

Dokumentation från

# Klimat 21-dagen 1999

2:a Informationsdagen

Torsdagen den 25 november på Chalmers Teknik Park, Göteborg

*Klimat 21*

*”Effektivare kylmaskiner och värmepumpar”  
1997 – 2000*

*Ett kollektivforskningsprogram med svenskt  
näringsliv, högskola och Energimyndigheten*

## *Förord*

Statens energimyndighet, tidigare en del av Nutek, startade i juli 1997 tillsammans med ett antal företag inom svensk kyl- och värmepumpsindustri, ett kollektivforskningsprogram med namnet "Klimat 21". Programmet kommer att pågå fram till sista december 2000 med en trolig fortsättning i ett nytt program. Budgeten för programmet är ca 54 miljoner kronor, varav 40% finansieras av Statens energimyndighet och resterande 60% av deltagande organisationer och industriföretag. Allt som allt deltar ca 30 företag aktivt i programmet. För tillfället deltar totalt sju institutioner vid fyra tekniska högskolor/universitet samt Sveriges Provnings- och Forskningsinstitut i programmet.

Framför er har Ni dokumentationen från programmets andra informationsseminarium. En viktig del av programmets idé är att information om olika projekt och resultat sprids, inte bara bland programmets deltagare, utan även till hela branschen samt till övrig industri och allmänheten. Ett av programmets verktyg för informationsspridning är de årligt återkommande öppna informationsdagarna, varav detta är den andra i ordningen.

För programstyrelsen

Magnus Gustafsson  
*programsekreterare*

## Innehåll

**Ersättning av R22 i nya och befintliga anläggningar – energieffektivitet, ekonomi och miljökonsekvenser.**

*Anders Johansson, KTH Energiteknik*

**Ersättning av R22 i fjärrvärmesystem. Är HFC-blandningar bättre än HFC 134a?**

*Sven Wellsandt & Cecilia Gabriell, CTH Värmeteknik och maskinlära*

**Den energieffektiva butiken i teori och praktik.**

*Jaime Arias, KTH Energiteknik*

**Den energieffektiva kyldisken.**

*Monica Axell, SP*

**Effektiva förångare till kyl- och frysskåp.**

*Erik Björk, KTH Energiteknik*

**Värmeövergång och tryckfall vid förångning i små plattvärmväxlare.**

*Joachim Claesson, KTH Energiteknik*

**Smörjning av rullningslager i kylkompressorer.**

*Roger Tuomas, Luleå Tekniska Universitet, Maskinelement*

**Simulering av värmepumpssystem och klimatmodeller.**

*Martin Forsén KTH Energiteknik*

**Lågtemperaturdriven absorptionskyla.**

*Bo Wikensten, KTH, Kemiteknik*

# Ersättning av R22 i nya och befintliga anläggningar – energieffektivitet, ekonomi och miljökonsekvenser –

Anders Johansson  
Per Lundqvist  
KTH, Inst. För Energiteknik  
Avd Tillämpad termodynamik och kylteknik  
100 44 Stockholm

## *Sammanfattning*

Konvertering från R22 till alternativa köldmedier är en problemkomplex som till stor del avviker från det som var fallet med CFC-medierna. För dessa medier har fokus legat på konverteringsteknik, oljor och materialkompatibilitet. Utvecklingen på detta område är fortfarande dynamisk och en hel del intressant utveckling sker, inte minst på oljeområdet.

Den grundläggande förutsättningen för att kunna förbättra kylmaskiner och värmepumpar är god förståelse för förlusterna i systemet. Olika konverteringsstrategier kommer att leda till olika resultat p.g.a. olika fördelning av förlusterna i kylsystemet. Detta gäller även för två likadana kylanläggningar i två olika omgivande system. För att bygga upp erfarenhet krävs att man systematiskt mäter och analyserar systemens verkningsgrad. För att detta skall vara meningsfullt måste de uppträdande förlusten synliggöras. Av detta skäl har ett antal hjälpmedel tagits fram. Det är både avancerade cykelberäkningar och enklare beräkningshjälpmedel för fältarbete, liksom beslutstöd för anläggningsägare och installatörer vid konverteringar.

## *Inledning*

Projektet *Ersättning av R22 i nya och gamla anläggningar* kan sägas bestå av i huvudsak tre grundfrågeställningar:

- Hur kommer gamla R22 anläggningar att fungera efter en konvertering till något alternativ, och vad kan göras för att enskilda konverteringar skall kunna utföras med bästa möjliga resultat?
- Hur skall anläggningar i fält analyseras? Behöver ny mätteknik utvecklas<sup>1</sup>?
- Hur skall nya anläggningar dimensioneras och designas för användning av alternativa arbetsmedier?

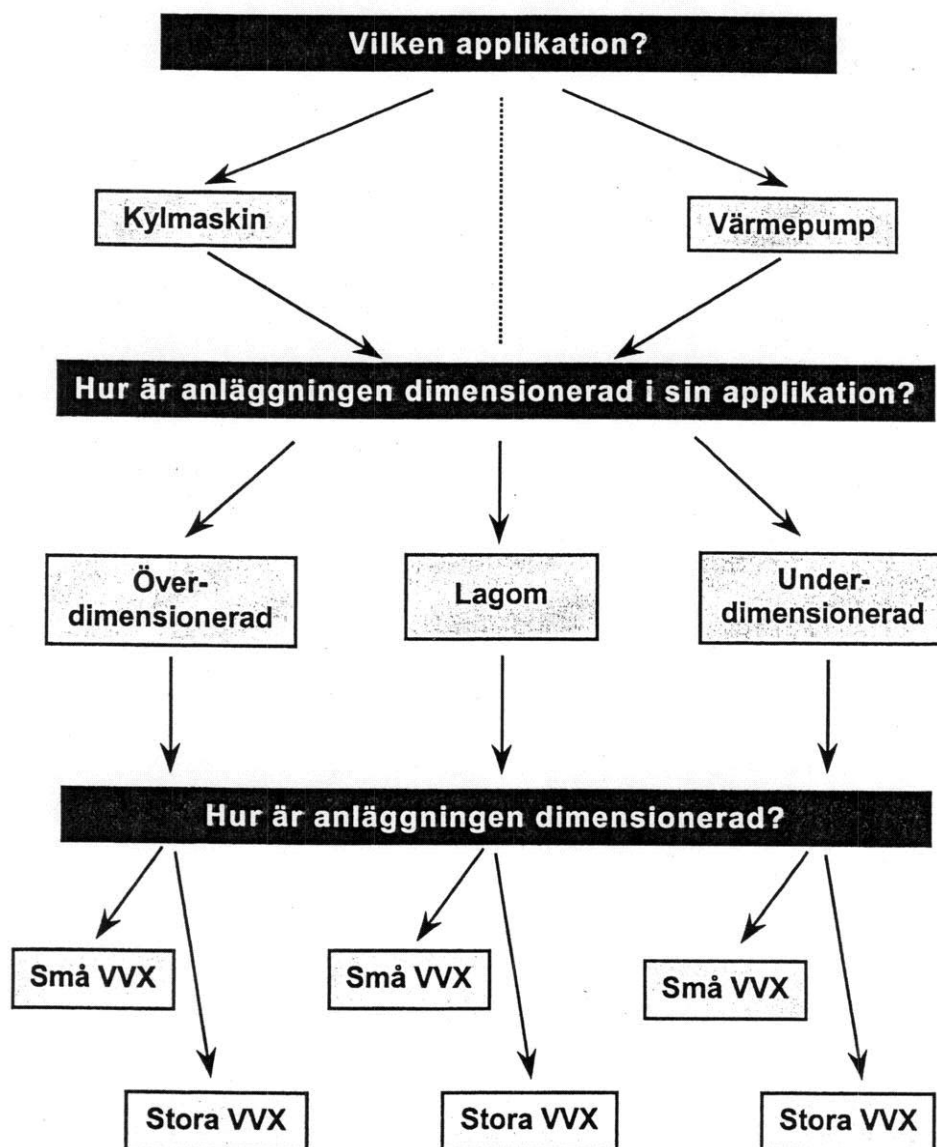
Arbetet inom projektet har hittills i huvudsak fokuserat på den första frågan: Hur skall man bära sig åt vid konverteringar av enskilda anläggningar? En rad fältstudier, följda av modelleringsarbete, har utförts. Där arbetet vid de enskilda fältstudierna genererat ett flertal frågeställningar att arbeta vidare med. Erfarenheterna från detta arbete har mynnat ut i ett beslutstöd.

---

<sup>1</sup> Jfr. Johansson, Lundqvist (1999)

## Beslutstöd

När R12 började fasa ut, dök det tidigt upp en ersättare som hade termodynamiska egenskaper så lika R12 att de problem som i huvudsak dök upp rörde material kompatibilitet, oljor och konverteringsteknik. Ersättaren var R134a. När så det blivit dags att fasa ut R22 ur de svenska kylanläggningarna och värmepumparna väntade sig många i branschen att en ersättare skulle kunna täcka alla de olika applikationer och anläggningstyper där R22 använts som arbetsmedium. Detta har lett till en olycklig köldmediefixering, då ingen enskild ersättare, tillgänglig på marknaden idag eller inom överskådlig framtid kommer, att fullgott täcka alla R22:s användningsområden och anläggningstyper. Man måste se till anläggningen och dess applikation för att på ett adekvat sätt besluta vilket alternativt arbetsmedium som skall användas i varje enskilt konverteringsfall. För att underlätta detta beslutsarbete har ett enkelt beslutstöd arbetats fram.



*Figur 1* Enskilda anläggningar skall konverteras utifrån den enskilda anläggningens förutsättningar

Nedan tecknas ett antal scenarier med resonemang kring lämpliga konverteringsalternativ för olika anläggningstyper.

## Kylanläggningar

Kylanläggningar är ofta mer eller mindre överdimensionerade i sin applikation. D.v.s. de har betydligt högre kapacitet än vad som tas ut, vilket leder till korta gångtider. Naturligtvis förekommer det anläggningar som inte är överdimensionerade, utan går många timmar per år, eller är dimensionerade för ett marginalfall där kapaciteten absolut måste räcka till. Vilka temperaturintervall arbetar anläggningen i?

**Överdimensionerad:** Om anläggningen har korta årsgångtider är den sannolikt överdimensionerad relativt kapacitetsbehovet. Man kan i princip tänka sig två huvud fall: Små eller stora värmeväxlare.

**Små värmeväxlare:** En anläggning med små värmeväxlare, liten kondensor och förångare, vinner i allmänhet energi effektivitet, COP, på att gå ner i kapacitet: Den lägre kapaciteten gör att värmeväxlarna blir relativt större – mer area per kW – vilket kommer att ge mindre temperaturdifferenser mellan köldbärare och köldmedium i förångaren, och mellan kylmedlet och köldmediet i kondensorn. De mindre temperaturdifferenserna ger ett mindre temperaturlyft, vilket ger bättre energieffektivitet. D.v.s. högre COP. En ekonomiskt sunt dimensionerad kylanläggning, byggd för korta årsgångtider, har i allmänhet lite mindre värmeväxlare.

M.a.o en överdimensionerad kylanläggning med små värmeväxlare, blir i allmänhet en mer energieffektiv anläggning efter konvertering till R134a, som ger lägre kyleffekt än R22 i samma system.

**Stora värmeväxlare:** Kylanläggningar med stora värmeväxlare är inte lika vanligt som anläggningar med små. En anläggning med stora värmeväxlare är sannolikt energieffektiv redan med R22 som arbetsmedim. De stora värmeväxlarytorna ger små temperaturdifferenser. Att då gå ner i kapacitet, genom att till exempel välja R134a som ersättare, sänker inte temperaturdifferenserna ytterligare, utan resulterar endast i dåligt utnyttjande av värmeväxlarytorna – mer area åtgår för att upprätthålla underkylning och erforderlig överhettning. Eftersom ingående temperaturdifferens<sup>2</sup> i en motströmskopplad förångare inte gärna kan vara lägre än överhettningen. I dessa fall kan alternativa medier så som Isceon59 och R407C vara fullgoda alternativ.

<sup>2</sup> Temperaturdifferens mellan inkomande brine och temperaturen på köldmediet vid övregränskurvan vid det rådande förångningstrycket.

- Underdimensionerad:** Anläggningar av den här typen är sannolikt sådana att man vuxit sig ur ett tidigare behov för vilket anläggningen var dimensionerad att klara. Man måste nu lyfta sig från sin kylanläggning och se till det större systemet i vilket kylmaskinen ingår. Kan man göra något för att minska sitt nuvarande kylbehov så att det bättre matchar kylanläggningens kapacitet?
- Små värmeväxlare:** En underdimensionerad anläggning med små värmeväxlare bjuder på flera intressanta alternativ. Man kan tänka sig att man konverterar den befintliga anläggningen till R134a, eller kanske Isceon59, för att bättre utnyttja värmeväxlarytorna och på så sätt öka anläggningens energieffektivitet, samtidigt som man antingen sänker sitt kylbehov eller kompletterar med ytterligare en (väldimensionerad) anläggning. Kan man inte sänka sitt kylbehov kan man tänka sig att man accepterar att den är mindre energieffektiv och konverterar till ett alternativ med en med R22 jämförbar kapacitet, som R407C.
- Stora värmeväxlare:** Se över kylbehovet, i övrigt som fallet med överdimensionerad anläggning med stora värmeväxlare.
- Lagom kapacitet:** Det är alltid lämpligt att se över sitt kylbehov. Går det att sänka kylbehovet minskar man energiförbrukningen vare sig man får en mer energieffektiv anläggning eller inte.
- Små värmeväxlare:** Har man lagom stor kapacitet, t.ex. m.a.p ett spetsbehov, men egentligen någorlunda korta årsgångtider, kan man tänka sig ett par alternativ. T.ex. konvertera till ett ersättningsmedium med ungefär samma prestanda som R22 i den aktuella applikationen, t.ex. R407C. Ett annat alternativ skulle kunna vara att konvertera till t.ex. R134a och förse kompressorn med varvtalsreglering. Under de tider på året då kapacitetsbehovet inte är så stort kan man vinna mycket i energieffektivitet genom att köra kompressorn på ett lite lägre varvtal för att bättre utnyttja värmeväxlarytorna.
- Stora värmeväxlare:** Egentligen finns bara en typ av alternativ: Konvertera till R407C eller något annat medium där man får med R22 jämförbar effekt. Alternativet är om man kan sänka sitt kylbehov något och konvertera till Isceon59 och köra anläggningen lite annorlunda, t.ex. att öka underkylningen för att till en del kompensera för Isceon59s stora strypförlust.

## Värmepumpar

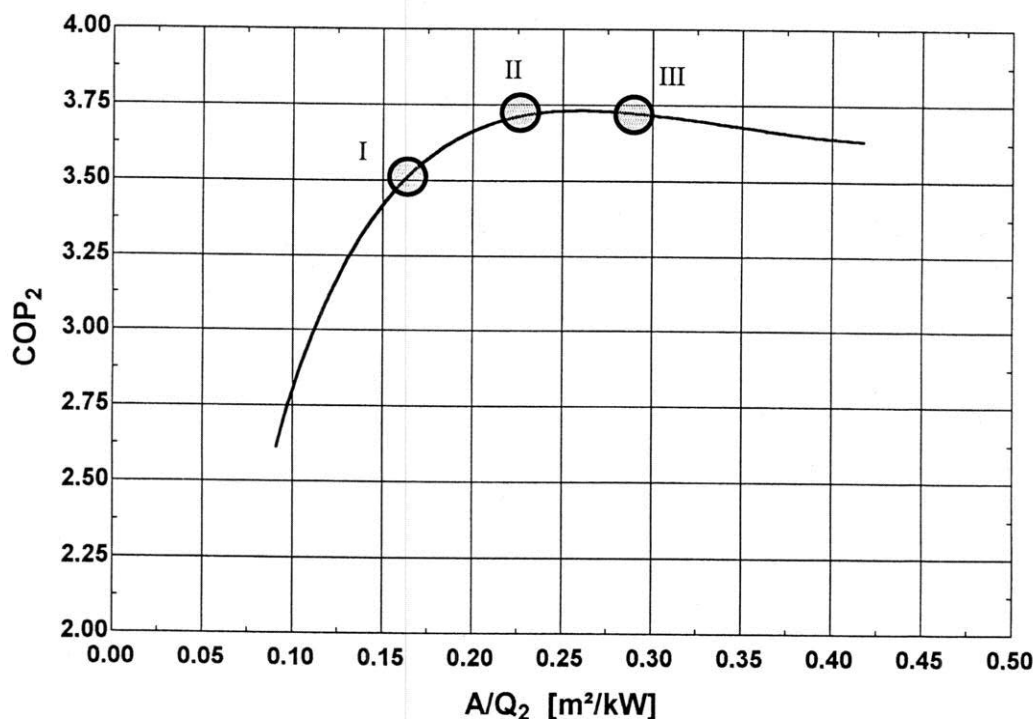
Värmepumpar är mer sällan överdimensionerade än kylanläggningar. Värmepumpar dimensioneras oftast för att täcka endast en del av maximala effektehonet, vilket gör att det sällan är ett intressant alternativ att gå ner i kapacitet för att försöka vinna energieffektivitet. Tappar man kapacitet får man i allmänhet kompensera för det med el-värme i någon form. Om man emellertid kan ändra sitt uppvärmningsbehov – tilläggsisolering etc. – kan man kanske acceptera ett kapacitetsbortfall mot ett förbättrat COP och allmänt sänkt uppvärmningsbehov.

### Exempel på förklarande datormodell

Figureerna 2 och 3 visar på varför det inte alltid ger en förbättring av  $COP_2$  att sänka en anläggnings kapacitet, genom att t.ex. konvertera till R134a. Figur 2 beskriver  $COP_2$  som funktion av den relativa storleken på värmeväxlarna, i det här fallet förångaren. Högt värde på  $A/Q_2$  innebär att anläggningen är försedd med relativt stora värmeväxlare.

**Exempel 1** Om anläggningens värmeväxlarytor är relativt små före konverteringen, I, och man väljer att konvertera till ett köldmedium med påtagligt lägre kapacitet, t.ex. R134a, blir värmeväxlarna relativt sett större. Temperaturdifferenserna minskar och  $COP_2$  ökar, II.

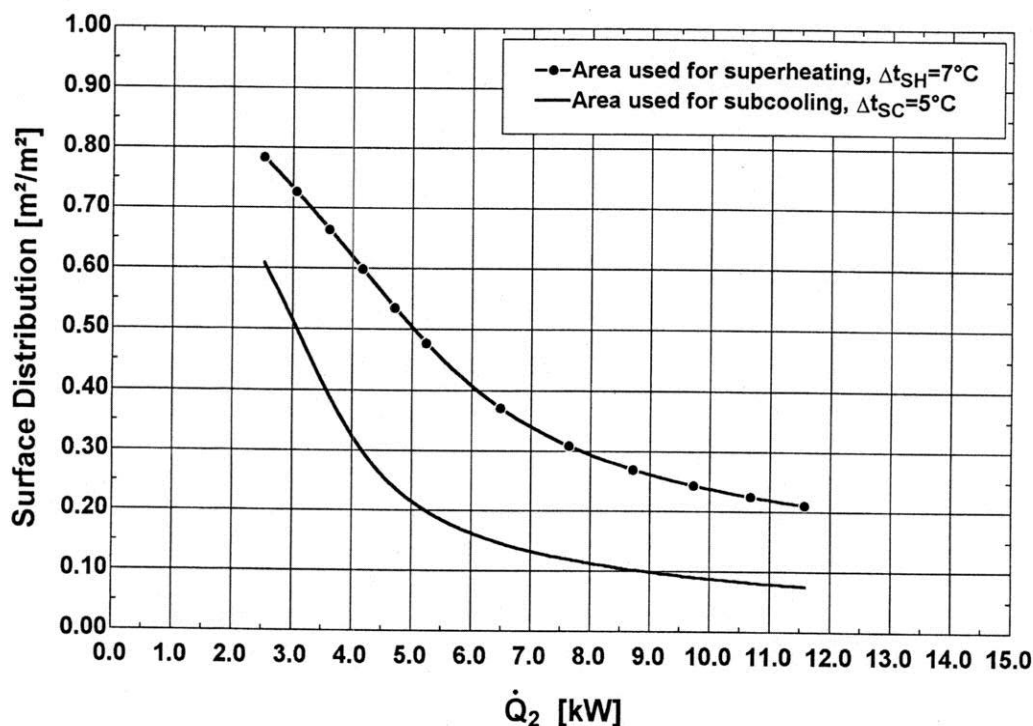
**Exempel 2** Om anläggningen redan före konverteringen har stora värmeväxlare, II, och man sänker anläggningens kapacitet genom att konvertera till t.ex. R134a, ökar förvisso värmeväxlarnas relativa storlek, men ökningen resulterar endast i dåligt utnyttjande av värmeväxlarytorna; temperaturdifferenserna minskar inte ytterligare och  $COP_2$  förbättras därmed inte heller, III.



*Figur 2* Datormodellen beskriver en anläggning med varvtalsreglerad kolvkompressor och plattvärmeväxlare. De absoluta värdena gäller naturligtvis enbart för denna datormodell.



När kapaciteten sjunker (i datormodellen sänks kompressorns varvtal) åtgår större och större andel av förångarens respektive kondensorns area åt att upprätthålla överhettning och underkylning. I det senare fallet är det väl snarare så att man för att uppnå en viss underkylning vid en lägre kapacitet måste fylla på mer köldmedium, vilket i sin tur stjälar utrymme från den del av kondensorn där kondenseringen och hetgaskylningen sker. Se figur 3.



**Figur 3** Då belastningen på värmeväxlarnas ytor minskar,  $\dot{Q}_2$  minskar, åtgår större yta i förångaren respektive kondensorn för att upprätthålla erforderlig överhettning respektive 'önskad' underkylning.

I både figur 2 och 3 har R22 använts som arbetsmedium vid simuleringarna. För R134a avviker de absoluta värdena lite, men trenderna och är de samma. Med modellen kan man på samma sätt visa att för t.ex. R407C åtgår lite större area till överhettning och underkylning än för R22. Detta beror på att temperaturgliden vid t.ex. kokningen minskar den tillgängliga drivande temperaturdifferensen att underkyla med.

### Referenser

- Johansson A., Lundqvist P. (1998), *Optimal Distribution of Condenser Area for Retrofits*, Proceedings of the International Refrigeration Conference at Purdue University 1998, Purdue University, West Lafayette.
- Johansson A. (1998), *Brineprop*, Computer software based on Melinder (1997), Department of Energy Technology, Royal Institute of Technology, Stockholm.
- Johansson A., Lundqvist P. (1999), *In-Situ Measurement of Circulated Composition in Refrigeration and Heat Pump Systems Using Zeotropic Refrigerant Mixtures*, Proceedings from the 20<sup>th</sup> International Congress of Refrigeration, IIR/IIF, Sydney.
- Klein S., Alvarado F., (1999), *Engineering Equation Solver – EES*, Computer Software, F-Chart Software, Middleton.

McLinden M. et al (1998), *NIST Standard Reference Database 23: Refprop 6.1*, Computer software, U.S. Department of Commerce, Technology Administration, National Institute of Standards and Technology, Gaithersburg.

## **Ersättning av R22 i fjärrvärmesystem. Är HFC-blandningar bättre än R134a?**

Cecilia Gabrielli, Sven Wellsandt och Lennart Vamling,  
Inst. för värmeteknik och maskinlära, Chalmers  
Paul Ingvarsson, Birka Teknik & Miljö AB

### **Sammanfattning**

För värmepumpar med R22 i fjärrvärmesystem råder speciella förhållanden (t.ex. höga kondenseringstemperaturer) som gör att det enda kommersiellt tillgängliga alternativet är R134a. Konvertering till R134a ger dock, beroende på anläggningens förutsättningar och möjligheter till ombyggnad av kompressorn, en minskning i kapacitet på 0-35%. Projektets mål är att hitta en köldmedieblandning som ger bättre prestanda än R134a, i de anläggningar där den största minskningen befaras.

Projektet är uppdelat i tre steg. Först gjordes en utsortering av ca 1800 blandningar, där ett antal förenklade kriterier sattes upp. Därefter gjordes systemsimuleringar, för ca 25 st av de blandningar som accepterades från steg 1, i syfte att studera ändringen i kapacitet och COP jämfört med R134a. I det tredje steget, där projektet befinner sig nu, görs för fyra av de mest lovande blandningarna följande tre detaljerade studier. i) studie av årlig variation i kapacitet och COP, i syfte att kunna jämföra den årliga inkomsten för de olika arbetsmedierna, ii) experimentell studie av värmeöverföringen i förångaren, iii) teoretisk studie av värmeöverföringen i kondensorn.

Resultaten visar att det finns blandningar som kan ge en ökning i kapacitet på upp till 20%, men COP minskar då med 15%. Vidare är potentialen för en ökning i kapacitet begränsad av den ökade risken för isbildning då blandningar med glide används. Approximativa beräkningar av den årliga inkomsten visar att blandningarna kan ge en ökning med 6-9% jämfört med R134a. Resultaten från den experimentella studien tyder på att värmeöverföringen i förångaren inte försämras då R134a används i stället för R22. För blandningarna visade sig resultaten bero på uppstartsforhållandet.

### **Introduktion**

Bakgrunden till projekt A8 "Nya köldmedieblandningar som ersättning för R22 i värmepumpar för fjärrvärme" är den effektreduktion som kan uppstå då fjärrvärmebranchens värmepumpar med R22, till följd av påfyllnadsstoppet år 2002, konverteras till R134a. Reduktionen är mycket anläggningsberoende och kan variera från nästan noll upp till 35%. Den årliga produktionen på ca 2.8 TWh uppskattas minska med 15% i genomsnitt. Förutom merkostnaden för alternativ värmeproduktion uppstår också ökade utsläpp av växthusgaser, liksom av svavel och kväveoxider.

De kommersiellt tillgängliga HFC-blandningarna är inte anpassade för de temperaturkrav som gäller för fjärrvärmeproduktion. Vidare bör blandningarna ha en liten glide då befintliga värmväxlare är anpassade för media utan glide. I det aktuella projektet har data använts från Birka Energis värmepumpsanläggning i Ropsten, Stockholm. Anläggningen består av 10 värme-

pumpar, varav 6 körs med R22. Arbetet har fokuserats på denna senare anläggning med R22 av följande anledningar;

- turbokompressorerna har idag maximalt volymsflöde, varför effektreduktionen kan bli upp till 35% vid konvertering till R134a
- sjövattnen används som värmekälla till panelförångarna, vilket innebär en risk för isbildning på panelerna och denna risk ökar då en blandning med glide används
- ett samarbetsavtal kom till stånd med kompressortillverkaren Sulzer Friotherm, Schweiz

Projektets mål är att hitta HFC-blandningar som ger en så god prestanda, dvs kapacitet och COP, som möjligt. Arbetet, som beräknas vara klart till årsskiftet 99/00, är i huvudsak uppdelat i tre steg.

- 1) Utsortering bland ca 1800 blandningar, genom att sätta upp ett antal förenklade kriterier som måste uppfyllas för att en blandning ska bli "accepterad".
- 2) Systemsimuleringar för några typiska blandningar (ca 25 st), som blev "accepterade" från steg 1. Syftet är att studera ändringen i kapacitet och COP, jämfört med R134, för två driftsfall; ett sommar- och ett vinterfall.
- 3) Detaljerade studier och experimentella försök, för de fyra mest lovande blandningarna.
  - a) studera variationen i kapacitet och COP under året, i syfte att kunna jämföra den årliga inkomsten för de olika arbetsmedierna
  - b) uppbyggnad av en experimentell anläggning i syfte att studera värmeöverföringen i förångaren.
  - c) teoretiska studier av värmeöverföringen i kondensorn

## Resultat och diskussion

För en något mer utförlig beskrivning av arbetet gällande steg 1 och steg 2, än den som presenteras här, hänvisas till dokumentationen från föregående Klimat 21-dag.

### Steg 1- utsortering

Ca 1800 blandningar, bestående av två eller fler av ämnena R134a, R32, R143a och R125, undersöktes. För att en blandning ska bli accepterad från detta steg måste följande kriterier vara uppfyllda;

- Icke brännbar
- Machtal  $< 1.8$
- Kondensortryck  $< 43$  bar och  $< 0.95 P_{crit}$
- Kondenseringstemperatur (70 eller 80°C)  $< 0.99 T_{crit}$
- Begränsning på gliden

Anledningen till att två olika kondenseringstemperaturer studeras är att värmepumparna är seriekopplade på fjärrvärmesidan (3+3) och behöver därför nödvändigtvis inte köras med samma blandning i de båda etapperna. Notera att de resultat från steg 1 som presenteras nedan skiljer sig något från de som presenterades vid föregående Klimat 21-dag. Anledningen är att steg 1 har genomförts en gång till, denna gång med ett mer relevant brännbarhetskriterie än tidigare. (I första omgången accepterades blandningar som i själva verket var brännbara).

#### Kondenseringstemperatur 80 °C

Antal accepterade blandningar: 132

Innehåll av R134a:  $> 40$  mol%

#### Kondenseringstemperatur 70°C

Antal accepterade blandningar: 17

Innehåll av R134a:  $> 10$  mol%

## Steg 2 – systemsimuleringar

Ändring i kapacitet och COP, jämfört med R134a, studerades för ca 25 typiska blandningar som accepterades från steg 1. Vid simuleringarna försumrades ändringar i t ex värmeöverföring och kompressorverkningsgrad. Simuleringarna gjordes för ett vinter- och ett sommarfall. I vinterfallet är ingående sjöväntemperatur endast 2°C (dvs det finns risk för isbildning på förångarpanelerna), jämfört med 6°C i sommarfallet. Vidare finns det i sommarfallet ett krav på leveranstemperatur från etapp 2 (78°C), medan för vinterfallet är i stället fjärrvärmeflödet givet. Viktigt att notera är att i vinterfallet eftersträvas en hög kapacitet, medan det i sommarfallet är viktigare med ett högt COP eftersom alla värmepumparna då inte körs.

Resultaten nedan är givna som ändring i kapacitet och COP jämfört med om en konvertering görs till R134a. De 6 värmepumparna är uppdelade i två etapper så att temperaturhöjningen på fjärrvärmevattnet sker i två steg. Sjöväntensidan, som är parallellkopplad, är lika för alla värmepumpar.

*Resultat då samma blandning används i de båda etapperna:*

Vinterfallet: kapacitet: + (2-5) % COP: - (4-9) %

Sommarfallet: kapacitet: + (8-17) % COP: - (4-13) %

*Resultat då olika blandningar används i de två etapperna:*

Vinterfallet: kapacitet: + 12 % COP: - (10-13) %

Sommarfallet: kapacitet: + (17-21) % COP: - (10-15) %

Resultaten visar att potentialen för en ökning i kapacitet, jämfört med R134a, är lägre i vinterfallet. Anledningen är den ökade risken för isbildning i förångaren när blandningar med glide används, vilket innebär att förångningstemperaturen blir begränsande och därmed att de maximala volymsflödena till kompressorn ej utnyttjas. Värt att nämna är också att en blandning som ger en hög kapacitet oftast ger ett lågt COP.

I en känslighetsanalys studerades inverkan av de förenklingar som gjordes vid simuleringarna. Det viktigaste resultatet är att värmeöverföringen i förångaren visade sig kunna ha en mycket stor inverkan på kapaciteten. Om U-värdet minskas med 20% fås följande resultat. För R134a och för blandningar där volymsflödet är den begränsande parametern sågs bara en marginell minskning i kapacitet. För blandningar där förångningstemperaturen är begränsande kan minskningen i kapacitet däremot uppgå till hela 15%.

## Steg 3 – detaljerade studier och experimentella försök

För de mest lovande blandningarna från steg 2, gjordes ytterligare några studier.

- a) Systemsimuleringar av fler driftsfall under året, i syfte att kunna beräkna en approximativ ändring i årlig inkomst, jämfört med R134a. Följande observationer från steg 2 utgör anledningen till att denna studie bedömdes som viktig:
  - potentialen för en kapacitetsökning beror i hög grad av ingående sjöväntemperatur
  - en hög kapacitet motsvaras av ett lågt COPDetta arbete, liksom arbetet gällande steg 1 och steg 2, har från Chalmers sida utförts av Cecilia Gabriellii.
- b) Experimentell studie av värmeöverföringen i förångaren. Vikten av denna studie ligger i att en förändring av värmeöverföringen i förångaren visade sig, vid systemsimuleringarna, kunna ha en förödande inverkan på kapaciteten. Arbetet utförs från Chalmers sida av Sven Wellsandt.
- c) Teoretisk studie av värmeöverföringen i kondensorn. Anledningen till att denna studie görs är att man vill försäkra sig om att det inte blir en betydande försämring av värmeöverföringen

i kondensorn, vilket kan ske då blandningar med "för stor" glide används. Detta arbete utförs från Chalmers sida av Tord Karlsson.

Följande fyra blandningar bedömdes, utifrån resultaten från steg 2, som de mest intressanta att studera vidare:

Mix 1: 20% R32 + 80%R134a

Mix 1\_mod: 25% R32 + 75% R134a

Mix 2: 30% R143a + 25% R125 + 45% R134a

Mix 3: 55% R143a + 30% R125 + 15% R134a (kan endast användas i etapp 1)

Notera att sammansättningen är given i mol% och motsvarar sammansättningen efter kondensorn.

### Steg 3a:

Utöver de två tidigare driftfallen, sommarfallet och vinterfallet (nu kallat extrem vinter), definierades tre nya referensfall; normal vinter, tidig höst samt sen höst, enligt tabellen nedan.

Fall	Ingående sjövattemp. (°C)	Ingående temp. på fjärrvärmevattnet till etapp 1 (°C)	Utgående temp. på fjärrvärmevattnet från etapp2 (°C)	Fjärrvärmefflöde, till varje etapp (kg/s)
Extrem vinter	2	50	beräknas	1650
Normal vinter	3	50	beräknas	1920
Sommar (vår)	6	40	78	beräknas
Tidig höst	12	46	78	beräknas
Sen höst	8	42	beräknas	1670

Resultaten, i form av kapacitet och COP jämfört med R134a, återfinns i Figur 1 och 2. Värt att notera i Figur 1 är att en höjning av ingående sjövattemperatur med endast en grad, från 2°C i extrema vinterfallet till 3°C i normala vinterfallet, resulterar i en rejäl höjning i kapacitet för blandningarna jämfört med R134a. Anledningen är att förångningstemperaturen inte längre är begränsande och därmed kan de maximala volymsflödena utnyttjas. I Figur 1 ses också att ökningen i kapacitet i det tidiga-höst-fallet är relativt låg för Mix 2, samt Mix 3+2 och Mix 3+1. Anledningen är att förhållandena för detta fall är sådana att volymsflödet till det andra kompressorsteget blir relativt stort och för de ovan nämnda blandningarna är det även i de andra driftfallen detta volymsflöde som är begränsande (då inte förångningstemperaturen är det). Resultaten visar också att alternativet att använda olika blandningar i de två etapperna är gynnsamt ur kapacitetshänseende, men att dessa blandningar dock ger den största minskningen i COP (jämför Figur 1 och 2).

Med en uppskattning av den årliga drifttiden för de olika fallen, samt med kostnader givna på alternativt levererad värme och köpt el (schabloniserat som 40% högre för el än värme), kan en approximativ årlig inkomst beräknas. För R134a är minskningen i årlig inkomst jämfört med R22 drygt 27%. Blandningarna kan erbjuda en ökning i årlig inkomst, jämfört med R134a, på mellan 6-9%. Trots relativt stora variationer i kapacitet och COP mellan de olika blandningarna och mellan de olika fallen blir alltså skillnaden i ekonomisk prestanda mellan de olika blandningarna ganska liten, utslaget på ett helt år. Detta bekräftar ytterligare vikten av att studera värmeöverföringen i förångaren eftersom detta kan ha en avgörande betydelse för vilken blandning som slutligen ska föreslås som det bästa alternativet.

Helt nyligen har det vid Birka Energi gjorts en mer detaljerad ekonomisk utvärdering för två av alternativen (Mix1\_mod samt Mix 3+2). Detta har gjorts med produktionsplaneringsprogrammet "Martes" för ett framtidsscenario (år 2005) då ett något högre elpris än dagens antas gälla. I produktionskostnaden beaktas kostnader för bränsle/energi, miljöavgifter, rörliga drifts- och

underhållskostnader, intäkt/kostnad för värmeförsäljning/köp och intäkt från elproduktion. Resultatet visar att det inte sker någon minskning i produktionskostnad för någon av blandningarna. Förklaringen ligger i att detta nät har två mottrycksanläggningar (olja respektive kol) som går in och ersätter minskningen i värmeeffekt från värmepumparna, vilket ger en ökning i elproduktion som motverkar kostnadsökningen. Vidare finns det nu ganska stor andel tallbeckolja för ren värmeproduktion som minskar "intäkten" från värmepumparna. Detta visar att den förenklade ekonomiska modell som användes inte fungerar i ett kraft- och värmeproducerande nät. Den är däremot relevant för ett värmeproducerande nät. I den aktuella anläggningen skulle det alltså enligt dessa beräkningar inte bli någon ekonomisk vinst av att använda en HFC-blandning i stället för R134a. Däremot fås relativt stora miljövinster, exempelvis en minskning i CO<sub>2</sub> utsläpp med 3% (50 kton / år) jämfört med R134a, räknat på lokala utläpp.

### **Steg 3b:**

En försöksanläggning har byggts i syfte att studera hur värmeöverföringen i förångaren påverkas av att byta arbetsmedium.

Försöksanläggning: En förångarpanel (3000 mm x 500 mm x 3mm) togs ut från en av de aktuella värmepumparna i Ropsten, vilka består av 1020 sådana paneler per värmepump. Driftförhållandena skalades ner. Anläggningen kan köras antingen med påtvingad eller naturlig cirkulation. Värmetillförseln sker, precis som i verkligheten, från en vattenfilm som rinner på utsidan av panelen. Vattnets inloppstemperatur och flöde kan styras. Förångningstrycket styrs med en varvtalsreglerad kylmaskin. Panelens väggtemperatur kan mätas genom att 12 st termoelement är placerade på fyra olika nivåer i vertikal led.

Experiment: Mätningar har utförts med R22 (referens), R134a, Mix 1, Mix 2 och Mix 3 vid följande driftförhållanden:

- Inloppstemperatur på vattnet: 5°C, 7°C samt 9°C.  
Förångningstrycket justeras så att konstant effekt erhålls.
- Inloppstemperatur på vattnet: 2,5°C, 2°C samt 1,5°C.  
Förångningstrycket sänks tills dess att isbildning startar.

Det har inte varit möjligt att mäta arbetsmedieflödet i den verkliga anläggningen. Däremot uppmättes tryckfallet över panelerna till 25 kPa. Därför kördes alla försöken initialt med detta tryckfall.

### Resultat:

*Tryckfall:* Efter de första preliminära försöken konstaterades att tryckfallet på 25 kPa inte verkar vara det optimala tryckfallet. Vid lägre flöden, dvs lägre tryckfall (17-19 kPa), kunde en högre effekt uppnås.

*Jämförelse R22/R134a - 5°C, 7°C, 9°C:* För fallen med en inloppstemperatur på vattnet av 5°C och 7°C erhöles för R134a en 5-6% lägre drivande kraft för att uppnå samma effekt som R22. För 9°C-fallet krävdes dock en 1,5% högre drivande kraft för R134a än för R22.

*Jämförelse – isbildning* Resultaten för 1,5°C-fallet var inte särskilt konsistenta. Detta beror troligen på att det var svårt att erhålla pålitliga försöksdata pga den extremt snabba isbildningen. 2°C-fallet visar däremot upp en klar bild med resultat som sammanfaller för R22, R134a och Mix 1 (Figur 3). Om man tittar på resultaten för R134a ser man att effekten ökar med ökande drivande kraft, tills isbildning startar. Då faller effekten och vattentemperaturen stiger igen. Resultaten visar också att Mix 1 verkar ha ungefär samma värmeöverföring som R22 och R134a, samt att isbildning sker vid ungefär samma lägsta köldmedietemperatur. För Mix 2 verkar

däremot värmeöverföringen vara något sämre medan isbildningen inte startar förrän vid en något lägre köldmedietemperatur.

Den generella bilden av isbildningen är att när den drivande kraften ökas så sänks den utgående vattentemperaturen sakta mot fryspunkten, vilket resulterar i en tunn isfilm på panelen. Denna isfilm isolerar panelen och undertrycker därför värmeöverföringen vilket resulterar i att effekten faller. En ytterligare sänkning av förångningstrycket innebär ett ännu tjockare islager, dvs en större isolerande effekt, och är därför ingen vettig åtgärd. I stället bör förångningstrycket ökas så att isen smälter och maximal effekt erhålls.

*Mix 1, Mix 2, Mix 3:* Vid utvärdering av den första försöksserien upptäcktes, för samtliga blandningar, att resultaten inte var konsistenta. Vidare undersökningar visade att uppstartstemperaturen tydligen har ett stort inflytande på resultatet. I Figur 4 ser man att om den önskade vattentemperaturen är 7°C och uppstartstemperaturen varierar mellan 19 och 7°C kan effekten, vid steady-state, variera med upp till 20%. Anledningen till detta är förmodligen en hysteres-effekt. Viktigt att notera är att denna effekt inte observerades vid körningarna med R134a, vilket antyder att det är något som är förknippat med blandningar. Det vidare arbetet kommer därför att koncentreras på att utreda detta fenomen.

## Slutsatser

Vid systemsimuleringarna av fem driftsfall under året, för de fyra mest lovande blandningarna, gjordes följande observationer.

- Ökningen i kapacitet jämfört med R134a ligger på 2-21%.
- På vintern är kapacitetsökningen, vid en inloppstemperatur på vattnet av endast 2°C, starkt begränsad pga den ökade risken för isbildning när en blandning med glide används.
- En hög kapacitet motsvaras av ett lågt COP.
- En försämring i värmeöverföring, jämfört med R22, kan för blandningarna innebära en stor minskning i kapacitet.

Från de två olika ekonomiska beräkningarna kan följande slutsatser dras:

- Approximativa kostnadsberäkningar visar att blandningarna, i ett värmeproducerande nät, kan erbjuda en ökning i årlig inkomst på 6-9% jämfört med R134a. Den största ökningen fås om olika blandningar används i de två etapperna.
- Beräkningar med ett produktionsplaneringsprogram, utförda av Birka Energi, visar att det i ett kraft- och värmeproducerande nät inte blir någon minskning i produktionskostnad då en blandning används i stället för R134a.
- Beräkningarna med produktionsplaneringsprogrammet visar att om en blandning används i stället för R134a fås miljövinster i form av exempelvis minskade koldioxidutsläpp på drygt 3%.

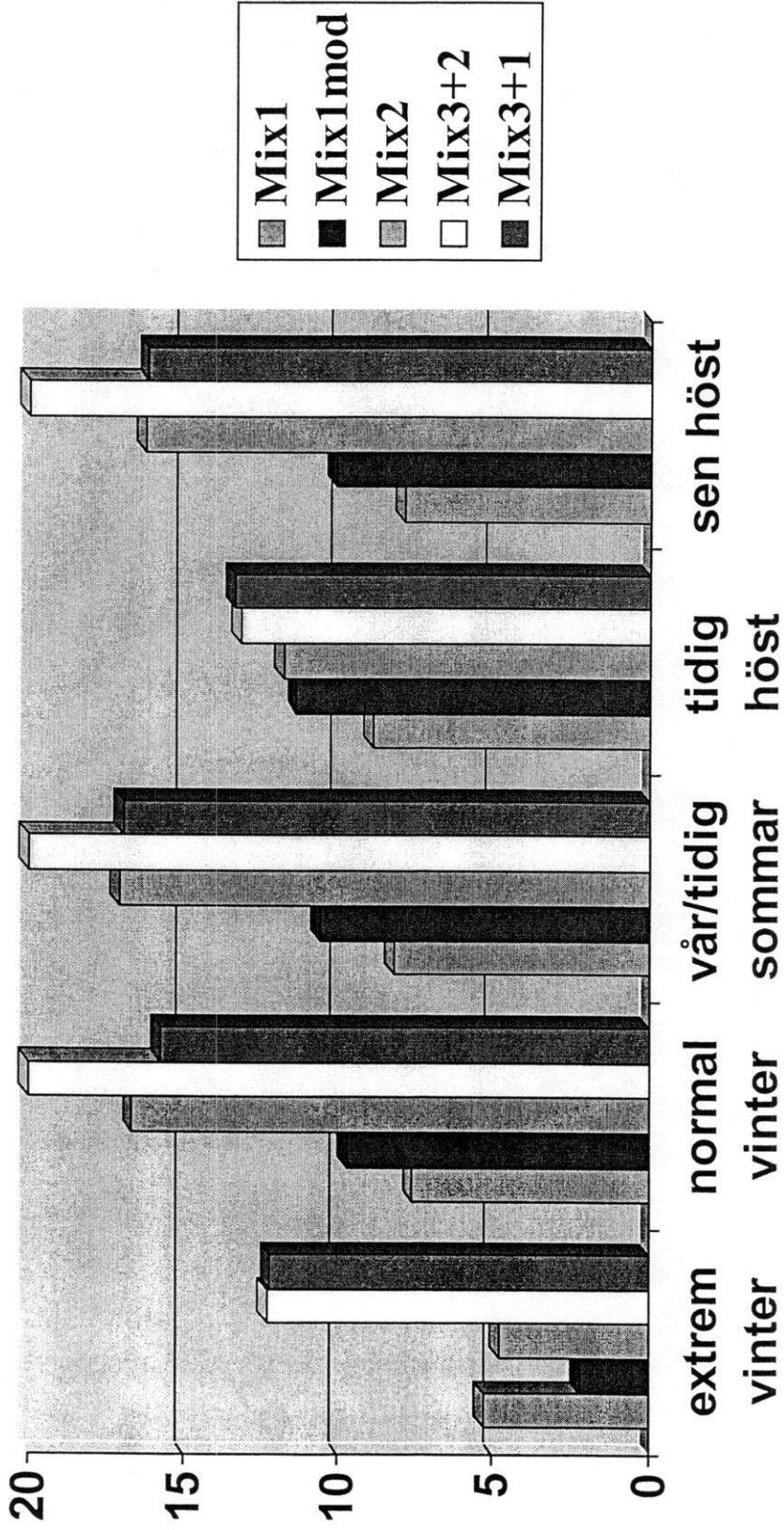
Vid de experimentella försöken har, så långt, följande observationer gjorts:

- Om jämförelsen görs vid samma förångareffekt verkar R134a ha lika bra värmeöverföring som R22. För att kunna bedöma om antagandet om konstant U-värde vid simuleringarna är rimligt bör emellertid försöken också göras vid en lägre effekt för R134a. Eftersom kompressorn är begränsande för R134a kommer effekten i verkligheten att gå ner med 20-30%.
- Vid körningarna med blandningar varierade resultaten beroende på uppstartsförhållandet. För att kunna dra några slutsatser om eventuella förändringar i värmeöverföring då blandningarna används måste denna förmodade hysteres-effekt undersökas vidare.



Fig. 1

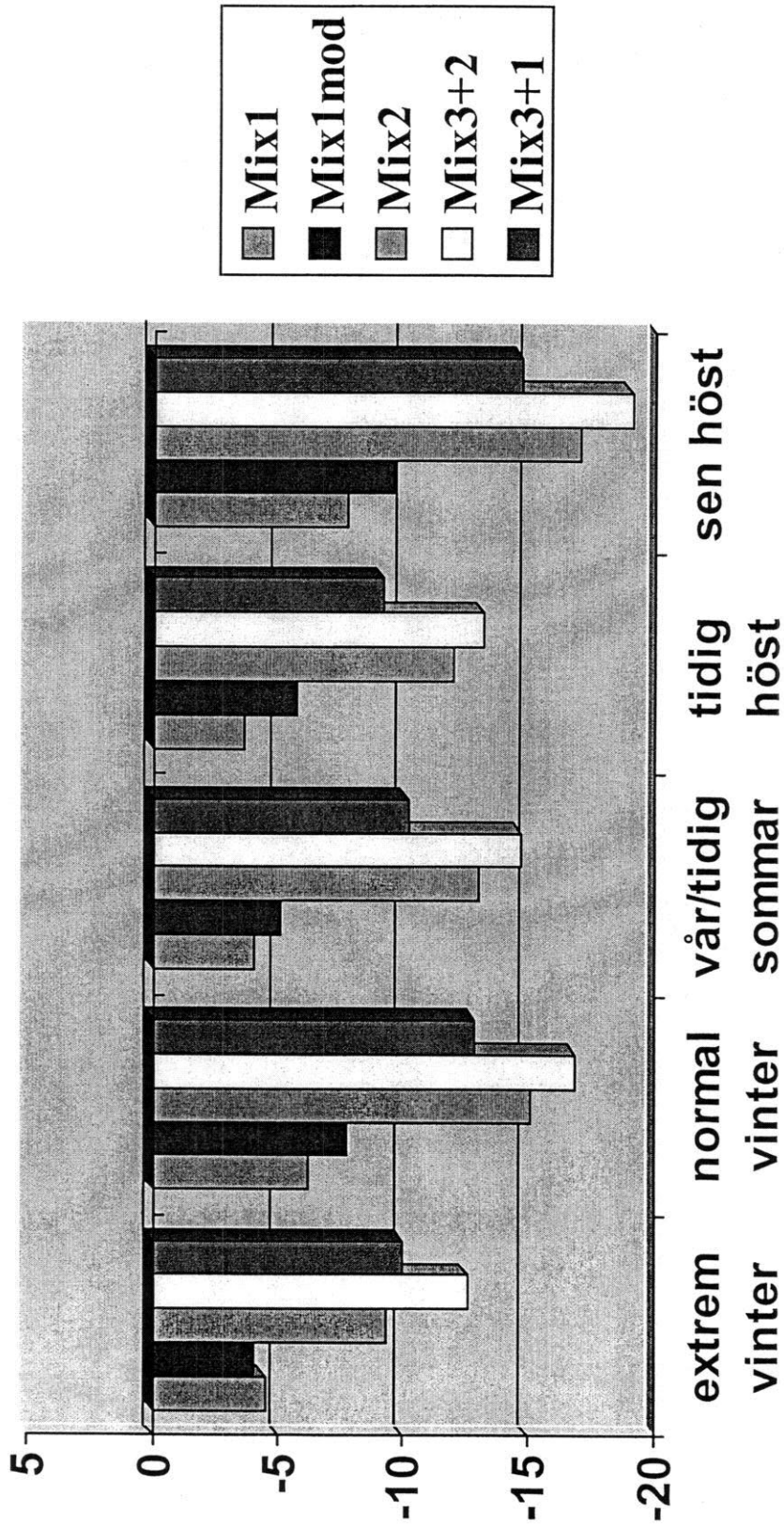
Ändring i kapacitet jämfört med R134a (%)



CHALMERS

Fig. 2

Ändring i COP jämfört med R134a (%)



CHALMERS

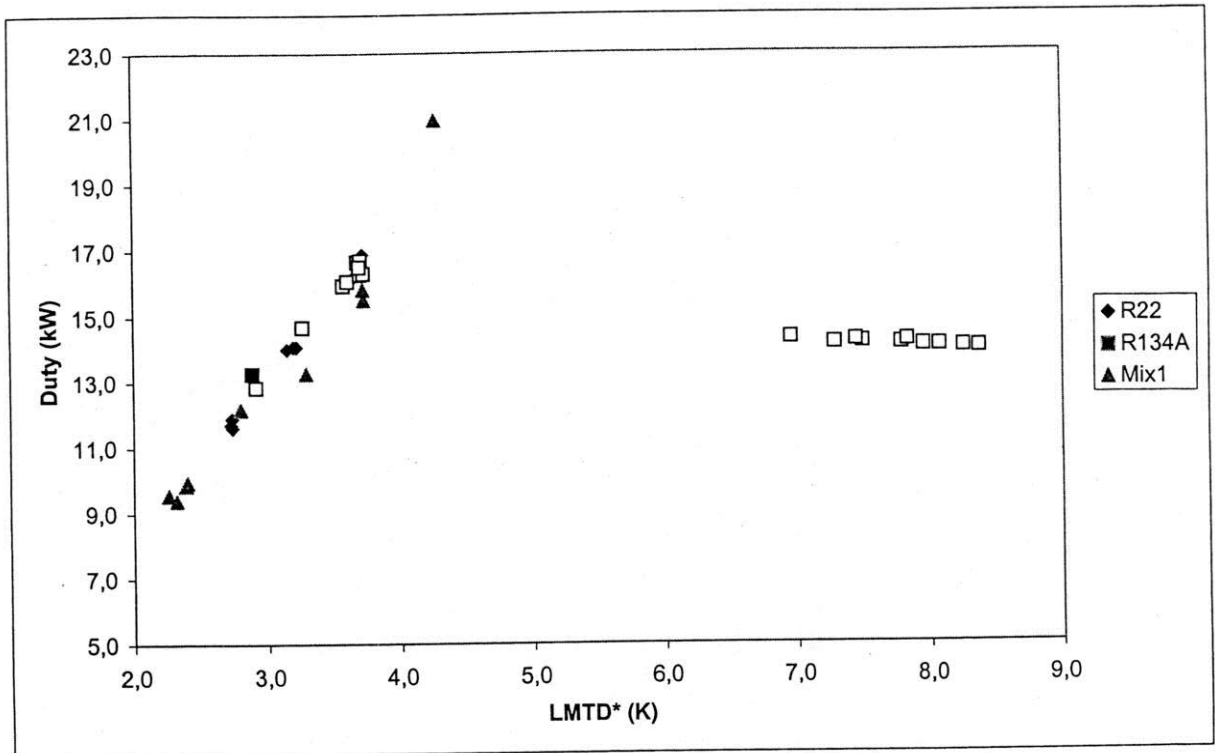


Figure 3 R22-R134a-Mix1 ice formation, 2°C water inlet temperature

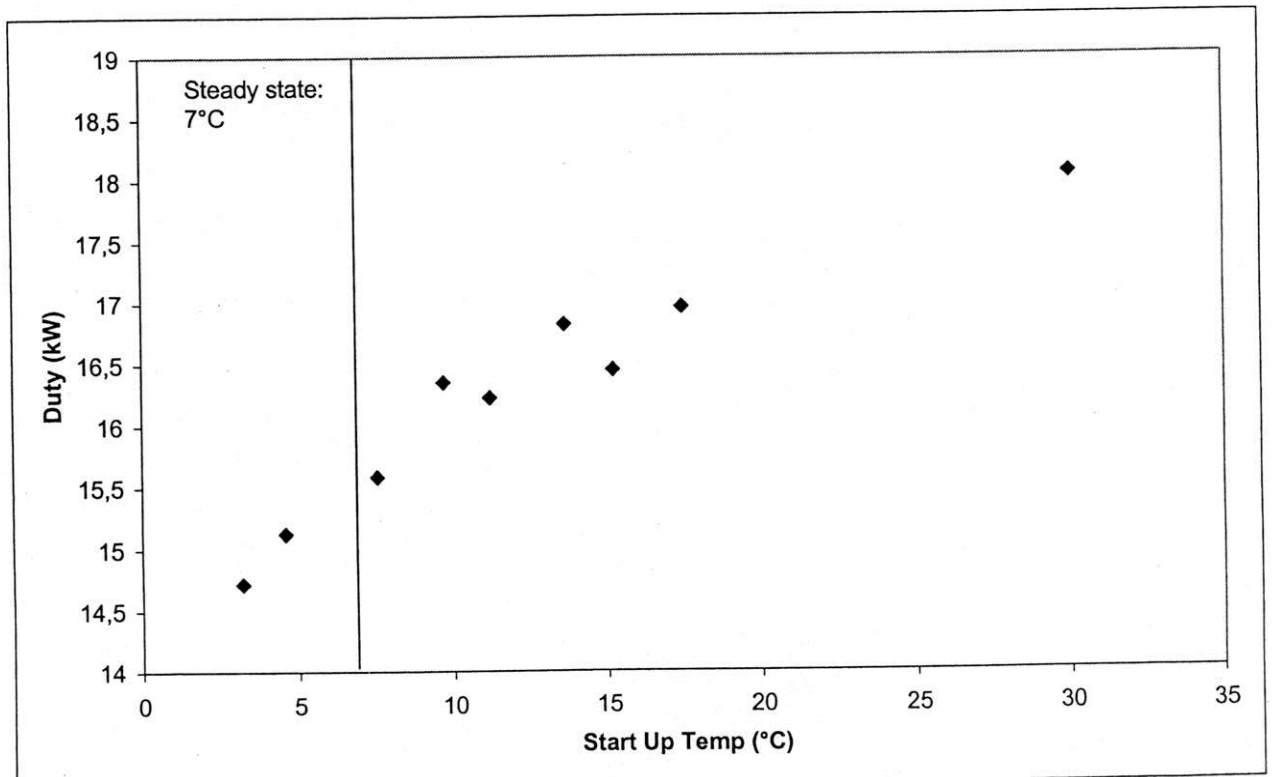


Figure 4 Mix3, variation of start up temperature

# Den energieffektiva butiken i teori och praktik

Jaime Arias  
Per Lundqvist  
KTH, Inst. För Energiteknik  
Avd Tillämpad termodynamik och kylteknik  
100 44 Stockholm

## *Sammanfattning*

I projektet "Den energieffektiva butiken i teori och praktik" samarbetar Institutionen för Energiteknik, tillsammans med företagen, AKA Nordic AB, ICA Handlarna AB, Svensk Butiksservice AB, Kooperativa Detaljhandeln AB och Sveriges Provnings- och Forskningsinstitut. Huvudmålet med projektet är att ta fram ett modellverktyg för datorsimulering av kyl- och fryssystem för olika butiker. Modellen byggs från teori- och fältstudier, där erfarenhet från olika systemlösningar och mätningar ger möjlighet att jämföra och utveckla modellverktyget. Fältstudier har påbörjats i Gröna Konsum i Hjo, Prix i Sala och Gröna Konsum i Farsta Centrum. Mätningar som har pågått från juli månad presenteras samt resultaten från en enkel modell som simulerar butiken i Hjo. I simuleringsprogramet jämförs också ett kaskadsystem mot ett system med två parallella kylanläggningar.

## *Introduktion*

Energieffektivisering och ersättning av CFC och HCFC kylmedier har påverkat kylanläggningar i livsmedelsbutikerna. Nya systemlösningar har utvecklats med såväl delvis som fullständigt indirekta kylsystem. Livsmedelsbutiker finns i olika storlekar där en systemlösning kan bli aktuellt för en butik och betydligt sämre för en av annan storlek. I en utredning som ICA Fastighets AB har gjort noteras att energiförbrukning i en genomsnittlig livsmedelsbutik är 421 kWh/m<sup>2</sup> och år och att denna varierar beroende på butikens storlek och roll på dagligvarumarknaden. För en stormarknad (7000 m<sup>2</sup>) är den totala energiförbrukningen 326 kWh/ m<sup>2</sup> och år medan för en liten områdesbutik (600 m<sup>2</sup>) är den totala energiförbrukningen 471 kWh/ m<sup>2</sup> och år. Vid energioptimering och användning av nya kylmedier måste effekten av olika åtgärder studeras. Ett modellverktyg där olika systemlösningar för kyla och värme kan simuleras ger möjligheter för projektörer och tekniker att kunna prova och jämföra olika åtgärder för samma butik. Ett sånt verktyg kräver fältnätningar, teoretiska studier och samling av erfarenhet från installationer och drifter av olika systemlösningar.

## *Resultat*

Inom detta avsnitt kan vi indela resultatet i två stora områden, mätningar och simuleringar, båda två ska presenteras var för sig.

## *Mätningar*

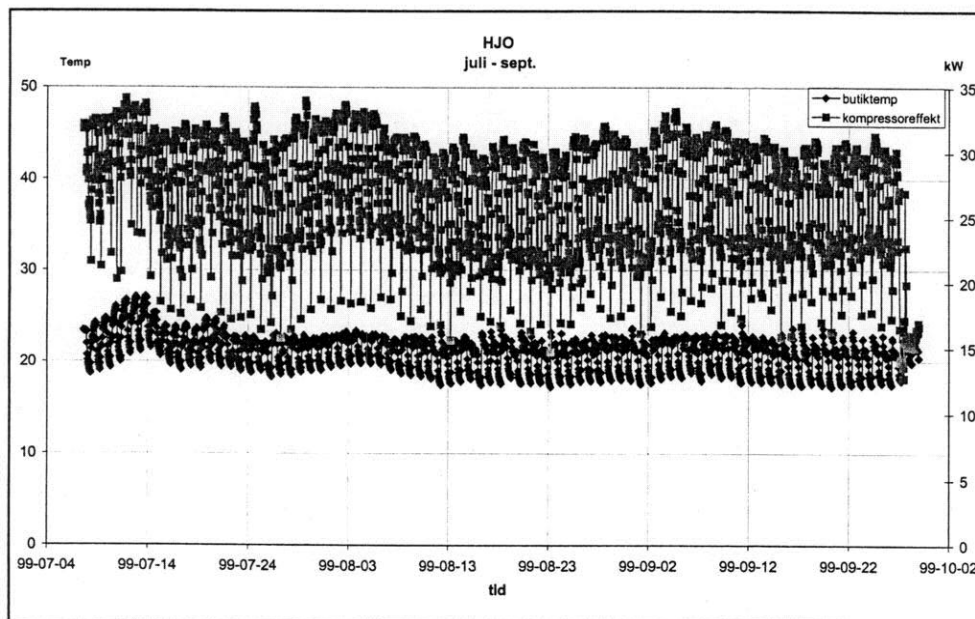
Efter en diskussion mellan de olika intressenterna i projektet bestämdes att genomföra tre sorters mätningar i några livsmedelsbutiker under tre olika perioder. I Period 1, (ett år) ska mätas utomhustemperatur, inomhustemperatur, köldbärare (framlednings- och returledningstemperatur), relativ fuktighet och kompressor effekt för kylsida. I Period 2 (en vecka) ska utföras noggrannare mätningar av maskiner och inomhusklimat och i Period 3 (en timme) ska genomföras detaljerade mätningar av diskar och kylmaskiner.

I juli 1999 startades mätningar för Period 1 i två butiker, Gröna Konsum i Hjo och Prix i Sala och i oktober sattes mätningar igång, också för Period 1, i Gröna Konsum i Farsta centrum.

Systemlösning för kylsystemet i livsmedelsbutiken i Hjo är ett kaskadsystem (systemlösning 5 i [1]) där en chiller via ett brinesystem kyler kyldiskarna, kylrum samt kondensorererna för de kylsystemet som finns i varje frysdisk och frysrum. I systemlösningen i Sala används också ett kaskadsystem (systemlösning 4 i [1]) där en kylanläggning kyler kyldiskar, kylrum och kondensator för ett annat vätskekylaggregat som går till frysdiskar och frysrum. Systemlösningen i Farsta Centrum använder en chiller för att kyla alla kondensorer som finns i diskarna och i frysrum och kylrum.

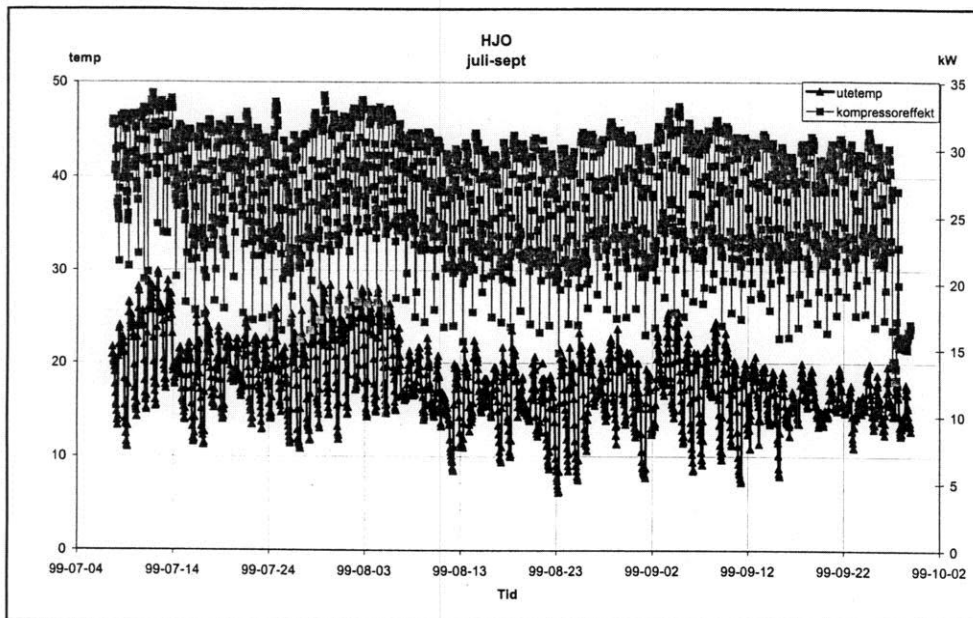
Temperaturer och fuktighet har uppmätts med hjälp av Tinytag-loggers och kompressoreffekt med hjälp av effektmätare (Elite 4). Temperatur och luftfuktighet lagras och mäts momentant varje timme: Effekten lagras också varje timme men i det här fallet räknas medelvärdet av 60 punkter under en timmes period.

Resultat från mätningar i Gröna Konsum i Hjo under period juli – sept. visas i figur 1 och 2.



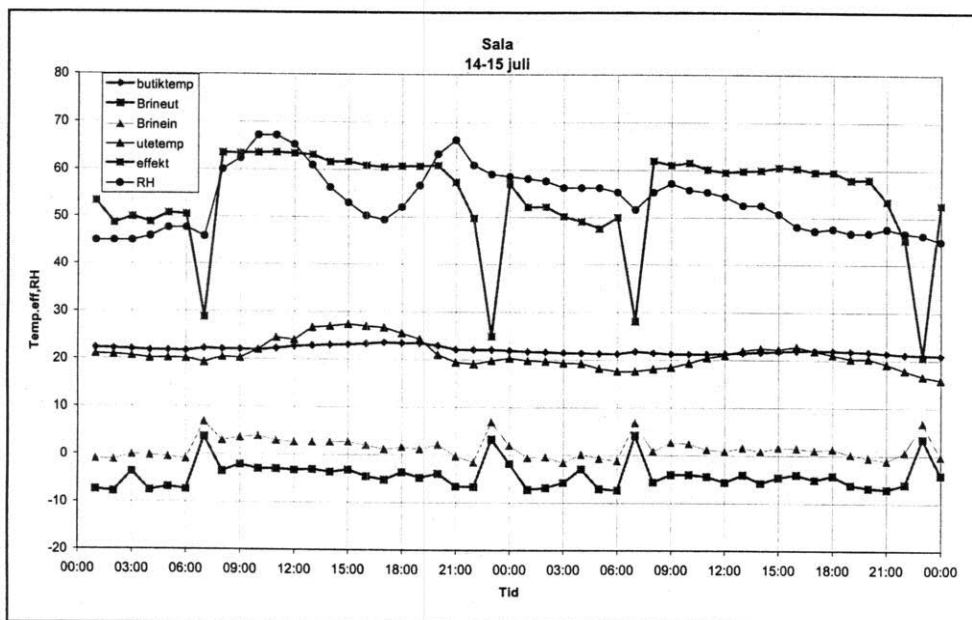
Figur 1: Butikstemperatur och kompressoreffekt under period juli - september 1999 med mätningar under en timmes period.

I figur 1 och 2 visas inverkan av butikstemperaturen och utetemperaturen på kompressoreffekten i kylanläggning. I mitten av juli uppstod ett fel i luftkonditioneringssystemet som orsakade temperaturer upp till 27,1°C i butiken som, i sin tur, påverkade kompressoreffekten som nådde en topp på 33,7 [kW] den 13 juli.



Figur 2: Utetemperatur och kompressoreffekt under period juli - september 1999 i Hjo

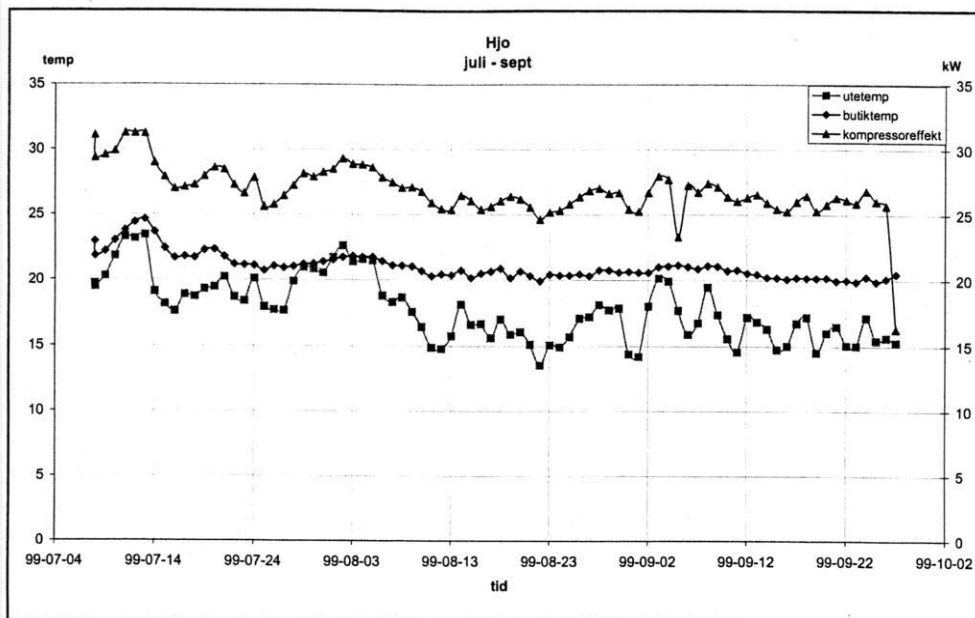
I figur 3 redogörs de olika temperaturer, relativ fuktighet och effekt som mättes mellan den 9 och 10 augusti i Prix butiken i Sala.



Figur 3: Mätningar i Sala under period 14 till 15 juli.

Figur 3 visar inverkan på kompressoreffekten från nattäckning av diskarna. Effekten minskar mellan 10% till 20% trots att variationerna av utetemperaturen och butikstemperaturen under perioden är små. En annan intressant parameter är köldbärarens temperatur som minskar under nattäckning. Brinetemperaturer har högre värde än de nominella temperaturerna  $-4^{\circ}\text{C}$  och  $-8^{\circ}\text{C}$ . Detta beror på att både butikstemperaturen och den relativa fuktigheten ligger över de normala värdena som i sin tur påverkar både kyleffekten och kompressoreffekten. De höga brinetemperaturerna påverkar också diskarnas och varornas temperaturer. Information om lufttemperaturen i diskarna saknas.

Medelvärden av mätningar under ett dygn har beräknats för att på ett bättre sätt kunna visualisera förloppet av de olika temperaturerna och kompressoreffekt under perioden juli-september. Resultaten visas i figur 4



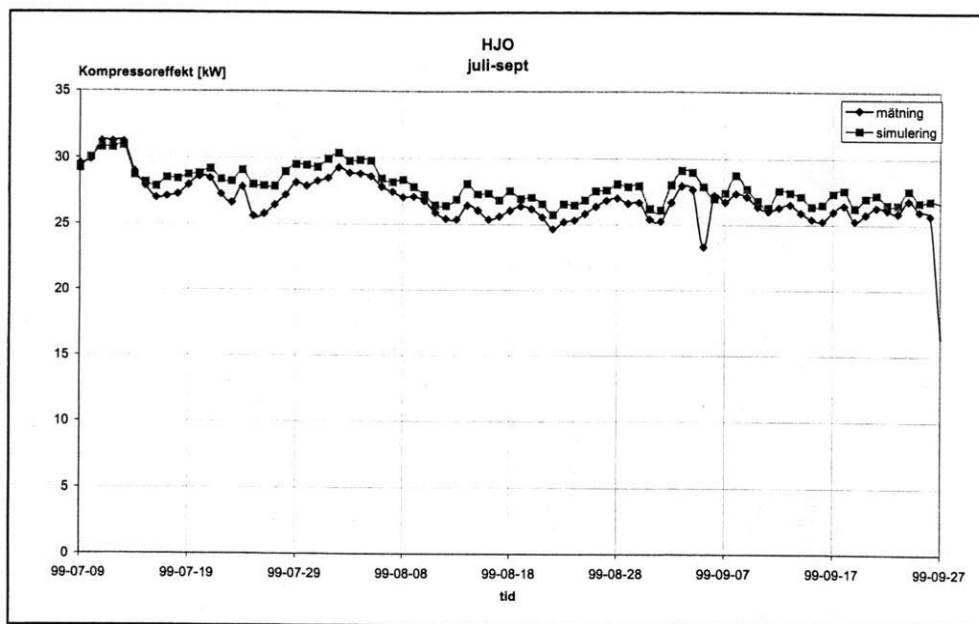
Figur 4: Medelvärdet av utetemperatur, butikstemperatur och kompressoreffekt under ett dygn för perioden juli - september 1999 i Hjo.

Diagram 4 bekräftar tydligt den inverkan utetemperaturen och butikstemperaturen har på kompressoreffekten. Mellan den 10 juli till 14 juli, när felet i luftkonditioneringen inträffade, nås den högsta effekten för hela perioden, den näst högsta effekten blev den 2 augusti när medelvärdet av utetemperaturen under hela dygnet var 22,6°C.

### Modellen

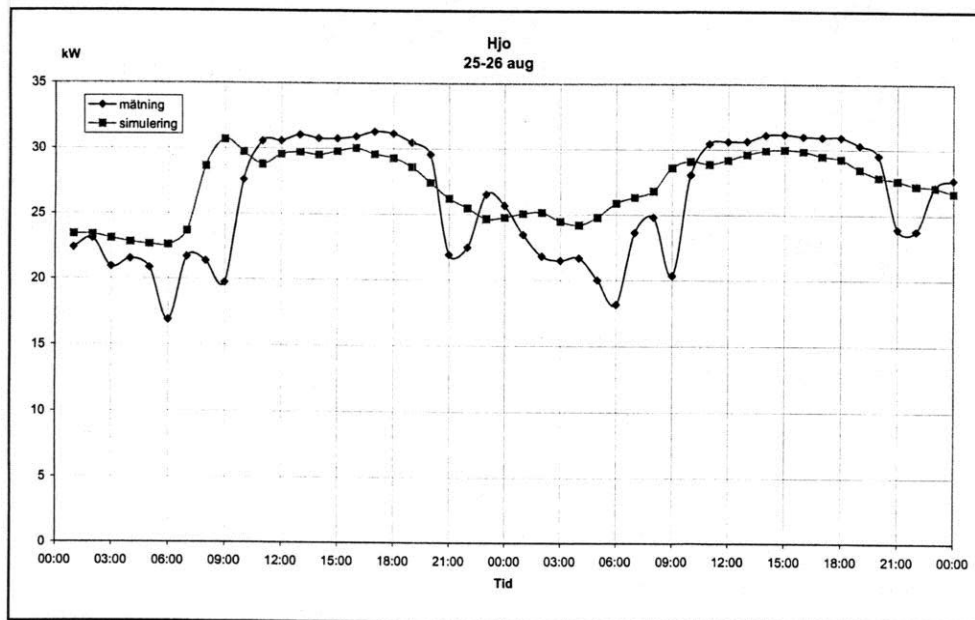
Ett modellverktyg för datorsimulering av kyl- och fryssystemet för butiken i Hjo har utvecklats. Programmet är skrivet i EES (Engineering Equation Solver) och arbetar med moduler, där de olika delarna av kylsystemet simuleras. Programmet styrs från ett huvudprogram därifrån de olika modulerna anropas. Det finns 6 moduler, en för värmeväxlarna, en för vätskekylaggregaten, en för kyldiskarna, en för frysdiskarna, en för kylrum och en för frysrums. Vätskekylaggregaten är huvudmodulen där både kondensator och förångare modelleras som värmeväxlare med konstant KA-värde. Kompressorn modelleras med hänsyn till den isentropiska och volymetriska verkningsgraden. Data för de olika delarna i systemet har tagits från respektive tillverkarnas katalog.

Vid simulering används utetemperatur, butikstemperatur och RF, från mätningar genomförda i Hjo, som indata. Resultaten från simuleringar presenteras tillsammans med mätdata från chillern i figur 5



Figur 5: Resultat från simuleringar och mätningar under perioden juli-sept. i Hjo.

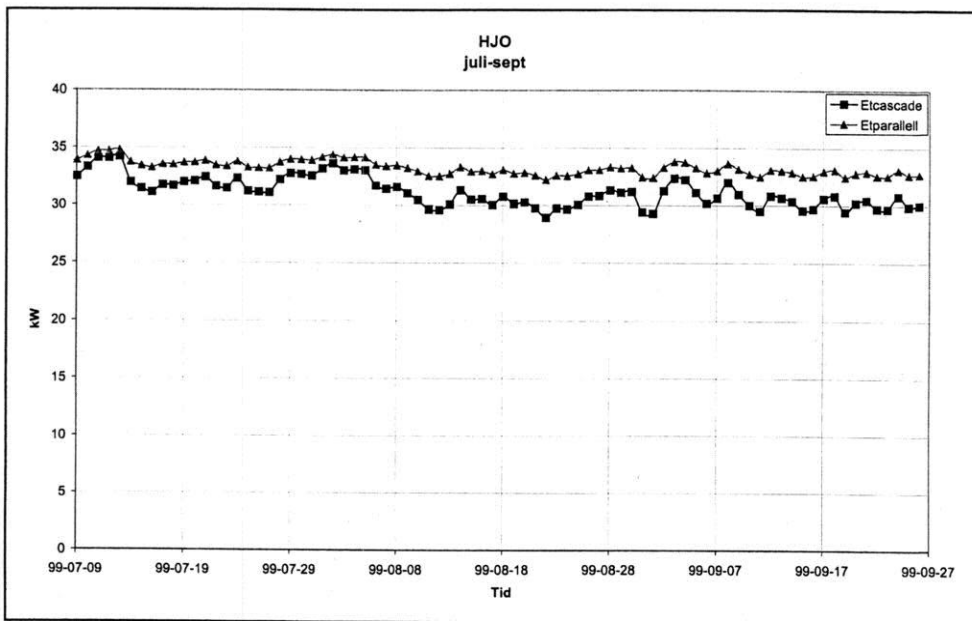
Skillnaderna mellan mätningar och simuleringar kan bland annat bero på att simuleringarna inte tar hänsyn till avfrostningar, nattäckning av diskarna, förluster i ledningar, och dynamiken i systemet. I simuleringar under en två dagars period, med en timmes intervall, som presenteras i figur 6 ses dessa skillnader tydligare.



Figur 6: Resultat från simuleringar och mätningar mellan den 25 och 26 augusti i Hjo.

En nackdel med indirekta kylsystem är en viss ökningen av energiförbrukningen. I många livsmedelsbutiker används dessutom parallella kylsystem för frys och kylsida som systemlösning (systemlösning 2 i [1]). Det höga tryckförhållandet mellan kondenseringstemperatur och förångningstemperatur för fryssystemet minskar den isentropiska och den volymetriska verkningsgraden som i sin tur orsakar en ökning av kompressoreffekten. Kaskadsystem kan bli en intressant alternativ för att minska energiförbrukningen och köldmediemängden. En datormodell som simulerar både ett kaskad och ett parallellt kylsystem för butiken i Hjo har utvecklats. Utetemperatur, butikstemperatur och RF från mätningar i Hjo används som indata. Resultaten i figur 6 visar den totala kompressoreffekten (kyl- och frys).





Figur 7: Jämförelse mellan ett kaskad och ett parallellt system under perioden juli-sept .

### *Slutsatser*

Utetemperaturen och butikstemperaturens inverkan på kylanläggning och kompressoreffekt visas tydligt i både mätningar och simuleringar. När det gäller mätningar, finns det ett stort behov av att göra noggrannare mätningar för både vätskekylagregaten och diskarna. Modellen måste förbättras där avfrostningar, nattäckning av diskar, förluster i ledningar, värmeåtervinning, luftkonditionering, klimat, mm. ska finnas.

Resultaten från simuleringar visar också att kaskadsystem kan bli ett bra alternativ för att minska både energiförbrukning och köldmediemängden i kylsystemet i livsmedelsbutiker.

### *Referenser*

1. Arias, J., Lundqvist, P. 1998, "Den energieffektiva butiken i teori och praktik", dokumentation från Klimat 21 dagen 1998, 1:a Informationsdagen, Klimat 21, Energimyndigheten.
2. Bourdouxhe, J-P., Grodent, M., Lebrun, J., Saavedra, C., Silva, K., 1994, A toolkit for primary HVAC system energy calculation-Part 2: Reciprocating chiller models. *ASHRAE Transactions*, volume 100, part 2: p. 774-786.
3. Granryd, E., 1998, *Introduction to Refrigerating Engineering, Part 2*, Department of Energy Technology, Division of Applied Thermodynamics and Refrigeration, Royal Institute of Technology, Stockholm, 154 p
4. Fahlén, P., 1999, *Butikskyla*, Arbetsrapport, SP Sveriges Provnings- och Forskningsinstitut, SP AR 1999:09, Energiteknik, Borås, 53 s.
5. Pinzon, T., 1999, *Systemlösningar för butikskyla*, Examensarbete i kylteknik, Institutionen för Energiteknik, Kungliga Tekniska Högskolan, Stockholm, 64 s.

# Den energieffektiva kyldisken

Monica Axell

Per Fahlén

Caroline Haglund

SP (Sveriges Provnings- och Forskningsinstitut)

## Sammanfattning

Vertikala kyldiskar är den vanligast förekommande kylmöbeln i butikerna och samtidigt den mest energislukande. Denna typ av kylmöbel gör det möjligt för butiken att lagra stora varuvolymer på en liten butiksyta. Butikerna vill exponera varorna på ett attraktivt sätt och stora öppningsytor är högt prioriterade. Infiltration av omgivningsluft ger därför ett stort bidrag till energiförlusterna i denna typ av diskar. I detta projekt studeras kyldiskens luftströmning och energiflöden.

En experimentell studie har utförts på en referensdisk. Målsättningen med experimenten har varit att studera inverkan av omgivningens klimat samt att generera indata till en energimodell av kyldisken och till en strömningsteknisk CFD-modell (CFD = Computational Fluid Dynamics) av luftridån. Erfarenheter från pågående projekt har visat att hastighetsmätningar (under 0,1 m/s) med traditionella varmtrådsgivare måste ersättas med mer avancerad mätteknik, t.ex. LDA (Laser Doppler Anemometri). För att kalibrera CFD-modellen har en mätmetodik utvecklats baserad på temperaturmätning, dels med termoelement och dels med värmekamera. Resultaten visar en kvalitativt god överensstämmelse. Värmekameran är ett snabbt och effektivt sätt att studera inverkan av olika strömningstekniska modifieringar.

Tre olika ansatser till energimodell jämförs och diskuteras. Den bästa överensstämmelsen nås i den modellansats där infiltrationen baseras på en värmebalans över luftridån. Den experimentella studien visar att både temperatur och fukt påverkar kyleffekten.

Nyckelord: energibalans, luftridå, CFD, kyldiskar, infiltration, SOFIE

## Introduktion

Vertikala kyldiskar svarar för en betydande andel av butikernas förbrukning av el. Ett nyckeltal för befintliga moderna diskar är 4000-8000 kWh /år. Med ca 10 mil installerad disklängd i Sverige innebär det en årlig energiförbrukning på 0,4-0,8 TWh bara för kyldiskar. Nutek's teknikupphandlingstävling för indirekt kylda diskar har visat att detta värde kan sänkas till < 2000 kWh/m och år. Det finns dock utrymme för ytterligare förbättringar. Undersökningar visar att de öppna kyl- och frysdiskarna är en svag länk i temperaturkedjan.

## Syfte och Mål

Projektet avser att kartlägga kyldiskens energiflöden och därefter analysera förutsättningarna att minska dessa. En kombination av strömningsteknisk modellering och experimentella studier i en "laboratedisk" ska ge kunskap om luftens fördelning internt i disken och luftutbytet med omgivningen: "laboratedisken" ska dessutom användas för att undersöka om ett helt nytt koncept för kyldiskens luftförsörjning kan minska energibehovet och förbättra varornas temperaturkvalité.

## Experimentella studier

En försöksserie har utförts på en referensdisk för att:

- Ta fram indata till en strömningsteknisk modell (CFD) av kyldiskens luftridå.
- Ta fram indata till en energimodell.
- Studera inverkan av omgivningsklimatet.

Försöken har utförts enligt den Europeiska standarden, EN 441. De mätpunkter som finns i standarden har utökats med följande provpunkter för att generera indata till energi- och CFD-modellerna: Luftens tillstånd i hyllplanen, inblås- och returtemperaturer, luftens tillstånd före och efter kylbatteriet, smältvattenmängd, temperatur på kyldiskens och klimatkammarens ytor samt temperaturprofilen i luftridå. För att kunna jämföra inverkan av olika klimat måste varutemperaturen vara samma vid försöken. Vid försöken har stabilitet definierats av att medelvärdet i samtliga synliga paket är  $t_{mv} = 7,5 \pm 0,5 \text{ °C}$ . Resultat från dagfallet baserar sig på en provningscykel med 24 timmar dagdrift. Avfrostningen utförs med varm köldbärare var fjärde timme och avbryts när in och utgående köldbärare är lika. Målsättningen med försöken är att generera indata till modelleringen och få en ökad kunskap om olika parametrars inverkan på kyldiskens energiflöden. De aktuella provpunkterna redovisas i tabell 1.

Tabell 1. Redovisning av omgivningsklimat som ingår i försöksserien.

Försök	Torr temperatur ( $t_o$ ) °C	Relativ ångtryck ( $RH_o$ ) %	Ångkvot ( $x_o$ ) g vatten/ kg torr luft
1	20	51	7,5
2	20	Torrt *	Torrt*
3	15	70	7,5
4	15	Torrt *	Torrt *

\* Luftens dagpunkt är lägre än lägsta köldbärartemperatur.

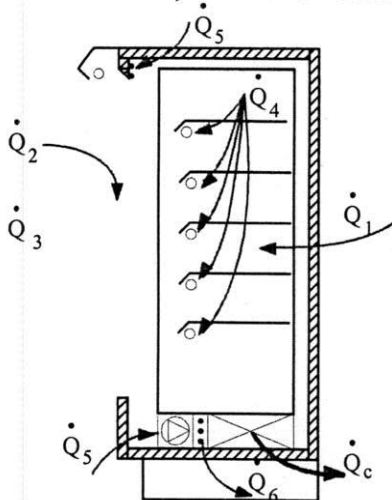
Försök har även utförts med nattgardin. I EN 441 pågår nattcykeln i 12 timmar och föregås av dagdrift i 12 timmar. I detta fall har nattfallet körts längre tid för att studera nattdrift under ett fortvarighetstillstånd. Varutemperaturen har sjunkit något under natten,  $t_{mv} = 7,0 \pm 0,5 \text{ °C}$ . Luftläckage har minimerats genom att försegla nattgardinen med tejp.

## Energibalans

Värmeförluster som ingår i energibalansen redovisas i figur 1. Tre olika ansatser för att beräkna dessa värmeförluster jämförs. Följande förlustbidrag är samma i modellerna: avfrostning, interna fläktar, intern belysning, ledning genom gavlar, extern belysning och strålning. I modell 1 och 2 beräknas ledning genom tak och rygg genom att beräkna väggarnas värmemotstånd, areor samt temperaturdifferens mellan uppmätt ytemperatur på rygg respektive tak och lufttemperaturen i luftkanalen efter kylbatteriet. I modell 3 beräknas ledning som en entalpiförändring orsakad av luftens temperaturhöjning från positionen efter batteriet till inblås. Luftens ångkvot antas konstant och mäts efter batteriet. Halva massflödet passerar ut genom ridån, resten blåses ut genom ryggen på vägen upp. 75 % av luften antas värmas till utblåsttemperaturen. Infiltrationsgraden beräknas på olika sätt i modellerna enligt följande:

- Modell 1, Billiard (1993): Infiltration baseras på uppmätt smältvattenmängd under ett dygn

- Modell 2, Fahlén (1999): Infiltration baseras på fuktbalans i luftridå. Ridån antas vara symmetrisk och uppvärmning av den interna luften sker endast genom infiltration.
- Modell 3, Infiltration baseras på energibalans över luftridå.



Figur 1. Energimodell

Värmeförluster fördelas på följande bidrag :

- Avfrostning av kylbatteriet
- Infiltration genom luftridån.
- Förluster på grund av ledning genom gavlar, värmning av matvaror
- Förluster på grund av ledning och extern belysning, värmning av luftkanal
- Förluster på grund av strålning, värmning av matvaror
- Förluster på grund av extern belysning värmning av matvaror
- Förluster, interna fläktar.
- Förluster, intern belysning

### CFD-modell av kyldisk

En tvådimensionell CFD-modell med CFD-koden SOFIE, Welch and Rubini (1996), har tagits fram för att studera inverkan av luftridån under icke isoterma förhållanden. Modellen är en fullskalemodell av kyldisken. Beräkningarna utförs med följande ansatser: stationär drift och turbulensmodell enligt k- $\epsilon$ . Beräkningsgeometrin omfattar hela kyldisken och ett fritt område på 1,5 m utanför kyldisken. Ett konstant tryck användes som randvillkor mot yttre atmosfär. Alla hyllor modelleras inledningsvis som isoterma blockeringar, vilka hindrar luftflödet.

Mätningar och beräkningar har utförts för tre olika driftsfall:

- Kyldisk olastad, isotermt
- Kyldisk lastad enligt EN 441, isotermt
- Kyldisk lastad enligt EN 441, icke isotermt

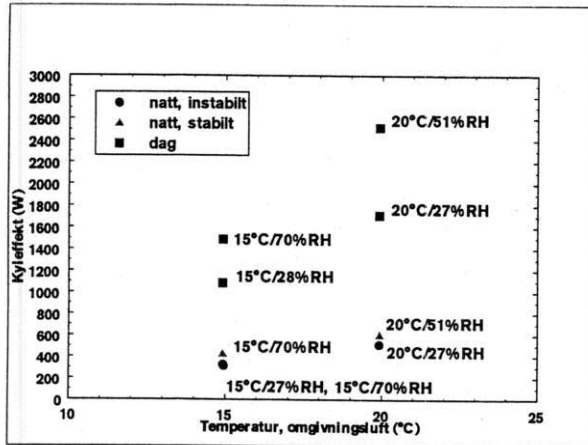
Totalt luftflöde och luftflödet genom luftridå baseras på uppmätta resultat. Hastighetsprofilen antas vara symmetrisk från centrum och ut mot sidoplåten. Hastighetsprofilen i hyllplanen baseras på tidigare uppmätta och modellerade resultat enligt Axell (1998). Den icke isoterma modellen är utförd för driftsfall 20 °C och torr luft. Indata till detta driftsfall är baserad på uppmätta resultat. Varorna ansätts som inaktiva blockeringar och en ytemperatur ansätts för varorna baserat på uppmätta resultat. Erfarenheten från pågående projekt har visat att det är svårt att arbeta med varmtrådsanemometrar vid låga hastigheter (< 0,1 m/s). Därför har en ny metodik tagits fram för att kalibrera CFD-modellen. Denna metodik är baserad på temperaturmätningar i luftridån och omgivande luft.

Följande två mätmetoder för temperaturen används:

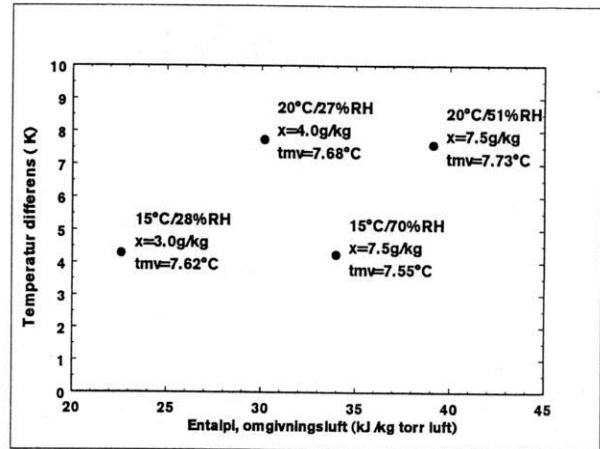
1. Traditionell mätning med tunna termoelement monterade på en tunn bakelitstav med 10 mm avstånd mellan termoelementen. Bakelitstaven förflyttas i djupled och höjled
2. Temperaturmätning av luftridån med värmekamera. Ett svart papper monteras vinkelrätt in i luftridån och papprets ytemperatur representerar temperaturfördelningen i luftridån.

## Resultat

Kyleffekten som funktion av omgivningsluftens temperatur visas i figur 2. Notera att försöken som var planerade att köras i ett absolut torrt omgivningsklimat i praktiken innehåller en del fukt i luften men att vatteninnehållet i försök 2 och 4 är ungefär lika stora. Spridningen i resultat med nattgardin är liten. De förluster som påverkar kyldisken med en optimalt fungerande nattgardin är värmning genom ledning och extern belysning, vilket värmer luften i luftkanalen, samt från värmeförluster från den interna fläkten.



Figur 2. Kyleffekt som funktion av omgivningsklimatets torra temperatur



Figur 3. Temperaturdifferens mellan inblås- och returtemperatur som funktion av omgivningsluftens entalpi

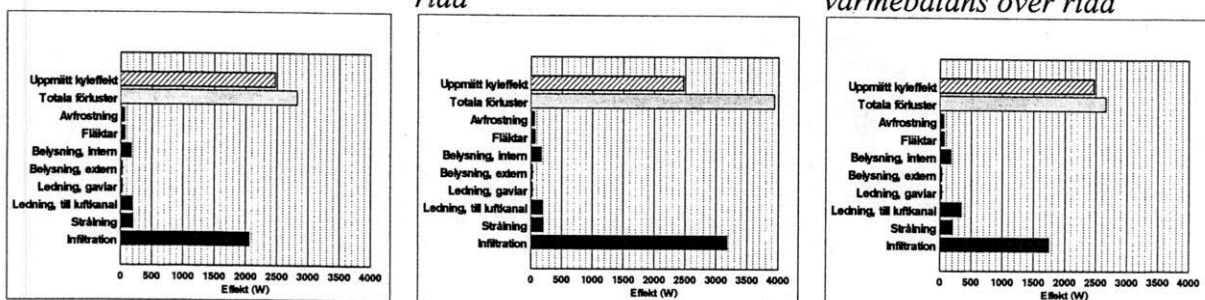
För att studera kyldiskens funktion är det vanligt att inblås- och returtemperaturen samt temperaturen i omgivningen mäts. I figur 3 redovisas denna temperaturdifferens som funktion av omgivningsluftens entalpi. Figureerna visar att en tolkning av infiltrationsförlusterna endast baserad på torr temperatur före och efter batteriet kommer att resultera i en underskattning av förlusterna vid fuktigt omgivningsklimat.

Resultaten från de tre modellansatserna visas i figur 4. Modell 3 ger den bästa överensstämmelsen med uppmätt kyleffekt. Värmeförlusterna överskattas med 7,6 %. Sämst överensstämmelse fås med modell 2, vilken är tänkt för enkla fältmätningar (temperatur och/eller fuktmätning). Metoden fungerar bäst vid symmetrisk ridå och litet strålningsutbyte, vilket inte gäller för denna disk.

Ansats 1: Billiard (1993)  
Infiltration beräknas från smältvattenmängd

Ansats 2: Fahlén (1998)  
Infiltration beräknas från fuktbalans för symmetrisk ridå

Ansats 3: Från mätningar (1999)  
Infiltration beräknas från värmebalans över ridå

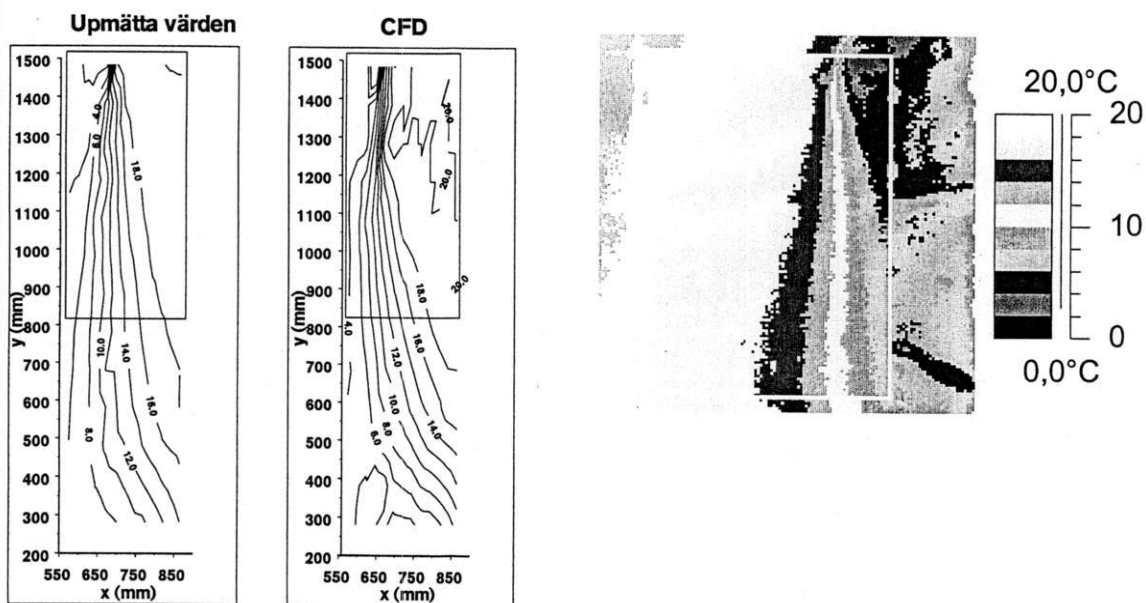


Figur 4. Jämförelse mellan tre olika ansatser för beräkning av värmeförlusterna. Beräkningar är utförda för försök1, 20 °C och RH=51%

I figur 5 jämförs modellerad temperaturprofil av luftridån med uppmätt temperaturprofil, dels med termoelement och dels med värmekamera. Indata till modellen och uppmätta resultat är hämtade från försök 2, 20 °C och torrt. Resultaten visar en kvalitativt god överensstämmelse. Den beräknade modellen underskattar kylridåns bredd och temperaturen i returluften är 2 °C för hög. Arbete pågår med att kalibrera modellen. Uppmätta temperaturprofiler visar en relativt god överensstämmelse.

Uppmätt temperaturprofil i luftridå med termoelement  
 Beräknad temperaturprofil i luftridå

Uppmätt temperaturprofil i luftridå med värmekamera. Bilden visar övre delen av ridån närmast inblås.  
 Notera att denna bild är spegelvänd

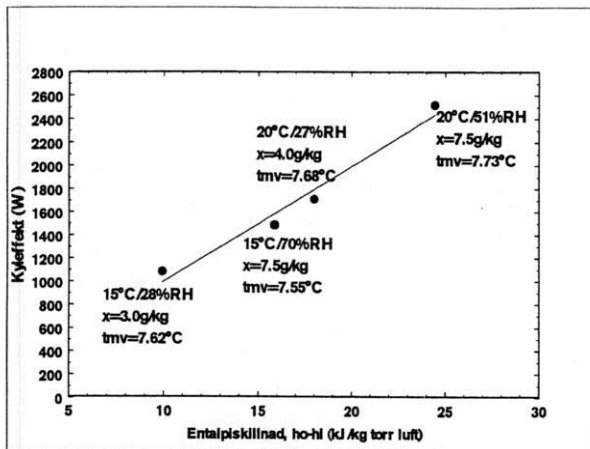


Figur 5. Temperaturprofil i luftridå. Jämförelse av modellerade och uppmätta resultat. Försök 2, 20°C och torrt.

### Slutsatser

Ledning, strålning och den sensibla delen av infiltrationen är samtliga en funktion av den torra temperaturen. Den latent delen av infiltrationen och avfrostningen påverkas av fukttinnehållet i omgivningsluften. Inverkan av extern belysning samt de interna elförbrukarna fläkt och belysning är oberoende av klimatet. Dessa bidrag kommer att få en större procentuell inverkan på förlusterna när kyldisken förbättras och den totala kyleffekten sjunker. Omgivningens torra temperatur är den viktigaste parametern. I figur 6 visas kyleffekten som funktion av entalpiskillnaden mellan kyldiskens inre och yttre atmosfär. Kurvan visar att kyleffektbehovet är direkt proportionellt mot entalpidifferensen mellan inre och yttre atmosfär i kyldisken det bidrag som dominerar. Kurvan visar att man sannolikt kan förutsäga kyleffektbehovet vid ett godtyckligt tillstånd utifrån två provade omgivningsklimat.

Vid nattäckning består förlusterna endast av ledning och bidrag från extern belysning som värmer luften i luftkanalen samt värmeförluster från den interna fläkten. Inverkan av fukt kan försummas och kyleffekten är en funktion av temperaturen. Summeras dessa förlustbidrag i energimodellerna fås den bästa överensstämmelsen med modell 3.



**Figur 6.** Kyleffekt som funktion av entalpi-differensen mellan inre och yttre atmosfär.

Vid jämförelse av uppmätt smältvattenmängd och fuktutfällningen i batteriet baserad på temperatur och fuktmätning före och efter batteriet, underskattas fuktutfällningen med smältvattenmetoden med 19 %. Modell 1 baserad på smältvattenmängd ger en kvalitativt god bedömning av värmeförlusternas fördelning men metoden ökar i osäkerhet med sjunkande fukthalt i omgivningsluften. Modell 2 baseras på ett antagande att all uppvärmning av luften sker genom inblandning av extern luft i ridån. Infiltrationsgraden beräknas från en fukt- och/eller temperaturbalans i luftridån. Infiltrationsbidraget från inre och yttre atmosfär antas vara lika stora. Med beräknad infiltrationsgrad och värmebalans från modell 3 fås att 16 % av den medtryckta luften kommer från den interna luften och 53 % kommer från den externa luften. Resultaten visar att fältmetoden modell 2 ganska enkelt kan modifieras för att gälla för godtyckliga diskar.

Att studera luftridåns temperaturprofil med värmekamera är ett snabbt sätt att studera inverkan av olika strömningstekniska förändringar.

### Referenser

- Axell, M, Andersson, G.P. Fahlén, (1998). Den energieffektiva kyldisken, Klimat 21, STEM, Stockholm.
- Billiard, F, Gautherin, W, (1993), Heat balance of an open-type frozen food display cabinet., C.R. Reun. Palmerstone, IIF / Proc. Meet. Palmerstone North 1993-3: 322-331.
- Fahlén, P(1999), Butikskyla, CTH Installationsteknik 1999, Göteborg.
- Welch, S and Rubini, P, (1996), SOFIE-Simulation of Fires in Enclosures, Users Guide, Cranfield University.

# Effektiva förångare till kyl- och frysskåp

Erik Björk

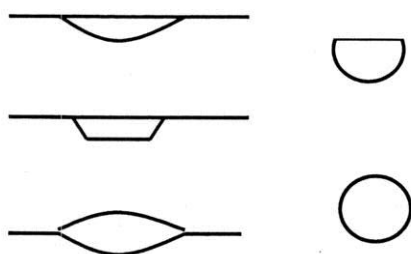
Tillämpad termodynamik och kylteknik  
KTH

## Sammanfattning

Projektet syftar till att finna samband för värmeövergång och tryckfall i kyl- och frysskåps förångarkanalerna. Det här dokumentet presenterar en experimentell studie av en vanlig platt, kylskåpsförångare av typ Z-bond. (även kallad kanalplattförångare i äldre litteratur) Två metoder, infraröd kamera och termokroma flytande kristaller, har använts för att mäta dess temperaturer under dels cykliska och dels stationära förhållanden. Det visas bl.a. att förångaren inte arbetar effektivt under en relativt stor del av kompressorns gångtid.

## Introduktion

Trots att kylskåp och frysar tillverkas i mycket stora kvantiteter varje år så bygger utformningen av skåpens förångare till stor del på konstruktörernas erfarenhet och fingertoppskänsla. De beräkningsmetoder för värmeövergångstal och tryckfall som finns beskrivna i litteraturen baseras på försök med cirkulära rör av relativt stor diameter och är därför inte självklart tillämpliga för de typer av kanaler som förekommer i kylar och frysar.



## Exempel på tvärsnittsgeometrier i kyl- och frysförångare

Grundläggande termodynamiska samband visar att denna effektivitet är direkt relaterad till temperaturdifferensen mellan mättnadstemperaturerna i förångare och kondensor. Eftersom lufttemperaturerna i och omkring kylan/frysen är givna innebär detta att temperaturdifferenserna mellan köldmedium och luft i förångare och kondensor bör vara så små som möjligt. Större delen av dessa differenser ligger på luftsidan och ett omfattande arbete har lagts ner på utformningen av luftsidan. Möjligheterna begränsas dock här av estetiska och praktiska hänsyn. I detta projekt är målsättningen att skapa ett verktyg för att kunna dimensionera en kyl/frys förångares köldmediesida så att kombinationen lågt tryckfall och god värmeöverföring erhålls. Projektet bedrivs som ett samarbete mellan Electrolux, KTH/Energiteknik/Kylteknik samt Energimyndigheten. Handledare på Electrolux är Klas Andersson och Per Wennerström. På KTH Björn Palm.



## ***Inledning***

För att finna sambanden för värmeövergång och tryckfall planeras en rigg med möjlighet att betrakta renodlade raksträckor av förångarkanaler med olika tvärsnittsgeometrier och under olika förhållanden (yteffekt, ånghalt inlopp, oljekoncentration, massflöde).

Den delstudie som presenteras här har haft som syfte att bättre karaktärisera arbetsförhållandena under normal drift för ett standardkylskåp och därigenom ge värdefull information inför utformning av rigg. Den har dessutom syftat till att ge en bättre allmän förståelse för systemets funktion under cykliska förhållanden samt att belysa frågeställningar såsom "var är köldmediet när?". En annan intressant fråga ur projektets synvinkel har varit huruvida kokningens karaktär i köldmediekanalerna kan avgöras genom noggranna temperaturmätningar på förångarens utsida? Det är känt att en viss typ av flödeskokning sk stratifierat flöde där köldmedievätskan strömmar längs kanalens botten och gasen ovanpå ger en temperaturskillnad mellan kanalens topp och botten. I detta fall kompliceras dock denna effekt av den termiska kortslutning som oundvikligen sker mellan de parallella kanalerna i förångaren

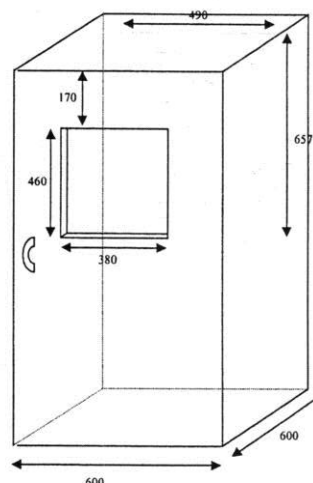
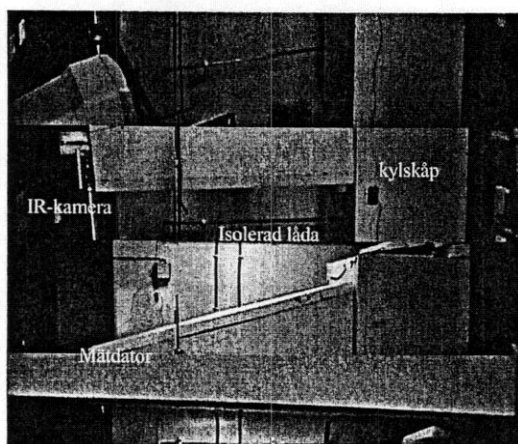
## ***Försökens genomförande***

Inledningsvis identifierades ett typskåp. Ett 175cm högt kylskåp av standardmodell från Electrolux Mariestadsfabrik utvaldes. Kylskåpet var av märket Electrolux model ER8893C. Det är av sk statisk modell dvs förångare och kondensor utbyter värme genom egenkonvektion. Detta skåp uppmättes inledningsvis noggrant under cykliska förhållanden med vanliga termoelement.

## **Mätning med Infraröd kamera**

### ***Mätuppställning.***

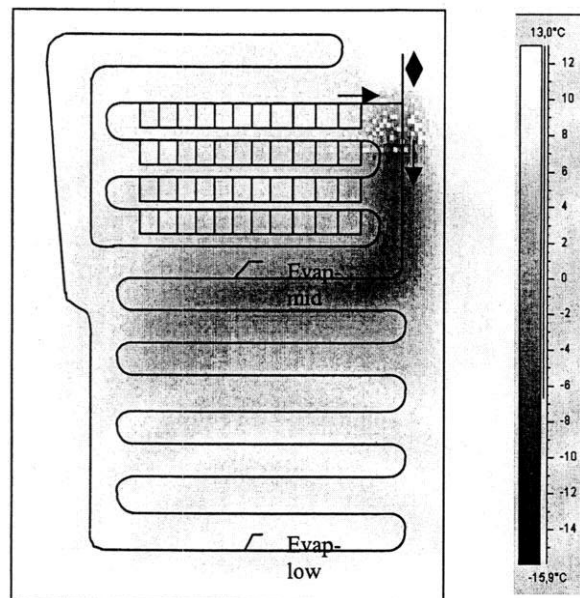
Mätsystemet bestod av en Infraröd kamera av modell SW782 (kyld med flytande kväve), ett datainsamlingssystem (båda från Agema) och en ordinär PC. Kopplingen mellan IR-kameran och PC:n gjorde det möjligt att spara enskilda bilder samt sekvenser av bilder för senare analys. Dessutom loggades temperaturerna med termoelement av typ T med ett separat mätdatainsamlingssystem. Mätningarna utfördes i en klimatkammare där omgivningstemperaturen kunde justeras efter behov.



*Mätuppställning Infraröd temperaturmätning samt skiss över skåp*

Ett rektangulärt hål togs upp i kylskåpets dörr för att ge IR-kameran fri sikt över förångaren. Det visade sig att den lackfärg som förångaren var målad med hade ett lägre emmissivitetstal än

förväntat (förmodligen beroende på att den vita pulverlacken är genomskinlig för värme- strålning). Förångaren spraymålades därför med matt svart färg för att få ett högt emmissivitetstal. Ett första försök med tunn plastfilm (vanlig gladpack) som fönster misslyckades då dämpningen av värmestrålning blev för stor. (Dock slog det ej ned kondens på plastfilmens utsida som befarat!). Därför byggdes en isolerad låda av frigolit från IR-kamerans lens till kylskåpsdörrens håll. Härigenom eliminerades inte bara dämpningen av värmestrålning från förångaren utan även reflexioner från infallande bakgrundsvärmestrålning.



*Evaporatorn strax efter kompressostart (IR-bild)*

I bilden ovan har köldmediekanalerna ritats ut. En vertikal pil i övre högra hörnet indikerar insprutningen. Därefter strömmar köldmediet ned genom horisontella kanaler. Stigarröret på förångarens vänstra sida leder köldmediet till ackumulatorm (rutiga området) innan det slutligen lämnar förångaren genom sugledningen (horisontell pil åt höger).

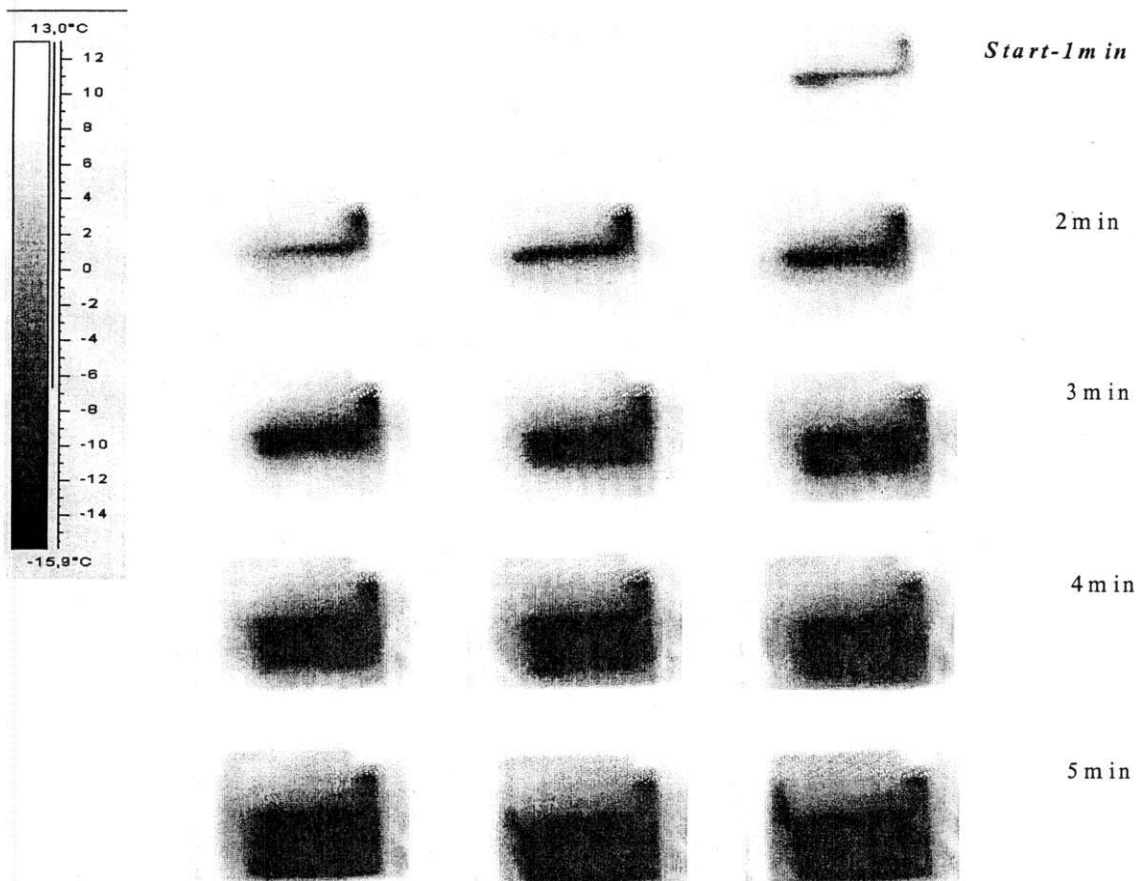
### **Mätningens genomförande**

Omgivningstemperaturen i klimatkammaren hölls vid ungefär 17°C för att ge ett cyklade system. (Kylskåp och frysar för hushållsbruk använder on/off kapacitetsreglering). När jämna cykler uppnåtts togs olika bildserier med olika tidsupplösning. Därvid antogs emmissivitetstalet på förångaren till 0,9.

Analysen av IR-bilderna gjordes med PC och mjukvaran Irwin Image Viewer. Med denna erbjöds möjligheten att i efterhand analysera önskade temperaturintervall. En störning som var närvarande vid alla mätningar gav det snöflingsliknande mönstret på förångarens övre del.

### **Resultat**

De individuella köldmediekanalerna kunde ej identifieras med IR-kameran under "nära steady state" förhållanden strax innan kompressorns frånslag. IR- systemet har en maximal upplösning på 0,3°C och förmodligen behövs en högre upplösning.



*De fem första minuterna efter kompressorstart*

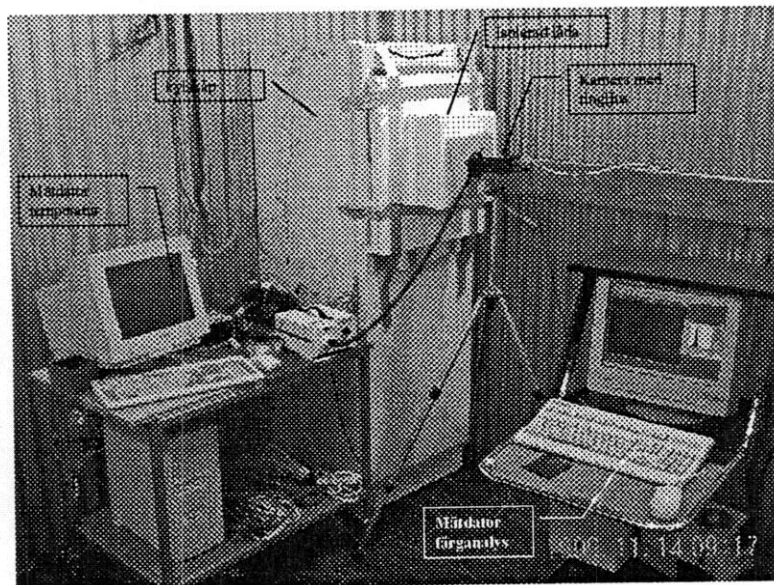
Intressantast var de fem första minuterna efter kompressorns tillslag. Den första rutan visar förångaren strax innan kompressorn slår till. I detta ögonblick finns köldmediet samlat i förångaren efter en stilleståndsperiod på nästan en timme. (kallaste punkten och kapillärörstrykning) Då kompressorn startar sjunker trycket i förångaren och köldmediet börjar koka. En viss köldalstring kan skönjas i den andra rutan kring ackumulatorm och köldmediekanalerna. Efter en minut (höger högst upp) har en del av köldmediet gjort den fulla loopen genom kondensorn och åter nått evaporatorm vilket ses som en kraftig nedkylning kring förångarens insprutning. Härefter kommer en vätskefront att röra sig längs med förångarkanalerna så att det nedkylda partiet ökar. Efter fem minuter (sista bilden) har vätskefronten nått stigarröret på förångarens vänstra sida. Två intressanta iakttagelser kan göras. Köldmediet förflyttas under kompressorns första gångminut bort från förångaren och den enda köldalstringen härefter kommer från nyanländande köldmedium från kondensorn. Med ett antagande om att hela köldmediemängden (37g) från början finns i förångaren och därefter hastigt kokar av skulle förångaren idealt nedkylas 17 grader. I verkligheten sjunker förångarens temperatur bara ett par grader. Köldmediet verkar pumpas (ej koka) bort till kompressorn. Denna misstanke styrks av att sugledningen precis innan kompressorn blir kall vid start (och bekrästs ytterligare efter preliminära resultat från glasfrontsförångare). Den andra iakttagelsen är att en avsevärd tid åtgår för köldmediet att fylla upp förångaren efter kompressorstart. Förångaren arbetar m.a.o. ej effektivt under de första minuterna från kompressorstart. Omräknat i kompressortid och förångarearea går förångaren tom på kokande köldmedium under två och en halv minut (tom vid 0 minuter full vid 5). Detta skall jämföras med en total gångtid på 29 minuter.

## Mätning med termokroma flytande kristaller (TLC)

För att undersöka om en temperaturdifferens kunde uppfattas över de individuella köldmediekanalerna vid stationära förhållanden införskaffades sk termokroma flytande kristaller (smalbands röd start  $-19,9^{\circ}\text{C}$ , blå start  $-17,9^{\circ}\text{C}$ , inkapslade, från Hallcrest). Dessa har egenskaperna att ändra färg med temperatur. Kombinationen en digital videokamera (Donpisha 3CCD) tillsammans med PC och ett sk framegrabber program gör att bilder och sekvenser kan sparas och senare analyseras med ett bildbehandlingsprogram. (Optimas 6.2)

### *Mätuppställning*

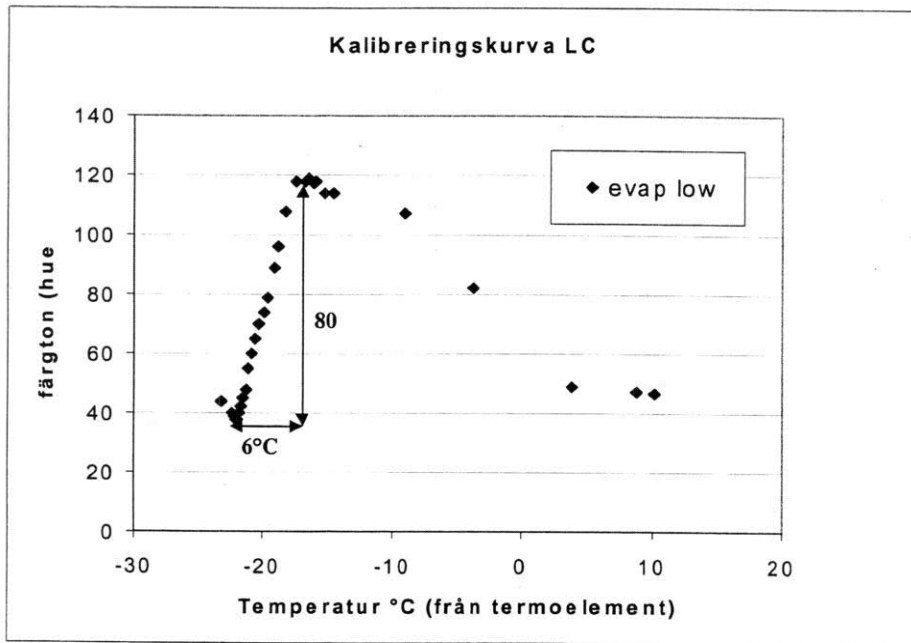
En mätuppställning liknande IR mätningenn användes. Här behövs dock belysning som erhålls genom sk ringljus som ger ett vitt ljus utan värmestrålning. Separata datorer användes för temperaturmätning resp. bildbehandling.



*Mätuppställning för mätning med termokroma flytande kristaller*

## **Kalibrering av TLC**

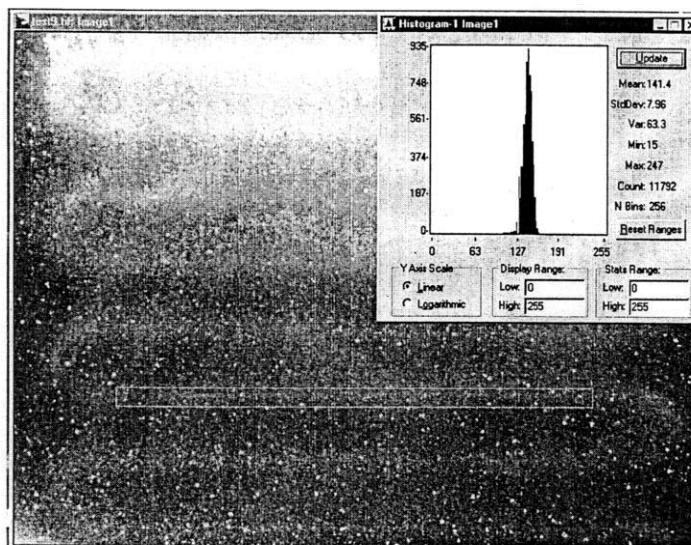
Avkodningen från färg till temperatur sker genom att först (under rådande förhållanden belysning, avstånd, inställningar) göra en kalibreringskurva där medelvärdet av färgtonen (hue) inom ett område knyts ihop med den temperatur som simultant mäts inom området. Detta upprepas för olika temperaturer.



*Kalibreringskurva TLC  $6/80=0,075^{\circ}\text{C}$  upplösning*

### **Resultat**

Ingen temperaturskillnad kunde uppmätas med denna metod mellan köldmediekanalernas över- respektive undersida. En temperaturskillnad på ca  $0,2^{\circ}\text{C}$  kunde uppmätas mellan kanalens mitt och dess över- resp. undersida. (Detta med antagande om bästa erhållna temperaturupplösning från kalibrering).



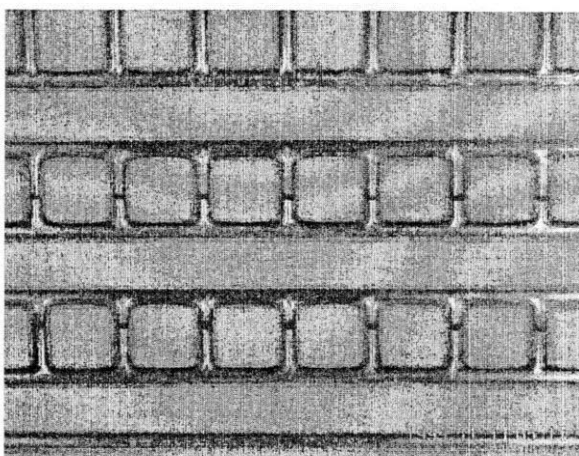
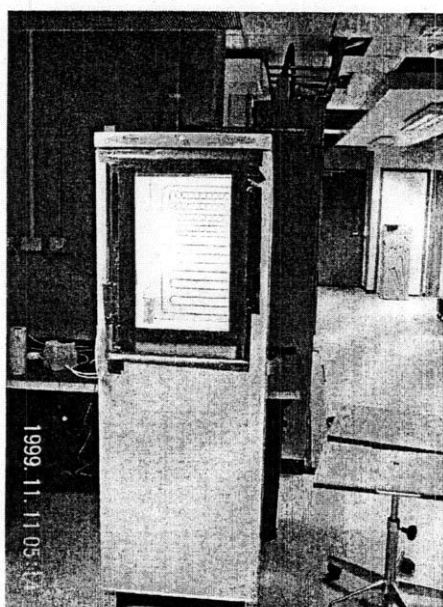
*Temperaturmätning mitt på förångarkanalen*

## *Slutsats*

Resultaten från denna studie visar att den undersökta förångaren arbetar ineffektivt de första minuterna efter kompressorstart innan den fyllts upp med köldmedium. Förångaren blir nästan isotherm vid stationära förhållanden och endast en temperaturdifferens på ca 0,2°C kunde uppmätas mellan en köldmediekanal och dess omgivning. Ingen temperaturdifferens kunde uppmätas mellan kanalernas över- resp. undersida och därför kunde ej antagandet om stratifierat köldmedieflöde bekräftas.

## *Planerat härnäst*

En förångare med glasfront har byggts och skall härnäst filmas med höghastighetskamera. Preliminära resultat visar att kylskåpet beter sig normalt (uppfyllningstid mm) samt att köldmediet syns väl.



*Kylskåp med glasfrontsförångare/ närbild på ackumulator. Observera kölmedienivån.*

I ett ytterligare framtida steg skall en rigg byggas för att noggrant uppmäta tryckfall och värmövergångstal för en "renodlad raksträcka" med den typ av tvärsnittsgeometrier som idag används i kyl- och frysskåp.

# VÄRMEÖVERGÅNG VID FÖRÅNGNING AV R22 I EN KOMPAKT LÖDD PLATTVÄRMEVÄXLARE

JOACHIM CLAESSION, BJÖRN PALM  
KUNGL TEKNISKA HÖGSKOLAN, Inst. för Energiteknik,  
Avd. för Tillämpad termodynamik och kylteknik  
100 44 Stockholm  
E-post: [claesson@egi.kth.se](mailto:claesson@egi.kth.se), [bpalm@egi.kth.se](mailto:bpalm@egi.kth.se)

## Sammanfattning

Mätningar har utförts på en kompakt lödd plattvärmeväxlare där den för förångningen i anspråk tagna värmeväxlararean har observerats och registrerats med hjälp av temperaturkänsliga flytande kristaller (TLC). Flertalet överhettningar har använts vid mätningarna, likaså ett flertal överförda effekter och vattenflöden. Ett par observationer baserat på utvärderade mätdata kan göras, bland annat att den använda kokarean är nästan oberoende av den totala överförda effekten men uppvisar ett starkt beroende av överhettningen och att kokvärmeövergångstalet på köldmediesidan är beroende (enbart) av yteffekten,  $q''$ , för kokdelen. Detta tyder på att kokregimen är av typen kärkokning.

## Introduktion

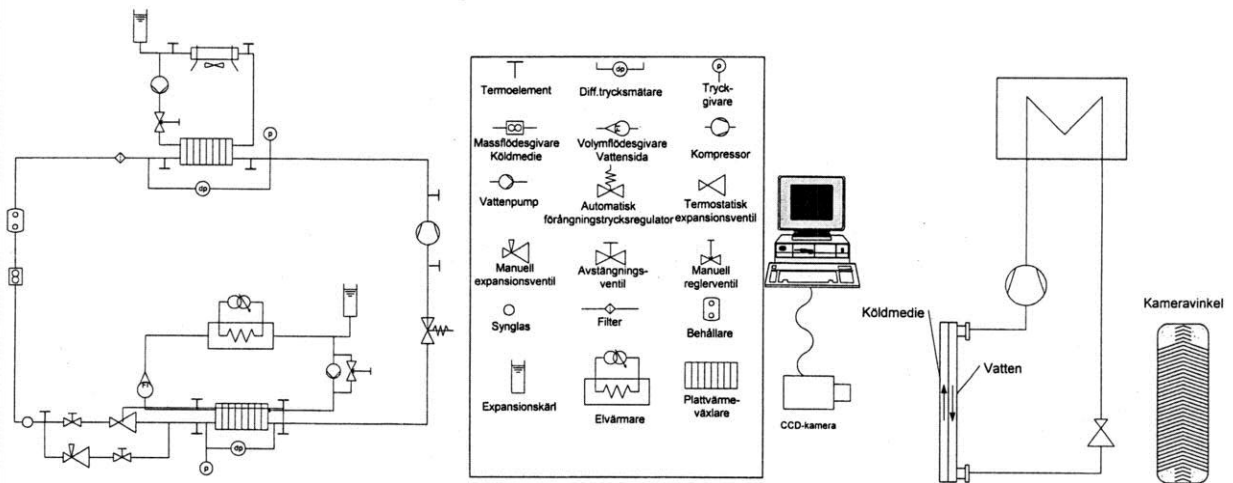
Plattvärmeväxlare har under en längre tid använts inom svensk industri. Ursprungligen utvecklades den bland annat för att erhålla en värmeväxlare som var enkel att rengöra, vilket efterfrågades hos livsmedelsindustrin. Efterhand utvecklades även metoder att löda ihop plattorna vilket ledde till högre tryck, som i sin tur innebar att plattvärmeväxlare kunde användas som förångare och kondensorer i kyl- och värmepumpsapplikationer. Tack vare deras utomordentliga prestanda och deras lilla inneslutna volym i förhållande till pris har inneburit att deras popularitet stadigt ökat.

För att de svenska aktörerna skall bibehålla sin ledande position är det av yttersta vikt att de har tillgång till tillförlitliga beräkningsmetoder. För enfasapplikationer finns det redan idag metoder som dels tagits fram av tillverkande företag och dels av universitet. För tvåfasapplikationer finns det dock mycket lite beskrivet i den öppna litteraturen.

Syftet med forskningsprojektet är dels att ta fram tillförlitliga beräkningsmetoder för värmeövergång och tryckfall vid förångning av köldmedier i små lödda plattvärmeväxlare och dels att få en förståelse för de mekanismer som ligger bakom dessa förlopp. Detta skall åstadkommas genom visualiseringsförsök och mätningar på en värmeväxlare med en köldmediekanal och omfattande mätningar på värmeväxlare med flera kanaler. Geometrins inverkan skall utredas, såsom korrugalvinkeln inverkan, inverkan av antal plattor osv.

## Mätupställning

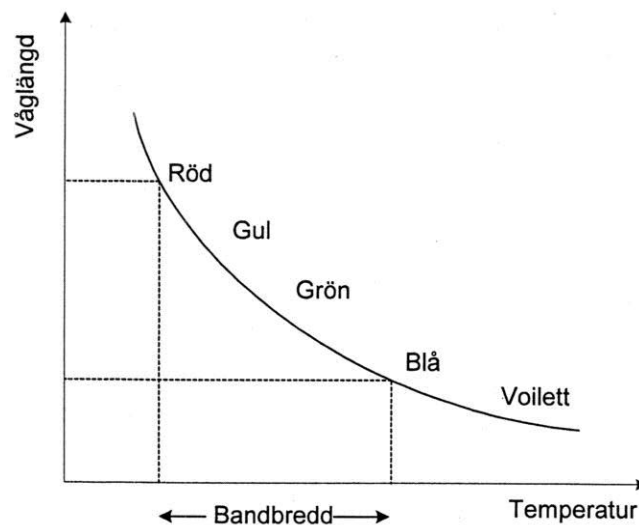
En enkel testanläggning har byggts bestående av enbart de mest nödvändiga komponenter, se Figur 1. Temperaturkänsliga flytande kristaller (TLC) har målats på den yttre plattan, som är synlig då plattvärmeväxlaren inte har någon skyddsplåt. Detta innebär att vi kan se plattans temperaturfält via färgåtergivningen hos TLC. I kanalen innanför flödar köldmediet, som förångas, och via temperaturfördelningen kan ett mått på hur stor del av värmeväxlaren som används för kokning och hur stor del som används för överhettning bestämmas. All mätdata sparas via HP-logger och HP-VEE till Excel, där all datareduktion har utförts.



**Figur 1. Testanläggning**

### Temperaturkänsliga Flytande Kristaller (TLC)

Som redan har nämnts används TLC för att registrera hur stor del av värmeväxlare som används till förångning respektive överhettning. TLC har den unika egenskapen att de reflektera en viss våglängd (färg), av det infallande vita ljuset, som en unik funktion av dess temperatur. Förloppet är reversibelt och kan användas för att mäta temperatur. Beroende på applikationen kan olika temperaturområden beställas. En typisk graf för förhållandet mellan temperatur och våglängd (färg) ses i Figur 2.



**Figur 2. TLCs temperaturberoende (Hallcrest, 1991)**

### Datareduktion

Från uppmätta data har systemets prestanda i allmänhet och förångarens prestanda i synnerhet beräknats. Termodynamiska data har beräknats i Excel via en egenutvecklad länk till NIST Standard Reference Database 23, Refprop ver. 6.01 (NIST, 1998). Vattnets termodynamiska data har beräknats via regressionsanalys inom det intressanta intervallet från den nya industristandarden, IAPWS-IF97 (Wagner & Kruse, 1998).



Vid beräkningarna har tryckfallet över värmeväxlaren försumrats. För området där förångning sker respektive där köldmediet överhettas kan värmeeffekten beräknas enligt ekv. (1).

$$\dot{Q}_i = \dot{m}_{R22} \cdot (h_{i,ut} - h_{i,in})_{R22} = \dot{m}_{H_2O} \cdot c_{p,H_2O} (t_{i,in} - t_{i,ut})_{H_2O} \quad (1)$$

Detta kan också uttryckas som en funktion av den logaritmiska medeltemperaturdifferensen över respektive del och dess värmegenomgångstal,  $U$ , se ekv. (2).

$$\dot{Q}_i = (U \cdot A \cdot \vartheta_m)_i \quad (2)$$

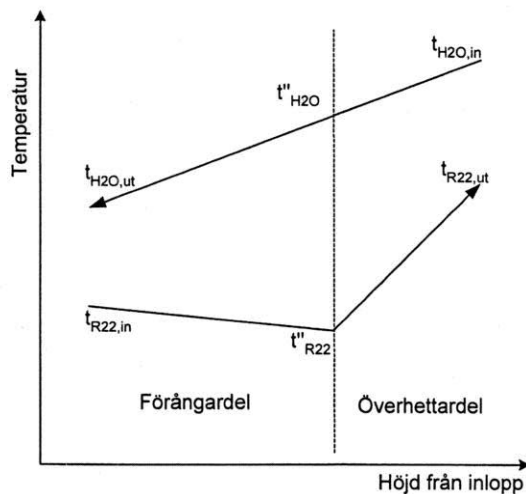
Den logaritmiska medeltemperaturdifferensen definieras

$$\vartheta_{m,i} = \left( \frac{\vartheta_1 - \vartheta_2}{\ln \frac{\vartheta_1}{\vartheta_2}} \right)_i \quad (3)$$

I den del av värmeväxlaren där förångning sker är  $\vartheta_1$  och  $\vartheta_2$  definierade enligt ekv. 4 och Figur 3

$$\begin{aligned} \vartheta_{1_{\text{kok}}} &= t_{H_2O,ut} - t_{R22,in} \\ \vartheta_{2_{\text{kok}}} &= t''_{H_2O} - t_{R22,in} \end{aligned} \quad (4)$$

där tryckfallet försumrats, enligt tidigare.



**Figur 3. Principiell temperaturdistribution längs värmeväxlaren (Pelletier, 1998)**

Från mätvärden och ekv. (1), (2), (3) och (4) kan värmegenomgångstalet,  $U$ , beräknas. Det består i sin tur av flera värmemotstånd och om eventuell försumtsning försummas kan detta skrivas som

$$\frac{1}{U_i} = \left\{ \frac{1}{\alpha_{R22}} + \left[ \frac{\delta}{\lambda} \right]_{\text{platta}} + \frac{1}{\alpha_{H_2O}} \right\}_i \quad (5)$$

Yteffekten beräknas enligt ekv. (6) där respektive effekt är känd enligt ekv. (1) och värmeöverförande arean beräknas från bilder med TLC.

$$q_i'' = \left[ \frac{\dot{Q}}{A} \right]_i \quad (6)$$

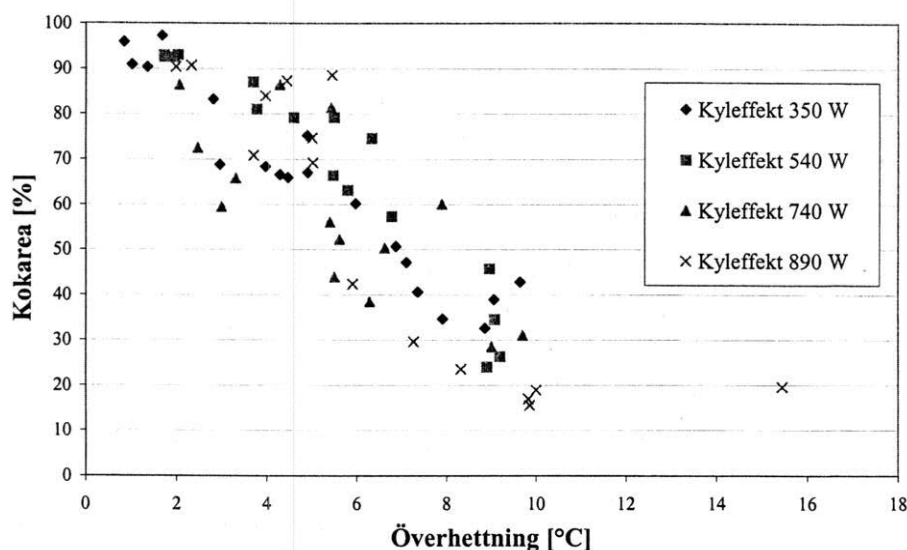
För att kunna beräkna värmeövergångstalet under förångning,  $\alpha_{\text{kok}}$ , på köldmediesidan måste motsvarande värmeövergångstal på vattensidan vara känd. Detta kan göras på flera sätt, bland annat genom att utföra en Wilson-plot analys, men här har leverantörens, SWEP International AB, korrelation använts. Denna har en noggrannhet bättre än 5% (Pelletier, 1999). I princip är detta en korrelation av den välkända Dittus-Boelter typen, se ekv. (7).

$$\alpha_{\text{H}_2\text{O}} = C \cdot \text{Re}^n \cdot \text{Pr}^{f_{\text{Pr}}(\text{Pr})} \cdot \left( \frac{\mu}{\mu_{\text{vägg}}} \right)^{f_{\mu}(\text{Re})} \cdot \frac{\lambda}{d_h} \quad (7)$$

För att beräkna värmeledningstal,  $\lambda$ , och viskositet,  $\mu$ , hos medierna har ett medelvärde används för vätskesidan och värdet för mättad vätska på köldmediesidan. Vidare har ingen hänsyn tagits till viskositetsförhållande mellan medelströmmen och nära väggen.

## Resultat

Ett antal överförda effekter och överhettningar har uppmätts, totalt cirka 64 mätpunkter. Genom att fotografera färgåtergivningen hos TLC för varje mätpunkt, ca 100 bilder per mätpunkt, och låta datorn räkna antal pixlar med en viss färg, motsvarande kokdelen, i förhållande till totalt antal pixlar på värmeväxlarytan kan arean som används för kokning respektive överhettning bestämmas. I Figur 4 observeras att redan vid måttliga överhettningar används endast en mindre del av värmeväxlaren till att förångna köldmediet och en stor del av värmeväxlaren används till överhettning.

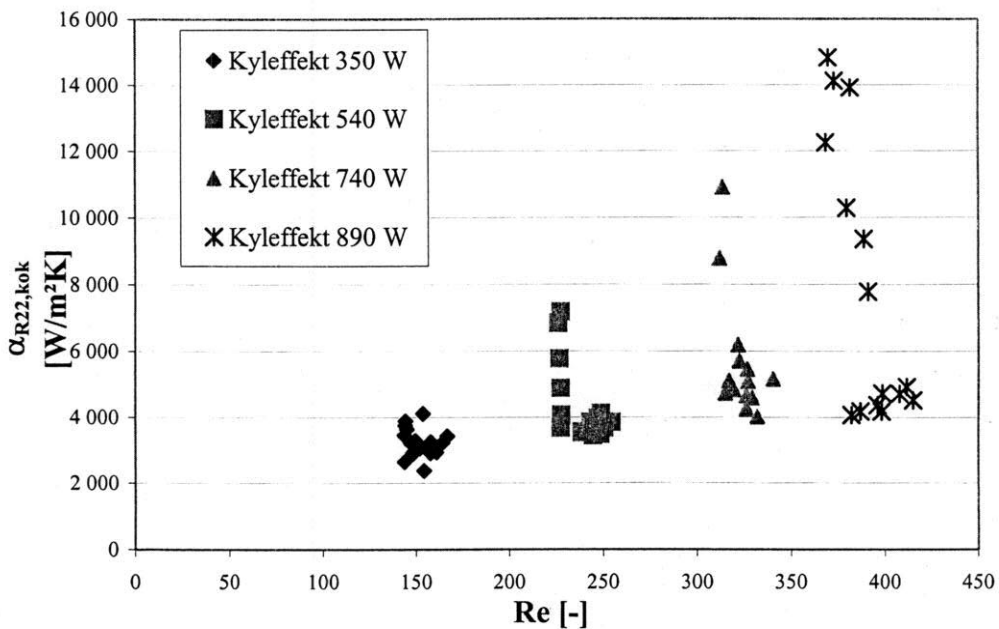


**Figur 4. Använd värmeväxlarearea för kokning sfa Överhettning**

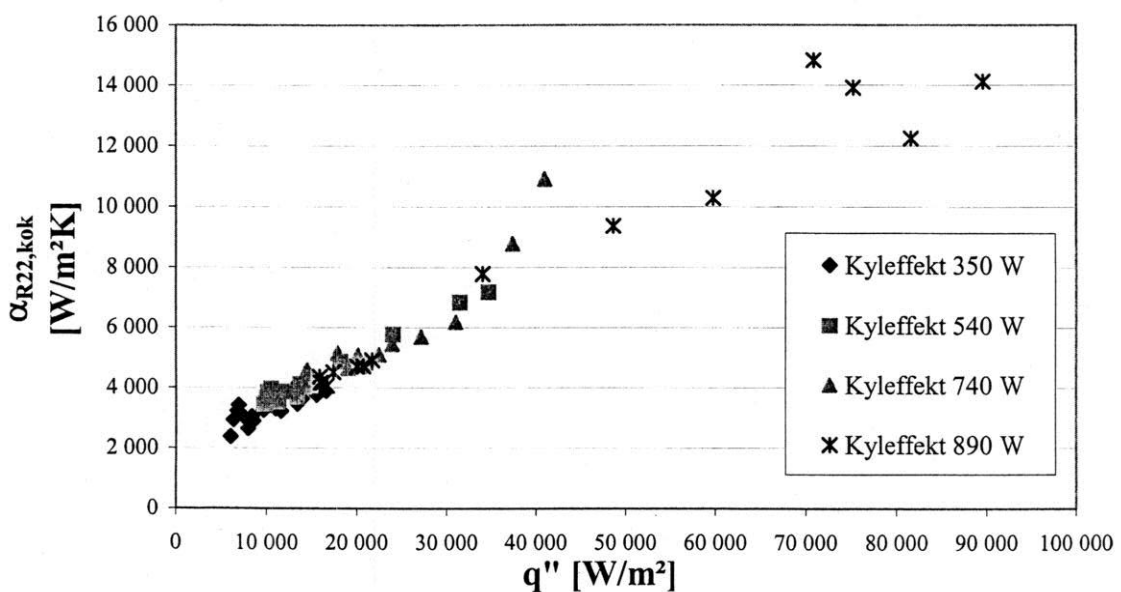
Det kan även observeras att i stort sett är kokarean oberoende av den totala kyleffekten men klart beroende av överhettningen. Några generella slutsatser kan inte göras då spridningen för en given överhettning är relativt stor. Frågan uppstår dock om det verkligen är ekonomiskt riktigt att

använda den relativt dyra arean hos en plattvärmeväxlare till att överhätta gasen eller om en annan, billigare och enklare, geometri bör användas.

Vilket kokförlopp råder i värmeväxlaren? Om värmeövergångstalet på köldmediesidan vid kokning är en funktion av Reynoldstalet råder flödeskokning (Flow Boiling). Å andra sidan, om det visar sig att värmeövergångstalet är en funktion av yteffekten,  $q''$ , råder kärkokning (Collier & Thome, 1996). I Figur 5 och Figur 6 är värmeövergångstalet för kokdelen och köldmediesidan plottade, dels mot Reynoldstalet som baseras på om hela köldmedieflödet var mättad vätska, dels mot yteffekten för kokdelen.



Figur 5. Värmeövergångstal vid kokning på köldmediesidan sfa Reynoldstalet



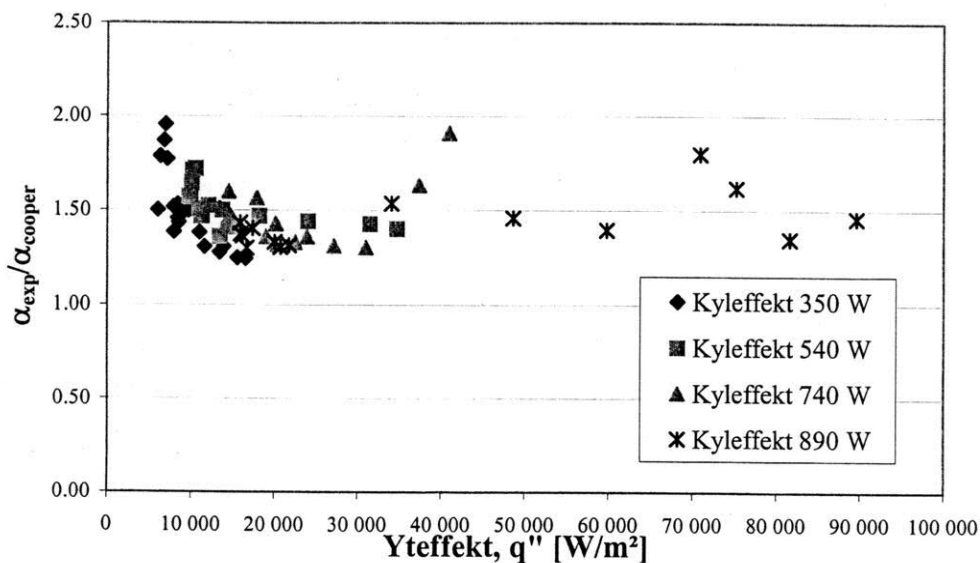
Figur 6. Värmeövergångstal vid kokning på köldmediesidan sfa yteffekten för kokdelen

Spridningen bland mätpunkterna i Figur 5 är på grund av att ett flertal överhettningar har använts. Som synes verkar värmeövergångstalet inte korrelera mot Reynoldstalet, i alla fall endast ytterst marginellt. Däremot verkar det som yteffekten har ett starkt inflytande på värmeövergångstalet. Av de båda diagrammen kan slutsatsen dras att kokförloppet är av typen kärllkokning, där yteffekten är den styrande parametern.

Det finns ett flertal korrelationer för kärllkokning och en av de vanligaste är föreslagen av Cooper (1984). Denna är att föredra enligt Collier & Thome (1996). I sin artikel föreslår Cooper att kärllkokning skall beräknas enligt

$$\alpha_{R22, \text{kok}} = C \cdot 55 \cdot p_r^{0.12 - 0.2 \cdot \log_{10} R_p} \cdot (-\log_{10} p_r)^{-0.55} \cdot \tilde{M}^{-0.5} \cdot q''^{0.67} \quad (8)$$

där konstanten C är geometriberoende. För kokning från ett horisontellt kopparrör föreslår Cooper C = 1.7.



**Figur 7. Jämförelse mellan Experiment och Coopers korrelation**

I diagrammet är konstanten C = 1.0 och ytråheten  $R_p = 1.0 \mu\text{m}$ . En kvalitativ överrensstämmelse erhålls och ett medelvärde av den plottade kvoten är  $\sim 1.5$  vilket tyder på att konstanten skall vara C = 1.5 för denna värmeväxlare. Resultaten styrker i viss utsträckning resultat från Pelletier (1998).

### Slutsatser

För en liten lödd plattvärmeväxlare som testats tyder resultaten på att kokförloppet är av typen kärllkokning. Ett flertal korrelationer finns för denna typ av kokning och i litteraturen föreslås Coopers korrelation (Collier & Thome, 1996).

Vidare visades att redan vid måttliga överhettningar används endast en mindre del av värmeväxlarytan till att förångare köldmediet, största delen används då till att överhetta detsamma.

## Nomenklatur

A	area	$m^2$	<i>Index</i>	
$c_p$	specifik värmekapacitet	$J / (kg \cdot K)$	"	övre gränskurvan
$d_h$	hydraulisk diameter	m	1	sida 1
h	entalpi	$J / (kg \cdot K)$	2	sida 2
$\dot{m}$	massflöde	kg / s	kok	kokdelen i vvx
$\tilde{M}$	molmassa	kg / kmol	i	den i:te delen av vvx
$p_r$	reducerat tryck, $p_r = p/p_k$	-	in	inlopp
Pr	Prandtl-talet	-	ut	utlopp
$\dot{Q}$	värmeeffekt	W	platta	korrugerad platta i vvx
$q''$	yteffekt	$W / m^2$	R22	köldmediesidan
Re	Reynoldstalet	-	H <sub>2</sub> O	vattensidan
$R_p$	ytråhet	$\mu m$		
t	temperatur	$^{\circ}C$		
U	värmegenomgångstal	$W / (m^2 \cdot K)$		

## Grekiska

$\alpha$	konvektiva värmeövergångstalet	$W / (m^2 \cdot K)$
$\delta$	tjocklek hos platta	m
$\vartheta$	temperaturdifferens	K, $^{\circ}C$
$\lambda$	värmeledningsförmåga	$W / (m \cdot K)$
$\mu$	dynamisk viskositet	Pa · s

## Referenser

Cooper M.G., 1984, Heat flow rates in saturated nucleate pool boiling - A wide ranging examination using reduced properties, *Advances in Heat Transfer*, vol. 16, ed. Harnett J.P. and Irvine T.F. Jr., Academic Press, Orlando, Florida.

Collier J.G., Thome J.R., 1996, *Convective Boiling and Condensation*, 3<sup>rd</sup> ed., Oxford Science Publications, Oxford, 596 s., ISBN 0-19-856296-9.

Hallcrest, 1991, *Handbook of Thermochromic Liquid Crystal Technology*, Hallcrest Ltd, 8-9 Stepnell Reach, 541 Blandford Road, Poole, Dorset, BH16 5BW, UK, 34 s.

Hewitt G.F., 1998, *Heat Exchanger Design Handbook 1998*, Begell House, New York, Three Volume Set, ISBN 1-56700-098-3.

NIST, 1998, The US National Institute of Standards and Technology, Refrigerant properties computer code, REFPROP 6.01.

Pelletier O., 1998, *Propane as Refrigerant in Residential Heat Pumps*, Avd. för Tillämpad termodynamik och kylteknik, Inst. för Energiteknik, Kungl Tekniska Högskolan, Stockholm, 132 s., Trita REFR No 98/24 ISSN 1102-0245.

Pelletier O., 1999, Personlig kommunikation.

Wagner W., Kruse A., 1998, *Properties of Water and Steam - The Industrial Standard IAPWS-IF97 for the Thermodynamic Properties and Supplementary Equations for Other Properties*, Springer-Verlag, Berlin, 354 s., ISBN 3-540-64339-7.

# Smörjning av rullningslager i kylkompressorer

Roger Tuomas  
Ulf Jonsson

Luleå Tekniska Universitet  
Maskinelement  
971 87 Luleå  
Tel: 0920/72414  
tuomas@mt.luth.se

## Sammanfattning

Avgörande för ett smörjmedels smörjande egenskaper är dess förmåga att bygga upp en separerande smörjfilm i kontakter utsatta för höga laster. Smörjfilmens tjocklek är till stor del beroende av smörjmedlets viskositet och viskositetens tryckberoende. För att kunna beräkna den förväntade livslängden hos lagren i en kylmaskin måste därför viskositeten och tryckviskositeten vara känd för blandningar mellan oljan och köldmediet. I artikeln redovisas hur köldmediets koncentration i oljan och molekylvikt påverkar viskositeten och tryckviskositeten för fyra olika köldmedier i en och samma olja. En lagerprovare har utrustats med en kapacitiv filmtjockleksmätare för att mäta smörjfilmtjockleken i ett vinkelkontaktkullager. Arbetet visar på att olika köldmedier har olika inverkan på smörjfilmsuppbyggnaden och lagrens nötning.

## Introduktion

Den förväntade livslängden för ett rullningslager beror till stor del på tjockleken på den oljefilm som separerar ytorna i lagret. En tunn film ökar antalet asperitetskontakter mellan kulorna och löpbanorna vilket leder till plasticering eller nötning av lagerytorna. Kontakt mellan ytorna ger lokalt höga spänningar i materialet och ökar därmed risken för utmattning i lagermaterialet.

Egenskaperna hos ett smörjmedel som påverkar den smörjande filmens tjocklek i ett lager är vanligen viskositeten,  $\eta$ , och tryckviskositetskoefficienten,  $\alpha$ . Dessa två parametrar påverkas drastiskt av det inlösta köldmediet i oljan. I SKF's applikationshandbok, "Bearings in twin screw compressors" [1], rekommenderas att viskositeten justeras vid beräkningar av lagerlivslängden för att kompensera för köldmediets närvaro. Den justerade viskositeten,  $v_{adj}$ , som rekommenderas definieras enligt ekv.(1).

$$v_{adj} = v_{mix} (\alpha_{mix} / \alpha_{mineral})^{0.72} \quad (1)$$

Där:  $v_{mix}$  och  $\alpha_{mix}$  är den verkliga kinematiska viskositeten och tryckviskositets koefficienten för olje/köldmedie blandningen och  $\alpha_{mineral}$  är tryckviskositets koefficienten hos en konventionell mineralolja.

Det finns ett antal metoder som beskrivs i litteraturen för att mäta viskositeten för olja/köldmedie blandningar. För att modellera dessa egenskaper har Eyrings ekvation, (2), använts enligt Akei och Mizuhara [2, 3]

$$\alpha_{\text{mix}} = \frac{m \cdot s_{\text{refr}} (\alpha_{\text{refr}} - \alpha_{\text{lubr}})}{s_{\text{refr}} (m - 1) + 1} + \alpha_{\text{lubr}} \quad (2)$$

I ekv. (2), är  $\alpha_{\text{mix}}$  tryckviskositets koefficienten för blandningen,  $\alpha_{\text{refr}}$  och  $\alpha_{\text{lubr}}$  är tryckviskositets koefficienterna för rent köldmedium respektive olja.  $s_{\text{refr}}$  är koncentrationen av köldmedium och  $m$  är kvoten mellan oljan respektive köldmediets molekylvikt enligt:  $m = M_{\text{lubr}}^* / M_{\text{refr}}$  där  $M_{\text{lubr}}^*$  är oljans skenbara molekylvikt och  $M_{\text{refr}}$  är molekylvikten för köldmediet.

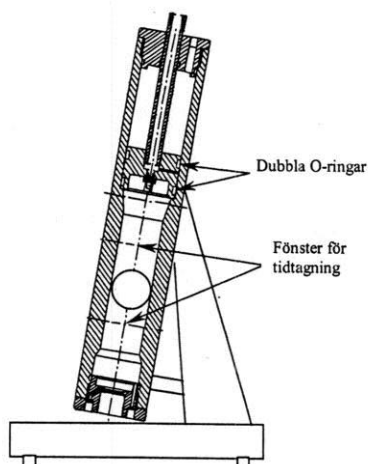
Oljans molekylstruktur och tryckviskositets koefficient är svåra att erhålla från tillverkarna. En semiempirisk modell har utvecklats av Jonsson and Lilje [4] för att förutsäga tryckviskositets koefficienten för olika polyolestrar tillsammans med R-134a.

I detta arbete presenteras viskositeten och tryckviskositetens beroende av köldmedikoncentrationen för blandningar av en kommersiellt tillgänglig ISO VG 68 polyolester och köldmedierna : R-134a R-410a R-22 och R-32. Oljan valdes utifrån sin sammansättning med korta syror. Denna typ av kylmaskinolja misstänks ge ett större slitage än oljor som baserats på längre syra molekyler enligt Jonsson och Hansson [5].

Experiment har gjorts med att använda en kapacitiv filmtjockleksmätare (Lubcheck) utvecklad av SKF för att mäta smörjfilmens tjocklek i lager smorda med olika olje-köldmedieblandningar.

### Mätningar av viskositet och viskositetens tryckberoende

Vid mätning av viskositeten,  $\eta$ , användes en modifierad Höppler viskosimeter som tidigare beskrivits av Jonsson och Höglund [6]. Figur 8 visar en genomskärning av viskosimetern. Viskositeten bestäms från tiden det tar för en kula att falla 100 mm i en cylinder fylld med provvätskan.



Figur 8 Genomskärning av Höppler viskosimetern

Viskosimetern gör det möjligt att mäta viskositeten hos blandningarna vid tryck upp till 34 MPa. Viskositetsmätningarna användes för att räkna ut viskositetens tryckberoende för olika koncentrationer och temperaturer. Eyrings modell (2) användes sedan för att utvärdera resultaten. Utifrån den erhållna skenbara molekylvikten,  $M_{\text{lubr}}^*$ , och tryck-viskositetskoefficienten hos oljan kan tryck-viskositetskoefficienten bestämmas för blandningar med andra köldmedier förutsatt att

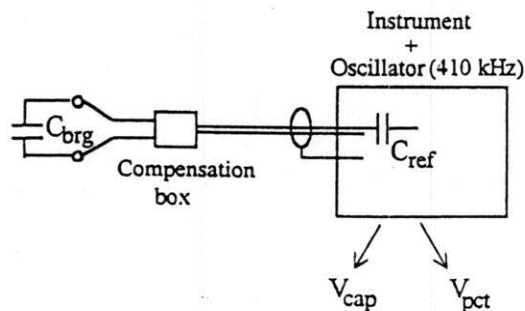


tryck-viskositetskoefficienten och molekylvicken är kända för köldmediet

### Köldmediets inverkan på smörjfilmens tjocklek

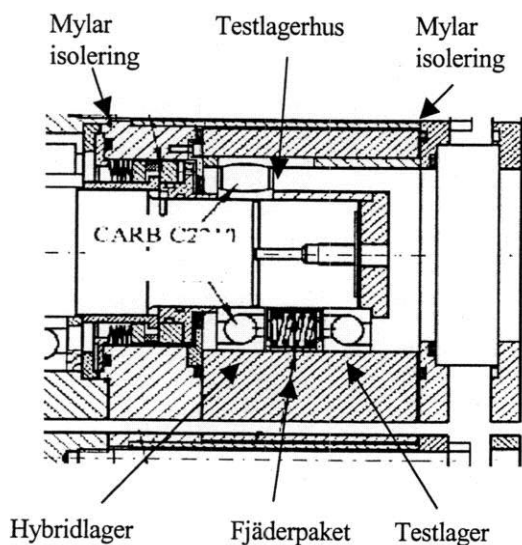
Köldmediets inverkan på smörjfilmsuppbyggnaden i ett vinkelkontaktskullager har studerats i en lagerprovare utvecklad av Jonsson och Hansson [5], se Figur 10. Filmtjockleksmätningarna har gjorts med hjälp av att kapacitansen har mätts över ett av testlagren i lagerprovaren. Detta har gjorts med SKF:s instrument Lubcheck MkIII.

Figur 9 visas en beskrivning över SKF Lubchecks principiella uppbyggnad. Instrumentet mäter den totala kapacitansen mellan den inre och den yttre ringen i lagret,  $C_{brg}$ . Vid en tjock smörjfilm minskar kapacitansen och utsignalen  $V_{cap}$  indikerar full separation, medan när smörjfilmen minskar, ökar kapacitansen och  $V_{cap}$  går mot noll. Instrumentet ger endast ett kvalitativt mått på filmtjockleken eftersom ett antal rullkroppar samverkar både mot inner och mot ytterringen. Vidare är smörjfilmens höjdvariation inom varje kontakt inte trivial.



Figur 9 Lubchecks principiella uppbyggnad.

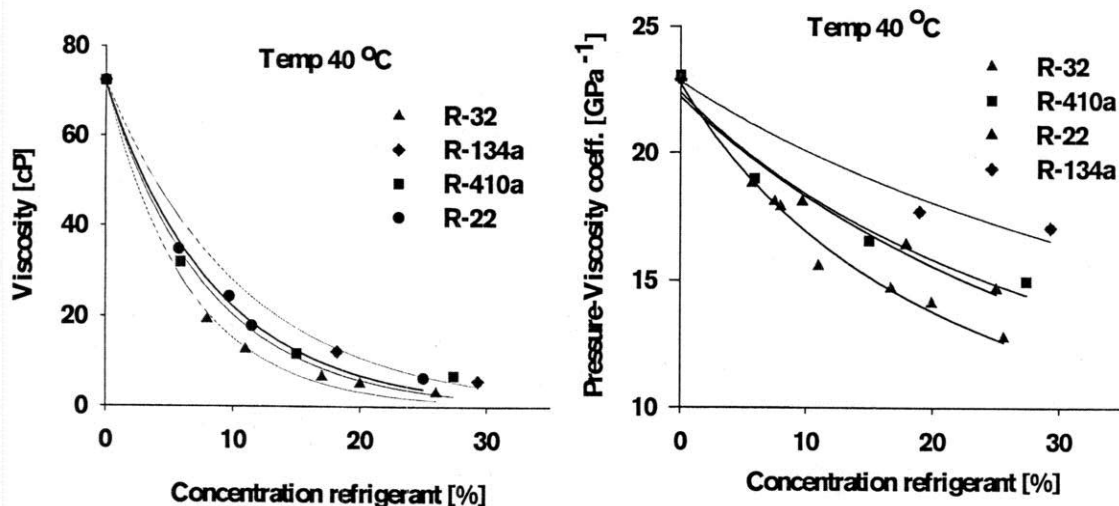
För att integrera Lubcheck i lagerprovaren isolerades lagrets ytterring enligt Figur 10, och axeln jordades. Testlagren som används i experimenten är vinkelkontaktskullager 7210 som belastas axiellt med ett fjäderpaket upp till 11.5 kN. Experimenten har utförts med två laster, 11,5kN samt 5.75kN. Maximal last motsvarar av en relativ last, C/P, på 6.2. Samtliga prov utfördes vid 3000 rpm och 40°C olje temperatur. Proven utfördes genom att köldmedium tillsattes stegvis under kontinuerligt mätande av filmtjockleken.



Figur 10 Testlagerhuset i genomskärning med placeringen av testlagret.

### Resultat av viskositeten och dess tryckberoende

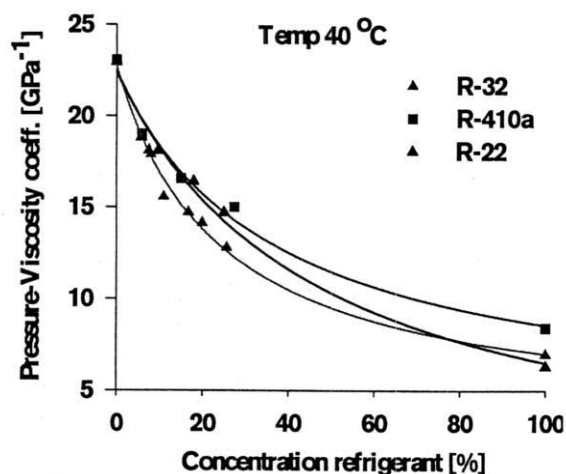
Figur 4 visar två diagram över hur viskositeten och tryckviskositeten påverkas då koncentration köldmedium inlöst i oljan varieras. Kurvornas krökning och därav hur hastigt viskositeten och tryckviskositeten reduceras bestäms av kvoten mellan molmassan för oljan respektive köldmediet. Detta leder till att ett lättare köldmedium ger en större reduktion av viskositeten och tryckviskositets koefficienten.



Figur 11 Viskositeten och viskositetens tryckberoende som funktion av koncentrationen köldmedium.

I Figur 12 har Eyrings modell, (2), använts för att prediktera tryckviskositeten för tre olika köldmedier tillsammans med samma olja. Modellen baseras på mätningarna med R-134a.

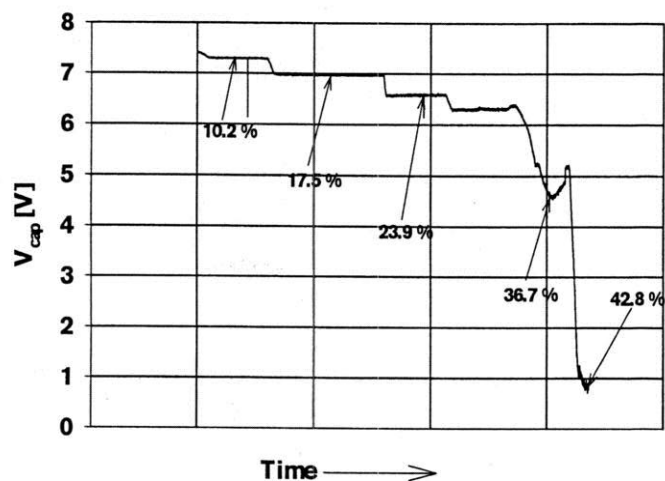
På grund av avsaknaden av värden på  $\alpha_{\text{ref}}$  för köldmedierna har i detta arbete mätresultaten använts för att extrapolera fram värden på  $\alpha_{\text{ref}}$ .



Figur 12 Predikterad tryckviskositet som funktion av koncentration köldmedium.

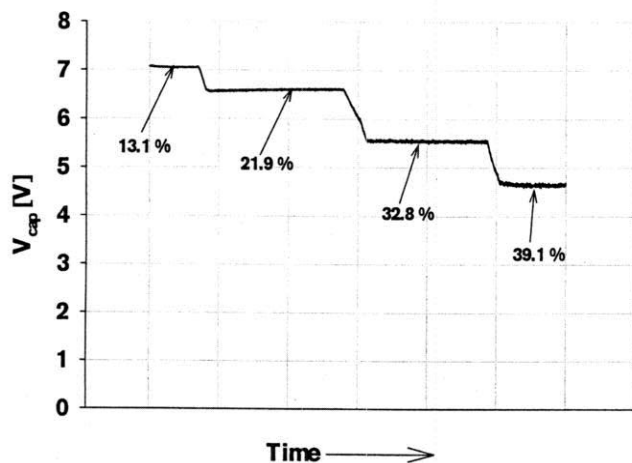
### Smörjfilmsuppbyggnad i rullningslager

Figur 13 visar hur separationen av rullkropparna beror av koncentrationen R-134a inlöst i oljan. I experimentet användes en last av 11.5 kN vilket motsvarar ett C/P på 6.2. Efter varje fyllning av köldmedium sjunker  $V_{cap}$  stegvis och stabiliserar sig på en konstant nivå, detta gäller för koncentrationer upp till 24%. Vid högre koncentrationer sker reduceringen av  $V_{cap}$  fortfarande stegvis som vid de lägre koncentrationerna, men lägger sig inte längre på en konstant nivå, istället syns en kraftig sänkning följt en återhämtning av smörjfilmen.



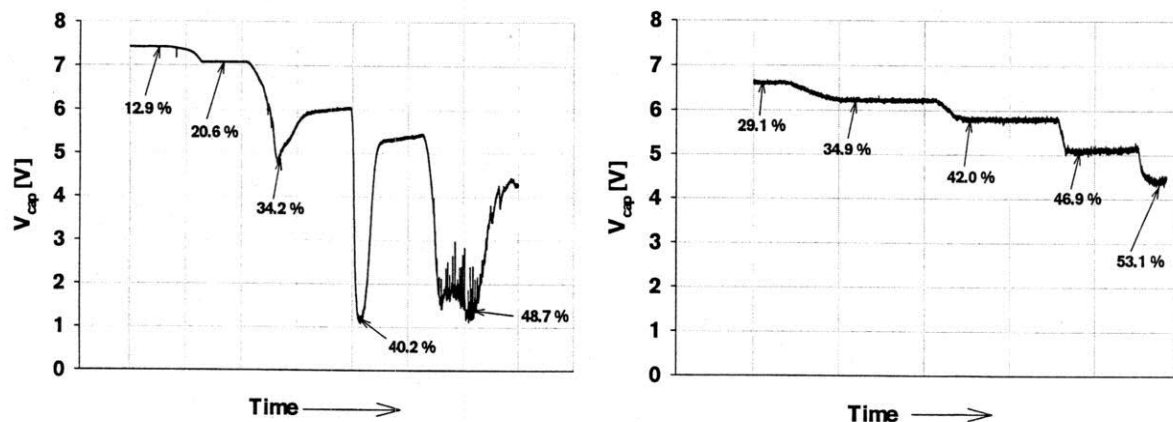
Figur 13  $V_{cap}$  ISO VG 68 POE tillsammans med R-134a och lastförhållande C/P=6.2.

Figur 14 visar hur separationen i lagret beror av koncentrationen R-22 i oljan. I experimentet användes en last av 11.5 kN vilket motsvarar ett C/P på 6.2. Efter varje fyllning av köldmedium sjunker  $V_{cap}$  stegvis och lägger sig på en konstant nivå och uppvisar ingen tendens till transient förlust av smörjfilmen..



Figur 14  $V_{cap}$  för ISO VG 68 POE tillsammans med R-22 och lastförhållande  $C/P=6.2$ .

Figur 15 visar motsvarande mätningar vid ett  $C/P$  på 12.4, vilket innebär att lasten är halverad. Försöket gjordes för att kontrollera lastens inverkan på smörjmedlets filmupbyggnad. Efter varje fyllning av köldmedium sjunker  $V_{cap}$  stegvis och lägger sig på en konstant nivå, detta gäller för upp till en koncentrationer runt 20 %. Vid högre koncentrationer sker redueringen av  $V_{cap}$  fortfarande stegvis som vid de lägre koncentrationerna, men även här visar experimenten på en transient reduktion av smörjfilmen.



Figur 15 Resultat av repeterade försök med samma lager ISO VG 68 POE + R-134a och lastförhållande  $C/P=12.4$ . Högra bilden visar resultatet för andra provet med samma lager.

Högra bilden i Figur 15 visar en repetition av försöket. Experimentet syftar till att undersöka orsaken till återhämtningen. I försöket har samma lager använts som vid det tidigare provet. Försöket indikerar sjunkande värden på  $V_{cap}$  då koncentrationen ökas men uppvisar inget tecken på transient förlust av filmen. Detta tyder på att lagret genomgår någon form av inkörning vid första försöksserien.

### Slutsatser

Viskositeten och tryckviskositeten påverkas negativt av en ökande koncentration av köldmedium. Ett köldmedium med lättare molekylstruktur har större negativ påverkan på viskositet och tryckviskositets koefficienten än ett tyngre köldmedium. En modell för att förutsäga tryckviskositets koefficienten för en olja/köldmedie blandning baserat på köldmediets molekylvikt har utprovats.

Lubcheck har använts för att mäta filmtjockleken i lager smorda med olje/köldmedie blandningar. Mätningarna visar att lager som smörjs med R-134a och den testade polyolestern transient när metall-metall kontakt vid ökande koncentrationer. Efter det att lagret nöts in sker en återhämtning av separationen. Resultaten från mätningar med R-22 inlöst i samma olja visar däremot en stadig kurva där filmtjockleken reduceras på ett predikterbart sätt när köldmedium tillförs.

### Referenser

- [1] "Bearings in Twin Screw Compressors - Application Handbook", SKF, King of Prussia, USA, (1998).
- [2] Akei, M. and Mizuhara, K., Taki, T., and Yamamoto, T., "Evaluation of film-forming capability of refrigeration lubricants in pressurized refrigerant atmosphere", Wear 196, pp180-187 (1996)
- [3] Akei, M., Mizuhara, K., "The Elastohydrodynamic properties of Lubricants in Refrigerant Environments". ASME/STLE Tribology conference in San Francisco Oct 13-17, (1996)
- [4] Jonsson, U. and Lilje, K. "Elastohydrodynamic Lubrication Properties of Polyol Ester Lubricants-R-134a Mixtures", Presented at the International Compressor Engineering Conference at Purdue (1998).
- [5] Jonsson, U. and Hansson, N. "Lubrication limits of rolling element bearings in refrigeration compressors" Presented at the International Compressor Engineering Conference at Purdue (1998).
- [6] Jonsson, U. and Höglund, E. "Lubrication of rolling element bearings with HFC-polyol ester mixtures." Presented at Nordtrib'98, Denmark

# Simulering av värmepumpsystem

Martin Forsén  
Per Lundqvist  
KTH, Inst. För Energiteknik  
Avd Tillämpad termodynamik och kylteknik  
100 44 Stockholm

## *Sammanfattning*

Trots att värmepumpen idag är att betrakta som ett konventionellt uppvärmningssystem råder det fortfarande delade meningar om hur värmepumpen skall dimensioneras. En av orsakerna till förvirringen kan tillskrivas att det förekommer olika uttryck för att definiera storleken. Ett mycket kärnfullt sätt att beskriva värmepumpens dimensionering är begreppet balanstemperatur. Balanstemperaturen anger den utetemperatur då värmepumpens levererade värmeeffekt precis motsvarar husets värmebehov. Då utetemperaturen understiger balanstemperaturen erfordras tillsatsvärme och då utetemperaturen överstiger balanstemperaturen krävs att kapaciteten nedregleras. Styrkan i begreppet ligger i att det på samma gång ger en viss information om energitäckningen. Även en lekman inser att en värmepump med en balanstemperatur kring  $-5^{\circ}\text{C}$  för södra Sverige ger en relativt god energitäckning. Nackdelen är att det inte ger någon direkt information om vilken nominell effekt som skall väljas. Ett annat sätt att definiera värmepumpens dimensionering är att som i denna artikel ange värmepumpens avgivna värmeeffekt i förhållande till husets dimensionerande värmebehov.

Till skillnad från andra konventionella uppvärmningssystem är värmepumpens effektivitet beroende av dess omgivning. Utomhusklimatet utgör i de allra flesta fall grunden för värmekällans temperaturnivå emedan systemet för värmedistribution utgör värmesänkans temperaturnivå. En korrekt dimensionering av en värmepump innefattar omfattande beräkningar av tekniska och ekonomiska faktorer. I den följande artikeln visas att det är möjligt att beräkna en tekniskt optimal storlek på en värmepump utifrån givna förutsättningar. Det visas också att detta tekniska optimum är relativt okänsligt för små kapacitetsskillnader.

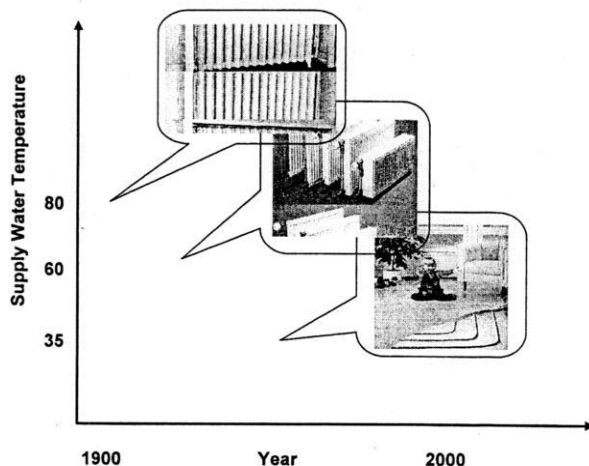
## *Introduktion*

Även om klimatskärmen för våra byggnader radikalt förbättrats under de senaste årtiondena, så utgör kostnaden för uppvärmning fortfarande en stor andel av våra levnadskostnader. I valet av värmesystem måste många alternativ undersökas. En värmepump utgör ofta en möjlighet att spara mycket energi om dimensionering och installation utförs korrekt. Traditionella uppvärmningsformer innebär ofta användande av fossila bränslen eller elektricitet. Värmepumpen utgör ett mer miljövänligt alternativ i jämförelse med dessa och mycket arbete har lagts ner för att påvisa denna fördel (Gilli *et al.*, 1992), (Granryd och Jonsson, 1996). Till skillnad från många andra uppvärmningsformer är värmepumpens effektivitet starkt beroende av de temperaturnivåer som värmedistributionssystemet arbetar inom.

## *Utvecklingen av vattenburna värmesystem*

Den övervägande delen värmedistributionssystem i Sverige är vattenburna radiatorsystem. För att möjliggöra själv-cirkulation var de tidiga radiatorsystemen dimensionerade för en väldigt hög framledningstemperatur. Framledningstemperaturer kring  $80-90^{\circ}\text{C}$  vid dimensionerande ute-

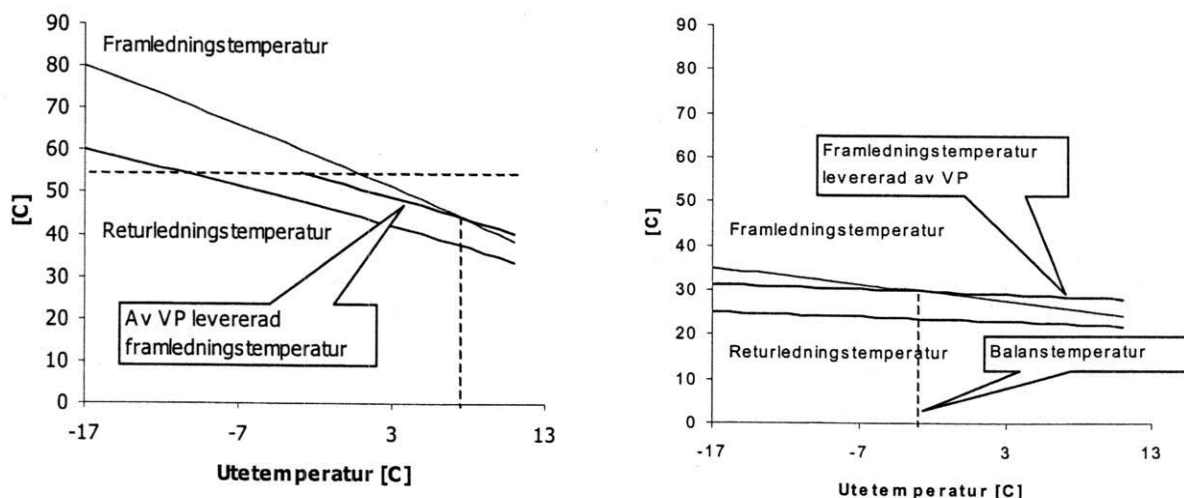
temperatur är inte ovanligt för dessa system. När cirkulationspumpar introducerades och radiatorerna blev effektivare fanns det inte längre något egentligt behov av de höga temperaturnivåerna. Gradvis har temperaturerna reducerats och numer anges till och med maximal framledningstemperatur för nya vattenburna värmesystem i byggreglerna (BBR94, 95). Idag ser vi en trend att lågtemperatursystem i form av golvvärme och konvektorer allt vanligare. Dessa system jobbar med temperaturnivåer kring 30°C och erbjuder mycket fördelaktiga förhållanden för en värmepump.



Figur 16 Temperatur trend

### Temperaturnivåns inverkan på värmepumpens prestanda

Följande diskussion är tillämplig på en värmepump där förångaren är ansluten till en brinekrets och kondensorn är kopplad till ett vattenburet värmesystem. Värmesystemet antas arbeta med kurvstyrning och tillsatsvärme tillförs samma system för värmedistribution. Det skall nämnas att det vore mer fördelaktigt om man tillförde tillsatsvärmen till ett parallellt system istället (Granryd, 1975). En viktig egenskap för en värmepump är att dess kapacitet är mer eller mindre indirekt proportionell mot temperaturlyftet. Ett annat fenomen orsakat av att det för varje värmepump



Figur 17a, b Inverkan av temperaturnivåer

existerar en maximal trycknivå. Beroende på köldmediet kommer detta att medföra att det finns en maximal kondenseringstemperatur som därmed begränsar den maximala framledningstemperaturen. För moderna värmepumpar ligger denna gräns omkring  $+55^{\circ}\text{C}$ .

Ett radiatorsystem karakteriseras av dess fram- och returledningstemperatur vid dimensionerande utetemperatur. När utetemperaturen är högre än denna temperatur minskar den erforderliga framledningstemperaturen och därmed också returledningstemperaturen. Figur 2a,b visar variationen av fram- respektive returledningstemperatur i ett idealt "35/25" och ett "80/60" system.

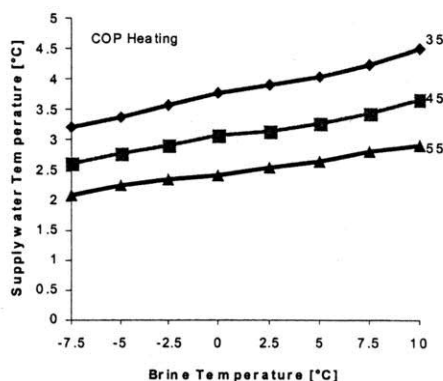
Radiatorvattnets temperaturlyft i kondensorn hänför sig till värmepumpens kapacitet. För "80/60" systemet som visas i figur 2a är returtemperaturen vid DUT högre än värmepumpens maximala arbetspunkt och värmepumpen kan överhuvudtaget inte startas. Tillsatsvärmen måste därmed dimensioneras för hela värmebehovet. Värmepumpen kommer inte att kunna startas förrän returledningstemperaturen har sjunkit till ett så lågt värde att den maximala arbetstemperaturen inte kommer att överträffas. I exemplet givet i figur 2b är returledningstemperaturen  $25^{\circ}\text{C}$  vid DUT och den av värmepumpen levererade framledningstemperaturen är  $31^{\circ}\text{C}$ . Detta är otillräckligt eftersom värmesystemet vid denna utetemperatur kräver  $35^{\circ}\text{C}$ . Tillsatsvärmen kommer då att säkerställa att erforderlig framledningstemperatur erhålls. När utetemperaturen sedan stiger kommer värmepumpen gradvis att täcka en större andel av värmebehovet på egen hand. Vid balanstemperaturen kommer värmepumpen precis klara av hela det aktuella värmebehovet och tillsatsvärmen är inte längre nödvändig. Vid utemperaturer över balanstemperaturen kommer värmepumpens levererade effekt att överstiga erforderligt behov och kapaciteten måste regleras ned. Detta görs oftast genom "on/off" reglering.

### **Beskrivning av simuleringsprogram**

I syfte att beräkna energibesparing och bestämma den tekniskt optimala storleken har ett simuleringsprogram utvecklats. Programmet simulerar ett värmepumpsystem bestående av en värmepump, värmekälla, system för värmedistribution, byggnadskarakteristik och klimat. Programmet beräknar inte energibehov för beredning av tappvarmvatten

### **Värmepump**

Värmepumpen betraktas som en svart låda där hänsyn endast tas till inkommande brinetemperatur och levererad framledningstemperatur. Testvärden från en på marknaden existerande värmepump har använts för att beräkna kapacitet och prestanda.



Figur 18 Prestanda för simulerad VP



Värmepumpens totala energibehov består av tillförd energi till kompressor och brinepump. Prestanda för värmepumpen är given i figur 3. Värmepumpen antas maximalt kunna leverera en framledningstemperatur av 55°C. Tillsatsvärme antas tillföras av en elpatron efter värmepumpen.

### Värmekälla

I beräkningarna antas värmekällan leverera en konstant brinetemperatur under hela uppvärmningssäsongen. I detta fall är den antagen till -2.5°C.

### System för värmedistribution

Endast vattenburna värmesystem är behandlade i programmet. Fyra olika temperaturnivåer används i beräkningarna "80/60", "60/40", "55/45" och "35/25". Talen indikerar fram- respektive returledningstemperatur vid dimensionerande utetemperatur.

### Byggnadskarakteristik

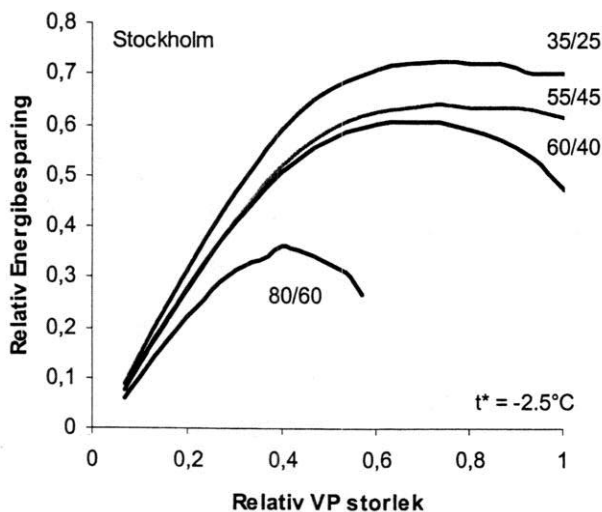
Byggnadens värmebehov antas vara linjärt beroende av temperaturdifferensen mellan ute- och inomhustemperatur. Erforderlig innetemperatur antas vara konstant under hela uppvärmningssäsongen och är ansatt till 20°C. Intern värmelast antas motsvara en temperaturökning av 3 K (Peterson, 1984). Värmebehovet antas vidare upphöra då utetemperaturen överstiger +11°C. Detta baserar sig på ett antagande om att tillskottet från solinstrålning då är tillräckligt stort för att tillsammans med internlasten garantera erforderlig inomhustemperatur (Peterson, 1984). -17°C har använts som dimensionerande utetemperatur i beräkningarna.

### Klimat

Klimatet för beräkningarna representeras av data för utetemperaturens varaktighet. Varje beräkning utförs med ett temperatursteg om 1 K. Solinstrålning beaktas endast på det sätt som anges angående byggnadens karakteristik. Inverkan av vind beaktas ej.

### Exempel av beräkningsresultat

Relativ energibesparing har beräknats och visas i figur 4. Syftet med beräkningarna har varit att visa att det är möjligt att finna ett tekniskt optimum för värmepumpens dimensionering och antyda karaktären av detta optimum.



$$\text{Relativ energibesparing} = 1 - \frac{E_{vp} + \text{Tillsats}}{Q_{hus}} \quad (2)$$

$$\text{Relativ VP storlek} = \frac{\dot{Q}_{vp(t^*/45)}}{\dot{Q}_{husDUT}} \quad (3)$$

Figur 4 Relativ energibesparing

Av figur 4 framgår att det är möjligt att identifiera en optimal värmepumpstorlek som resulterar i maximal energibesparing. I figuren framgår även fördelen av ett lågtempererat system för värmedistribution. Anledningen till att den relativa energibesparingen minskar då värmepumpen överdimensioneras beror på att kapacitetsregleringen antas ske genom att köra pumpen "on/off". Det skulle emellertid vara mer fördelaktigt att använda en varvtalsstyrd kompressor. Denna typ av styrning är ännu inte vanlig i små villavärmepumpar och har därför inte behandlats i detta arbete. En ytterligare iakttagelse som kan göras i figur 4 är att kurvan nära teknisk optimum är relativt flack åtminstone om man bortser från de högt tempererade radiatorsystemen. I tabell 1 nedan visas vad tekniskt optimal storlek motsvarar i form av total årsvärmefaktor (SPF). Den totala årsvärmefaktorn är definierad som husets totala värmebehov dividerat med totalt tillförd energi till kompressor och tillsatsvärme.

<i>Distribution System</i>	<i>SPF Stockholm</i>
35/25	3.65
55/45	2.78
60/40	2.54

### ***Ekonomiska aspekter***

Eftersom investeringskostnaden för en värmepump ofta är väsentligt högre än för konventionella uppvärmningssystem kan det endast bli ekonomiskt attraktivt om driftskostnaden blir väsentligt lägre. Noggranna ekonomiska jämförelsestudier mellan värmepumpen och exempelvis en oljepanna eller den utomlands så vanliga gasbrännaren måste utföras för att avgöra värmepumpens konkurrenskraft. En indikation om konkurrenskraften kan erhållas av gällande energiprisrelationer mellan el/olja och el/gas. Dessa relationer utgör ett lägsta värde på den årsvärmefaktor som värmepumpen måste uppnå vid lika investeringskostnader för att överhuvudtaget vara intressant att studera utifrån ett ekonomiskt perspektiv. I tabell 2 nedan anges genomsnittliga energiprisrelationer för hushållskunder under 1996.

<b>Country</b>	<b>Electricity/Oil</b>	<b>Electricity/Gas</b>
Austria	4.30	4.8
Denmark	3.0	3.2
France	3.8	4.1
Germany	5.6	4.8
Greece	2.0	n.a
Italy	2.0	2.8
Japan	5.4	2.1
Netherlands	3.8	4.7
Norway	1.5	n.a
Spain	5.5	3.6
Sweden	1.8	n.a
Switzerland	6.2	3.7
UK	4.9	4.5
USA	3.1	3.7

n.a (not applicable)  
HPC Analysis AR7

### *Referenser*

1. Gilli, P.V, Streicher, W, Halozan, H., 1992, The Impact of Heat Pumps in the Greenhouse Effect, *Analysis Report, HPC-AR 1*
2. Granryd, E. 1977, Analys av värmepumpsystem för lokaluppvärmning, *Int. J. Scandinavian Refrigeration, no. 6.*
3. Granryd, E. 1975, Energibesparing med värmepump i bostäder, *VVS, no. 4, p. 129-142.*
4. Granryd, E., Jonsson, M.E., 1996, Heat Pumps and Three Important "E:s": Energy, Environment and Economy, *Proc. Melbourne Conf., IIF/IIR: p. 13-22.*
5. Peterson, F. 1984. *Värmebehovsberäkningar, Uppvärmnings- och ventilationsteknik, KTH, Stockholm, p. 50.*
6. Swedish Board of Housing, Building and Planning, 1995, *Boverkets Byggregler, BBR94, §9:233.*

# Lågtemperaturdriven absorptionskylmaskin

Bosse Wikensten och Fredrik Setterwall  
Kungliga Tekniska Högskolan, Institutionen för Kemiteknik,  
Avdelningen för Teknisk strömningslära

## Sammanfattning

Inom Statens Energimyndighets (STEMs) forskningsprogram Klimat 21 pågår ett utvecklingsprojekt av en lågtemperaturdriven absorptionskylmaskin vid Teknisk strömningslära, KTH, i samarbete med Berglunds Rostfria AB i Boden. Absorptionskylteknik är ingen ny teknik, men nyheterna med detta projekt är att maskinen drivs med lågtemperaturvärme (70-90°C) och att värmeytorna består av lameller i stället för tuber. Med hjälp av testdata från en första anläggning på ca 1 kW har en andra testanläggning på 30 kW byggts. Denna testkörs för närvarande och utifrån resultaten av dessa körningar är målet att en pilotanläggning skall kunna levereras till Göteborgs Energi våren 2000. En kyleffekt på drygt 30 kW har uppnåtts, vilket innebär att testmaskinen uppfyller designkraven.

## Introduktion

Inom STEMs forskningsprogram Klimat 21 pågår ett projekt som syftar till att ta fram en absorptionskylmaskin (AKM) speciellt designad för att kunna drivas med lågtemperaturvärme (70-90°C) från ett fjärrvärmenät. Deltagare i projektet är som forskare Institutionen för kemiteknik vid KTH och som tillverkande företag Berglunds Rostfria i Boden. Övriga intressenter som deltar i projektet är Göteborg Energi, Tekniska verken i Linköping, Fjärrvärmeföreningen, Elforsk och Vattenfall Utveckling.

En lågtemperaturdriven AKM är ett bra alternativ att nyttiggöra fjärrvärme under sommartid då behovet av värme är litet medan kylbehovet är stort. Existerande absorptionskylmaskiner är standarddesignade för en drivtemperatur på minst 120°C, och kyleffekten sjunker med 50% om dessa maskiner i stället körs med varmvatten vid 80°C.

Det nya med den kylmaskin som nu testas är just att den drivs med lågtemperaturvärme och att de värmeöverförande ytorna i maskinens olika delar består av lameller i stället för tuber. Syftet med detta är att öka värmeöverföringen och på så sätt kunna minska den ytan och därmed storleken och kostnaden för maskinen.

En principskiss av en absorptionskylmaskin återfinns i Bilaga 1.

## Utveckling av lågtemperaturdriven absorptionskylmaskin

### *Varför absorptionskylmaskin i stället för kompressionskylmaskin?*

Några anledningar:

1. Kompressor i en kompressionskylmaskin kräver mycket el, som är dyrast på sommaren då kylbehovet är som störst.
2. En absorptionskylmaskin som kan drivas med fjärrvärme har en nästan ”gratis” drivenergikälla sommartid, förutsatt att fjärrvärme kan betraktas som spillvärme. I Göteborg är detta fallet, med tanke på den överskottsvärme som fås från raffinaderier och avfallsförbränning.
3. Arbetsmedieparet litiumbromid/vatten har ingen nedbrytande effekt på ozonlagret. Flera kompressordrivna kylmaskiner har hittills innehållit freoner.
4. En absorptionskylmaskin har få rörliga delar, varför den är tystare och kräver generellt mindre underhåll än en kompressionskylmaskin.

Den största utmaningen med en absorptionskylmaskin är att ”hålla tätt”. AKM arbetar vid väldigt låga tryck, och det är av största vikt att ingen luft läcker in i maskinens lågtrycksdel. Anledningarna är dels maskinen rent tekniskt kräver låga tryck för att fungera, dels att litiumbromid är korrosivt i närvaro av luftens syre.

### *Testanläggningen på KTH*

Efter utvärdering av en liten första testanläggning på 1 kW designades nuvarande testanläggning på 30 kW. Anläggningen består av två stående ”burkar”, där den ena burken innehåller förångare och absorptor och den andra burken innehåller kondensator och generator (desorbtor). Inuti varje enhet sitter värmeväxlare i form av lamellpaket. Inuti lamellpaketen pumpas vatten (köldbärare, kylvatten respektive hetvatten) och på utsidan av lamellerna sprids litiumbromidlösning respektive kondensat med hjälp av spridarrör. Fjärrvärmevatten simuleras med hetvatten från en hetvattenpanna. Kylvatten och köldbärare tas direkt från vattenledningssystemet. Pumpar styrs med frekvensomriktare, och regleringen görs med hjälp av konventionella regulatorer i ett elskåp. Mätdata i form av temperaturer, tryck och nivåer loggas i en dator, medan flöden mäts med flödesmätare. Ett additiv används för att få en fin vätskefilm på lamellerna och öka värme- och massöverföringen.

## Närkyla

En absorptionskylmaskin ansluts direkt till befintligt fjärrvärmenät och kylan distribueras som kallvatten lokalt till en eller flera närliggande byggnader. Detta benämns normalt närkyla. I exempelvis Stockholm har man ett annat system, där kallt sjöväten pumpas runt i ett separat nät. En fördel med närkyla är således att ett extra ledningsnät undviks, vilket besparar kostnad för rör samt pumpkostnaden för att pumpa runt kallvatten långa sträckor. En annan fördel är att man med AKM kan få ett mer flexibelt kylsystem, då det oftast är lättare att installera en AKM än att lägga ett nytt fjärrkylennät.

## Resultat

Vid de körningar som gjorts med den befintliga anläggningen har en kyleffekt på strax över 30 kW erhållits. Värmeffektorn (COP) ligger på drygt 0,7. Additiver har visat sig ge en ökad kyleffekt på över 25%.

## Slutsatser

Den mest kritiska parametern för att kylmaskinen skall fungera är att ett tillräckligt lågt tryck nås och upprätthålls. Därför är det av högsta vikt att såväl vakuumpumpen håller en hög kapacitet som att pumpar i litiumbromidkretsen är täta. Mycket tid har lagts ned på att identifiera och täta läckage, men detta är ett nödvändigt arbete.

En maskin med lameller ger en bättre värmeöverföring jämfört med en med konventionella tubpaket, och därigenom skall kylmaskinen kunna byggas kompaktare och billigare. En utvärdering görs just nu hur mycket mindre yta som krävs med en lamellmaskin.

## Referenser

[1] - Herold, K., Radermacher, R., Klein, S.A.: "Absorption Chillers and Heat Pumps", CRC Press, Florida, USA, 1996, ISBN 0-8493-9427-9.

[2] – Kursmaterial från kursen "Practical Training Course in Sorption Processes", IEV, Bremerhaven, Tyskland, 1999.

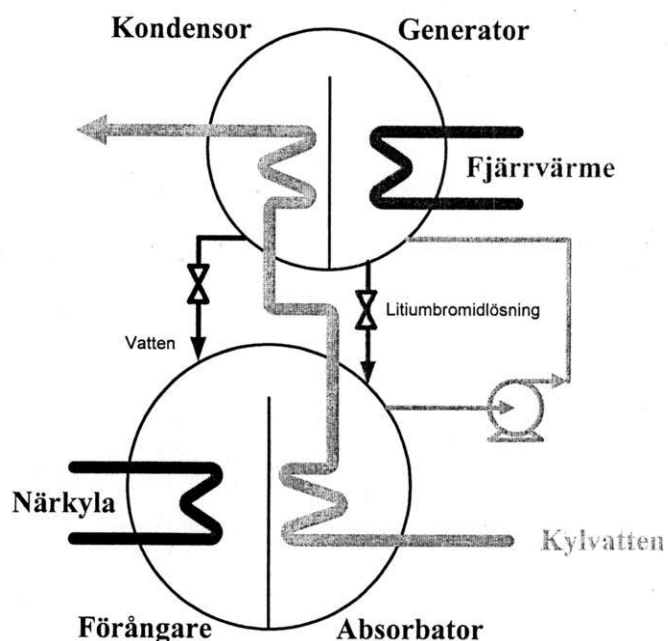
[3] – Gustafsson, M.: "Fjärrkyla från fjärrvärme – med absorptionsteknik", Artikel i tidningen Energiteknik, nr 1/99, KTH, Stockholm, 1999.

## Bilaga 1: Fakta, absorptionskylmaskin

En absorptionskylmaskin, till skillnad från en kompressorkylmaskin drivs med värmeenergi. Liksom i en kompressorkylmaskin finns en kondensator och en förångare. Själva kompressorn kan sägas vara utbytt mot en absorbator, en vätskepump och en generator.

Processen arbetar, precis som i en kompressorkylmaskin, vid två olika trycknivåer. En lägre trycknivå i förångare/absorbator och en högre i generator/kondensator. Kyleffekten erhålls i förångaren, där vatten förångas vid låg temperatur och lågt tryck. Energin till förångningen tas från den vattenström som ska kylas. Den bildade vattenången förs vidare till absorbatorn, där den absorberas av en litiumbromidlösning. Utspädd litiumbromidlösning pumpas kontinuerligt till generatorm. Där tillförs värme, så att vatten kokar av. Vattenången förs vidare till kondensorn och koncentrerad litiumbromidlösning förs tillbaka till absorbatorn. I kondensorn kondenseras vattnet och förs därefter tillbaka till förångaren.

Drivenergi tillförs processen i generatorm i form av värmeenergi. Därutöver behövs en mindre mängd elenergi för att driva pumpen.



Figur 1. Skiss över absorptionskylmaskin