kbut (T_air,ut) | temperatur - kuldebærer, ud (C) | -7.41 | -8.10 | 0.97 | 0.60 | 5.65 | 5.30 | 12.34 | 12.50 | 12.50 |
| t_1 (T_C) | kondenseringstemperatur/-tryk, (C/kPa) | 55.09 | 55.90 | 55.17 | 55.60 | 55.17 | 55.50 | 55.23 | 55.60 | 55.60 |
| t_2 (T_E) | fordampningstemperatur/-tryk, (C/kPa) | -10.62 | -11.80 | -1.92 | -3.40 | 2.65 | 1.40 | 8.57 | 8.60 | 8.60 |
| t_oh (T_6) | temperatur - overhedn. v. TEV-føler, (C) | -5.72 | -10.80 | 3.01 | -0.40 | 7.35 | 4.40 | 13.16 | 11.60 | 11.60 |
| t_sug (T_7) | temperatur - sugegas v. kompressor, (C) | 3.02 | 8.30 | 9.91 | 15.50 | 13.28 | 18.80 | 17.94 | 23.90 | 23.90 |
| t_tr (T_2) | temperatur - trykgas v. kompressor, (C) | 78.93 | 112.50 | 78.99 | 104.50 | 78.79 | 97.90 | 75.59 | 91.30 | 91.30 |
| t_uk1 (T_3) | temperatur - væske v. kondensator, (C) | 50.21 | 52.90 | 50.79 | 52.60 | 50.85 | 52.50 | 50.92 | 52.60 | 52.60 |
| t_uk2 (T_4) | temperatur - væske v. TEV, (C) | 36.44 | 42.30 | 41.08 | 43.50 | 43.36 | 43.90 | 46.28 | 45.00 | 45.00 |
| P_em (P_el) | eleffekt - kompressor, (kW) | 1.19 | 1.29 | 1.42 | 1.55 | 1.52 | 1.68 | 1.63 | 1.81 | 1.81 |
| P_1 (Φ_VB) | ydelse u. P_evb-andel. (kW) | 2.49 | 3.21 | 3.99 | 4.42 | 4.85 | 5.23 | 6.03 | 6.49 | 6.49 |
| COPvp | effektfaktor excl. pumper: P_1/P_em | 2.09 | 2.49 | 2.81 | 2.85 | 3.20 | 3.12 | 3.71 | 3.59 | 3.59 |

Figur 8: Sammenligning af beregnede og målte data for LV2005 (2)



Figur 9: Sammenligning af målinger og simuleringer, Ydelse - LV2005



Figur 10: Sammenligning af målinger og simuleringer, COP - LV2005

8. Litteraturliste

- /1/ Individuelle Eldrevne Varmepumper – Hovedrapport, H.C.Aagaard, Prøvestationen for Varmepumpeanlæg – Teknologisk Institut, April 1998
- /2/ Individuelle Eldrevne Varmepumper – 2, Implementering af ny teknologi, Claus S. Poulsen, Prøvestationen for Varmepumpeanlæg - Teknologisk Institut, December 1999
- /3/ Frosting and Defrosting of Air Coils – A Literature Survey, Per Fahlén, Swedish National Testing and Research Institute, 1996
- /4/ Optimaldrift af store luftfordampere, Jesper Koch, Innosys ApS, 1986 (Energiministeriets Varmepumpeforskningsprogram)
- /5/ Eksperimentel undersøgelse af jordluftslanger, Preben Munter, Teknologisk Institut, 1987 (Energiministeriets Varmepumpeforskningsprogram)
- /6/ Utveckling av värmepumpsystem för bostäder, Lars-Olof Glas, Göran Karlsson & Hans Kenne, Byggeforskningsrådet, 1982
- /7/ Avfrostning av luftberörda förångare i värmepumpar, Utvärdering av avfrostningsmetoder, Ulf Berström & Reinhold Larsson, Byggeforskningsrådet, 1987
- /8/ Luftkylare med påfrysning och avfrostning, Per Fahlén, Swedish National Testing and Research Institute, 2000
- /9/ Kombinerade från- och uteluftsvärmepumpar – Mätning och utvärdering, Ulf Bergström, Byggeforskningsrådet, 1986
- /10/ Strategy for heat pumps, The European Heat Pump Association (EHPA), October 2000
- /11/ Fuldskalademonstrationsforsøg med ispåfrysningsfordamer, Ole B. Winther, Søren Alsing og Benny Petersen, Innosys ApS, 1989 (Energiministeriets Varmepumpeforskningsprogram)
- /12/ Driftserfaringer for små varmpumpeanlæg, Kaj Stauning, DEFU, 1985 (Energiministeriets Varmepumpeforskningsprogram)
- /13/ Fordamperkonstruktion og styring til varmpumpeanlæg 1, Frank Elefsen, Laboratoriet for køleteknik, DTH, 1988 (Energiministeriets Varmepumpeforskningsprogram)
- /14/ Frosting and Defrosting of Air-Coils – Results from laboratory testing, Per Fahlén, Swedish National Testing and Research Institute, 1996

Bilag

Bilag 1: Beregning af økonomi og miljø ved installation af luft / luft varmepumpe

Bilag 2: Beregning af økonomi og miljø ved installation af luft / vand varmepumpe

Bilag 3: Laboratorieprøvning af LV2005

Bilag 4: Underkøling i varmepumper

Bilag 5: Programkode – simuleringsprogram

Bilag 1: Beregning af økonomi og miljø ved installation af luft / luft varmepumpe

Bilag 1.1 Traditionelt luft/luft varmepumpe (splitunit)

Forudsætninger

| | |
|--|--------------------|
| Nuværende opvarmningsform (rumvarme og brugsvand): | El |
| Boligareal: | 130 m ² |
| Varmeforbrug pr. år (rumvarme / brugsvand): | 13.000 / 3.500 kWh |
| Elpris: | 1,20 kr./kWh |

Beregninger, nuværende system

| | |
|------------------------|---------------|
| Nuværende varmeregning | 19.800 kr./år |
|------------------------|---------------|

Varmepumpe

| | |
|--|------------|
| Varmepumpetype: | luft/luft |
| Nyttevirkning på årsbasis (forventet): | 2,5 (-) |
| Nominel ydelse (ved 7/20°C): | 3,4 kW |
| Varmepumpens dækningsgrad: | 80 % |
| Pris (incl. installation og moms): | 25.000 kr. |

Økonomi og miljø

| | |
|---|------------|
| El til varmepumpe: | 4.171 kWh |
| El til direkte elopvarmning: | 2.572 kWh |
| El til brugsvand (uændret): | 3.500 kWh |
| Totalt elforbrug til opvarmning og brugsvand: | 10.243 kWh |

| | |
|--|---------------|
| Varmeregning ved VP (incl. service, kr. 1000,-): | 13.292 kr./år |
| Årlig besparelse: | 6.508 kr. |
| Simpel tilbagebetalingstid: | ca. 4 år |
| CO ₂ emission med varmepumpe *: | 7.990 kg/år |
| Reduktion i CO ₂ emission *: | 4.880 kg/år |

| | |
|--|------|
| Eller med andre ord en reduktion i CO ₂ emissionen på ca. | 38 % |
|--|------|

* I beregningerne er anvendt en CO₂ emission for el på 0,78 kg/kWh. Ved beregning af reduktion af emission er sammenlignet med ren elvarme.

Bilag 1.2 Optimeret luft/luft varmepumpe

Forudsætninger

| | |
|--|--------------------|
| Nuværende opvarmningsform (rumvarme og brugsvand): | El |
| Boligareal: | 130 m ² |
| Varmeforbrug pr. år (rumvarme / brugsvand): | 13.000 / 3.500 kWh |
| Elpris: | 1,20 kr./kWh |

Beregninger, nuværende system

| | |
|------------------------|---------------|
| Nuværende varmeregning | 19.800 kr./år |
|------------------------|---------------|

Varmepumpe

| | |
|--|------------|
| Varmepumpetype: | luft/luft |
| Nyttevirkning på årsbasis (forventet): | 3 (-) |
| Nominel ydelse (ved 7/20°C): | 3,4 kW |
| Varmepumpens dækningsgrad: | 80 % |
| Pris (incl. installation og moms): | 30.000 kr. |

Økonomi og miljø

| | |
|--|---------------|
| El til varmepumpe: | 3.476 kWh |
| El til direkte elopvarmning: | 2.572 kWh |
| El til brugsvand (uændret): | 3.500 kWh |
| Totalt elforbrug til opvarmning og brugsvand: | 9.548 kWh |
| Varmeregning ved VP (incl. service, kr. 1000,-): | 11.458 kr./år |
| Årlig besparelse: | 8.342 kr. |
| Simpel tilbagebetalingstid: | ca. 3½ år |
| CO ₂ emission med varmepumpe *: | 7.447 kg/år |
| Reduktion i CO ₂ emission *: | 5.423 kg/år |
| Eller med andre ord en reduktion i CO ₂ emissionen på ca. | 42 % |

* I beregningerne er anvendt en CO₂ emission for el på 0,78 kg/kWh. Ved beregning af reduktion af emission er sammenlignet med ren elvarme.

Bilag 2: Beregning af økonomi og miljø ved installation af luft / vand varmepumpe

Bilag 2.1 Traditionelt luft/vand varmepumpe

Forudsætninger

| | |
|--|--------------------|
| Nuværende opvarmningsform (rumvarme og brugsvand): | Olie |
| Boligareal: | 130 m ² |
| Olieforbrug pr. år (til rumvarme og brugsvand): | 2.050 liter/år |
| Nyttevirkning, oliekedel: | 80 % |
| Oliepris: | 6,5 kr./liter |

Beregninger, nuværende system

| | |
|---|---------------|
| Nuværende varmeregning (incl. service og skorsten): | 15.415 kr./år |
|---|---------------|

Varmepumpe

| | |
|--|-------------|
| Varmepumpetype (state of the art): | luft/vand |
| Nyttevirkning på årsbasis (forventet): | 2,5 (-) |
| Nominel ydelse (ved 7/55°C): | 6,5 kW |
| Varmepumpens dækningsgrad: | 98 % |
| Pris (incl. installation og moms): | 50.000 kr. |
| Elpris: | 1,2 kr./kWh |

Økonomi og miljø

| | |
|---|-----------|
| El til varmepumpe (rumvarme og brugsvand): | 6.413 kWh |
| El til suppleringsvarme (el-patron) : | 368 kWh |
| Totalt elforbrug til opvarmning og brugsvand: | 6.781 kWh |

| | |
|--|--------------|
| Varmeregning ved VP (incl. service, kr. 1000,-): | 9.137 kr./år |
| Årlig besparelse: | 6.279 kr. |
| Simpel tilbagebetalingstid: | ca. 8 år |
| CO ₂ emission (incl. pumper etc.) *: | 5.289 kg/år |
| Reduktion i CO ₂ emission *: | 1.681 kg/år |

| | |
|--|------|
| Eller med andre ord en reduktion i CO ₂ emissionen på ca. | 24 % |
|--|------|

* I beregningerne er anvendt en CO₂ emission for el på 0,78 kg/kWh og for olie på 0,34 kg/kWh incl. el til pumper, brænder etc.

Bilag 2.2 Optimeret luft/vand varmepumpe

Forudsætninger

| | |
|--|--------------------|
| Nuværende opvarmningsform (rumvarme og brugsvand): | Olie |
| Boligareal: | 130 m ² |
| Olieforbrug pr. år (til rumvarme og brugsvand): | 2.050 liter/år |
| Nyttevirkning, oliekedel: | 80 % |
| Oliepris: | 6,5 kr./liter |

Beregninger, nuværende system

| | |
|---|---------------|
| Nuværende varmeregning (incl. service og skorsten): | 15.415 kr./år |
|---|---------------|

Varmepumpe

| | |
|--|-------------|
| Varmepumpetype: | luft/vand |
| Nyttevirkning på årsbasis (forventet): | 3 (-) |
| Nominel ydelse (ved 7/55°C): | 6,5 kW |
| Varmepumpens dækningsgrad: | 98 % |
| Pris (incl. installation og moms): | 50.000 kr. |
| Elpris: | 1,2 kr./kWh |

Økonomi og miljø

| | |
|---|-----------|
| El til varmepumpe (rumvarme og brugsvand): | 5.467 kWh |
| El til suppleringsvarme (el-patron) : | 0 kWh |
| Totalt elforbrug til opvarmning og brugsvand: | 5.467 kWh |

| | |
|--|--------------|
| Varmeregning ved VP (incl. service, kr. 1000,-): | 7.560 kr./år |
| Årlig besparelse: | 7.855 kr. |
| Simple tilbagebetalingstid: | ca. 6 år |
| CO ₂ emission (incl. pumper etc.) *: | 4.264 kg/år |
| Reduktion i CO ₂ emission *: | 2.706 kg/år |

| | |
|--|------|
| Eller med andre ord en reduktion i CO ₂ emissionen på ca. | 39 % |
|--|------|

* I beregningerne er anvendt en CO₂ emission for el på 0,78 kg/kWh og for olie på 0,34 kg/kWh incl. el til pumper, brænder etc.

Bilag 3: Laboratorieprøvning af LV2005

I det følgende ses hovedresultaterne fra prøvning af luft/vand varmepumpen LV2005 fra Jysk Varmepumpe teknik.

Bilag 3.1 Beskrivelse af varmepumpe

Der indeledes med en kort beskrivelse af varmepumpen.

| | |
|-----------------|--|
| FABRIKAT: | Jysk Varmepumpe teknik |
| TYPEBETEGNELSE: | LV2005 |
| OPSTILLING: | Udendørs |
| OPBYGNING: | Varmepumpen er opbygget af stålpladeramme med lakerede stålplader. Kompressor, kondensator og termoventil er placeret i separat sektion i kabinettet med aftalelig servicelem. |
| KØLEMIDDEL: | R 290 (Propan) |



Billede af LV2005 – Varmepumpe under klargøring til prøvning på Teknologisk Institut

Bilag 3.2 Resultater af prøvning af LV2005

Nu følger en oversigt over resultaterne fra prøvningen af LV2005 med henholdsvis R290 og R407C som kølemiddel. Varmepumpen er prøvet med begge kølemidler.

R290 (Propan)

| | 2/35 | 7/35 | 2/55 | 7/55 |
|---|-------|-------|-------|-------|
| Vand ud (°C) | 34,87 | 35,14 | 55,11 | 55,11 |
| Vand ind (°C) | 29,86 | 28,57 | 50,70 | 48,45 |
| Vand flow (m ³ /h) | 0,79 | 0,79 | 0,79 | 0,79 |
| Luft ind (°C) | 2,01 | 7,01 | 1,98 | 7,06 |
| Fordampningstemperatur (°C) | -3,43 | 1,18 | -1,92 | 2,65 |
| Kondenseringstemperatur (°C) | 35,39 | 35,29 | 55,17 | 55,17 |
| Ydelse (kW) | 4,60 | 6,01 | 3,99 | 4,85 |
| Tilført effekt, kompressor (kW) | 1,11 | 1,17 | 1,42 | 1,52 |
| Tilført effekt, incl. pumper og ventilator (kW) | 1,32 | 1,39 | 1,64 | 1,74 |
| COP, incl. pumper og ventilator (-) | 3,50 | 4,31 | 2,43 | 2,79 |

R407C

| | 2/55 | 7/55 |
|---|-------|-------|
| Vand ud (°C) | 55,09 | 55,03 |
| Vand ind (°C) | 50,65 | 49,39 |
| Vand flow (m ³ /h) | 0,78 | 0,78 |
| Luft ind (°C) | 1,98 | 7,01 |
| Fordampningstemperatur (°C) | -0,91 | 2,91 |
| Kondenseringstemperatur (°C) | 58,21 | 57,84 |
| Ydelse (kW) | 3,96 | 5,07 |
| Tilført effekt, kompressor (kW) | 1,64 | 1,78 |
| Tilført effekt, incl. pumper og ventilator (kW) | 1,85 | 2,00 |
| COP, incl. pumper og ventilator (-) | 2,14 | 2,53 |

Bilag 4: Underkøling i varmepumper

R290: Underkylningens inverkan på kapacitet och värmefaktor (af Per Fahlén, SP)

Förutsättningar:

- isentrop verkningsgrad för kompressorn: $\eta_s = 0,7$
- slagvolymflöde för kompressorn: $\dot{V}_s = 10 \text{ m}^3/\text{h}$
- överhettning vid kompressorns inlopp: $\Delta t_{\text{sup}} = 7 \text{ K}$
- inga tryckfall i rör och värmeväxlare
- inga värmeförluster från kompressorn
- ingen ändring av kompressorns volymetriska verkningsgrad vid varierande tryckförhållanden

Resultaten redovisas i diagramform, som relativ ändring i värmeeffekt, relativ ändring i COP och absolut ändring i COP. Den relativa ändringen ges av kapacitet respektive värmefaktor med underkylning dividerat med motsvarande storhet utan underkylning vid givna värden på kondenserings- och förångningstemperaturerna. Följande beräkningsfall redovisas:

Kondenseringstemperatur: $t_1 = 35$ och $50 \text{ }^\circ\text{C}$

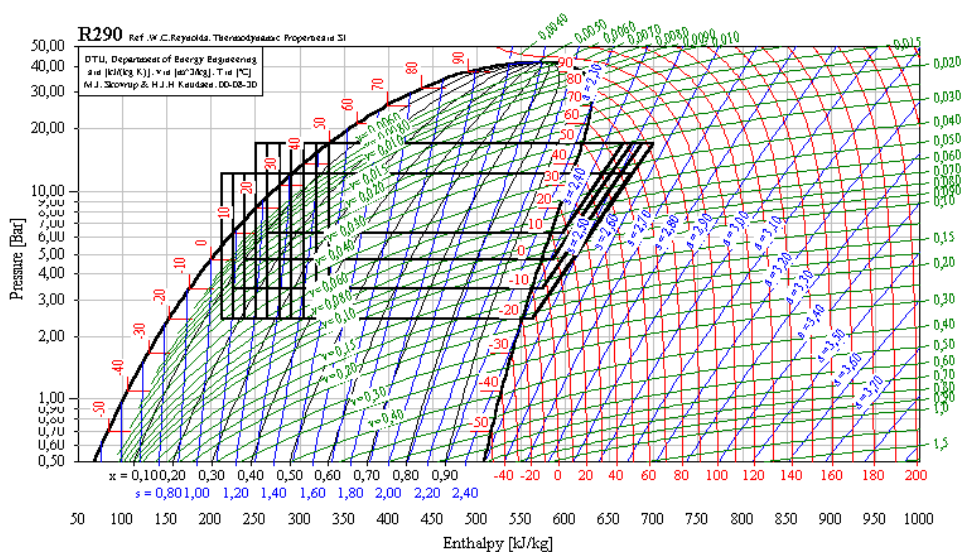
Förångningstemperatur: $t_2 = 10, 0, -10$ och $-20 \text{ }^\circ\text{C}$

Underkylningstemperatur: $t_{\text{sub}} = 0, 5, 10, 15, 20, 25$ och 30 K .

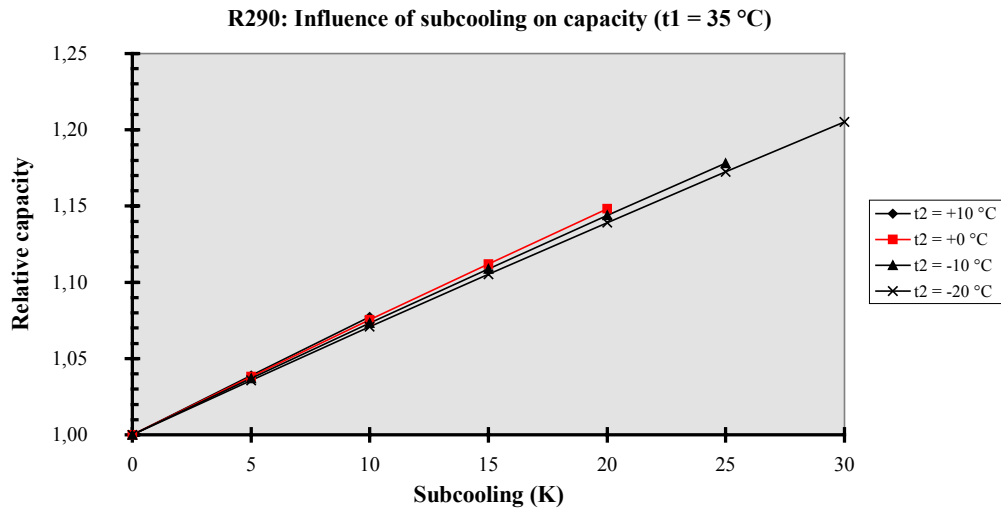
Överhettningstemperatur: $t_{\text{sup}} = 7 \text{ K}$

Den relativa ändringen rör sig om 0,7 -0,8 % per grad underkylning för både värmeeffekt och värmefaktor oberoende av kondenserings- och förångningstemperaturerna (inverkan på kyleffekt och köldfaktor ökar däremot vid ökande differens mellan kondensering och förångning).

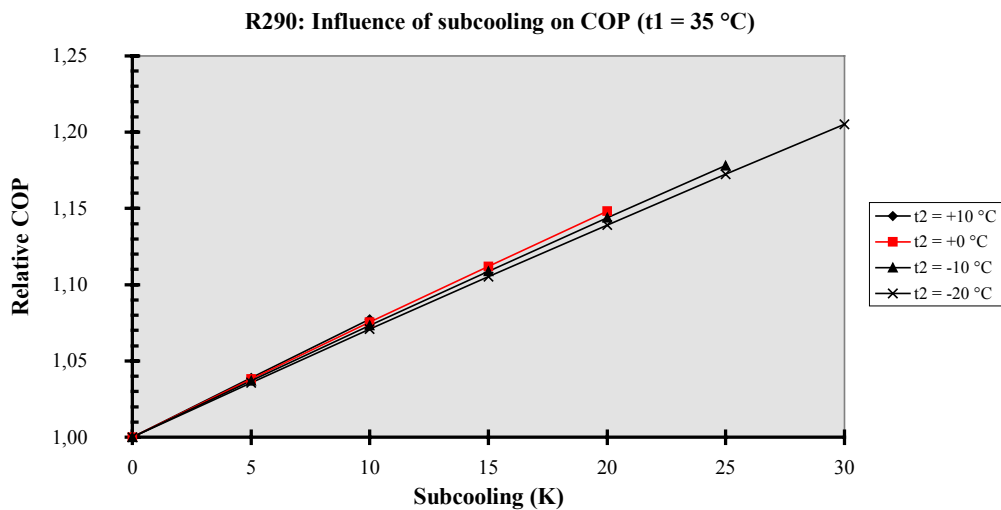
I en verklig anläggning kommer inverkan att vara större vid hög kondenseringstemperatur och låg förångningstemperatur eftersom kompressorns volymetriska verkningsgrad sjunker och värmeväxlarna utnyttjas sämre.



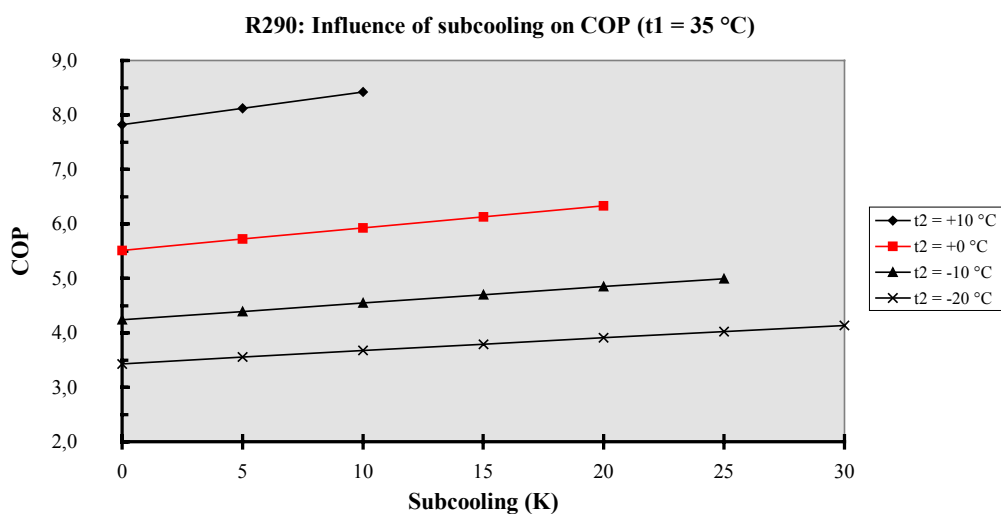
Figur 1. Beräkningsfallen inlagda i köldmediediagrammet för R290 (propan).



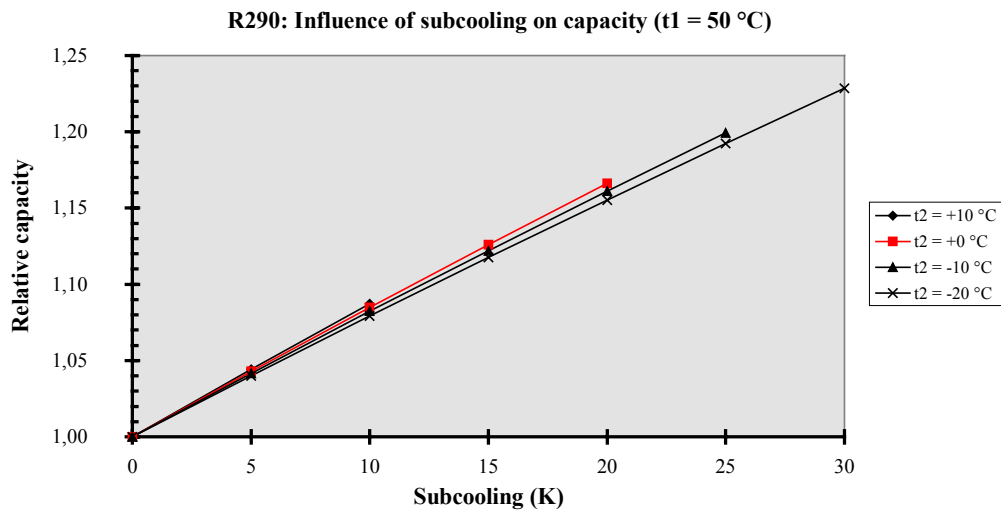
Figur 2. Relativ förändring av värmeeffekten som funktion av underkylningen.



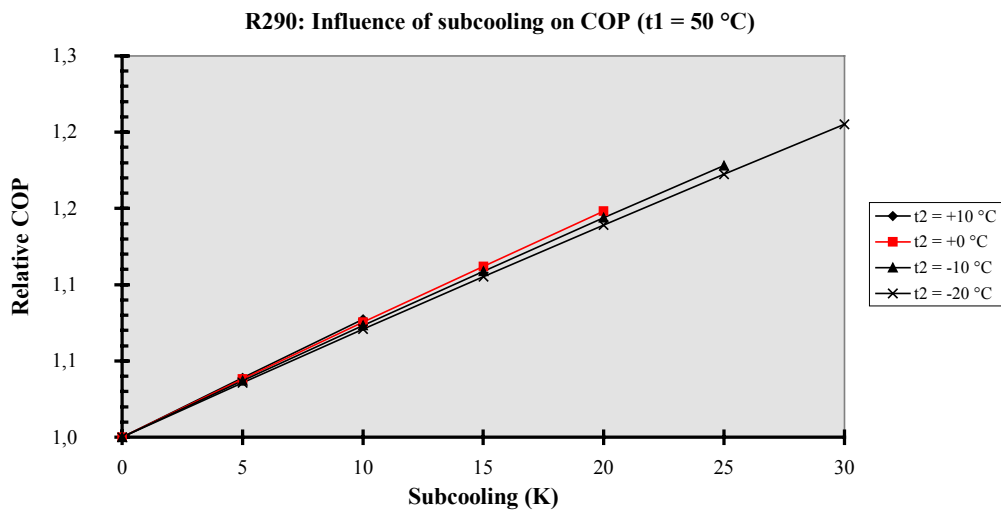
Figur 3. Relativ förändring av värmefaktorn som funktion av underkylningen.



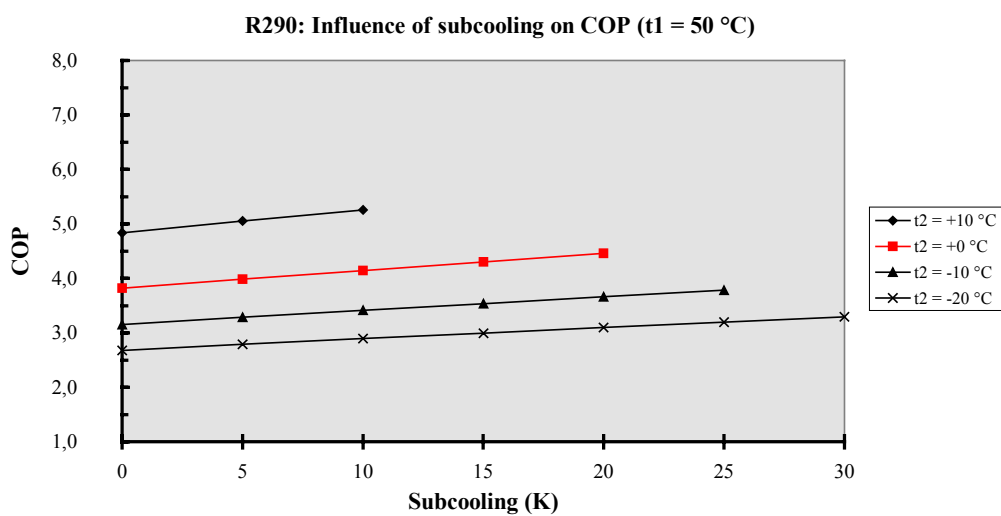
Figur 4. Förändring av värmefaktorn som funktion av underkylningen.



Figur 5. Relativ förändring av värmeeffekten som funktion av underkylningen.



Figur 6. Relativ förändring av värmefaktorn som funktion av underkylningen



Figur 7. Förändring av värmefaktorn som funktion av underkylningen.

Bilag 5: Programkode – simuleringsprogram

Niels Marqvorsen, Teknologisk Institut
 December 2000
 Varmepumpe med luft som varmekilde

"Modellen er bygget op af følgende state points:

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

Generelle input

RS = 'propane' "Kølemiddel"

Effektfaktor

COP=PHI_C/P_el

State point 1: Tilstand af kølemiddel ved kompressorens sugestuds

P_1=P_7 "[bar] Intet trykfald i sugeledningen"
 T_1=T_7 "[°C] Ingen opvarmning af sugeledning efter varmeveksler"
 v_1=volume(R\$;T=T_1;P=P_1) "Specifikt volumen af kølemiddel ved sugestudsens"
 s_1=ENTROPY(R\$;T=T_1;p=P_1) "[kJ/kg·K] Entropi ved indsugningen"
 h_1=ENTHALPY(R\$;T=T_1;p=P_1) "[kJ/kg] Entalpi ved indsugningen"

Kompressormodel

Kompressorspecifikke karakteristika

"KomprPct = 100" "[%] Procent af nominel kompressorkapacitet"
 "z=2" "Antal cylindre"
 "D=0,0349" "[m] Boring"
 "S=0,0214" "[m] Slaglængde"
 "N_komp_nom = 2930" "[o/min] Kompressor nominelt omløbstal"
 "eta_s_el = 0,50" 'Isentropisk' virkningsgrad"

Kompressorligninger

V_slag=z*(pi/4)*D^2*S "[m^3] Geometrisk slagvolumen"
 N_komp=N_komp_nom*komprPct/100 "[o/min] Aktuelt omløbstal for kompressoren"
 q_v_sw=V_slag*N_komp/60 "[m^3/s] Geometrisk slagvolumenstrøm"
 V_dot_slag_nom=V_slag*N_komp_nom*60 "[m^3/h] Geometrisk slagvolumenstrøm"
 q_v1=Q_v_sw*eta_v "Effektiv volumenstrøm"
 q_v1=m_dot_refr*v_1 "[m^3/s] Volumenstrøm af kølemiddel ved sugestudsens"
 P_el=m_dot_refr*(h_2-h_1) "[kW] Tilført effekt til kompressoren"
 PSI_p=P_2/P_1 "Trykforhold"

Beregning af volumetrisk virkningsgrad

"Ud fra studier af kompressorproducentens opgivne data er det fundet at eta_v er en lineær funktion af T_C og PSI_P"
 "Eta_v kan altså beskrives som eta_v = f(T_C, PSI_P) og da der er tale om en ret linie kan funktionen også opskrives på følgende måde:"

eta_v=A*PSI_P+B {Volumetrisk virkningsgrad beregnet}

"hvor"

A=(k_0*T_C)+k_1

"og"

$$B=(k_2 \cdot T_C) + k_3$$

"er lineære funktioner af T_C "

"konstanterne er fundet til:"

| | |
|------------------|--|
| $k_0=0,0008438$ | {Koefficient til beregning af hældningen af virkningsgraden} |
| $k_1=-0,0884125$ | {Koefficient til beregning af hældningen af virkningsgraden} |
| $k_2=-0,00443$ | {Koefficient til beregning skæring med y-aksen} |
| $k_3=1,08254$ | {Koefficient til beregning skæring med y-aksen} |

State point 2: Tilstand af kølemiddel ved kompressorens afgang

| | |
|------------------------------------|---|
| $P_2=P_C$ | "[bar] Afgangstrykket = kondenseringstrykket" |
| $s_2=s_1$ | "[kJ/kg·K] Entropi ved den isentropiske kompressionsproces" |
| $h_2_s=ENTHALPY(R\$,s=s_2;p=P_2)$ | "[kJ/kg] Entalpi ved den isentropiske kompressionsproces" |
| $h_2=h_1+(h_2_s-h_1)/\eta_{s,el}$ | "[kJ/kg] Entalpi ved kompressorens afgang" |
| $T_2=TEMPERATURE(r\$,h=h_2;p=P_2)$ | "[°C] Kølemidlets temperatur ved afgangen af kompressoren" |

Kondensatormodel

"!Der tages udgangspunkt i en Tau pladevarmeveksler type PHE M25 med 24 plader"

State point 3: Kondensatormodel kølemiddelside

| | |
|-----------------------------------|---|
| $T_C = T_{vb_in} + TD$ | "[°C] Beregnet kondenserings temp." |
| $P_C=PRESSURE(R\$,T=T_C;x=0,5)$ | "[bar] Kondenseringstryk" |
| "DELATAT_uk = 2" | "[K] Underkøling" |
| $P_3=P_C$ | "[bar] Tryk ved kondensatorens afgang" |
| $T_3=T_C-DELATAT_uk$ | "[°C] Temperatur af kølemiddel ved kondensatorafgang" |
| $h_3=ENTHALPY(R\$,T=T_3;p=P_3)$ | "[kJ/kg] Entalpi af kølemiddel ved kondensatorafgang" |
| $\Phi_{C}=m_dot_refr*(h_2-h_3)$ | "[kW] Kondensatorydelse" |
| $\Phi_{C} = \Phi_{vb}$ | "[kW] Varmebalance i kondensator" |

Kondensatormodel vandside

| | |
|--|--|
| $U_{vv_p}=2$ | "[W/m ² ·K] Varmeovergangstal for pladevarmeveksler" |
| $a_{plade}=0,07$ | "[m ²] Areal pr. plade" |
| $N_p=24$ | "Antal plader" |
| $A_{vv_p}=a_{plade}*(N_p-2)$ | "[m ²] Totalt varmeoverførende areal" |
| $CP_Water=Specheat(Water; T=T_{vb_in}; P=1)$ | "[kJ/kg·K] Specifik varmekapacitet for vand" |
| $NTU = U_{vv_p} * A_{vv_p} / (m_dot_vb * CP_Water)$ | "NTU tallet" |
| $\epsilon = 1 - \exp(-NTU)$ | "Virkningsgraden, gælder kun for veksler fordampere eller kondensator, ellers mere kompleks" |
| $TD = (T_{vb_ut} - T_{vb_in}) / \epsilon$ | "[K] Temp. diff mellem vand ved indløb og kondenseringstemperaturen" |

Vandkreds

| | |
|---|--|
| "V_dot_vb_h=0,79 | "[m ³ /h] Flow pr. time" |
| "T_vb_in=31,56 | "[°C] Returløbstemperatur" |
| "T_vb_ut=46" | "[°C] Fremløbstemperatur" |
| $DELATAT_VB=T_{vb_ut}-T_{vb_in}$ | |
| $m_dot_vb=V_dot_vb_h*rho_vb_in/3600$ | "[kg/s] Massestrøm af vand" |
| $rho_vb_in=DENSITY(Water; T=T_{vb_in}; P=1)$ | "[kg/m ³] Densitet af vand ved indløbet" |
| $h_vb_in=ENTHALPY(Water; T=T_{vb_in}; P=1)$ | "[kJ/kg] Returløbsentalpi" |
| $h_vb_ut=ENTHALPY(Water; T=T_{vb_ut}; P=1)$ | "[kJ/kg] Fremløbsentalpi" |
| $\Phi_{vb}=m_dot_vb*(h_vb_ut-h_vb_in)$ | "[kJ/s] Tilført effekt til vandkredsen" |

"!State point 4: Intern varmeveksler afgang væskeside"

| | |
|------------------------------------|--|
| $h_4=h_{vex_1_2}$ | "[kJ/kg] Entalpi af væske ved den interne varmevekslers afgang" |
| $P_4=P_{vex_1_2}$ | "[bar] Intet frykfald mellem kondensator og varmeveksler" |
| $T_4 = T_{vex_1_2}$ | "[°C] Temperaturen på væsken ved den interne varmevekslers afgang" |
| $Q_{vv_1}=(h_4-h_3)*m_dot_refr$ | "[kW] Ydelse internvarmeveksler væskeside" |

Intern varmeveksler model

"eta_vex = 0,77" "Termisk effektivitet for intern varmeveksler (indtastes i diagramvinduet)"

Væskeside

P_vex_g_1 = P_6 "[Bar] Tryk af sugegas ved vekslerens tilgang (samme tryk som ved fordamperens afgang)"
 D_P_vex_g=0 "[Bar] Trykfald af sugegassen over veksleren"
 P_vex_g_2 = P_6 - D_P_vex_g "[Bar] Tryk af sugegas ved vekslerens afgang"
 T_vex_g_1 = T_6 "[°C] Samme temperatur som ved afgangen af fordamperen"
 h_vex_g_1 = enthalpy(R\$,T=T_vex_g_1;P=P_vex_g_1) "[kJ/kg] Samme enthalpi som ud af fordamper"
 T_vex_g_2 = T_vex_g_1 + eta_vex * (T_vex_l_1 - T_vex_g_1) "[°C] Temperatur af gassen ud af veksleren"
 h_vex_g_2 = enthalpy(R\$,T=T_vex_g_2;P=P_vex_g_2) "[kJ/kg] Entalpi af gas ved vekslerens afgang"

Gasside

P_vex_l_1 = P_C "[Bar] Tryk af væsken ved vekslerens tilgang (samme tryk som ved kondensatorens afgang)"
 D_P_vex_l=0 "[Bar] Trykfald af væsken over veksleren"
 P_vex_l_2 = P_vex_l_1 - D_P_vex_l "[Bar] Tryk af væsken ved vekslerens afgang"
 T_vex_l_1 = T_3 "[°C] Samme temperatur som ved afgangen af kondensatoren"
 h_vex_l_1 = enthalpy(R\$,T=T_vex_l_1;P=P_vex_l_1) "[kJ/kg] Entalpi af væsle ved vekslerens tilgang"
 h_vex_l_2 = h_vex_l_1 - (h_vex_g_2 - h_vex_g_1) "[kJ/kg] Entalpi af væsle ved vekslerens afgang"
 T_vex_l_2 = temperature(R\$,h=h_vex_l_2;P=P_vex_l_2) "[°C] Temperatur af væsken ved vekslerens afgang"

State point 5 : Fordampertilgang kølemiddelside

h_5=h_4 "[kJ/kg] Entalpi ved fordamperens indgang (isentalt tryksækning i drøvlørgan)"
 P_5=P_E "[bar] Tryk ved fordamperens tilgang"
 T_5=Temperature(R\$,P=P_5;h=h_5) "[°C] Temperatur ved fordamperens tilgang"

Fordampermodel luftside

"!Beregningerne er baseret på 3T fordamper med propan "
 "!INPUT DATA, som hentes fra diagramvinduet"
 "FanPct = 100" "[%]Procent af nominal blæserkapacitet"
 "RH_in = 80" "Relativ luftfugtighed"
 "T_Air_in = 0" "[°C] Lufttemperatur ind"

Luft data

P_luft = 1,013 "[Bar] Lufttryk"
 rho_Air = DENSITY(AirH2O;T=T_air_in;P=p_luft;R=RH_in/100) "[kg/m^3] Densitet af luft"
 cp_Air = SPECHEAT(AirH2O;T=T_air_in;P=p_luft;R=RH_in/100) "[kJ/kg·K] Specifik varmekapacitet for luft"

Køler karakteristika:

A_Evap = 27 "[m^2] Ovarfladeareal fordamper"
 "V_dot_Air_nom=5600 [m^3/h] nominal volumenstrøm af luft"
 V_dot_Air = V_dot_Air_nom * FanPct/100 "[m^3/h] Volumenstrøm af luft"
 alfa_Air = 74 * (V_dot_Air/4720)^0,4 / (SHR)^0,7 "[W/m^2·K] Udv. overgangstal, liniariseret omkring 4720 m3/h"
 alfa_Evap = 1/(1/1200 + 0,00020) * (PHI_E/5)^1,4 "[W/m^2·K] Indv. overgangstal for 3T henført til finnet areal ved 5kW"
 U_Evap = 1/(1/alfa_Air + (1/alfa_Evap + 0,00020)*11,25) "[W/m^2·K] Overgangstal pr. m^2 finnet areal"

Køler beregning

NTU_Evap = U_Evap*A_Evap/(V_dot_Air/3600*rho_Air*cp_Air*1000)
 eps_Evap = 1-exp(-NTU_Evap)
 {eps_Evap = 0.9}
 DELTAT_Air = (T_Air_in - T_Air_ut)/eps_Evap

$DELTA_{T_AirOH} = (\text{abs}(DELTA_{T_Air})^3 + \text{abs}(DELTA_{T_oh})^3)^{1/3}$ "Temp. diff $T_{air_in} - T_E$ kan ikke være mindre end overhedningen"
 $T_{Air_ut} = T_{Air_in} - SHR * PHI_E / (V_{dot_Air} / 3600 * \rho_{Air} * c_{p_Air})$ "Luft ud temperatur"
 $T_E = T_{Air_in} - DELTA_{T_AirOH}$ "Beregnet fordampnings temperatur"
 $P_E = \text{PRESSURE}(R\$, T = T_E, x = 0,5)$ "[bar] Fordampningstryk"
 $DELTA_{T_oh} = 5$ "[K] Overhedning af kølemiddel (indtastes i diagramvinduet)"

Fugt beregning

$h_{Air_in} = \text{ENTHALPY}(\text{AirH2O}; T = T_{Air_in}; P = p_{luft}; R = RH_{in} / 100)$ "[kJ/kg] Entalpi luft ind"
 $h_{Air_out} = \text{ENTHALPY}(\text{AirH2O}; T = T_{Air_in}; P = p_{luft}; R = RH_{in} / 100) - PHI_E / (V_{dot_Air} / 3600 * \rho_{Air})$ "[kJ/kg] Entalpi luft ud"
 $h_e = \text{ENTHALPY}(\text{AirH2O}; T = T_E + 0,6 * (T_{Air_in} - T_E); P = p_{luft}; R = 1,0)$ "[kJ/kg] Enthalpy finne"
 $x_{ai} = \text{HUMRAT}(\text{AirH2O}; T = T_{Air_in}; P = p_{luft}; R = RH_{in} / 100)$ "Vand ind"
 $x_{ao} = \text{HUMRAT}(\text{AirH2O}; T = T_{Air_ut}; P = p_{luft}; H = h_{Air_out})$ "Vand ud"
 $x_e = \text{HUMRAT}(\text{AirH2O}; T = T_E + 0,6 * (T_{Air_in} - T_E); P = p_{luft}; R = 1,0)$ "Vand finne"
 $DELTA_{h_at} = h_{Air_in} - h_e$
 $dx_a = \max(x_{ai} - x_{ao}; 1e-10)$
 $dx_e = \max(x_{ai} - x_e; 1e-10)$
 $SHR = (DELTA_{h_at} / dx_e - 2500) / (DELTA_{h_at} / dx_a)$ "Sensible Heat Ratio, tilnærmet linie fra inlet til mætnings temp ved finne"
 $m_{dot_h2o} = (x_{ai} - x_{ao}) * V_{dot_Air} * \rho_{Air}$ "[kg/h] Udkondenseret vand"
 $m_{dot_air} = v_{dot_air} * \rho_{air}$ "[kg/h] Massestrøm af luft"
 $PHI_{air} = m_{dot_air} * (h_{Air_out} - h_{Air_in}) / 3600$ "[kW] Effekt optaget af luften"

State point 6 : Fordamperafgang kølemiddelside

$DT_{dp} = 1$ "[K] Temperaturfald over fordamperen som følge af trykfald"
 $T_{6m} = T_E - DT_{dp}$ "[°C] Mætningstemperatur ved udgangen af fordamperen"
 $P_6 = \text{PRESSURE}(R\$, T = T_{6m}, x = 0,5)$ "[bar] Tryk ved afgangen af fordamperen"
 $P_6 = P_E$ "[bar] Tryk ved afgangen af fordamperen"
 $T_6 = T_E + DELTA_{T_oh}$ "[°C] Temperatur ved fordamerens afgang"
 $h_6 = \text{ENTHALPY}(R\$, T = T_6, p = P_6)$ "[kJ/kg] Entalpi ved fordamperens afgang"
 $PHI_E = m_{dot_refr} * (h_6 - h_5)$ "[kW] Varmebalance fordamper"

State point 7: Intern varmeveksler afgang sugegasside

$P_7 = P_{vex_g_2}$ "[Bar] Intet trykfald over varmeveksleren"
 $T_7 = T_{vex_g_2}$ "[°C] Temperaturen på sugegassen før kompressorens indsugning"
 $h_7 = h_{vex_g_2}$ "[kJ/kg] Entalpi af sugegassen ved afgangen af den interne varmeveksler"
 $Q_{vv_2} = (h_7 - h_6) * m_{dot_refr}$ "[kW] Ydelse internvarmeveksler gasside"