

.....
Kungl. Tekniska Högskolan

Flödande förångare i små kyl- och värmepumpssystem



Verifiering av metod föreslagen av BXV

*Slutrapport till projekt nr P18 inom
Energimyndighetens program Effsys*

.....
Kungl. Tekniska Högskolan

Flödande förångare i små kyl- och värmepumpssystem



Verifiering av metod föreslagen av BXV

*Slutrapport till projekt nr P18 inom
Energimyndighetens program Effsys*

•
•
•
•
•
•
•

Förord

Denna rapport utgör slutredovisning av projekt P18 inom Energimyndighetens program Effsys2. Rapporten är ett utlåtande från KTH, Inst Energiteknik, Avd. Tillämpad termodynamik och kylteknik, om den idé till förbättring av värmeövergången i förångare som föreslagits av Svenning Eriksson och hans företag BXV.

Rapporten bygger på jämförande försök som gjorts på två värmepumpar, varav den ena byggts om av BXV för att fungera enligt företagets princip. Den ombyggda värmepumpens prestanda har också jämförts med data för värmepumpar i originalutförande uppmätta av Thermia och av det Schweiziska testinstitutet WPZ Töss und Buchs.

Stockholm, 11 juli 2009

Björn Palm,
Tillämpad termodynamik och kylteknik, KTH

•
•
•
•
•
•
•
•

•
•
•
•
•
•
•

Innehållsförteckning

Förord.....	2
Innehållsförteckning.....	4
Inledning	5
<i>Syfte</i>	5
<i>Metod</i>	5
<i>Bakgrund</i>	5
BXVs metod för att åstadkomma flödande förångning.....	14
Genomförande av test	17
<i>Allmänt om genomförandet</i>	17
<i>Testade enheter</i>	17
<i>Försöksuppställning</i>	17
<i>Testförhållanden</i>	18
<i>Använda mätinstrument</i>	19
<i>Beräkningsgång</i>	20
<i>Feluppskattning</i>	20
Resultat	21
<i>Referenstester</i>	21
<i>Jämförande tester med R404A efter ombyggnad</i>	22
<i>Ytterligare tester av ombyggt system</i>	24
Faktorer som påverkar jämförelsen.....	27
Sammanfattning och slutsats.....	28
Bilaga 1	31

⋮

Inledning

Syfte

Detta projekt syftar till att utvärdera möjligheterna till att förbättra energieffektiviteten för kyl- och värmepumpsystem med direktexpansion genom utnyttjande av en metod för att åstadkomma flödande förångning. Med flödande förångning kan värmeövergången i förångaren förbättras, varigenom förångningstemperaturen höjs och systemets köld- eller värmefaktor ökar.

Ökning av energieffektiviteten hos kyl- och värmepumpsystem är av mycket stort nationellt och internationellt intresse: Ca 15% av världens elenergi uppskattas användas för drift av kyl- och värmepumpsystem av olika slag. Inför detta projekt uppskattades att flödande förångning i små system skulle kunna höja energieffektiviteten med omkring 10%. Detta innebär att metoden har potential att minska världens elenergiförbrukning med omkring 1%!

Metod

Utvärderingen har gjorts genom tester av två, från början identiska, värmepumpar i laboratoriemiljö. Den ena värmepumpen modifierades för drift med flödande förångning medan den andra testades i ursprungligt skick.

Uppmätta data för den ombyggda värmepumpen har även jämförts med data för motsvarande värmepump i originalutförande uppmätt av Thermia och av ett schweiziskt testinstitut.

Som utvärderingskriterier har använts temperaturdifferensen i förångarna, förångningstemperaturen, avgiven värmeeffekt och värmefaktor och i viss mån kyleffekt och köldfaktor. Metoden beskrivs mer i detalj under rubriken *Genomförande*.

Bakgrund

Teoretisk bakgrund

En värmepumps eller en kylanläggnings energieffektivitet uttrycks som värmefaktorn (COP_1) eller köldfaktorn (COP_2) för systemet. Dessa godhetstal definieras som kvoten mellan det värmeflöde som processen syftar till att åstadkomma och den driveffekt som måste tillföras för att åstadkomma detta flöde. För värmepumpar definieras således värmefaktorn som kvoten mellan avgiven värmemängd (eller värmeeffekt) vid hög temperatur och tillförd drivenergi (eller driveffekt) i form av el till värmepumpen.

•
•
•
•
•
•
•

För kylanläggningar definieras köldfaktorn som kvoten mellan upptagen värmemängd (-effekt) vid låg temperatur och tillförd drivenergi (-effekt).

Godhetstalen kan relateras till motsvarande godhetstal för den idealiserade Carnot-processen. Carnot-processen används vanligen som jämförelseprocess, då ingen verklig process arbetande mellan två konstanta temperaturer kan ha en högre energieffektivitet än denna.

För den reversibla Carnotprocessen kan köldfaktor och värmefaktor uttryckas enbart som en funktion av de absoluta temperaturer mellan vilka processen arbetar. För köldfaktorn gäller:

$$COP_{22} = \frac{T_2}{T_1 - T_2}$$

Värmefaktorn för samma process kan på motsvarande sätt uttryckas som

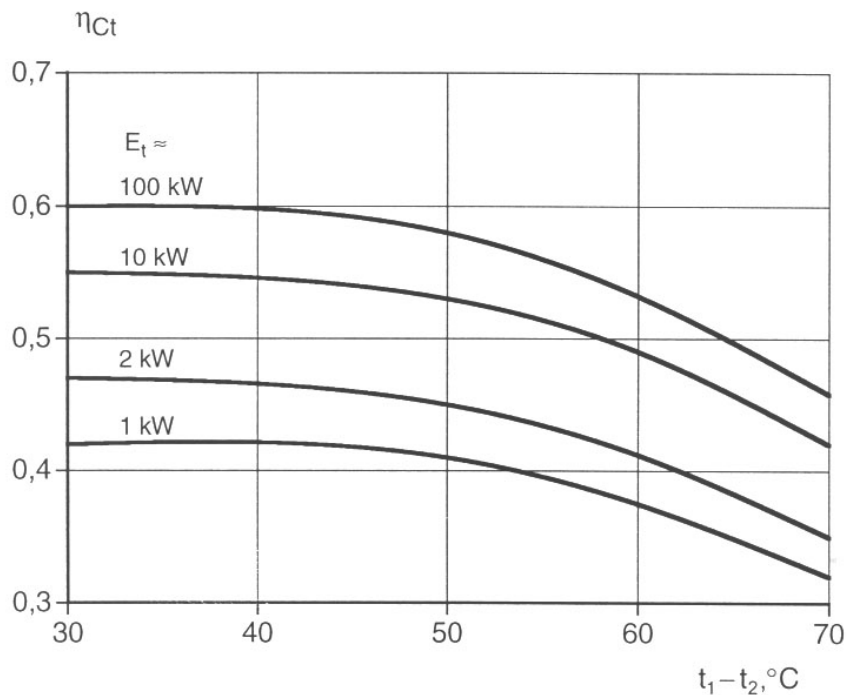
$$COP_{12} = \frac{T_1}{T_1 - T_2}$$

Index 1 och 2 refererar här till processens varma (1) respektive kalla (2) sida.

Det är från dessa uttryck uppenbart att temperaturdifferensen mellan processens båda sidor har stor betydelse för dess energieffektivitet. Då en typisk kyl- eller värmepump-process arbetar med en temperaturdifferens av 35 till 50K innebär varje grads minskning av temperaturdifferensen (via en högre förångningstemperatur) teoretiskt en ökning av värmefaktorn eller köldfaktorn med 2 – 3,3%, och därmed en minskning av energianvändningen med samma procentsats.

Verkliga processers köldfaktorer eller värmefaktorer kan som nämnts relateras till Carnotprocessens. För typiska fall är den verkliga processen ungefär hälften så energieffektiv jämfört med vad som ges av Carnotprocessens godhetstal. Kvoten mellan den verkliga processens köldfaktor och Carnotprocessens köldfaktor kallas (totala) Carnot-verkningsgraden, η_{Ct} . Värdet av denna beror av temperaturnivåerna, anläggningens storlek, typ, konstruktion och kvalitet av kompressor och elmotor, typ av köldmedium mm. Generellt gäller att mindre temperaturdifferenser mellan varma och kalla sidan ger något högre Carnot-verkningsgrad. Diagrammet nedan ger ungefärliga värden för η_{Ct} för fall då kondenseringstemperaturen är +35°C.

•
•
•
•
•
•
•



Figur 1: Ungefärliga värden för Carnot-verkningsgraden för verkliga kyl- och värmepumpprocesser med kondenseringstemperatur 35°C (Från Granryd m.fl., Refrigerating Engineering).

Det är viktigt att poängtera att temperaturerna ovan är de som processen arbetar mellan internt, dvs. förångnings- och kondenseringstemperaturerna i en vanlig ångkompressionsprocess. I praktiken är förångningstemperaturen flera grader lägre än värmekällans temperatur och kondenseringstemperaturen flera grader högre än värmesänkans. Differenserna beror av hur effektiva värmeväxlarna, förångaren och kondensorn, är. Som nämnts syftar detta projekt till att utvärdera en metod för att minska temperaturdifferensen i förångare med direktexpansion, och därmed öka energieffektiviteten för processen.

Inverkan av förångningstemperaturen i praktiken.

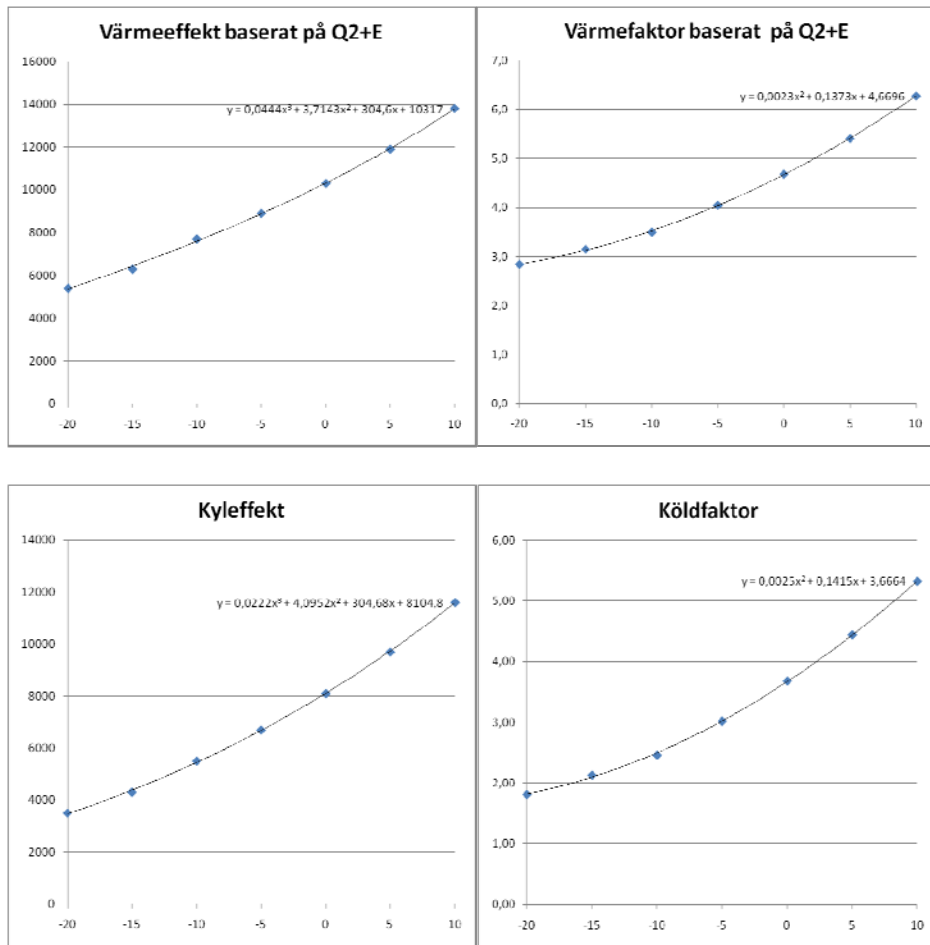
Beräkningarna ovan är generella och tar inte hänsyn till köldmediets eller kompressorns karakteristik. För att få en uppfattning om huruvida uppskattningen av förbättringen i värmefaktor överensstämmer med ett verkligt fall kan vi använda data för en specifik kompressor och ett specifikt köldmedium. För jämförelsen har använts data för en scroll-kompressor från Copeland, ZB21KCE som de fås av Copelands eget beräkningsprogram Select 7. Kondenseringstemperaturen hålls konstant vid +40°C och förångningstemperaturen varieras från -10 till +5°C i steg om 5 grader. Copelands program ger då värmeeffekt, kyleffekt, kompressoreffekt, värmefaktor och köldfaktor enligt Tabell 1 och Figur 2 nedan. (Värmeeffekten har här beräknats som kyleffekten + kompressoreffekten, då programmet ger kondensoreffekt utan hänsyn till underkylningen). Som synes erhålls

•
•
•
•
•
•
•

ett mycket stort spann för både värme- och kyleffekter beroende på nivå-skillnaden till kondenseringstemperaturen, medan kompressoreffekten är konstant. För att bestämma inverkan på dessa parametrar per grads ändring i förångningstemperaturen har värdena i tabellen använts för att anpassa ekvationer med vilka parametrarna kan beräknas för godtycklig temperatur i intervallet -10 - +5°C förångningstemperatur, vid +40°C kondensering. Dessa beräknade värden har sedan använts för att beräkna de procentuella ändringarna i värmeeffekt, värmefaktor, kyleffekt och köldfaktor per grads höjning av förångningstemperaturen. Dessa värden finns redovisade i Figur 3, Figur 4, Figur 5 och Figur 6. Som framgår ger varje grads höjning av förångningstemperaturen 2,9 till 3,2% högre värmeeffekt och 2,6 till 3,0% högre värmefaktor. För kylprocesser blir ändringen ännu större: Kyleffekten ökar med 3,6 till 4,3% och köldfaktorn med 3,7 till knappt 4,0% per grads höjning av förångningstemperaturen.

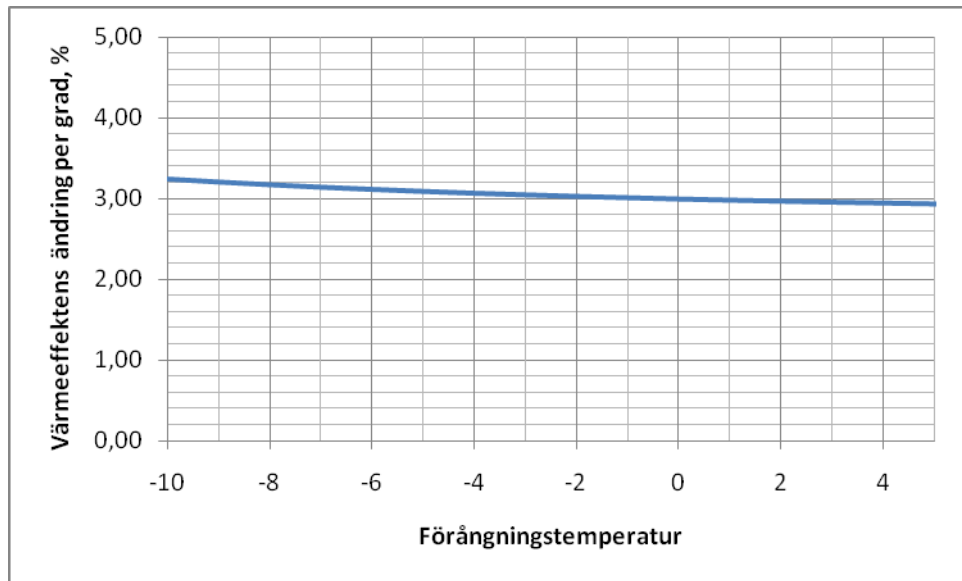
Tabell 1: Data för Copeland scroll-kompressor ZB21KCE vid kondenseringstemperaturen 40°C

Förångnings-temperatur (°C)	Värme-effekt (W)	Kyl-effekt (W)	Kompressor-effekt (W)	Värme-faktor	Köld-faktor
10	13800	11600	2200	6,3	5,3
5	11900	9700	2200	5,4	4,4
0	10300	8100	2200	4,7	3,7
-5	8900	6700	2200	4,0	3,0
-10	7700	5500	2200	3,5	2,5

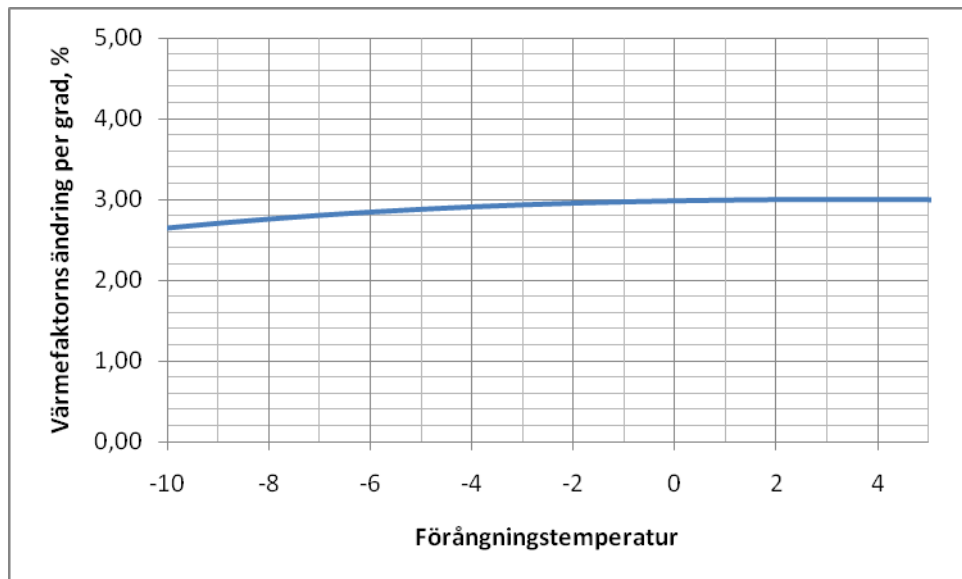


Figur 2: Värmeeffekt, värmefaktor, kyleffekt och köldfaktor för scrollkompressorn Copeland ZB21KCE. Markerade datapunkter beräknade med tillverkarens beräkningsprogram Select 7.

.....

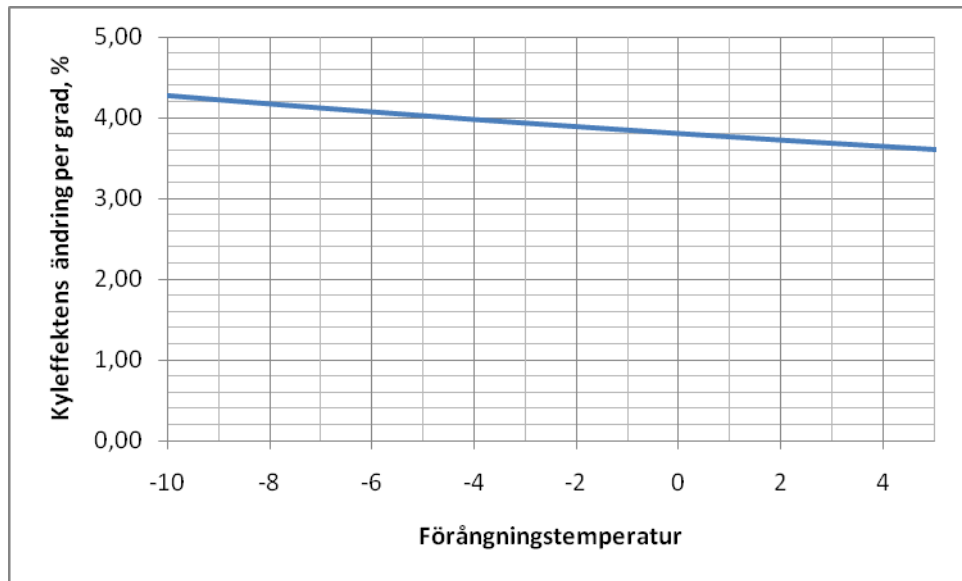


Figur 3: Ändring i avgiven värmeeffekt (beräknad som kyleffekt + kompressoreffekt) per grads höjning av förångningstemperaturen, vid en kondenseringstemperatur av 40°C. Beräknat utifrån data för Copeland scroll-kompressor ZB21KCE.

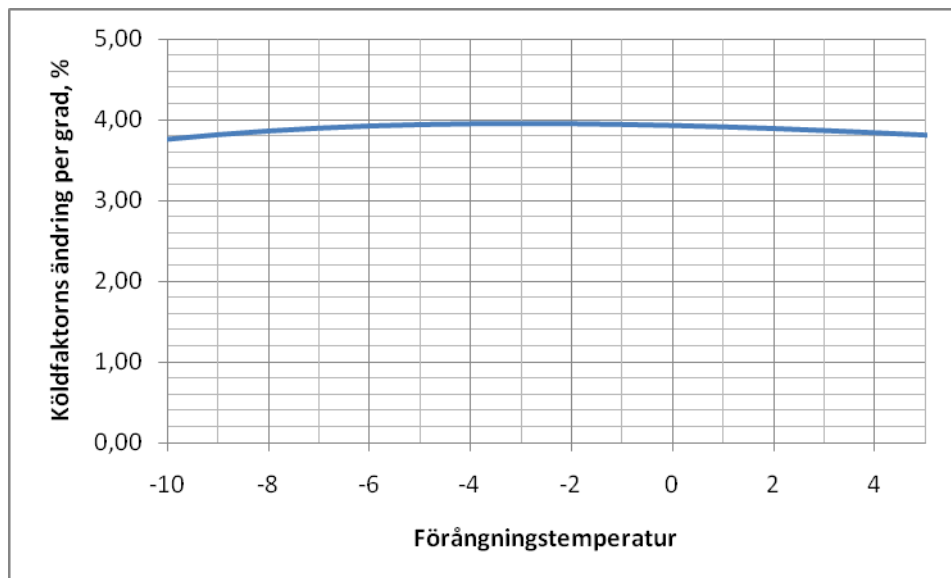


Figur 4: Ändring i värmefaktorn per grads höjning av förångningstemperaturen, vid en kondenseringstemperatur av 40°C. Beräknat (som köldfaktorn + 1) utifrån data för Copeland scroll-kompressor ZB21KCE.

.....



Figur 5: Ändring i upptagen kyleffekt per grads höjning av förångningstemperaturen, vid en kondenseringstemperatur av 40°C. Beräknat utifrån data för Copeland scroll-kompressor ZB21KCE.



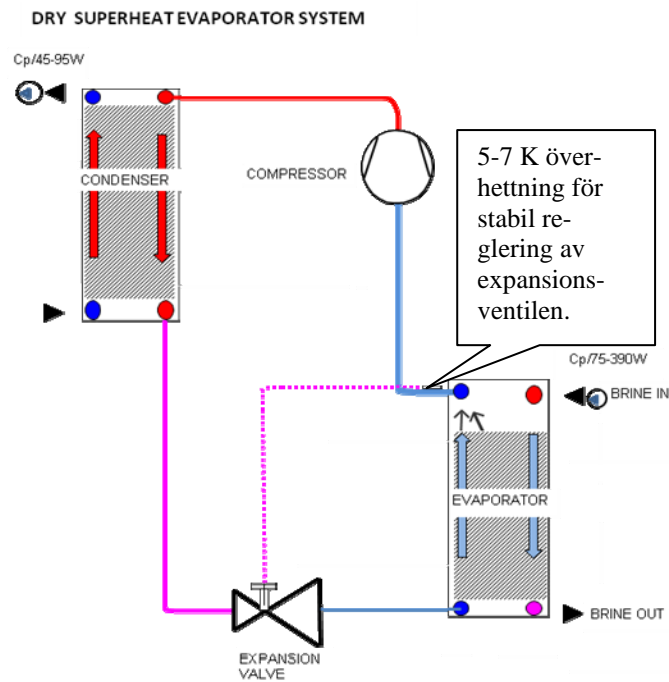
Figur 6: Ändring i köldfaktorn per grads höjning av förångningstemperaturen, vid en kondenseringstemperatur av 40°C. Beräknat utifrån data för Copeland scroll-kompressor ZB21KCE.

Sammanfattningsvis visar både den teoretiska analysen baserat på Carnot-processen och en antagen konstant Carnotverkningsgrad, och analysen av data för en specifik kompressor med 404A som köldmedium att även små höjningar av förångningstemperaturen kan påverka energieffektiviteten för en kyl- eller värmepumpanläggning högst väsentligt.

•
•
•
•
•
•
•

För att värmepumpar och kylsystem ska nå en hög energieffektivitet så eftersträvas små temperaturdifferenser. Överhettningen som är nödvändig för att styra torrångarsystemens köldmediecirkulation medför att värmeväxlarnas fulla potential inte kan utnyttjas.

Flödet av överhettad gas i överhettningdelen av förångaren innebär även ett extra tryckfall, och därmed motsvarande sänkning av förångningstemperaturen.



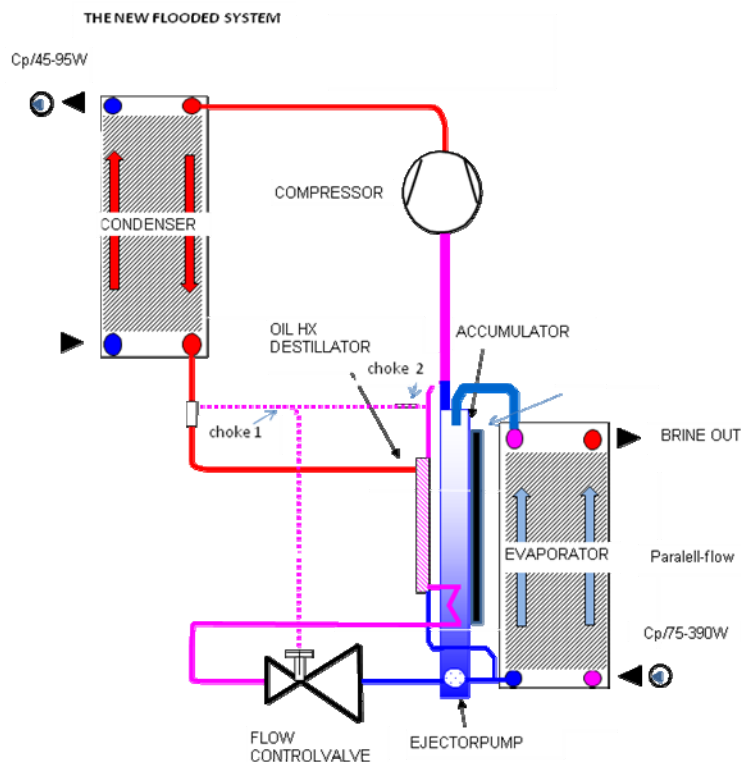
Figur 8: Principskiss över direktexpansionsystem

BXVs metod för att åstadkomma flödande förångning

BXVs metod för att åstadkomma flödande förångning även för små värmepumpsystem och kylsystem baseras på tre nya systemdetaljer som företaget har utvecklat.

1. Ny självverkande styrning för expansionsventil
2. Ny teknik för återföring av kompressorolja från förångaren/ackumulatören.
3. Ny strategi för att återanvända tryckfallsförlusten mellan kondensorsidan och förångarsidan genom vidareutveckling av ejektorpump-system för vätskecirkulation.

Metoden och dess fördelar finns beskriven på företagets hemsida (www.bxv.se). Här kommer metoden att beskrivas kortfattat.



Figur 9: Översikt bild av BXVs system med flödande förångning.

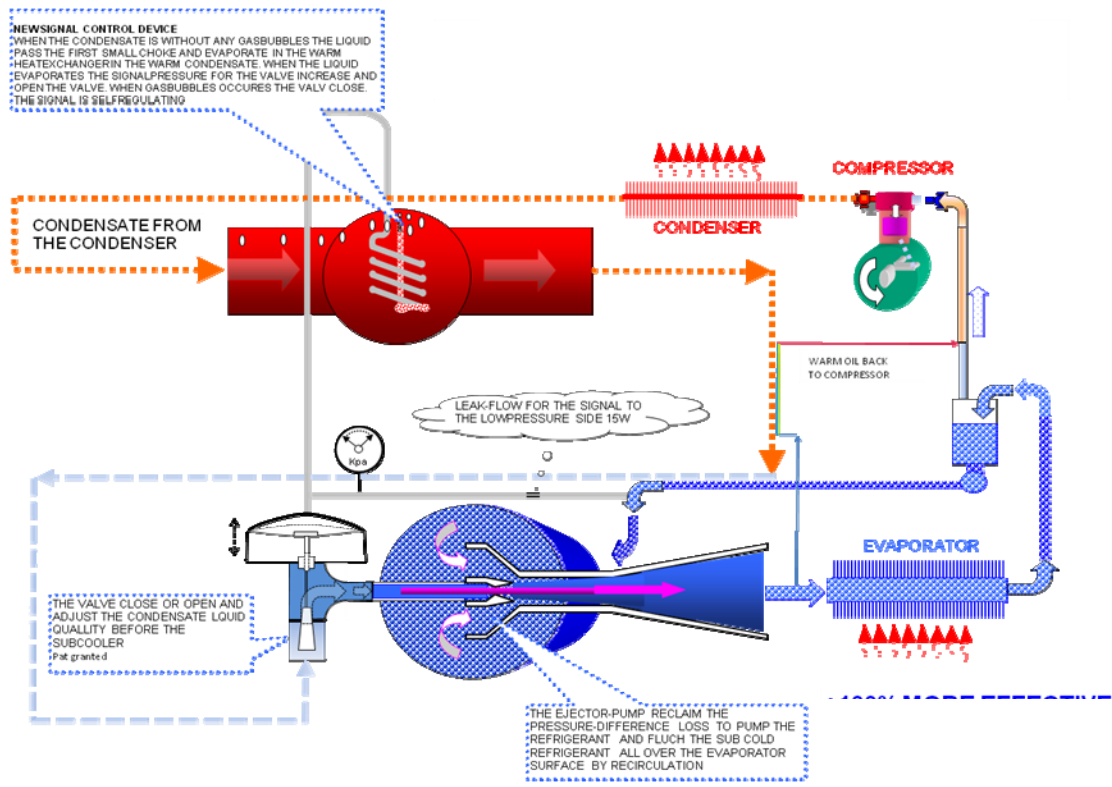
•
•
•
•
•
•
•

Figur 9 visar en principskiss av systemet. Som framgår är systemet för reglering av flödet till förångaren mer komplext än vid direktexpansion. Förångaren matas från en receiver, som också fungerar som en vätskeavskiljare. Efter förångaren kommer en blandning av vätska och gas tillbaka till samma receiver/vätskeavskiljare. Kompressorn suger mättad gas från toppen av receivern. Cirkulationen av köldmedium genom förångaren drivs av en ejektorpump, driven av tryckskillnaden mellan kondensorn och förångaren.

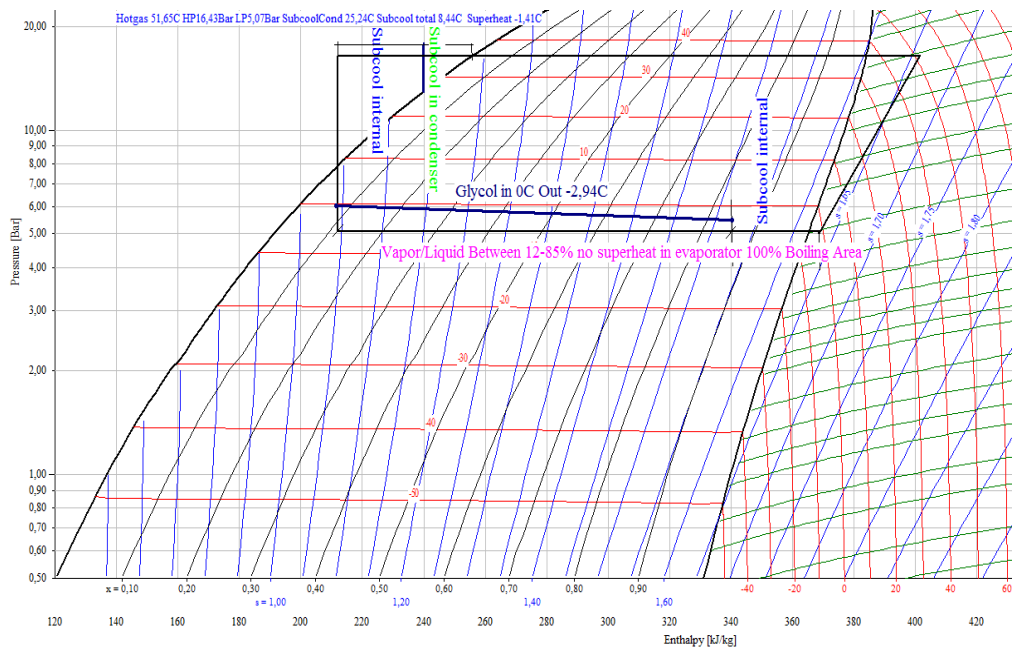
Köldmedium tillförs förångaren via en tryckstyrd expansionsventil. Signalen till ventilen skapas genom att en liten mängd köldmedium passerar genom strypning 1 (Choke 1), (varvid mättnadstemperaturen för detta flöde sjunker) och tillåts förångas med hjälp av värme från kondensatet i kondensorn. Trycksignalen till expansionsventilen styrs av flödena genom strypning 1 och 2. Flödet genom strypning 1 styrs av köldmediets tillstånd vid kondensornutloppet: Om kondensatet efter kondensorn innehåller gasbubblor kommer dessa att avskiljas och ledas genom strypning 1, varvid massflödet genom strypningen sjunker. Flödet genom strypning 2 påverkas inte av tillståndet före strypning 1. Om bubblor passerar genom strypning 1 sjunker därför trycket mellan strypning 1 och 2, trycksignalen till ventilen sjunker och ventilen stänger. Systemet är alltså självreglerande och kommer att hålla tillståndet vid utloppet av kondensorn nära mättnadstillståndet.

När ventilen öppnar skapas en ejektoreffekt som driver flödet från receivern/vätskeavskiljaren tillbaka in i förångaren.

För att säkerställa oljeåterföringen till kompressorn samt ge en överhettad torr gas till kompressorn är tryckledningen till förångaren efter ejektorpumpen kopplad till sugledningen via en underkylningsväxlar. Genom lämpligt val av strömningsarea kommer det köldmedium som förångas i denna växlare att dra med löst olja till kompressorn, samtidigt som flödet från kondensorn underkyls.



Figur 10: Detaljbeskrivning av expansionsventilens styrning. (Från www.bxv.se)



Figur 11: BXVs process i köldmediediagram, köldbärarkretsens temperatur inlagd, medströms koppling i förångaren. (Källa: BXV)

⋮

Genomförande av test

Allmänt om genomförandet

Två identiska värmepumpar användes vid utvärderingen. I en första fas av projektet kontrollerades att de två enheterna hade samma prestanda genom noggranna mätningar på KTH. Den ena enheten transporterades därefter till BXVs lokaler och byggdes om enligt principen som beskrivits ovan. Slutligen transporterades den ombyggda enheten tillbaka till KTH och jämförande mätningar gjordes mellan den ombyggda enheten och den värmepump som inte modifierats.

Testade enheter

Testerna utfördes på två villavärmepumpar från Thermia av typ Duo Atria. Dessa har en nominell värmeeffekt på 8 kW och använder normalt R404A som köldmedium.

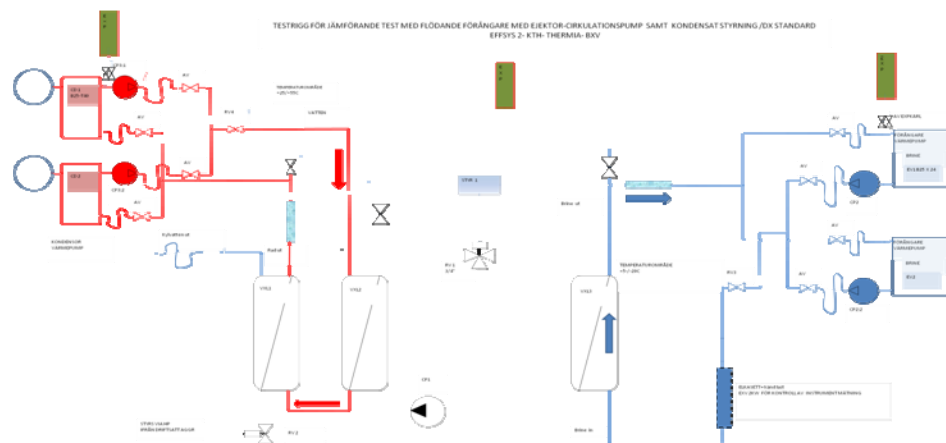
Aggregaten är försedda med SWEP förångare B25x24 som även återanvändes vid drift efter ombyggnad. Förångaren har en lång termisk längd som är anpassad för direktförångning. Som kondensator användes SWEP B25x40.

Värmepumparna har i standardutförande termostatiska expansionsventiler från Danfoss, typ TUAE. Vid leverans är ventilens överhettning inställd på 6K vid 0 / -3°C in/utgående brinetemperatur.

Värmepumparna är försedda med Scrollkompressorer från Copeland, typ ZB21KCE (se Tabell 1 för närmare information).

Försöksuppställning

Testerna utfördes i en försöksuppställning schematiskt visad i Figur 12. Som framgår kunde varma (värmebärar-) och kalla (köldbärar-) sidan av endera värmepump kopplas till samma mätkrets bestående av tre värmeväxlare. I kretsen återförs kondensorvärme till förångaren, samtidigt som kompressoreffekten kyls bort genom värmeväxling med stadsvatten. Kondensoreffekt och förångareffekt mättes från flöde och temperaturändring av värme- resp. köldbärare vid passage genom mätkretsens värmeväxlare.



Figur 12: Försöksuppställning, jämförande test

Testförhållanden

Testerna genomfördes under förhållanden som överenskommits tillsammans med BXV och Thermia. Båda värmepumparna var leveranstestade och körda under 100 timmar hos Thermia för inkörning av scrollkompressorernas slitytor. Inga ändringar av köldmediemängder eller termostatventilernas inställning gjordes före referenstesterna på KTH.

Referenstester

Referenstester före ombyggnad gjordes med aggregatens standardköldmedium, R404A. Tester gjordes vid två temperaturnivåer på vattnet ut ur kondensorn, 35°C och 50°C. I båda fallen hölls brinetemperaturen in till förångaren vid 0°C. Brine- och vattenflödena justerades så att temperaturdifferensen på brinen blev 3K och på vattenflödet 10K i fallet med 35°C vattentemperatur ut. Dessa flöden bibehölls sedan även vid fallet med 50°C vattentemperatur ut.

Jämförande tester efter ombyggnad

Ombyggnaden av ett av aggregaten utgjordes av en komplettering av befintlig utrustning utan byte av värmeväxlare eller kompressor. Flödesriktningen för brinen genom förångaren ändrades dock från motströms värmewäxling till medströms (se Figur 9). Detta gjordes enligt BXV för att undanröja ejektortryckets eventuella inverkan på sluttemperaturdifferensen vid motströmskoppling av förångaren.

För medier med stor glide exv. R407C så hade det förmodligen med den använda förångarkonstruktionen varit en fördel att koppla förångaren motströms vilket dock ej skedde för dessa tester (Medströms koppling är knappast möjligt vid direktexpansion då stor temperatur-differens krävs vid köldmedieutloppet för att uppnå nödvändig överhettning.)

•
•
•
•
•
•
•
•
•
•

Efter ombyggnaden gjordes tester vid följande temperaturnivåer på brine-temperatur in / vattentemperatur ut: -5/45, 0/35, 5/35. Brine och vattenflöden bestämdes för referensaggregatet vid förhållandena 0/35 så att temperaturändringarna var 3K resp. 10K (samma flöden som vid referensmätningarna). För det ombyggda aggregatet justerades flödena så att temperaturändringarna på vatten och brine blev lika som för referensaggregatet vid lika temperaturnivåer. Detta gjordes för att i möjligaste mån ge båda aggregaten samma arbetsförhållanden och därmed ge bästa möjliga förutsättningar att jämföra prestanda.

Jämförande tester gjordes med R404A som är standardaggregatets köldmedium. Tester med R407C gjordes även för att jämföra aggregatets prestanda med WPZ testinstituts mätvärden för Thermia Diplomat 8 försett med samma kompressor men med 10 % mindre kondensoryta än Atria aggregatet.

Använda mätinstrument

Vid testerna mättes temperaturer, vätskeflöden, tryck och eleffekt. Följande instrument användes vid mätningarna:

- Temperaturmätningarna gjordes huvudsakligen med termoelement, typ T kopplade till en datalogger, Agilent 34970A via en multiplexer. Alla kalla lödställen var placerade i en konstanttemperaturkropp vars temperatur bestämdes med en högklassig Pt100-givare. Mätfelet med detta mätsystem uppskattas vara mindre än $\pm 0,2\text{K}$ inom aktuellt temperaturområde.
- Temperaturerna på brinen in till och ut från värmepumparna mättes också med Pt500 givare kopplade till Brunata energimätare typ HGQ3. Enligt tillverkaren uppgiven noggrannhet EN1434 klass 2.
- Brine- och vattenflöden mättes med induktiva mätare, Brunata energimätare, typ HGQ3, med noggrannhet klass 2 enligt EN1434.
- Trycknivåerna mättes med Testo manometerställ typ 523. Enligt leverantören angiven noggrannhet är $\pm 0,13$ bar för lågtrycksmanometern och $\pm 0,25$ bar för högtrycksmanometern.
- I senare delen av mätningarna användes Climachecks tryckgivare med fel enligt leverantören $< 1\%$ av fullskala, dvs $\pm 0,1$ bar för lågtrycksgivaren och $\pm 0,35$ bar för högtrycksgivaren.
- Elenergiförbrukningen för värmepumparna mättes med Eurotherms Eclipse Power Transducer E1-2W4, klass 0,2.

⋮

Beräkningsgång

Utifrån uppmätta värden på temperaturer, tryck och flöden beräknades följande storheter:

- **Förångningstemperaturen** beräknades utifrån uppmätt tryck vid förångarens utlopp med hjälp av programmet Refprop v.7.
- **Logaritmiska medeltemperaturdifferensen** i förångaren beräknades som

$$\vartheta = \frac{\vartheta_1 - \vartheta_2}{\ln\left(\frac{\vartheta_1}{\vartheta_2}\right)}$$

Där ϑ_1 och ϑ_2 är temperaturdifferenserna i förångarens inlopp respektive utlopp definierade som framgår av Figur 7.

- **Avgiven kondensoreffekt Q_I** beräknades som

$$Q_1 = (\dot{V} \cdot \rho \cdot c_p \cdot \Delta t)_{\text{vatten}}$$

- **Upptagen förångareffekt** kan beräknas på motsvarande sätt

$$Q_2 = (\dot{V} \cdot \rho \cdot c_p \cdot \Delta t)_{\text{brina}}$$

Det bör dock observeras att då temperaturändringen på brinen är liten (ca 3 K) blir noggrannheten i denna beräkning låg. (Jämför feluppskattningen i temperaturdifferensmätningen med denna differens).

Feluppskattning

Felen i de beräknade värdena uppskattas utifrån ovan angivna fel i de uppmätta värdena ligga inom de gränser som anges i tabellen nedan.

Tabell 2: Feluppskattning

Storhet	Osäkerhet	Enhet
Förångningstemperaturen beräknat från trycket	$\pm 0,7$	K
Logaritmiska medeltemperaturdifferensen	$\pm 0,8$	K
Avgiven värmeeffekt	$\pm 0,3$	kW
Upptagen förångareffekt	$\pm 0,6$	kW

⋮

Resultat

Referenstester

De viktigaste resultaten från referenstesterna sammanfattas i nedanstående tabell.

Som tabellen visar ger värmepumparna mycket lika data vid samma förhållanden. Dock skiljer värmeavgivningen ca 2% vid 0/50. Denna skillnad ligger inom osäkerheten för mätningarna.

Tabell 3: Resultat av referenstester

Driftsfall	0/35		0/50		
	VP1	VP2	VP1	VP2	
Enhet	VP1	VP2	VP1	VP2	
Radiator fram	34,3	35,3	51,8	51,3	°C
Dt radiator	10,2	10,1	9,4	8,9	K
Vattenflöde	692	693	702	703	l/h
Brine fram	0,2	0,0	0,1	0,1	°C
Dt brine	3,0	3,0	2,3	2,3	K
Brineflöde	1874	1848	1889	1857	l/h
Suggastemp	-1,3	-1,7	0,0	-0,8	°C
Hetgastemp	53,1	54,5	73,7	74,3	°C
Före exp ventilen	24,7	25,6	41,8	41,9	°C
Kondensoreffekt	8171	8119	7089	7233	W

Jämförande tester med R404A efter ombyggnad

Efter ombyggnaden gjordes, som redan nämnts, tester med 404A vid följande temperaturnivåer: -5/45, 0/35, 5/35

Tabellen nedan visar de viktigaste uppmätta resultaten i de jämförande mätningarna med 404A. De viktigaste resultaten är också sammanfattade i diagramform nedan.

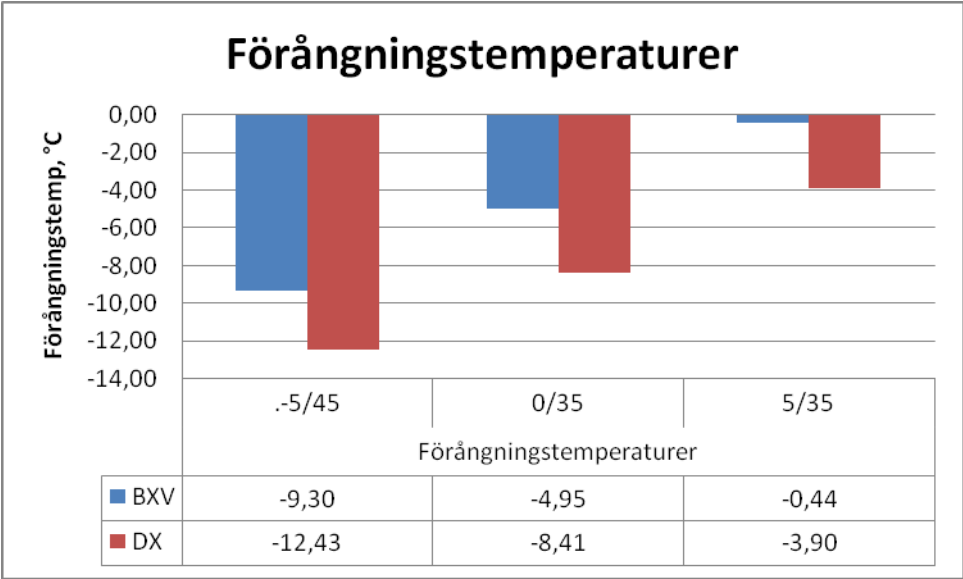
Tabell 4 Resultat av jämförande tester med R404A

Driftsfall	-5/45		0/35		5/35		
	DX	BXV	DX	BXV	DX	BXV	
Radiator fram	45,1	45,1	34,4	34,8	35,0	35,1	°C
Dt radiator	7,83	8,05	10,15	9,84	11,63	11,69	K
Vattenflöde	697	755	686	777	694	769	l/h
Brine retur	-5,3	-5,3	0,0	0,0	5,1	5,2	°C
Dt brine	2,0	2,1	3,0	3,1	3,5	3,8	K
Brineflöde	1835	1844	1892	2010	1941	2065	l/h
Förångningstryck	3,96	4,41	4,55	5,11	5,29	5,92	bar
Förångningstemperatur	-12,4	-9,3	-8,4	-5,0	-3,9	-0,4	°C
Suggastemp	-6,0	-3,1	-1,1	-0,1	3,9	3,6	°C
Hetgastemp	68,5	66,2	53,5	52,0	53,4	50,0	°C
Före exp ventilen	36,8	16,9	24,9	11,0	24,7	11,5	°C
Logaritmisk medeltemperaturdifferens, förångare	6,05	2,84	6,82	3,14	7,07	3,44	K
Kondensoreffekt	6394	7122	8241	9021	9530	10627	W
Ökning av kondensoreffekten		728		780		1097	W
Ökning i %		11,4		9,5		11,5	%

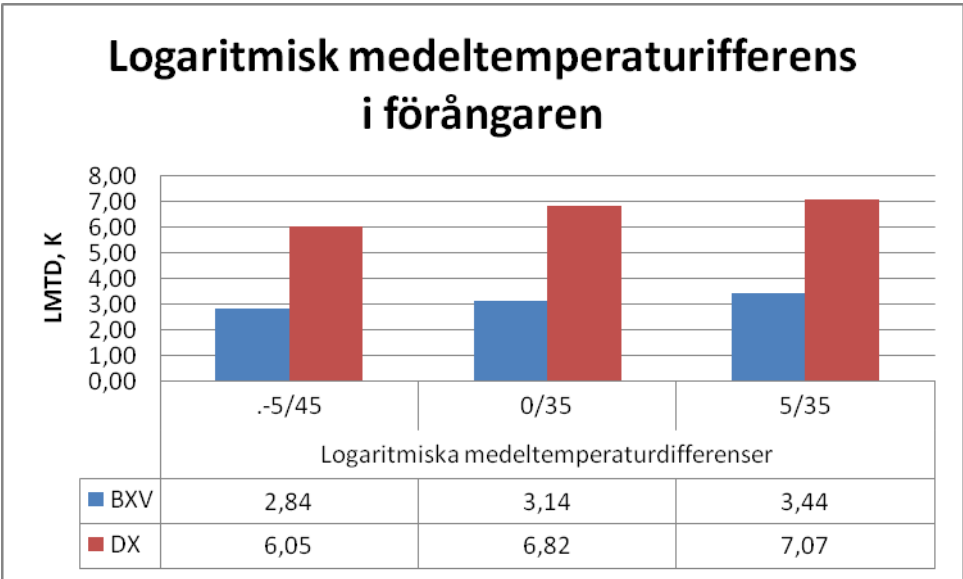
Köldmediet R404A är en icke azeotrop blandning. Detta innebär att temperaturen stiger något mellan inlopp och utlopp i förångaren om trycket längs denna är konstant. Temperaturförändringen kallas glide.

I beräkningen av den logaritmiska medeltemperaturdifferensen (LMTD) som redovisas ovan har ingen hänsyn tagits till köldmediets glide eller till tryckfall i förångaren. För att undersöka glidens möjliga inverkan gjordes även beräkningar med hänsyn till denna, under antagandet att köldmediets ånghalt vid inloppet var 20% vid direktexpansion (DX) och 10% vid flödande förångning (BXV), samt att ånghalten vid utloppet var 100% vid DX och 80% vid BXV. Med detta beräkningssätt blev LMTD ca 0,5K större i samtliga fall, men skillnaden i K blev exakt densamma som utan hänsyn till gliden.

.....

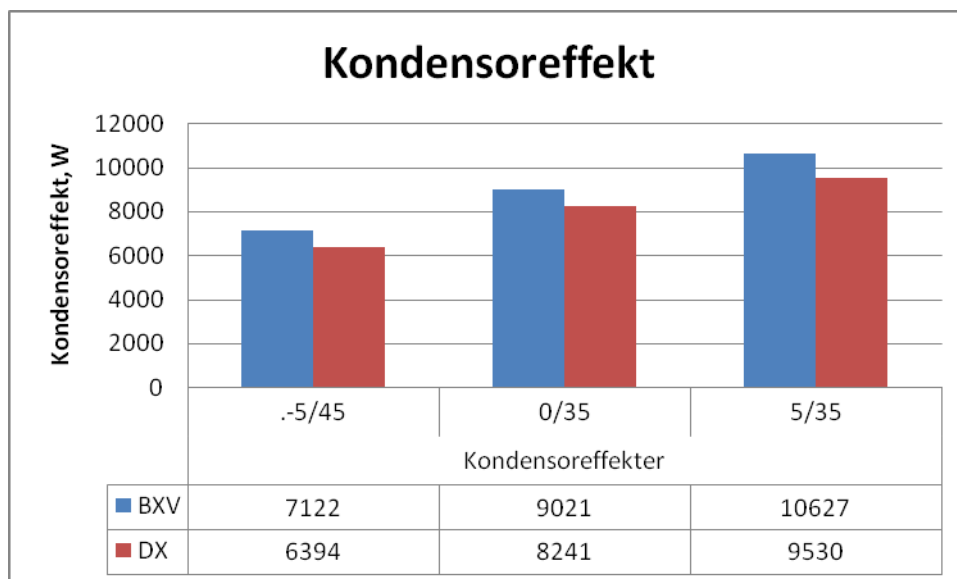


Figur 13: Jämförelse mellan förångningstemperaturer uppmätta med direktexpansion (DX) och med BXVs system för flödande förångning.



Figur 14: Logaritmiska medeltemperaturdifferenser uppmätta med direktexpansion (DX) och med BXVs system för flödande förångning.

•
•
•
•
•
•
•
•



Figur 15: Kondensoreffekter uppmätta med direktexpansion (DX) och med BXVs system för flödande förångning

Även om hänsyn tas till felmarginalen i mätningarna är det tydligt att förångningstemperaturen stiger och temperaturdifferensen i förångaren sjunker kraftigt med BXVs system under de testade förhållandena. Som beskrivits i inledningen till rapporten kan värmefaktorn förväntas öka med upp till 3% per grads ökning av förångningstemperaturen (mer vid små temperaturlyft) och köldfaktorn med upp till närmare 4%. Den uppmätta ökningen av 3 – 3,5 grader kan därmed ge en ökning av energieffektiviteten med 9 – 14 %.

Det bör noteras att ökningen av förångningstemperaturen med det ombyggda aggregatet innebär att större effekt överförs i förångare och kondensator. För att ge en korrekt jämförelse mellan systemen borde kompressorns slagvolymflöde och motorstorleken minska. Alternativt borde värmväxlarnas storlek öka i motsvarande grad. Detta skulle ytterligare öka skillnaden i värmefaktor och effekt till fördel för systemet med flödande förångare.

Ytterligare tester av ombyggt system

De ovan nämnda jämförande testerna visade tydligt att BXVs system minskar temperaturdifferensen i förångaren och därmed ökar förångningstemperaturen, vilket förväntas öka energieffektiviteten. Dock mättes inte tillförd eleffekt till värmepumparna i testerna ovan, varför köld- / värmefaktor inte kan beräknas. För att ytterligare påvisa skillnaden i energieffektivitet mellan det ombyggda systemet och direktexpansionssystemet gjor-

•
•
•
•
•
•
•

des flera nya tester där även eleffekten till värmepumpen uppmättes. I detta fall gjordes jämförande mätningar med samma ombyggda värmepumpaggregat. För att bestämma effektförbrukningen vid direktexpansion monterades en ventil i sugledningen, med vars hjälp trycket före kompressorn kunde justeras manuellt till mycket nära de värden som tidigare uppmätts i direktexpansionssystemet. För att kontrollera kompressorns energiförbrukning i förhållande till kondensorns värmeavgivning med kompressorfabrikantens data samt till erhållna underlag så installerades (som nämnts) även en noggrann effektmätare till testutrustningen.

Vidare jämfördes resultaten med data från Thermia för R404A och från Värmepumpen Testzentrum (WPZ) i Schweiz för R407C. Nedan kommenteras mätningarna, uppdelade efter köldmedium och jämförelsemätningar.

Resultaten finns redovisade i Bilaga 1.

Test med R404A, jämförelse mellan alternativa kopplingar av systemet

Som redan nämnts upprepades mätningarna med R404A vid tre olika förhållanden: -5/+45, 0/+35 och +5/+35. I detta fall simulerades effektförbrukningen vid DX genom följande förfarande: Aggregatet med flödad förångare kördes, förångartryck/kondenseringstryck för respektive nivå justerades in, tillförd kompressoreffekt samt avgiven värmemängd uppmättes varefter trycket sänktes med en strypventil mellan förångaren och kompressorn till mycket nära den lägre nivå som DX aggregatet uppvisat vid de föregående mätningarna. Som förväntat (se Tabell 1) var skillnaden i kompressoreffekt liten. För varje grads höjning av förångningstemperaturen ändrades, enligt mätningarna, kompressoreffekten från -17 till +25W. Samtidigt ökar kondensoreffekten med 210 – 340 W per grads höjning av förångningstemperaturen i de aktuella fallen. Detta innebär att ökningen i värmefaktorn är nästan lika stor som ökningen i kondensoreffekten, eller 8 – 10% för de ökningarna i förångningstemperaturen som påvisats ovan. Den ringa inverkan av förångningstemperaturen på kompressoreffekten bekräftar av kompressorfabrikantens data redovisade i Tabell 1.

Test med R407C, jämförelse med data från WPZ

Ett test utfördes med R407C vid förhållandena 0/+35. Dessa mätningar jämfördes med mätningar gjorda av WPZ på en Thermia Diplomat 8. Enligt uppgift från Thermia har Diplomat 8 en 10% mindre kondensor än Atria 8 som använts vid dessa tester. I övrigt är aggregaten jämförbara. Mätningarna gjordes vid förhållanden överensstämmande med mätnormen EN255. Mätningarna på KTH gav nästan exakt samma tillförda eleffekt (1791 W jämfört med 1800 W). Den avgivna värmeeffekten och värmefaktorn var däremot 9 respektive 9,5% högre för det ombyggda aggregatet.

Test med R404A, jämförelse med data från Thermia

Det ombyggda aggregatet testades med R404A vid förhållandena 0/+50, och 0/+45. Vattenflödet valdes så att temperaturändringen på vattnet genom kondensorn var ca 5K. Mätningarna vid 0/+45 upprepades två gånger

•
•
•
•
•
•
•

med mycket små skillnader mellan mätningarna. Jämförelse kunde här göras med data uppmätta av Thermia vid 0/+45. Den avgivna värmeeffekten blev ca 10% högre för det ombyggda aggregatet. Tyvärr har ingen jämförelse kunnat göras mellan förångningstemperaturerna, då dessa inte finns redovisade i Thermias mätningar. Även pumpeffekternas andel i eleffekten saknas i underlaget. Med samma kompressoreffekt skulle värmefaktorn öka med 10,5% som resultat av ombyggnaden.

Test med R134a, jämförelse med data för R407C från WPZ

Två tester gjordes också med det ombyggda aggregatet vid förhållandet 0/+35 med R134a som köldmedium. Värmefaktorn för de två testerna uppmättes till 4,77 resp. 4,87.

WPZ har mätt värmefaktorn vid samma förhållanden för ett standardaggregat med en likadan kompressor men med köldmediet R407C i stället för som i KTH:s test med R134a. Värmefaktorn uppmättes till 4,4.

Det ombyggda aggregatet, med R134a, gav alltså 8,3 resp. 10,7% högre värmefaktor än den av WPZ uppmätta värmepumpen med R407C.

⋮

Faktorer som påverkar jämförelsen

Att göra rättvisande jämförelser mellan olika typer av system är alltid besvärligt. Detta har också framkommit vid arbetet med denna rapport. Vi vill därför peka på några punkter som bör beaktas i samband med presentationen av slutsatserna från projektet.

- Det är naturligtvis önskvärt att kunna presentera vinsten med höjd förångningstemperatur i form av en viss procents ändring i kondensoreffekt, förångareffekt, värmefaktor och köldfaktor. Några enhetliga sådana siffror är dock inte möjliga ens teoretiskt utan att väl specificera förhållandena. Som nämndes i inledningen är värme- och köldfaktorerna nära kopplade till Carnotprocessens, och därmed kraftigt beroende av temperaturdifferensen mellan systemets kalla och varma sida. Vid små temperaturdifferenser blir därmed den procentuella förbättringen per grad mycket större än vid stora differenser. Den potentiella förbättringen i energieffektivitet av en viss höjning i förångningstemperaturen varierar alltså beroende på tillämpningen. De värden som angetts här gäller för temperaturdifferenser mellan 30 och 50°C mellan varma och kalla sidan. För t.ex. luftkonditioneringsystem som internationellt är en dominerande typ av kylsystem, kan temperaturskillnaden vara mindre, varför vinsten med en grads höjd förångningstemperatur kan vara högre än som angivits ovan.
- Den förbättring som uppnås i praktiken är beroende av typ av kompressor och val av köldmedium. Vissa kompressortyper har t.ex. ett inbyggt tryckförhållande och fungerar därmed bäst vid en viss driftspunkt. Detta kan påverka förbättringen så att denna avviker från vad som förväntas enligt Carnotprocessen.
- I det aktuella fallet jämfördes ett kommersiellt direktexpansionsystem med ett modifierat system utan andra ändringar i systemet än som var absolut nödvändigt. Om systemet från början hade byggts för flödande förångning skulle sannolikt en annan förångargeometri använts. Man kan, bl.a. av detta skäl, hävda att systemet med flödande förångning inte var optimalt utformat för förhållandena i de genomförda testerna och att en ännu större skillnad mellan systemen är möjlig vid en korrekt dimensionering.
- Med flödande förångning uppmättes ungefär 10% högre värmeeffekt och kyleffekt. Detta motiverar användning av större värmeväxlare, vilket skulle ha accentuerat skillnaderna mellan systemen ytterligare.



Sammanfattning och slutsats

Sammanfattningsvis kan konstateras att mätningarna visar att värmepumpaggregat av den testade modellen efter ombyggnad enligt BXVs metod för att åstadkomma flödande förångning ger väsentligt mindre temperaturdifferens i förångaren än originalutförandet med direktexpansion och termostatisk expansionsventil. I direkt jämförande mätningar uppmättes logaritmiska medeltemperaturdifferenser för det ombyggda aggregatet som var mindre än hälften av de värden som uppmättes vid direktexpansion. Den överförda effekten i förångaren ökade samtidigt, vilket innebär att effektiviteten av värmeöverföringen, uttryckt som medel-värmeövergångstalet, mer än fördubblades efter modifiering till flödad förångare.

Det förbättrade utnyttjandet av förångarytan kan antas bero på en eller flera av följande faktorer:

- Behovet av överhettning har eliminerats, vilket ger betydligt högre värmeövergångstal och större temperaturdifferenser i den övre delen av förångaren. Dessutom elimineras risken att den vid direktexpansion nödvändiga överhettningen bestämmer temperaturdifferensen mellan värmekällan och förångningstemperaturen.
- Genom att behovet av överhettning eliminerats så minskar känsligheten för snedfördelning av flödet mellan de parallella köldmediekanalerna i plattvärmväxlaren. Snedfördelning anses vara en vanlig orsak till förlust av prestanda för denna typ av förångare.
- Ånghalten, dvs. koncentrationen av gas i förångaren, är högre vid direktexpansion än vid flödande förångning. Resultat redovisade i den vetenskapliga litteraturen visar att värmeövergångstalen vid flödande förångning i många fall har ett maximum för ånghalter omkring 80%.
- Massflödet av köldmedium i den flödade förångaren är högre på grund av recirkulation av köldmedium. Högre massflöde ger vanligen ökat värmeövergångstal vid flödande förångning.
- Vid medströms koppling av förångaren erhålls, vid liten glide och märkbart tryckfall, en jämnare temperaturprofil genom förångaren. Dessutom ger medströms koppling högre yteffekter vid köldmediets inlopp, vilket kan påverka värmeöverföringen positivt genom kraftigare bubbelbildning vid förångarens inlopp.
- Halten olja i förångaren kommer att ändras vid övergång från direktexpansion till flödande förångning. Även denna förändring kan påverka värmeövergången positivt, inte bara i överhettningssdelen av förångaren.

•
•
•
•
•
•
•

Det bör poängteras att de utförda försöken tydligt visar på förbättringen av värmeövergången i förångaren med flödande förångning, men att de exakta orsakerna till detta inte kan fastställas.

Vid jämförande test vid typiska driftsfall var förångningstemperaturen 3 - 3,5 grader högre för det ombyggda aggregatet med flödande förångning än för originalutförandet med direktexpansion. Teoretiska överväganden och studier av prestanda-data för den använda kompressortypen visar att detta kan ge 9 - 14% högre energieffektivitet inom det uppmätta arbetsområdet. De praktiska mätningar som utförts visar att kondensoreffekten är 9,5 - 11,5% högre för det ombyggda aggregatet. En helt rättvis jämförelse hade krävt motsvarande större värmeväxlare på både förångar- och kondensorsidan, alternativt en motsvarande minskning av kompressorns slagvolymflöde och motorstorlek.

Kompressoreffekten påverkas mycket lite av ändringen i förångningstemperatur. Därmed blir ökningen i värmefaktorn också ca 9,5 - 11,5% med flödande förångning för det testade aggregatet.

Jämförelser med data presenterade av testinstitutet WPZ och med data uppmätta på Thermia visar att även med köldmedierna R134a och R407C kan värmefaktorn förväntas bli 9-10,5% högre med flödande förångning enligt BXVs princip.

•
•
•
•
•
•
•
•

