

Effektiva plattvärmeväxlare som förångare i värmepumpar

- Vidare Studier

Björn Palm
Joachim Claesson
Institutionen för Energiteknik
Kungl Tekniska Högskolan
Stockholm

Förord

Detta arbete har utförts inom eff-Sys, energimyndighetens utvecklingsprogram Effektivare kyl- och värmepumpssystem. Programmet har pågått under en fyraårsperiod och startades i mars 2001 som en fortsättning på de tidigare kollektivforskningsprogrammen Klimat 21 och Alternativa köldmedier. eff-Sys är ett samarbete mellan statens energimyndighet, fyra svenska högskolor, ett fyrtiotal företag inom kyl- och värmepumpsindustrin och ett flertal energiföretag. Målet är att programmet på lång sikt ska bidra till en nationell utveckling på kyl- och värmepumpsområdet som karakteriseras av en hög energieffektivitet och liten miljöpåverkan till en låg kostnad.

Detta projekt har finansierats av statens energimyndighet, SWEP International AB och Thermia Värme AB.

Författarna vill tacka industrirepresentanterna Olivier Pelletier, Eric Mencke, SWEP International AB, Marie Johansson, Adam Fjaestad, Anders de la Rose, Thermia Värme AB, för deras arbete och engagemang i projektet.

Joachim Claesson

Björn Palm

Sammanfattning

Projektet syftade till att öka förståelsen för de fenomen som uppträder i plattvärmväxlare då de används som förångare i små villavärmepumpar. Flera parametrar påverkar prestanda i detta fall, t.ex. ingående ånghalt, belastning, massflöde, inloppsarrangemang, (typ av fördelningsanordning) och temperaturprofil på sekundärsidan. Dessa parametrar har under projektets gång varierats och dess inverkan på prestanda hos förångaren har undersökts. Projektet har till stor del varit av experimentell natur, men teoretiska undersökningar och resonemang har förts vilka baserats på de resultat som erhållits experimentellt.

Ett område som studerats speciellt är fördelningsanordningens inverkan på värmväxlarens prestanda. Värmväxlare med identiska värmeöverförande ytor men med olika fördelningsanordningar har jämförts experimentellt. Relativt stor skillnad erhöles, vid given belastning. Beroende på belastningen gav olika fördelningsanordningar bäst resultat.

I denna rapport presenteras projektets samtliga resultat i korthet. En fullständigare redovisning ges i den doktorsavhandling som projektet resulterat i (Joachim Claesson: Thermal and Hydraulic Performance of Plate Heat Exchangers used as Evaporators in Domestic Heat Pumps, KTH/Energiteknik, 2004e). Delar av resultaten finns också redovisade i de vetenskapliga artiklar som återfinns i referenslistan i slutet av rapporten.

Summary

The purpose of the project was to increase the understanding of the flow- and heat transfer phenomena appearing in a brazed plate heat exchanger used as evaporator in a single family heat pump. Several different parameters influence the performance in this case, e.g. inlet vapor quality, heat flux, mass flow, distribution device at inlet and temperature profile on the heat source side. During the project these parameters have been varied and the performance of the heat exchanger investigated. The project has been mainly experimental, but theoretical investigations have been performed, based on the experimental results.

One area which was specifically investigated was the influence of the design of the distribution device on the overall performance. Heat exchanges with identical heat transfer surfaces, but with different distribution devices were compared experimentally. Relatively large differences were found, at any given heat load. Depending on the load, different designs of the distributor was found to give the best results.

In this report, the results of the project are presented in brief. A more complete description of the results is found in the ph.d. thesis in which the project has resulted. (Joachim Claesson: Thermal and Hydraulic Performance of Plate Heat Exchangers used as Evaporators in Domestic Heat Pumps, KTH/Energiteknik, 2004e). Parts of the results are also presented in the scientific articles found in the reference list at the end of the report.

Innehåll

Bakgrund och motiv	6
Syfte och mål	6
Deltagande parter	7
Projektets genomförande	7
Resultat	9
Inverkan av inloppsanordning, Claesson 2002.....	10
Pilvinkelns inverkan på förångarens prestanda.....	11
Avvikelse mellan beräknad och uppmätt överhettningsarea	14
Examensarbete 1: Låga brineflöden i kombination med låg kyleffekt.....	15
Examensarbete 2: Adiabatiskt tryckfall och flödesvisualisering.....	17
Simulerad årlig prestanda med frekvensstyrd kompressor	19
Med- eller motströmskonfiguration	21
Korrigerad LMTD om $\alpha_{\text{evap}} = f(q'')$, Claesson, 2004c.....	22
Brineflödets inverkan på värmeövergångstal på köldmediesidan	23
Teoretisk undersökning av prestanda hos en kompaktlödd plattvärmeväxlarförångare? Claesson, 2004d.....	24
Lokala värmeövergångstal för kokande R134a i en plattvärmeväxlare.....	25
Industriell Relevans, Energirelevans och Miljörelevans	27
Examina	27
Internationell Samverkan	28
Slutsatser och Diskussion	28
Resultatspridning	28
Referenser	29
Inom Klimat 21	29
Inom eff-Sys	29

Bakgrund och motiv

Plattvärmeväxlaren har ett brett användningsområde. Traditionellt används den inom livsmedelsindustrin för dess enkelhet att rengöra. Dessutom är den mycket effektiv och kompakt. Just dess kompakthet och dess utomordentliga prestanda har ökat intresse för att använda den även för andra tillämpningar. Den ursprungliga plattvärmeväxlaren bestod av korrugerade plattor varemellan medierna strömmade. Mot omgivningen tätades kanalerna medelst packningar, ofta av något gummi. Detta utförande medgav endast tillämpningar av plattvärmeväxlare med ”låga” tryck och medier som inte angrep packningsmaterialet.

Denna begränsning kom att helt försvinna med den nya typ som senare kom att utvecklas, nämligen den lödda plattvärmeväxlaren. Plattorna är här sammanfogade medelst lödning. Lödningen medger att plattvärmeväxlaren kan användas vid relativt höga tryck, upp till ~30 bar(a). Möjligheten att klara höga tryck innebär att plattvärmeväxlare är intressanta inom kyl- och värmepumpsapplikationer. Inom Sverige har plattvärmeväxlaren kommit att dominera kraftigt för små och medelstora anläggningar. Fördelarna är många, effektiv värmewäxling => hög värmefaktor på värmepumpen, liten fyllnadsmängd av köldmedie => mindre inverkan på miljön.

Tidigare projekt, dels inom ”Alternativa köldmedier” och dels inom ”Klimat 21”, har behandlat plattvärmeväxlare. I det första projektet, som delvis finansierades av NUTEK, undersöktes propans lämplighet som köldmedium i villavärmepumpar. För att simulera en villavärmepump byggdes en testanläggning där plattvärmeväxlare användes både som förångare och kondensator.

I det senare projektet studerades mer ingående plattvärmeväxlarens funktion som förångare. I detta projekt erhöles en övergripande förståelse för hur kokningen sker i en plattvärmeväxlare.

Sverige är ledande vad det gäller kunnande, tillverkning och försäljning av plattvärmeväxlare. Då användningen av plattvärmeväxlare nu breder ut sig mer och mer, även internationellt, är det av nationellt intresse att denna ledande ställning vad gäller kunskap bibehålls inom Sverige och att de svenska leverantörerna bibehåller sitt tekniska försprång.

Syfte och mål

Ur akademisk synvinkel var syftet med projektet att bättre förstå kokningsmekanismerna i en plattvärmeväxlare, speciellt vid låg yteffekt, samt att finna samband för beräkning av värmeövergång och tryckfall i denna typ av

värmewäxlare. Denna kunskap väntas leda till att värmeöverföringen i plattvärmewäxlaren kan effektiviseras.

Ur industriell synvinkel är bättre beräkningsmetoder och effektivare värmeövergång av primärt intresse.

Deltagande parter

Inom projektet har följande parter deltagit;

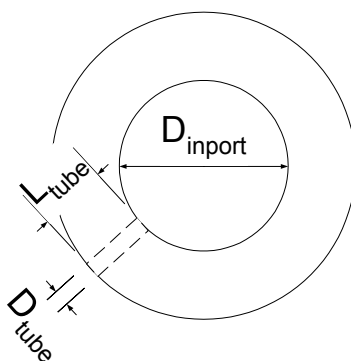
KTH, Institutionen för Energiteknik, Avdelningen för Tillämpad Termodynamik och Kylteknik.

SWEP International AB

Thermia Värme AB

Projektets genomförande

Projektet har, som tidigare nämnts, främst varit av experimentell karaktär. Således har en mängd mätningar utförts. Syftet med mätningarna har varit två, dels undersöka hur en förångare kan effektiviseras då olika fördelningsanordning används, dels undersöka hur värmeövergångstalet i förångaren ändras vid olika förutsättningar.



Figur 1: Fördelningsanordning i köldmedieinloppet.

För att undersöka hur inloppsanordning påverkar prestanda har samma värmewäxlaryta använts. Som bas användes en plattvärmewäxlare som inte har någon flödesfördelare i inloppet (CBE 1). Sedan undersöktes en plattvärmewäxlare

(CBE 2) med samma värmeväxlaryta men med fördelningsanordning, se Figur 1. Utöver detta testades sedan tre modifierade fördelningsanordningar (CBE 3, CBE 4 & CBE 5), fortfarande med samma värmeväxlaryta.

Senare bestämde projektgruppen att även undersöka en annan värmeväxlaryta, CBE 6. Förhoppningen var att denna skulle vara mer effektiv. Utöver CBE 6 har en prototyp med identisk värmeväxlaryta, CBE 7, undersökts.

I projektet ingick också att undersöka olika systemlösningar som möjligen kunde ge högre effektivitet. Ett ”brainstorming” möte genomfördes. Cirka 25 mer eller mindre bra systemförslag togs fram. Av dessa valdes ett ut. Projektgruppen ansåg att av dessa hade den klassiska sug-gas-vätske-värmeväxlaren bäst potential. Således har förångare undersökts med en sug-gas-vätske-vvx installerad. Undersökningen syftade till att verifiera eller vederlägga huruvida bättre effektivitet erhålls i förångaren.

Vid sidan om dessa ordinarie experiment har vissa sidospår undersökt, dels av doktoranden själv (i mån av ledig kapacitet vid experimentanläggningen) och dels av två studenter i form av två examensarbeten. Det första examensarbetet undersökte vad som händer vid extra låg ytbelastning, speciellt vid köldmedieinloppet. För att åstadkomma detta utfördes experimenten med låga flöden på sekundärkretsen (Brinesidan). Det andra examensarbetet undersökte adiabatiska tvåfastryckfall i en plattvärmeväxlare. Det är troligt att adiabatiska tryckfall kan med god noggrannhet anses gälla lokalt vid given ånghalt under ett förångningsförlopp. Ett antal tester med olika ånghalter, massflöden och mättnadstryck utfördes.

Vid ett tillfälle fanns ledigt utrymme vid experimentanläggningen, varvid Martin Forsén, doktorand i ett annat eff-Sys projekt, ville undersöka hur energieffektivt det är med frekvensstyrd kompressor i förhållande till normal drift, baserat på drift under ett helt år. Eftersom projektets experimentanläggning redan var fullt utrustat för denna typ av undersökning, även om apparaturen inte var optimerad för energieffektiv drift, utfördes ett antal experiment vid stationära förhållanden. Vilka temperaturer som skulle användas i brine- och radiatorkretsen bestämde Martin utifrån sitt datorprogram ”Prestige”, vilket är utformat för dimensionering av bergvärmepumpar. Representativa värden tänkte att simulera ett helt år uppmättes, dels med konstant varvtal på kompressorn, dels med kapacitetsreglering medelst frekvensreglering. Frekvensregleringen utfördes så att önskad temperatur på både fram- och returledningen erhöles i radiatorkretsen.

Vid ett annat tillfälle med ledig kapacitet undersöktes om bättre prestanda alltid erhålls då köldmediet och kylmediet strömmar mot varandra eller om det fanns tillfällen då medströms var mer energieffektivt. Med energieffektivt menas här minskad temperaturdifferens mellan inkommande sekundärmedium (brine) och mättnadstemperaturen på köldmediet vid utloppet av förångaren. Ett antal flöden på sekundärkretsen undersöktes.

Två rent teoretiska resonemang har också förts. Det första handlar om det koncept som vi har använt oss av för att definiera värmegenomgångstalet i förångaren, d.v.s. Logaritmiska MedelTemperaturDifferensen (LMTD). När LMTD härleds förutsätts ett antal förenklningar gälla, bl.a. konstant värmegenomgångstal längs hela värmeväxlaren. Detta kriterium kan till stor del sägas gälla i plattvärmewäxlare utan fasomvandling, dvs vid värmeöverföring mellan vätskor eller gaser. Men, i en förångare kan det förväntas att värmeövergångstalet förändras kraftigt längs värmewäxlarytan. Frågeställningen var: Vad händer om vi antar en annan funktion på värmeövergångstalet i köldmediekanalen, kommer LMTD konceptet fortfarande att vara giltigt eller behövs en korrigering införas?

I den andra teoretiska undersökningen studerades hur förångarens prestanda förändrades då överhettning, brineflöde, eller antal plattor ändrades. En förångare skiljer sig från de förenklade modeller som beskrivs i grundkurserna i värmeöverföring, eftersom en given värmewäxlaryta skall fördelas på respektive del. Det är således en ”dragkamp” om värmewäxlarytan mellan överhettningen och förångningen.

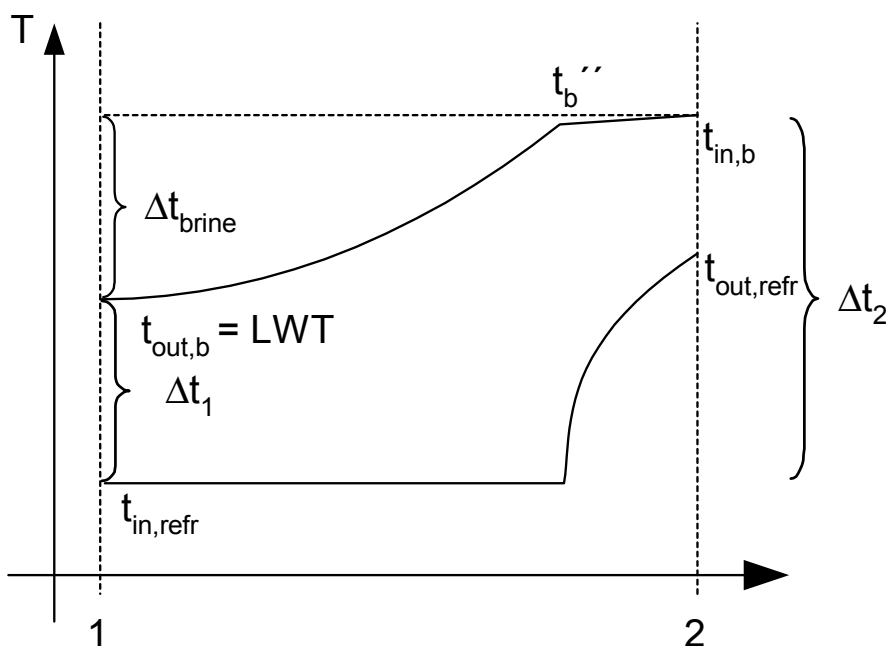
Till sist undersöktes hur köldmediesidans värmeövergångstal påverkas då olika flöden på köldbärarsidan används, vid annars oförändrade förhållanden.

Vid sidan av ovanstående arbeten, har en litteraturgranskning genomförts. I denna har material som ansågs ha relevans för projektet sammanfogats i ett dokument. Som bas för litteraturgranskningen har doktorandens informationsdatabas på över 3 000 artiklar använts. Alla dessa har naturligtvis inte hamnat i sammanställningen. Fokus i sammanställningen har givetvis varit i första hand kokning och förångning av medier i plattvärmewäxlare och i andra hand flödeskokning i andra geometrier och enfasströmning i plattvärmewäxlare. För närvarande är sammanställningen på över 700 sidor (Claesson, 2004b).

Sammanfattningsvis bör nämnas att de aktiviteter som planerades vid projektets start och finns beskrivna i projektansökan till största delen har genomförts. Några smärre justeringar av arbetsplanen har skett under projekttiden, delvis beroende på de delresultat som erhållits och dels av experimentella begränsningar.

Resultat

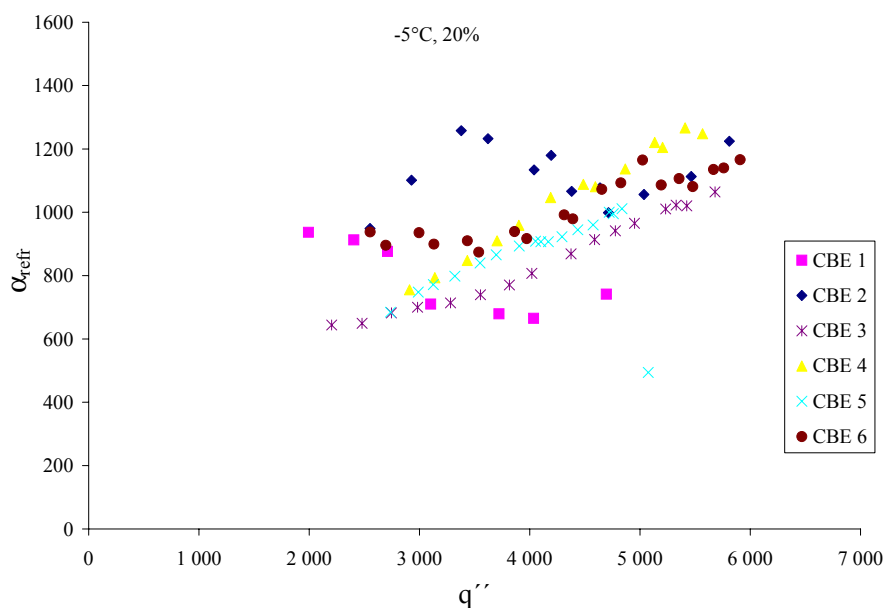
I detta avsnitt beskrivs kortfattat de resultat som erhållits i ovanstående nämnda undersökningar. I det följande avsnittet hänvisas ofta till temperaturdifferenser. Hur dessa är definierade visas nedan



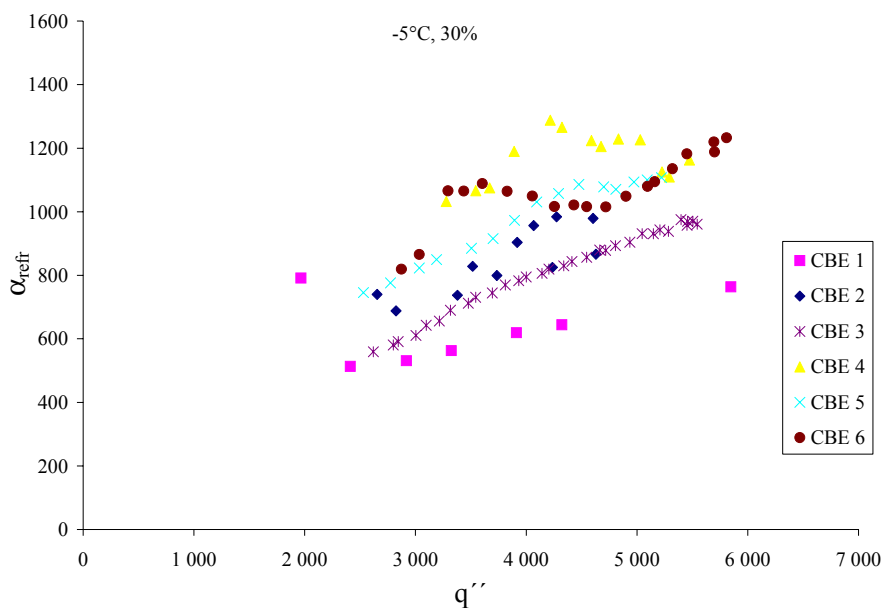
Figur 2: Temperaturprofil med definitioner.

Inverkan av inloppsanordning, Claesson 2002.

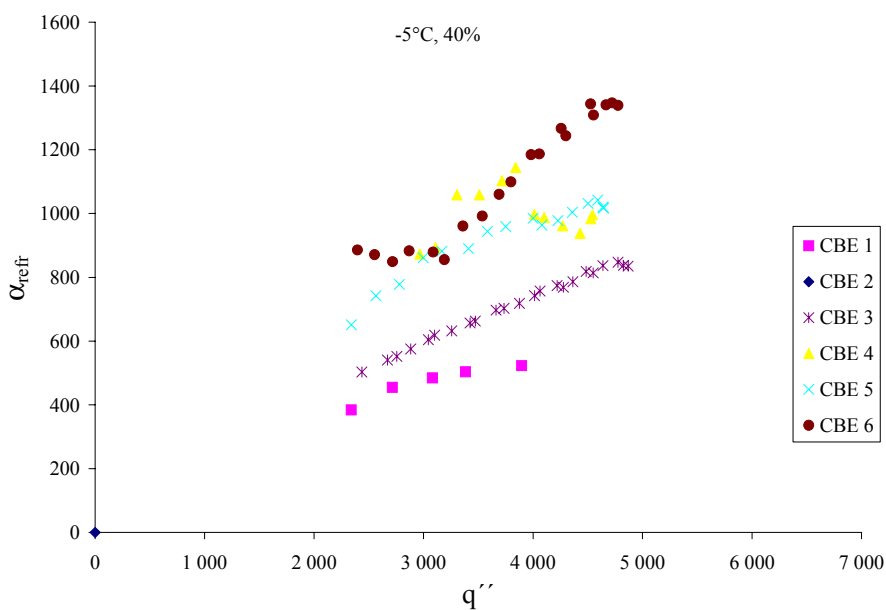
Som tidigare nämnts har ett antal likadana värmeväxlare försetts med olika fördelningsanordningar i köldmedieinloppet. Försöken visar att bäst resultat erhålls med olika fördelningsanordningar beroende på driftsfall. Även om CBE 6 inte var bäst under alla förhållanden, var alltid bland de tre bästa och hade av de testade förångarna bredast ”register”.



Figur 3: Värmeövergångstal för olika förångare vid 20 % ingående ånghalt.



Figur 4: Värmeövergångstal för olika förångare vid 30 % ingående ånghalt.



Figur 5: Värmeövergångstal för olika förångare vid 40 % ingående ånghalt.

Pilvinkelns inverkan på förångarens prestanda¹

Undersökningen syftade till att se hur den kanske viktigaste geometriska parametern, pilvinkeln, påverkar förångarens prestanda. Den baserades på

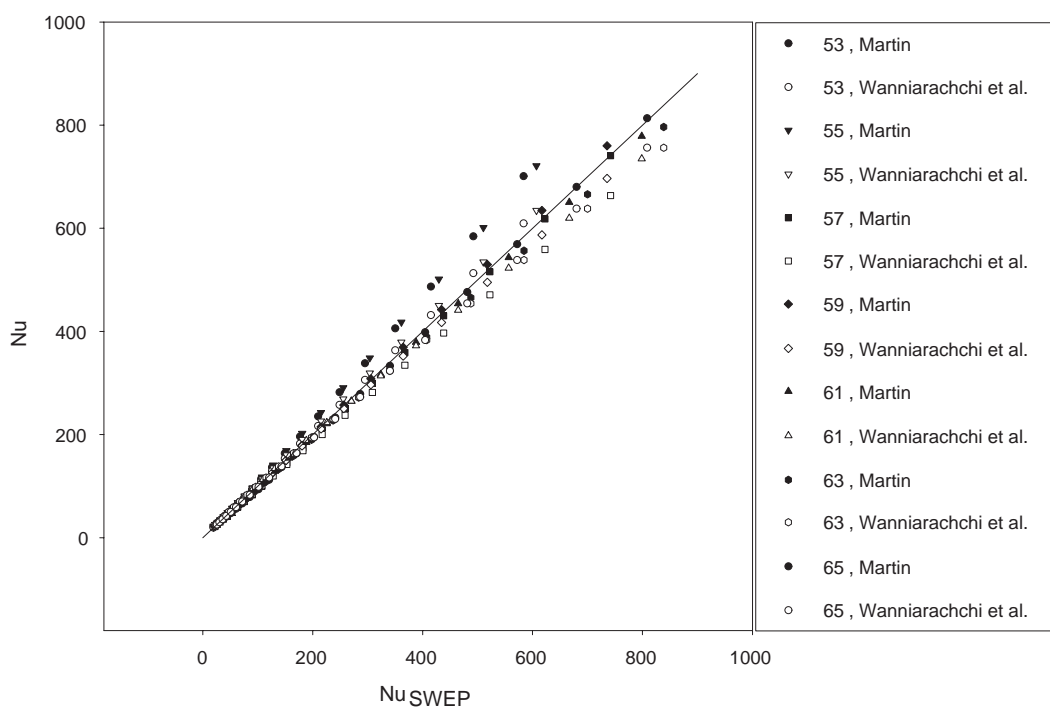
¹ Denna undersökning (Claesson, Palm & Pelletier, 2001) utfördes delvis under Klimat 21, men analysen var inte klar då föregående slutrapport skrevs. Därför inkluderas den i denna slutrapport.

experiment utförda på SWEP International AB, där R22 var det cirkulerande köldmediet.

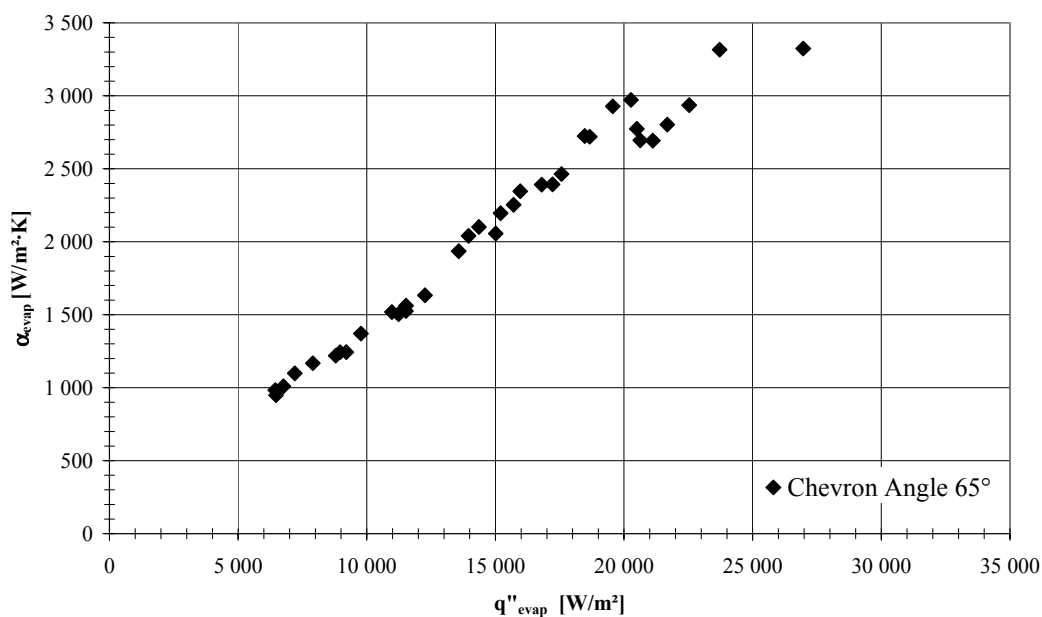
I anknytning till analysen undersöktes hur två korrelationer från litteraturen stämde med den från SWEP tillhandahållna korrelationen. Vi fann att god överensstämmelse erhöles, se Figur 6

I denna undersökning antogs att den överhettningsarea som behövs kan beräknas genom att enfaskkorrelationen appliceras på båda mediasidorna, dvs på brinesidan och på den överhettade gasen. Den beräknade överhettningsarean drogs sedan bort från totala värmeväxlarytan, och resultatet antogs vara kokarean. Resultatet för två pilvinklar visas här, se Figur 7 och Figur 8.

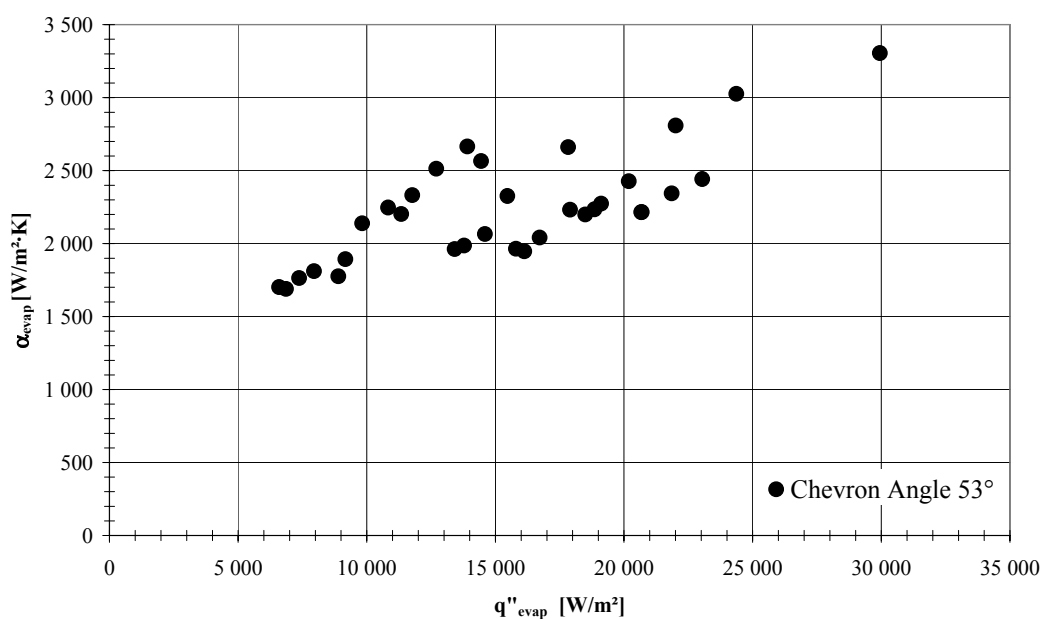
Det syns en markant störning, vars startposition verkar vara beroende på vilken pilvinkel som använts. En översiktlig undersökning av tänkbara orsaker till denna störning utfördes och slutsatsen blev att den beräknade överhettningsarean var lägre än vad som kunde förväntas. En jämförelse med en tidigare undersökning (Claesson & Palm, 1999), där TLC (Thermochromic Liquid Crystals) användes för att bestämma just överhettningsarean, visade också att den beräknade överhettningsarean var liten. Det kan förväntas att en korrekt beräknad överhettningsarean skulle innebära en mer distinkt trend på värmeövergångstalet i kokdelen.



Figur 6: Jämförelse mellan två publicerade enfaskkorrelationer med SWEPs tillhandahållna.



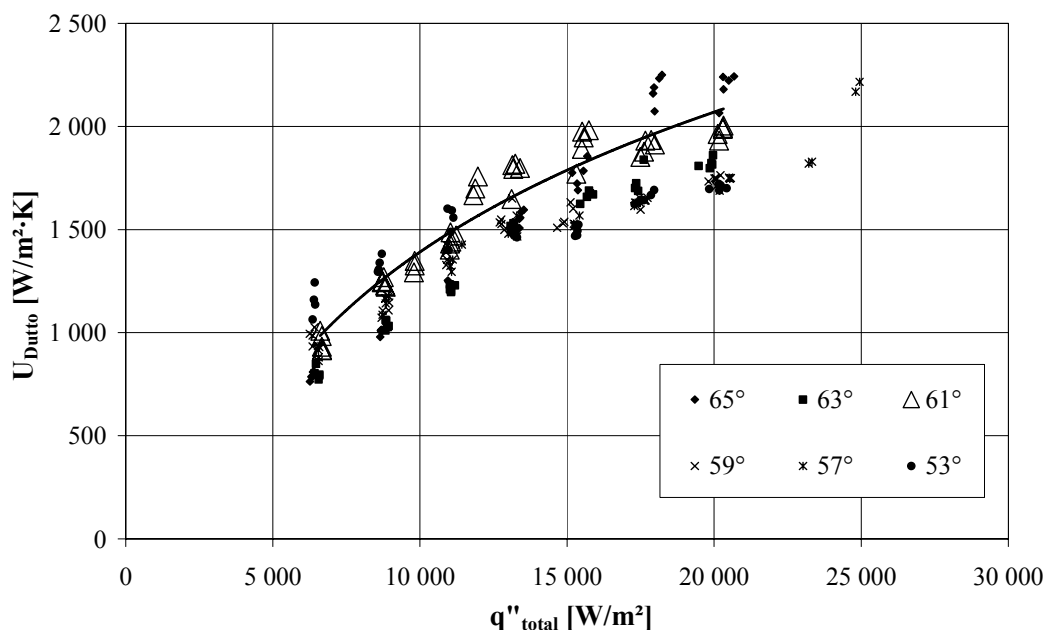
Figur 7: Beräknat värmeövergångstal på kokande köldmedium s.f.a. beräknad yteffekt, pilvinkel 65°.



Figur 8: Beräknat värmeövergångstal på kokande köldmedium s.f.a. beräknad yteffekt, pilvinkel 53°.

Utifrån värmepumpen och kylmaskinens perspektiv är det mer intressant att undersöka hur effektiv hela förångaren är, inte bara kokdelen på köldmediesidan. Förångarens prestanda för olika pilvinklar beräknades, och högst prestanda erhöles

med låg pilvinkel vid låg ytbelastning och med hög pilvinkel vid hög ytbelastning. Näst bäst över hela det testade ytbelastningsområdet är en pilvinkel på 61° .



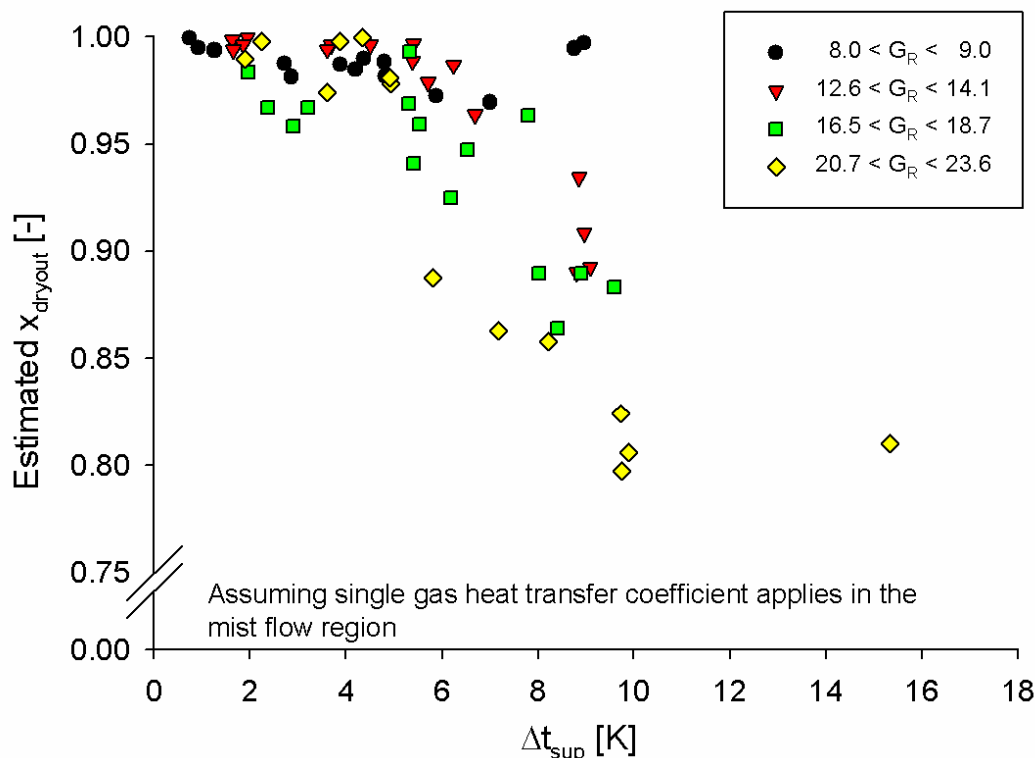
Figur 9: Värmeöverföringskoefficient i förångaren, för olika pilvinklar.

Avvikelse mellan beräknad och uppmätt överhettningsarea

Eftersom en avvikelse mellan beräknad och uppmätt överhettningsarea observerades i ovanstående undersökning utfördes en mer ingående analys (Claesson & Palm, 2002). Syftet med detta var givetvis att undersöka om orsaken kunde identifieras. Ett antal olika parametrar undersöktes, men ingen enskild sådan kunde identifieras som ansvarig för avvikelsen.

Det diskuterades huruvida ”dryout” med efterföljande ”mist flow” kunde orsaka avvikelsen. Eftersom lokala värmeöverföringskoefficienter inte uppmättes är det omöjligt att säga hur temperaturprofilen ser ut inuti värmeväxlaren. Vi vet att en omfattande sekundär virvel finns i flödeskanalen. Det antogs att denna virvel skulle medföra att eventuella droppar som finns i gasflödet kastas mot ytan, som en centrifug. Därför förkastades denna förklaring.

Men, en ganska ny preliminär undersökning, som inte publicerats, indikerar att om vi antar att dryout inträffar, och att vätskedropparna är tillräckligt små för att inte kastas ut mot ytorna, kan från en energibalans motsvarande ånghalt beräknas. Denna ånghalt hamnar mellan 70% till 100%, se figur , vilket inte är helt orimliga värden. Det finns rapporterat i litteraturen att dryout sker vid cirka 70%.



Figur 10: Uppskattad dryout-ånghalt beräknad från energibalans.

En ytterligare aspekt som beaktades var inverkan av eventuell värmeledning i strömningsriktningen i kanalväggen. I en förångare gäller inte detta antagande, eftersom då vi rör oss från kokning till överhettning kan en kraftig variation i temperatur på kanalväggen förväntas. En numerisk simulering utfördes för att undersöka detta. Resultatet indikerade att även om värmeflödet inte är försumbart, påverkar inte detta den beräknade överhettingsarean.

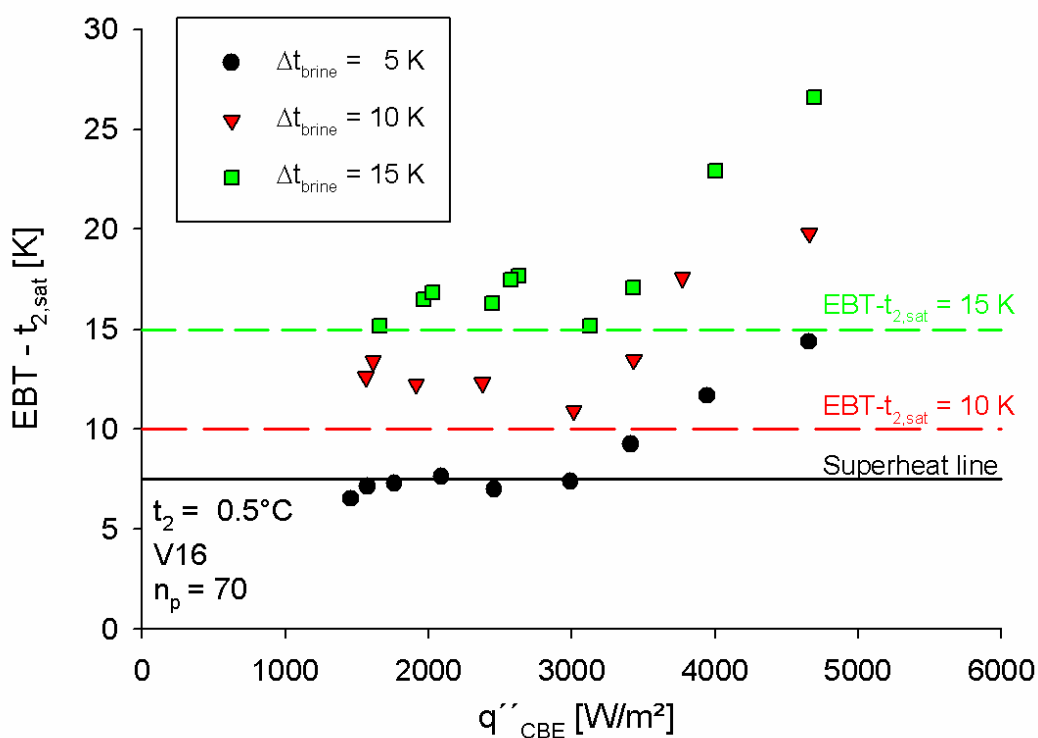
Sammanfattningsvis är det inte klarlagt vad som orsakar avvikelserna. Några experimentella bevis för vilken mekanism som är ansvarig för avvikelserna har inte erhållits, enbart indicier.

Examensarbete 1: Låga brineflöden i kombination med låg kyleffekt

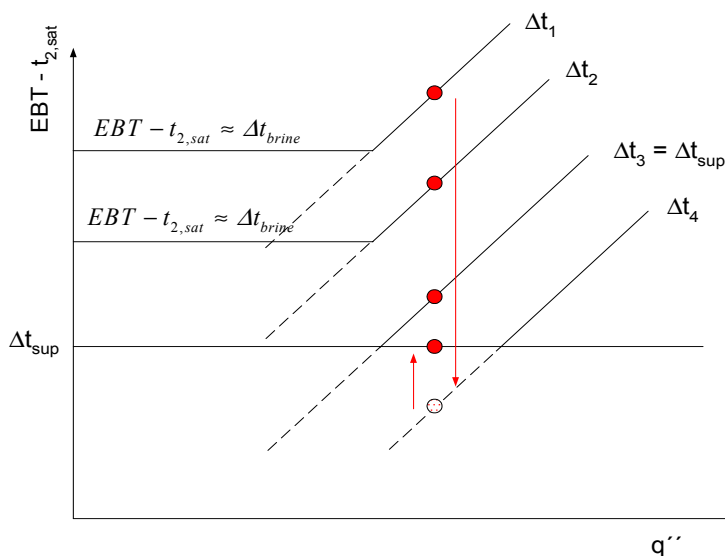
Detta examensarbete (Afghani, 2003, även Claesson, Afghani & Palm, 2003) behandlar prestanda i en förångare då yteffekten är låg. För att åstadkomma detta användes låga brineflöden, vilket innebär stor temperaturdifferens mellan in- och utlopp på Brinesidan. Experimenten visade att vid en viss belastning, ändrade förångaren karakteristik, se Figur 11.

Om denna figur granskas mer ingående inses att de horisontella trenderna faktiskt motsvarar de två ytterlighetsfallen som kan uppträda i en förångare med expansionventil som styr på överhettning. De två fallen som avses är givetvis att förångaren är så stor att expansionsventilen, för att åstadkomma önskad överhettning, åstadkommer en ”försvinnande” temperaturdifferens mellan 1.) inkommande brine och utgående köldmedie, 2.) utgående brine och inkommande köldmedie.

Figur 12 visar detta schematiskt. Om en förångare har en tillräckligt liten belastning kan någon av dessa begränsningar inträffa. Om så är fallet, finns det ett ”optimalt” brineflöde. Om återigen Figur 12 has i åtanke, kan följande resonemang föras: Givet ytbelastning (liten), Δt_1 ger en total temperaturdifferens som kan minskas, om ett lite högre brineflöde väljs istället. Det går å andra sidan inte att öka flödet för mycket, vid ett givet $\Delta t_{\text{brine}} = \Delta t_{\text{sup}}$ minskas inte den totala temperaturdifferensen i förångaren, och det extra pumparbetet utnyttjas inte för att förbättra värmepumpens prestanda.



Figur 11: Största temperaturdifferens i förångaren vid $\Delta t_{brine} = 5, 10$ & 15 °C.



Figur 12: Schematisk representation av Figur 11.

Examensarbete 2: Adiabatiskt tryckfall och flödesvisualisering

I detta arbete undersöktes adiabatiskt tryckfall av gas-vätskeblandning av R134a under olika förhållanden. Från litteraturen erhålls att adiabatiska tryckfall med stor noggrannhet kan representera lokala förhållande under ett förångningsförlopp. Det är då mycket enklare analysmässigt att inte behöva ta hänsyn till accelerationstermer och lokala ånghalter för att bestämma tryckfallet. Det uppmätta tryckfallet visas i Figur 13.

Det finns fördelar med att representera tryckfallet dimensionslöst. För detta användes det klassiska angreppssättet av Lockhart-Martinelli, se Figur 14.

Den klassiska ekvationen för tvåfasmultiplikatorn för rakt rör stämmer ganska väl med experimenten. Men, ännu bättre överensstämmelse erhöles om Chisholmparametern, C , korrelerades enligt

$$C = 0.6 + \frac{76.66}{\frac{G_{\text{refr}}^2}{2 \cdot \rho_{\text{homo}}}} - \frac{25.52}{\left(\frac{G_{\text{refr}}^2}{2 \cdot \rho_{\text{homo}}}\right)^2} \quad (1)$$

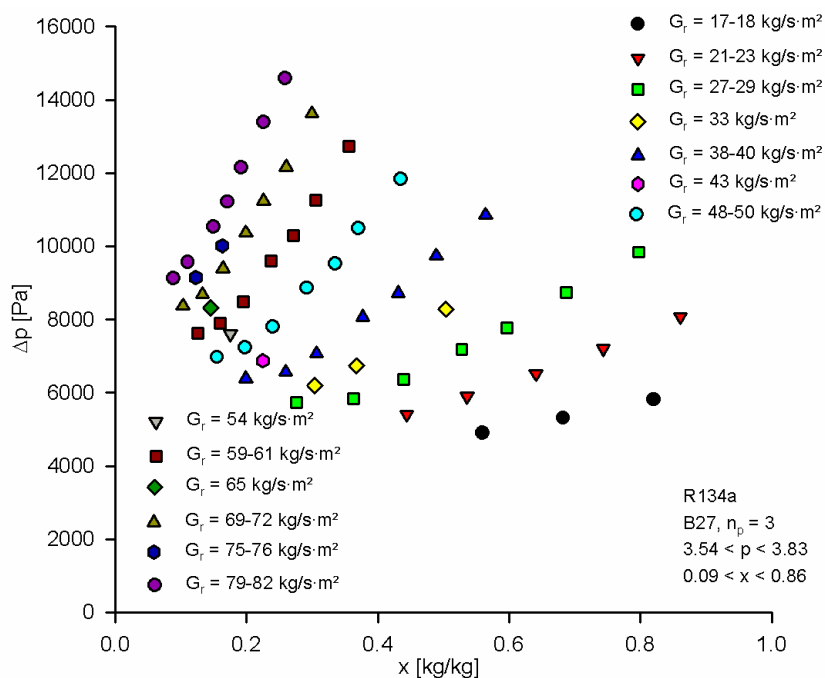
där

$$\phi_1^2 = \frac{(\Delta p / \Delta L)_p}{(\Delta p / \Delta L)_1} \quad (2)$$

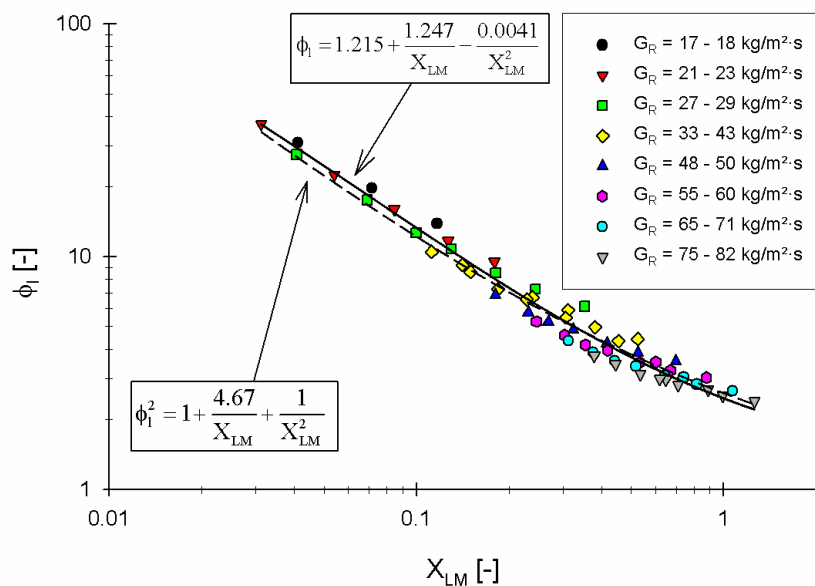
$$X_{\text{LM}}^2 = \frac{(\Delta p / \Delta L)_1}{(\Delta p / \Delta L)_g} \quad (3)$$

och

$$\phi_1^2 = 1 + \frac{C}{X_{LM}} + \frac{1}{X_{LM}^2} \quad (4)$$

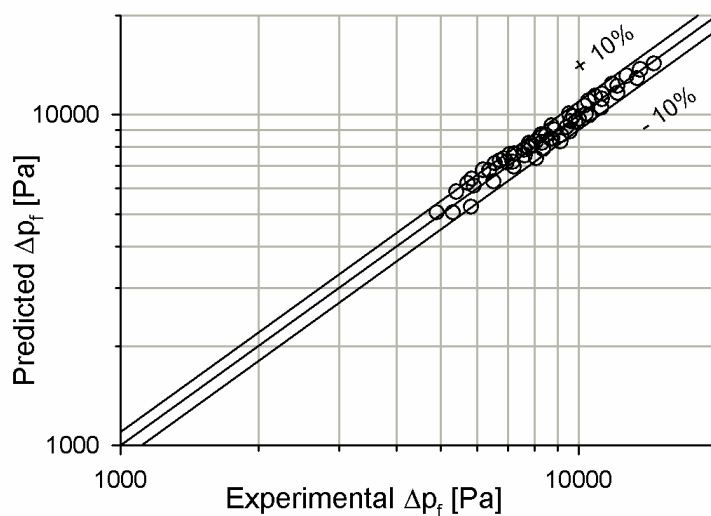


Figur 13: Friktionstryckfall s.f.a. ånghalten.



Figur 14: Två-fas multiplikatorn s.f.a. Lockhart-Martinelli parametern, X_{LM} .

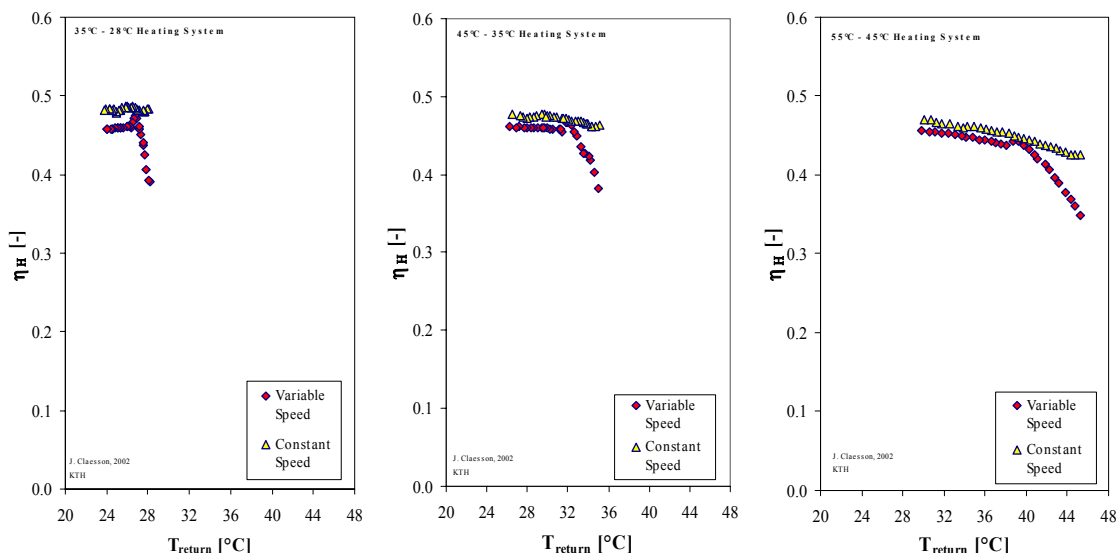
Beräknat tryckfall skiljer sig inte med mer än 10% jämfört med uppmätt, se



Figur 15: Beräknat tryckfall jämfört med uppmätt.

Simulerad årlig prestanda med frekvensstyrd kompressor

I detta arbete, som utfördes tillsammans med Martin Forsén (Claesson & Forsén, 2003, Forsén & Claesson, 2003), undersöktes den eventuella förbättring som frekvensstyrd kompressor kan ge. Tre olika värmesystem simulerades och undersöktes dels momentant och dels över ett år.



Figur 16: Kompressorverkningsgrad s.f.a. returtemperatur på radiatorsystemet.

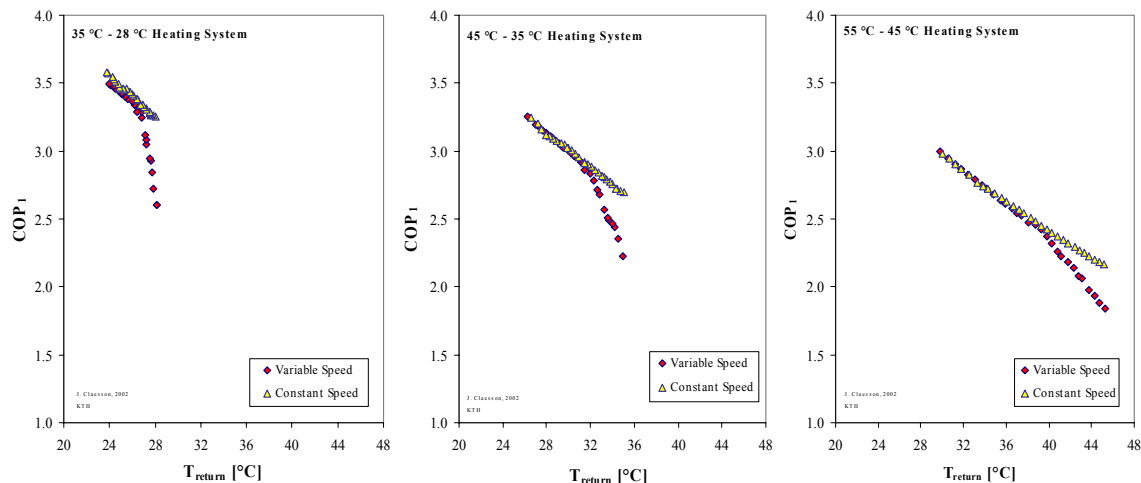
Fördelen med frekvensstyrd kompressor är att husets effektbehov kan matchas genom att variera kompressorns varvtal. Detta innebär att kompressorn varken arbetar för mycket eller för lite (inom rimliga gränser). Eftersom kompressorn som användes inte är konstruerad för frekvensstyrning, erhålls högsta kompressorverkningsgrad vid nominell hastighet (50 – 60 Hz). Utanför dessa frekvenser försämrades kompressorns effektivitet drastiskt, se Figur 16.

Eftersom kompressorverkningsgraden kraftigt förändrades utanför dess ordinarie driftsförhållande försämrades även värmepumpens värmefaktor, se Figur 17.

Utifrån dessa momentana ”steady state” resultat, simulerades ett helt år i Martin Forséns program ”Prestige”. Den årliga värmefaktorn, SPF, visas i Tabell 1.

Tabell 1: Årsvärmefaktor.

	55 - 45 Heating System		45 - 35 Heating System		35 - 28 Heating System	
	Constant	Variable	Constant	Variable	Constant	Variable
Q_A [kWh]	38 300	38 300	38 300	38 300	38 300	38 300
E_{KA} [kWh]	14 255	15 228	12 288	13 084	10 865	11 176
Auxheat [kWh]	1 159	0	940	0	697	0
Auxheat [kW]	5	0	4.5	0	4	0
SPF_{TOT}	2.48	2.52	2.90	2.93	3.31	3.43



Figur 17: Värmefaktor för värmepumpen för olika returtemperaturer på radiatorsystemet.

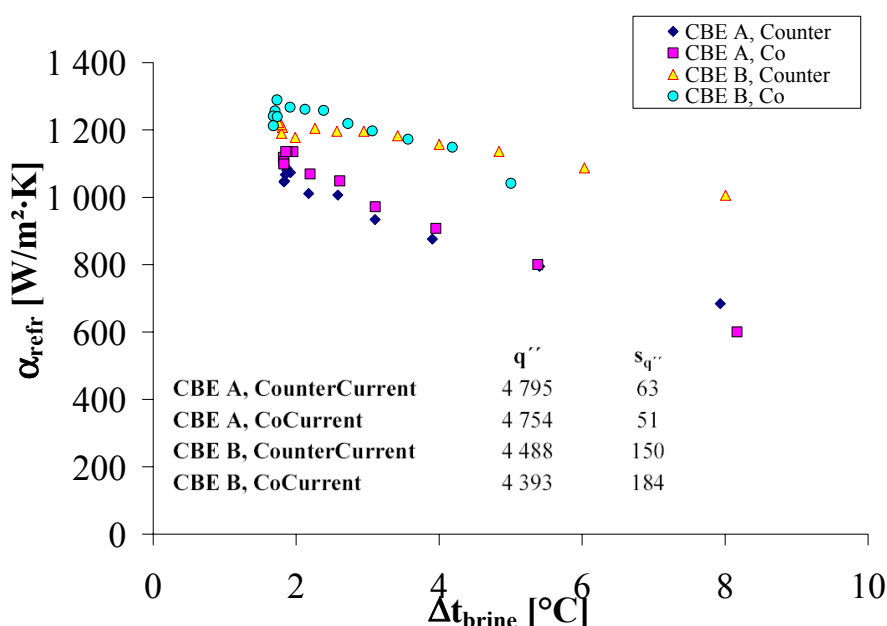
Som synes, endast marginell förbättring erhöles. Större skillnad hade antagligen erhållits om en relativt mindre kompressor hade använts, då kompressorn hade kunnat regleras i ”varmare” utetemperaturer. En fördel med den relativt stora kompressorn som användes var att spetsvärme inte behövdes, utan att effekt-täckningsgraden var 100%.

Med- eller motströmskonfiguration

En värmeväxlare kopplad motströms är normalt mer effektiv än samma värmeväxlare, vid samma flöden och temperaturer, kopplad medströms. Detta gäller alltid då båda medierna befinner sig i enfasområdet. Om det ena mediet kokar, kan det vara mer effektivt att koppla medströms än motströms. Detta på grund av att en högre drivande temperaturdifferens vid köldmedieinloppet erhålls, vilket förbättrar bubbelbildningen.

Traditionellt sägs att vid låga ånghalter anses det vara mer troligt med kärnkokning än vid höga ånghalter, där det anses vara mer troligt med konvektiv kokning. Det skulle då vara mer fördelaktigt att ha stor drivkraft (temperaturdifferens) i det område där värmeövergångstalet ökar med ökande drivkraft. T.ex. kopplas ofta flödande förångare medströms just på grund av detta.

I denna undersökning (Claesson & Palm, 2003) testades en förångare med låg överhettning kopplat dels motströms och dels medströms. Förångarens effektivitet undersöktes och jämfördes, se Figur 18. Som synes ändras värmeövergångstalet med ändrat brineflöde. Dessutom är medströms mer effektiv vid höga brineflöden, medan motströms är mer effektiv vid låga brineflöden.



Figur 18: Medelvärmeövergångstal på köldmediesidan s.f.a. brineflödet.

Eftersom värmeövergångstalet varierar med brineflödet, kan inte Wilson plot användas för att bestämma värmeövergångstalet i en förångare av denna typ.

Korrigering av LMTD om $\alpha_{\text{evap}} = f(q'')$, Claesson, 2004c

Vid härledning av korrekt temperaturdifferens (LMTD) i en värmeväxlare, antas bl.a. att värmeövergångstalet är konstant längs ytan på värmeväxlaren. I en plattvärmewäxlare är detta inget stort fel, så länge som inget av medierna ändrar fas.

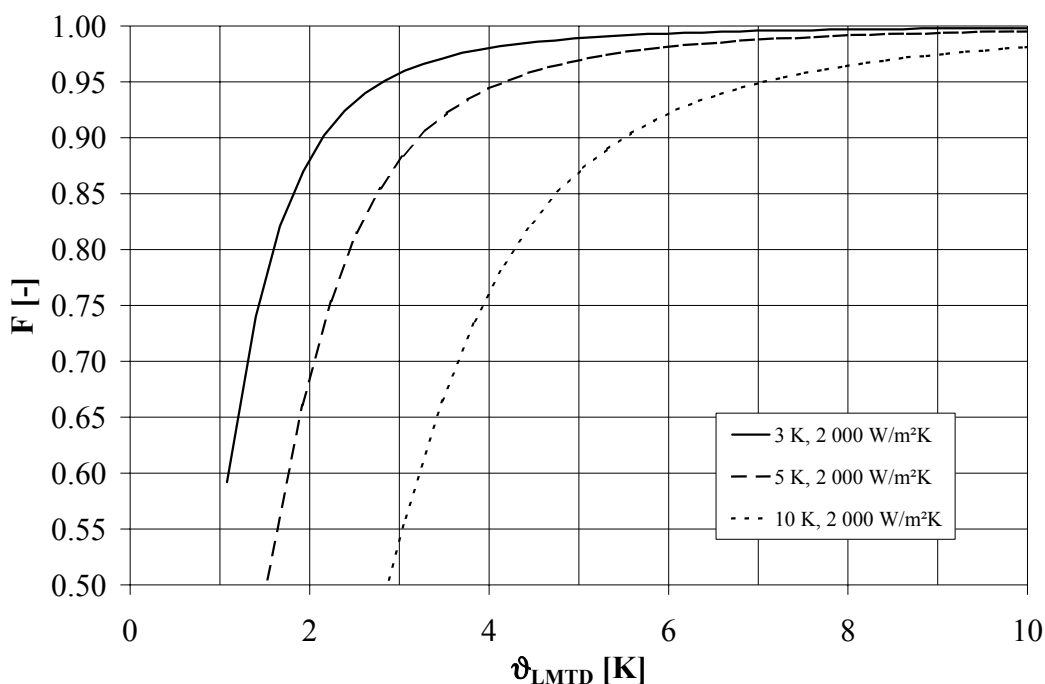
Däremot, om mediet kokar eller kondenserar kan det inte förväntas att värmeövergångstalet på köldmediesidan är konstant, och alltså gäller inte härledningen av LMTD för dessa fall. Vidare gäller härledningen enbart för medströms eller motströms. Även detta är väl uppfyllt för plattvärmewäxlare men för andra typer av värmewäxlare gäller detta inte.

Traditionellt införs en korrektionsfaktor som tar hänsyn till avvikelserna för att värmewäxlaren inte är med- eller motströms.

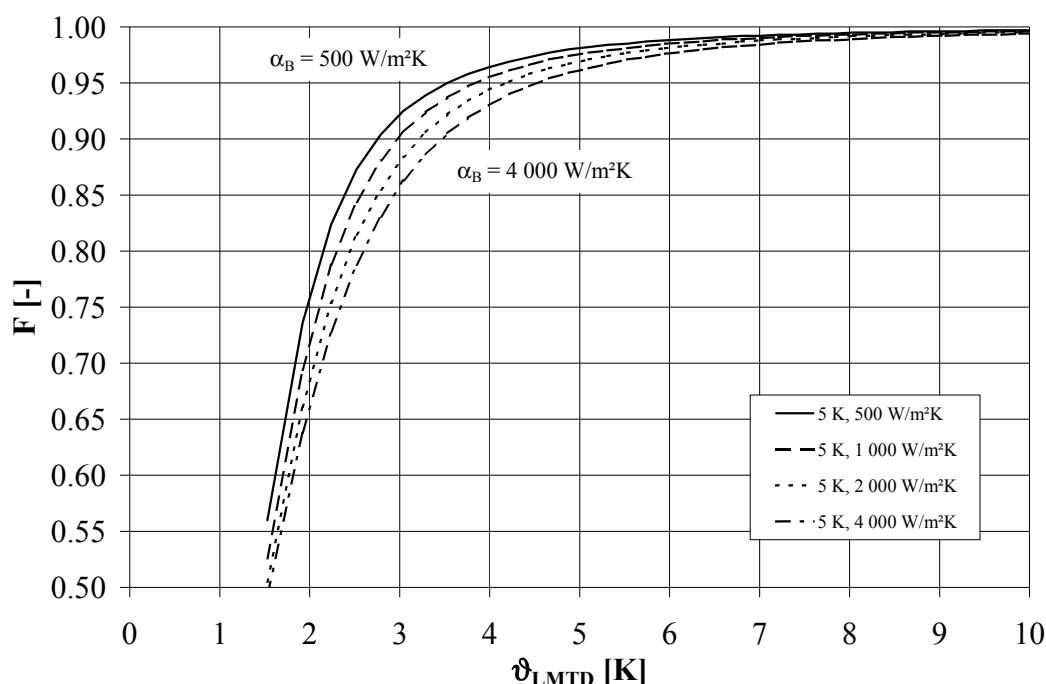
På liknande sätt har här en korrektionsfaktor beräknats om vi antar att värmeövergångstalet i värmewäxlaren kan beskrivas enligt

$$\alpha_{\text{evap}} = f(q'') \quad (5)$$

dvs en kärnkokningskorrelation. Här har valts Coopers korrelation, då experimentella data visar att denna funktion ger någorlunda (konservativa) värden på värmeövergångstalet i en plattvärmewäxlare.



Figur 19: LMTD-korrektion för olika LMTD, Δt_{brine} och $\alpha_{\text{brine}} = 2000 \text{ W/m}^2\text{K}$.

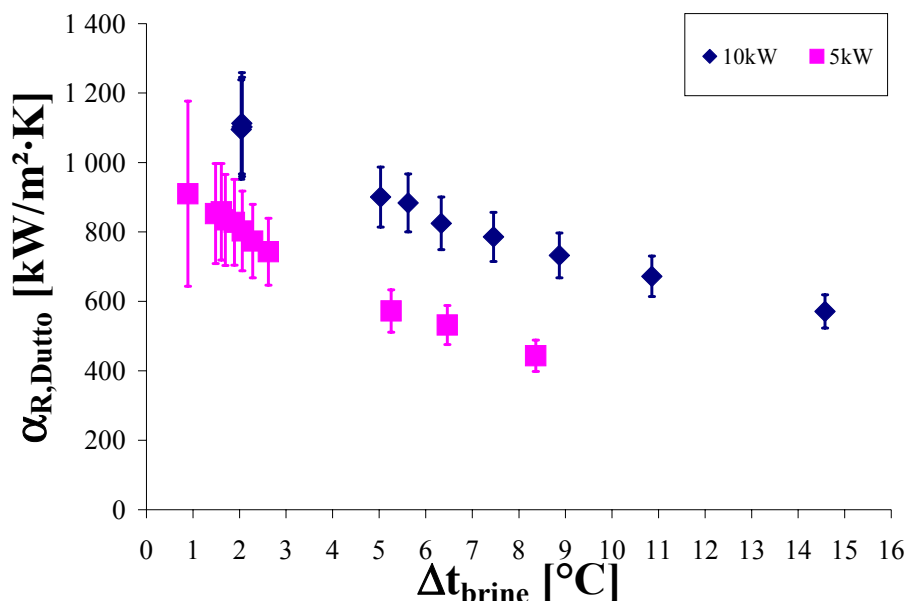


Figur 20: LMTD-korrektion för olika LMTD, $\alpha_{\text{brine}} = 2\,000\text{ W/m}^2\text{K}$ och $\Delta t_{\text{brine}} = 5\text{ }^\circ\text{C}$.

Brineflödets inverkan på värmeövergångstal på köldmediesidan

I denna undersökning (Claesson, 2004a) studerades hur köldmediesidans värmeövergångstal påverkas av att köldbärarsidans flöde ändras. Det kunde observeras att brineflöde har relativt stor påverkan på köldmediesidan, se Figur 21. Observera att en viss ($\Delta t_{\text{sup}} \approx 0.5 - 3\text{ }^\circ\text{C}$) överhettning ingår på köldmediesidan.

Orsakerna till detta diskuterades och slutsatsen är att en omfördelning av temperaturdifferenserna längs värmeväxlaren leder till en omfördelning av lokala ånghalter och värmeövergångstal. Dessutom omfördelas kokarean och överhettningsarean, vilket också påverkar det areamedelvärderade värmeövergångstalet på köldmediesidan.



Figur 21: Köldmediesidans variation då brinesidans flöde ändras.

Teoretisk undersökning av prestanda hos en kompaktlödd plattvärmväxlarförångare? Claesson, 2004d

Om större mängd energi skall transporteras från ett medium till ett annat, behövs större värmväxларыta, eller större temperaturdifferens. I en förångare utnyttjas den överförda energin till att förångare ett medium och därefter överhettas samma medium några grader. Tillståndet av köldmediet ut ur förångaren styrs av den termostatiske expansionsventilen genom att denna varierar sin öppningsarea. Men, vad händer egentligen?

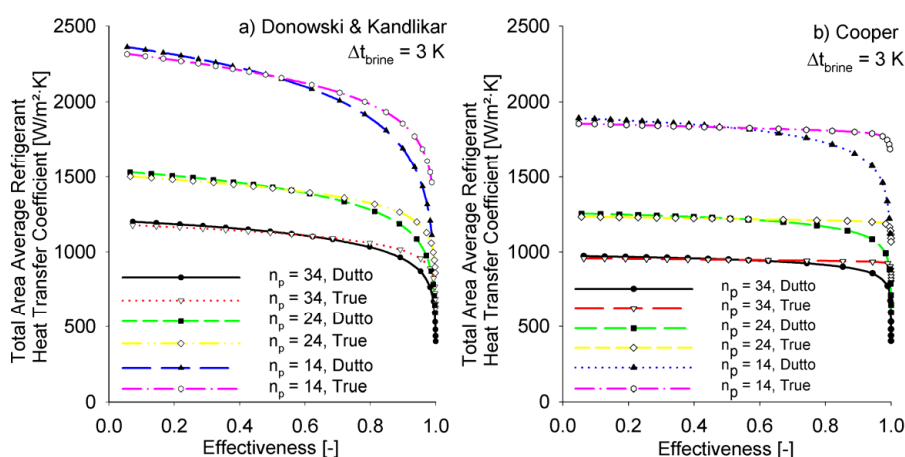
Vi tänker oss följande scenario, vi kör vår värmepump med 5°C överhettning. Detta medför ett visst förångningstryck och köldmedieflöde. Vi vill nu öka överhettningen till 10°C . Vi har en termostatisk expansionsventil, men det kunde lika gärna vara en elektrisk expansionsventil.

För att åstadkomma högre överhettning skruvar vi åt fjädern på expansionsventil. Som av en händelse vet vi exakt hur mycket vi skall skruva! Expansionsventilen känner nu av att den önskade överhettningen är högre än den verkliga och minskar då sin öppningsarea. Kompressorn suger fortfarande i sig en given köldmedievolymer per tidsenhet. Men öppningsarean i expansionsventilen har ju minskat sin area. Således kommer inledningsvis mer köldmedie sugas ut ur förångaren än vad som tillförs. Detta medför att trycket sjunker i förångaren. Flera saker sker nu samtidigt. Dels minskar kokarean eftersom större temperaturdifferens nu råder i denna del. Större temperaturdifferens råder också i överhettningdelen, vilket ger

en ökande överhettning. Dessutom ökar överhettningsarean som medför även det en ökande överhettning. När trycket sjunker minskar gasen sin densitet, vilket medför att massflödet i kompressorinloppet minskar. Dessutom innebär en ökande överhettning att gasens densitet minskar ytterligare något. Detta förlopp fortgår tills att tillfört massflöde till förångaren, som bestäms av expansionsventilen, överensstämmer med massflödet i kompressorinloppet, då fortfarighet erhålls.

I denna undersökning beräknades bl.a. hur arean på kokdelen och överhettningssdelen fördelades. Vi antog att ϵ -NTU kunde användas i den överhettade delen av förångaren. För kokområdet löstes respektive differential ekvation numeriskt med fjärde ordningens Runge-Kutta metod på båda fluidsidorerna i plattvärmeväxlaren.

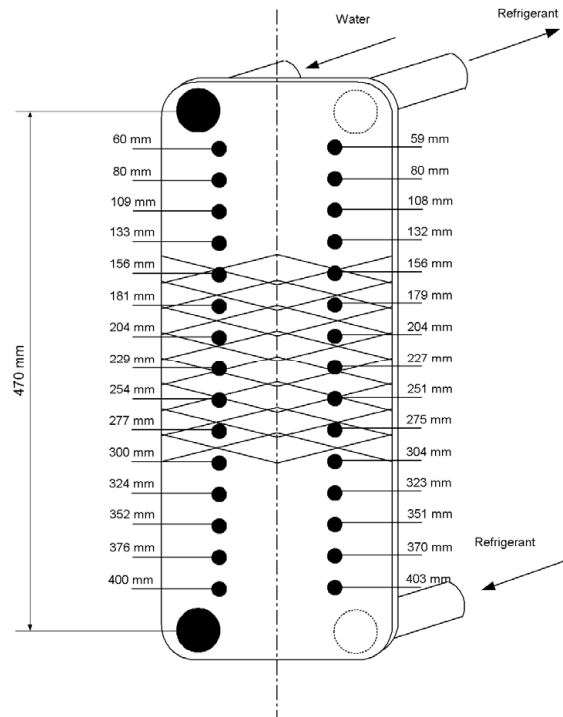
Två fall beräknades, dels om värmeövergångstalet är dominerat av konvektiv kokning, dels om det varierar med temperaturdifferensen (kärnkokning). Som väntat ökar överhettningssdelen då överhettningen ökar, se Figur 22.



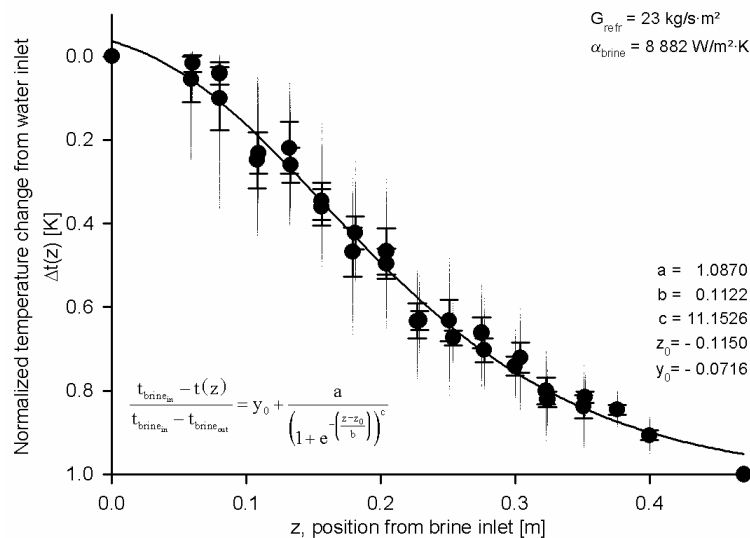
Figur 22: Relativ kokarea vid varierande överhettning.

Lokala värmeövergångstal för kokande R134a i en plattvärmeväxlare

Till sist har lokala värmeövergångstal för kokande R134a i en plattvärmeväxlare experimentellt bestämts. För att kunna göra detta har 32 termoelement monterats i en av de två vattenkanalen i plattvärmeväxlaren. Dessa var placerade enligt Figur 23. De uppmätta temperaturerna är bas för en kurvanpassning, vilket ger oss temperaturprofilen som en funktion av positionen i värmeväxlaren. Om denna deriveras är det möjligt att bestämma den lokala yteffekten. Eftersom vattensidans värmeövergångstal kan anses vara oberoende av positionen i värmeväxlaren kan väggtemperaturen, och sedan det lokala kokvärmeövergångstalet, beräknas. En typisk normaliserad temperaturprofil kan ses i Figur 24.

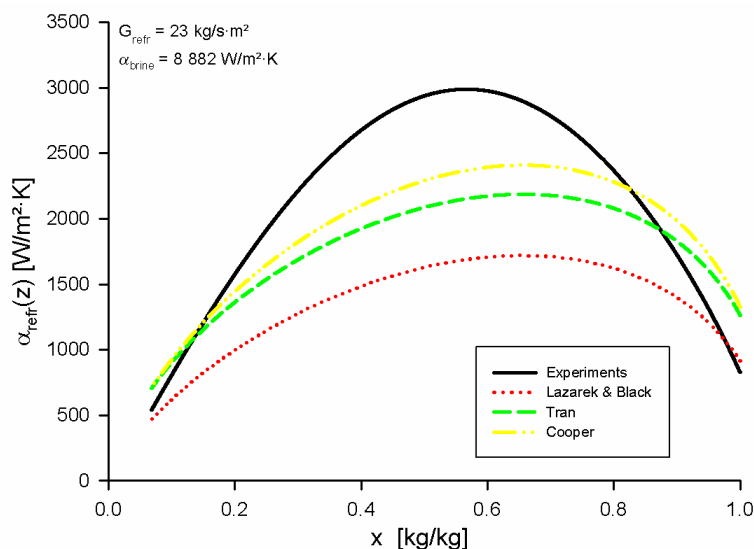


Figur 23: Placering av termoelement i en av vattenkanalerna i den undersökta plattvärmväxlaren.



Figur 24: Typisk normaliserad temperaturprofil på vattensidan i den undersökta plattvärmväxlaren.

I Figur 25 ses ett exempel på typisk erhållit värmeövergångstal. I figuren visas även tre kok-korrelationer från litteraturen. Ett stort antal korrelationer testades men dessa tre var de som hade minst avvikelse från experimentella data. Alla dessa tre korrelationer är dominerade av kärnkokningsmekanism. Värmeövergångstalet för flödeskokning i en plattvärmväxlare är således, för de testade massflöden och yteffekter, dominerad av kärnkokning.



Figur 25: Exempel på experimentellt erhållet kokvärmeövergångstal för olika ånghalter.

Industriell Relevans, Energirelevans och Miljörelevans

Genom plattvärmväxlarens kompaktitet, dvs låga volym i förhållande till den värmeöverförande ytan, kan köldmediemängden i systemet minimeras. En ytterligare förbättring av värmeöverföringsegenskaperna, medelst effektivare geometri eller på annat sätt, innebär att volymen kan minskas ytterligare. Därigenom minskas risken för miljöpåverkan vid ett eventuellt läckage. Vidare kan även elenergiförbrukningen för varje producerad kWh värme minskas då effektivare värmväxling kan ge högre värmefaktorer.

Ur industrins synvinkel innebär givetvis en mer effektiv plattvärmväxlare en möjlighet att ge kunden efterfrågad prestanda till lägre tillverkningskostnad. För värmepumpsleverantörer finns samma incitament: Bättre värmväxlare ger möjlighet att leverera en mindre värmepump, med samma prestanda som tidigare, men med mindre yttermått och mindre köldmediefyllning, alternativt att leverera en värmepump med bibehållen storlek men med högre värmefaktor.

Examina

Inom ramen för projektet har doktorand Joachim Claesson bedrivit sin forskarutbildning. Projektets resultat kommer att presenteras mer i detalj i doktorsavhandlingen. Avhandlingen är klar (Claesson, 2004e) och kommer att

försvaras i januari 2005. Vidare har två examensarbeten utförts, av Moshen Afghani och Branko Simanic, inom ramen för projektet.

Internationell Samverkan

Genom deltagande i internationella konferenser har kontakter knutits och ett informationsutbyte skett. Publicering av resultat i internationella tidskrifter ger spridning av de resultat som uppnått i projektet.

Slutsatser och Diskussion

Projektet har genomförts i det stora hela enligt projektplanen som upprättades i samband med projektansökan. Flertalet undersökningar har genomförts, och en djupare förståelse av kokning i plattvärmeväxlare har erhållits. Vikten av korrekt fördelningsanordning har påvisats i projektet. Det har också visats att värmeövergångstalet på köldmediesidan påverkas av hur temperaturprofilen på brinekretsen ser ut.

För en värmepump med frekvensstyrd kompressor visar vi att en relativt stor kompressor inte kan tillgodogöra sig de fördelar som förväntades med frekvensstyrning. Det är fullt möjligt att en högre årsvärmefaktor hade erhållits om kompressorn varit relativt mindre. Detta låg utanför detta projekts ramar att undersöka.

Vidare har vi visat att medströms kan vara effektivare än motströms. Dessutom kan inte LMTD användas utan eftertanke vid förångningsförlopp. Beroende på driftsfallet kan en korrigering vara nödvändig.

Till sist har vi visat på hur fördelningen av värmeväxlarytorna kan se ut i en förångare.

Resultatspridning

Projektets resultat har spridits genom artiklar presenterade vid internationella konferenser och inskickade för publikation i internationella tidskrifter. Nationellt har resultaten presenterats vid de årliga eff-Sys-dagarna, vid öppna seminarier på KTH, vid direkta kontakter med industrin och via artiklar i svensk teknisk litteratur. Slutligen sprids resultaten via doktorsavhandlingen (Claesson, 2004e).

Referenser

Nedan listas de publikation som genererats inom doktorandprojektet. Dessa har sorterats efter kronologisk ordning. De publikationer som tillhör Klimat 21 och de som tillhör eff-Sys har införts under respektive rubrik.

Inom Klimat 21

Pelletier O., 1998, "Propane as Refrigerant in residential heat pumps", Tekn. Lic., Institutionen för Energiteknik, Avdelningen för tillämpad termodynamik och kylteknik, KTH, Stockholm, 132 p., Trita REFR No 98/24 ISSN 1102-0245.

Claesson J., Palm B., 1999, Boiling mechanism in a small compact brazed plate heat exchanger (CBE) determined by using thermochromic liquid crystals (TLC), in Proc. 20th International Congress of Refrigeration, IIR/IIF, Sydney, 19 – 24 September, Australia, vol. II, paper 117.

Dovic D., 2000, "The analysis of single phase flow in chevron channels of plate heat exchangers, M.Sc. Thesis, Dept. Applied Thermodynamics and Refrigeration, Div. Energy Technology, KTH, Stockholm.

Dovic D., Palm B., Švaic S., 2000, "Performances of chevron-type plate heat exchangers", 4th Int. Symp. Power and process plants, Dubrovnik, Kroatien.

Claesson J., Palm B., Pelletier O., 2001, On the influence of geometry on evaporation in compact brazed plate heat exchangers, in Proc. 4th International Conference on Multiphase Flow, ICMF'2001, New Orleans, USA, May 27 – June 1, paper 156.

Inom eff-Sys

Claesson J., Palm B., 2002, Discrepancy between calculated and measured superheated area in an evaporator plate heat exchanger, in Proc. 1st International Conference on Heat Transfer, Fluid Mechanics, and Thermodynamics, HEFAT2002, ed. J.P. Meyer, 8-10 April, Kruger Park, South Africa, paper CJ1, vol. 1, pt. 2, pp. 1079 – 1086.

Claesson J., Forsén M., 2002, Capacity control of a domestic heat pump Part 1 – Performance of the heat pump and its components, in Proc. Zero Leakage –

Minimum Charge – Efficient Systems for Refrigeration, Air Conditioning and Heat Pumps, IIR/IIF, August 26 – 28, Stockholm, Sweden, ISSN 0151-1637, paper M1, pp. 367 – 376 (in preprint).

Forsén M., Claesson J., 2002, Capacity control of a domestic heat pump Part 2 – System modelling and simulation, in Proc. Zero Leakage – Minimum Charge – Efficient Systems for Refrigeration, Air Conditioning and Heat Pumps, IIR/IIF, August 26 – 28, Stockholm, Sweden, ISSN 0151-1637, paper M2, pp. 377 – 383 (in preprint).

Claesson J., 2002, Plattvärmväxlare som förångare – jämförelse mellan förångare med och utan fördelningsanordning, Kyla, nr 3, 2002, pp. 41 – 43.

Afghani M., 2003, Dellast prestanda för kompaktlödda plattvärmväxlare (CBE), Examensarbete, Avd. Tillämpad Termodynamik och Kylteknik, Inst. Energiteknik, KTH, nr E:292/2003.

Claesson J., Afghani M., Palm B., 2003, Influence of large brine temperature difference in a compact brazed plate evaporator with low overall heat flux, in Proc. Eurotherm Seminar no. 72: Thermodynamics, Heat Transfer and Mass Transfer of Refrigeration Machines and Heat Pumps, eds. J.M. Corberán, R. Royo, March 31 – April 2, Valencia, Spain, pp. 33 – 37.

Claesson J., Palm B., 2003, Performance of a compact brazed plate heat exchanger evaporator run in co-current and counter-current, in Proc. 5th International Conference on Boiling Heat Transfer, May 4 – 8, Montego Bay, Jamaica, session VIII, 3rd paper.

Simanic B., 2003, Visualization of R134a two phase flow inside a compact brazed plate heat exchanger, Examensarbete, Avd. Tillämpad Termodynamik och Kylteknik, Inst. Energiteknik, KTH, nr E:293/2003.

Claesson J., Simanic B., 2003, Pressure Drop and Visualization of Adiabatic R134a Two-Phase Flow Inside a Chevron Type Plate Heat Exchanger, in Proc. 21st IIR/IIF International Congress of Refrigeration, August 17 – 22, Washington D.C., USA, paper ICR0314.

Claesson J., 2004a, The influence of brine flow on the flow boiling refrigerant heat transfer coefficient in a compact brazed plate heat exchanger, Accepted for publication in International Journal of Heat Exchangers.

Claesson J., 2004b, Literature Survey, relevant to compact brazed plate heat exchangers as evaporators in heat pump system, Dept. Applied Thermodynamics and Refrigeration, Div. Energy Technology, KTH, Internal Report, p. 726.

Claesson J., 2004c, Correction of Logarithmic Mean Temperature Difference in Compact Brazed Plate Evaporator With Heat Flux Governed Flow Boiling Heat Transfer Coefficient, Accepted for publication in International Journal of Refrigeration.

Claesson J., 2004d, Theoretical study of a compact brazed plate heat exchanger operating as evaporator, Submitted for publication in the International Journal of Refrigeration.

Claesson J., 2004e, Thermal and hydraulic performances of compact brazed plate heat exchangers operating as evaporators in domestic heat pumps, Ph.D. thesis, Royal Institute of Technology, Sweden, ISBN 91-7283-931-7.