

2025-01-25

Slutrapport

Ecopack 2

Viktor Ölen, Klas Andersson, Jan Erik Nowacki, Björn Palm

Förord

Inledningsvis önskar vi som arbetat i projektet uttrycka vår uppskattning till Energimyndigheten, Termo och våra industripartners för det finansiella stöd vi fått i projektet samt möjlighet att ta del av kunskap och erfarenhet som har varit ovärderlighet för projektets framgång. Vi vill även tacka personalen i labbet vid Avd. för Till. Termodynamik och kylteknik.

Sammanfattning

Ecopack 2 har utvärderat olika mät och styrstrategier av en värmepump med låg köldmediefyllning. Den använder det naturliga köldmediet R600a, isobutan och är utrustad med en för applikationen stor internvärmväxlare. Värmepumpen är designad för små temperaturlyft för produktion av värme till fastigheter och tappvarmvatten. Projektet har kunnat visa att det är möjligt att styra expansionsventilen utifrån överhettningen i suggasen till kompressorn vid dynamiska förhållanden. Vilket historiskt har varit utmanande. Det möjliggör att processen styrs så att en låg ånghalt ut från förångaren (våt förångning) erhålls vilket leder till avsevärt ökad värmefaktor vid ett givet driftsfall. Projektet har även undersökt flertalet andra styrstrategier men på grund av begränsningar i komponenter och nuvarande design har dessa inte har kunnat utvärderas fullt. För att utvärdera styrstrategierna har värmepumpen fått ny hårdvara för att styra expansionsventilen, ny elektronisk expansionsventil och tillhörande mjukvara har utarbetats. Utifrån tidigare etapp, har en prototyp av en ny typ av intern värmväxlare utvecklats och utvärderats. En ny typ av förångare utvärderats och inverkan av flödesriktning av köldmediet i förångaren studerats.

Innehållsförteckning

Inledning	4
Testuppställning	5
Synglas	6
Temperaturmätning.....	6
Internvärmväxlare – IHX GAN	8
Förångare	9
Riktning av köldmedieflöde i förångaren.....	10
Expansionsventil	10
Styrning av expansionsventilen.....	11
Reglerområde	11
Reglering genom överhettning i A och B	11
Reglering genom underkylning	14
Reglering genom temperaturkvot	14
Publikationer	16
Framtida arbete	16
Projektdeltagare	16

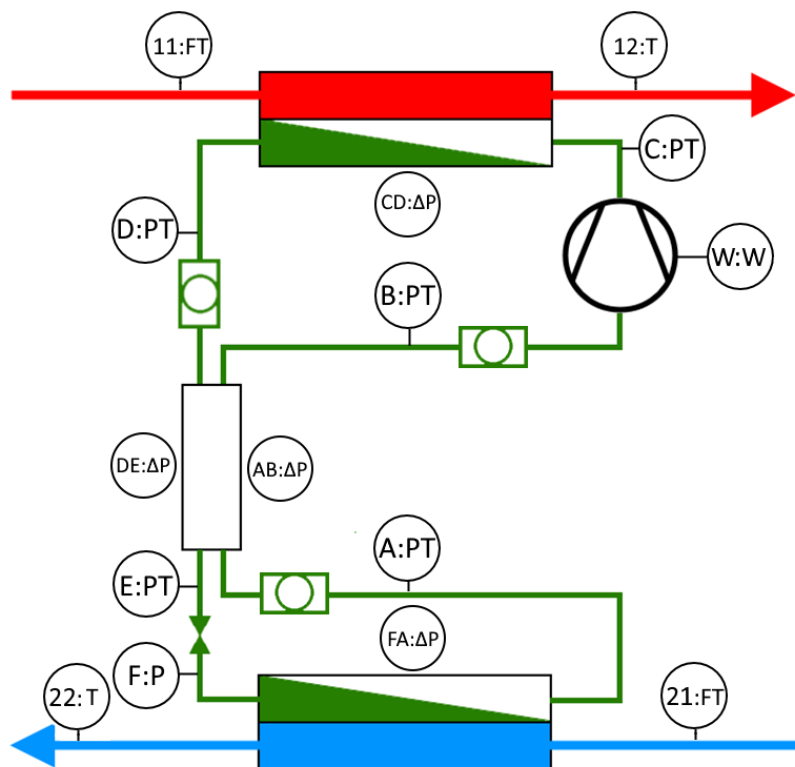
Inledning

Ecopack 2 är nästa steg i forskningen om värmepumpssystem med små fyllnadsmängder av naturligt köldmedium, R600a, isobutan. Energin hämtas från varma källor till exempel termiska nät och ett lågt temperaturlyft tillgodoser tillräckliga temperaturer för tappvarmvatten och uppvärmning av fastigheter. Fokus för projektet är att utveckla mätmetoder och styrning som till skillnad från konventionella metoder kan hantera de höga flöden av köldmedium som dessa system uppvisar i relation till total köldmediefyllning samt tar hänsyn till den termiska kopplingen som den interna värmeväxlaren mellan systemets varma och kalla sida ger. I föregående etapp så uppnåddes imponerande statiska resultat vid givna driftspunkter. Med 120 gram köldmedium levererades mellan 2 och 12 kW värme och en värmefaktor mellan 3,3 och 11 kunde uppmätas beroende på driftfall. Ecopack 2 syftar till att kunna hantera verkliga driftfall med dynamiska förlopp och utveckla nödvändiga mät och styrmetoder för systemet.

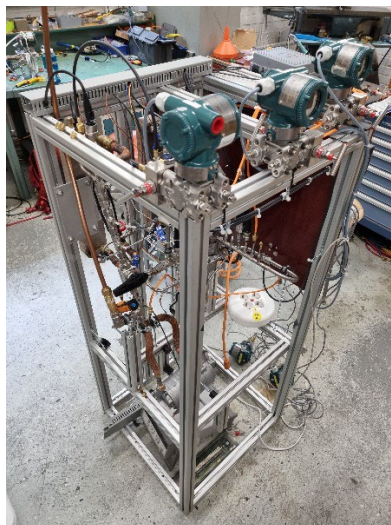
Större förändringar av komponenter i testriggen i förhållande till tidigare etapp är att en prototyp av en ny typ av intern värmeväxlare tagits fram och utvärderats, och att en ny förångare har utvärderats samt att en ny expansionsventil och styrning av denna har utvecklats. Fokus i projektet har varit att kunna mäta storheter korrekt för att därefter kunna styra expansionsventilen och utvärdera olika styrstrategier utifrån deras förmåga att kunna hantera dynamiska förlopp och hur mätstorheten korrelerar till värmefaktorn. Styrstrategierna har implementerats i en PLC med dedikerade bibliotek med köldmediedata och stora frihetsgrader i implementering.

Testuppställning

Schematisk bild över testuppställningen visas i Figur 1, dock så installerades inget synglas i punkt A vilket figuren visar. I varje mätpunkt i köldmedieslingan var dubbla mätpunkter monterade, en som kan användas till styrning av expansionsventilen och en för övervakning och datainsamling. Hela aggregatet byggdes om från etapp 1. Däremot kunde stora delar av miljösimuleringsdelarna återanvändas.



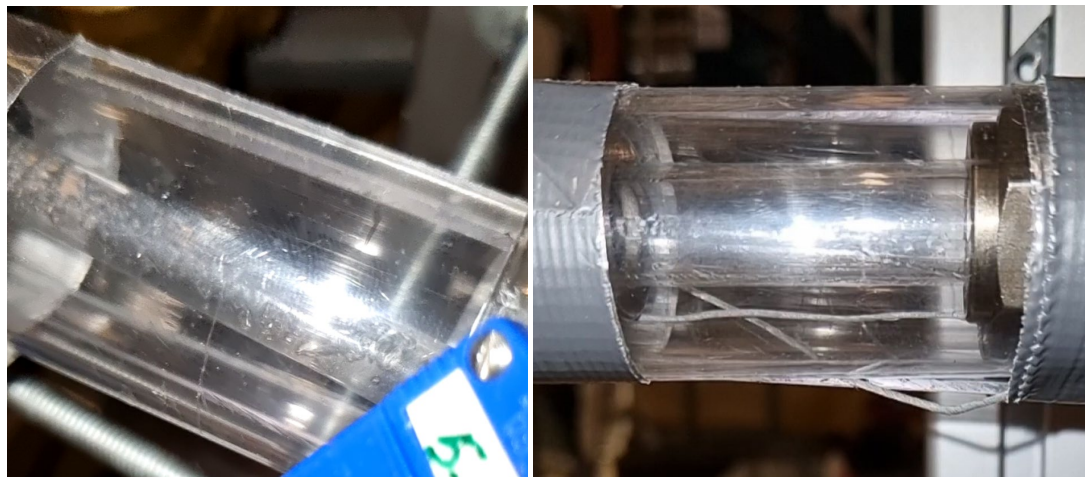
Figur 1 Testuppställning med mätpunkterna A till F och förteckning över mätstorheter som togs i varje mätpunkt. P=tryck, ΔP differenstryck, T=temperatur, F=Flöde. I varje mätpunkt i köldmedieslingan var dubbla mätpunkter monterade, en som kan användas till styrning av expansionsventilen och en för övervakning och datainsamling.



Figur 2 Bild av testriggen under uppbyggnad.

Synglas

Genom att mäta temperatur och tryck går det att fastställa köldmediets tillstånd. Det kräver dock att det är termisk balans i de punkter där man mäter. Genom att installera synglas så går det visuellt, i vissa fall, att observera om så är fallet eller ej. I testtriggen monterades synglas innan kompressorn i punkt B och efter kondensorn i punkt D. Till skillnad från konventionella synglas monterades borosilikat glasrör för att tydligare kunna se avvikelser så som vätska i överhettad gas och bubblor i underkyldvätska.



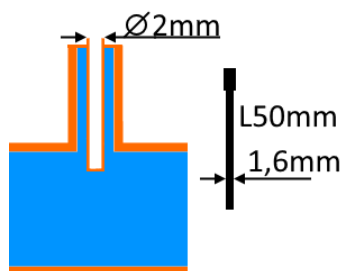
Figur 3 T.V. Synglas monterat i punkt D efter kondensorn. Här med gasbubblor i kondensatet. T.H. vätska i suggasen i punkt B. Kring synglasen sitter ett större skyddsglas.

Temperaturmätning

Vid styrning av värmepumpens expansionsventil används bland annat temperaturen av köldmediet i olika punkter som insignal. Konventionellt används en temperaturgivare av typen termistor till exempel en PT100 som ansluts på köldmedierörets utsida instuckat i en på köldmedieröret fastlödd extern rörbit. Termistorn ser typiskt ut som en cylinder med en yttre diameter på 6 mm. I och med att samtliga rör i Ecopack är minimerade i längd visade det sig under etapp 1 att värmeledning från de delar som köldmedieröret var anslutet till (exempelvis kompressorn) påverkade temperaturmätningen avsevärt. Det vill säga temperaturen på köldmediet i röret skiljde sig avsevärt från rörtemperaturen. För att komma runt detta problem används ofta dykrör vid laboriemätningar tillsammans med termoelement. Dykrör är ett tunt, typiskt 2mm, tunnväggigt rör som befinner sig i köldmedieflödet. Vid tillräcklig längd på dykröret är det samma temperatur i mätpunkten som köldmediet och denna påverkas alltså inte av köldmedierörets temperatur. Termoelement är enkla i sin konstruktion då de består av 2 ledare som är kontakterade där temperaturmätningen ska ske. Dessa givare blir därmed små och kan skjutas in i de tunna dykrören till skillnad från konventionella termistorer. Däremot bygger de på en annan mätteknik vilket gör dem mer känsliga för elektriska störningar och mindre lämpliga för produkter som ska masstillverkas. Då rördiametererna är små i Ecopacks köldmedieslinga, som minst 4 mm, behövdes en ny lösning där både den korrekta köldmedietemperaturen kan mätas, dvs mäta i köldmedieflödet, och mätteknik lämpad för masstillverkning kan användas samtidigt som rördiametererna i köldmedieslingan kan hållas nere för att därigenom minimera köldmediet.

Marknaden skannades för små termistorer och den tjeckiska firman Sensit kunde leverera termistorer (TR091.5P-60-PT1000-1M-4W-A) med en diameter på 1,5 mm som monterades i dykrör med en inre diameter på 1,6 mm och yttre på 2mm. Mätfickor designades därefter med målsättningen att kunna mäta köldmediets temperatur korrekt utan att vare sig öka köldmediemängd eller introducera onödiga tryckfall. Idéen var att köldmediet (blått) i den

uppstickande delen skulle cirkulera och därmed termiskt frikoppla temperaturen på rörväggen och den temperatur som spetsen på dykröret utsätts för.



Figur 4 Schematisk bild över mätfickan med uppstick och dess dykrör. T.H. syns termistorn som sticks in i dykröret.

Tester gjordes där givaren stegvis drogs ut ur dykrören under drift för att se om temperaturförändringar kunde observeras. Mätningarna gjordes 3 gånger.

Position i dykrör [mm]	PT1000	PT1000	PT1000	Medel	Kommentar
0 (nedstucket i botten)	43	42,7	43,	43	Rör oisolerat
2	42,5	42	42,7	42	
4	41,7	41,2	42	42	
6	39,6	37,7	41,2	40	
10	36,8		39,1	38	
12	35,5		36,3	36	

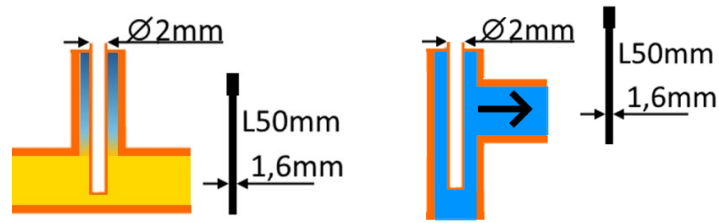
Position i dykrör [mm]	PT1000	Kommentar
0 (nedstucket i botten)	44	Rör isolerat
2	43,8	
4	43,3	
6	42,7	
8	41,2	

Trots en hög hastighet på köldmediet genom köldmedieslingan påvisar ovanstående mätningar betydande värmeledning mellan dykrör och rörvägg.

För att utreda om huvudkomponenten av värmeledningen var längs dykröret (vertikalt) eller tvärs och då genom köldmediet värmdes först dykröret nära infästningen med en lödkolv (lödkolven var uppskattningsvis 60~100 °C vid kontaktytan). Genom att hålla i den utstickande delen av dykröret med fingrarna kunde det verifieras att dykröret blev varmt. Detta gav inget utslag på temperaturmätningen när givaren var i botten på dykröret.

Nästa test var att värma den uppstickande delen av mätfickan med hjälp av lödkolven. När detta gjordes kunde snart en temperaturdifferens på 2K observeras i PT1000 givaren trots att PT1000 givaren var i botten av dykröret med köldmedium roterande i köldmedieslingan.

Slutsatsen blir att köldmediet står still (eller har låg hastighet) i den uppstickande delen. Detta möjliggör att det genom köldmediet sker en betydande värmeledning till rörväggen som påverkar mätningen. Dykröret verkar dock vara tillräckligt långt för att frångå mätningen från omgivningen. För att reglera snabba dynamiska förlopp och hantera temperaturdifferenser mellan rör och köldmedium kan det konstateras att mätfickornas design inte är ändamålsenliga.

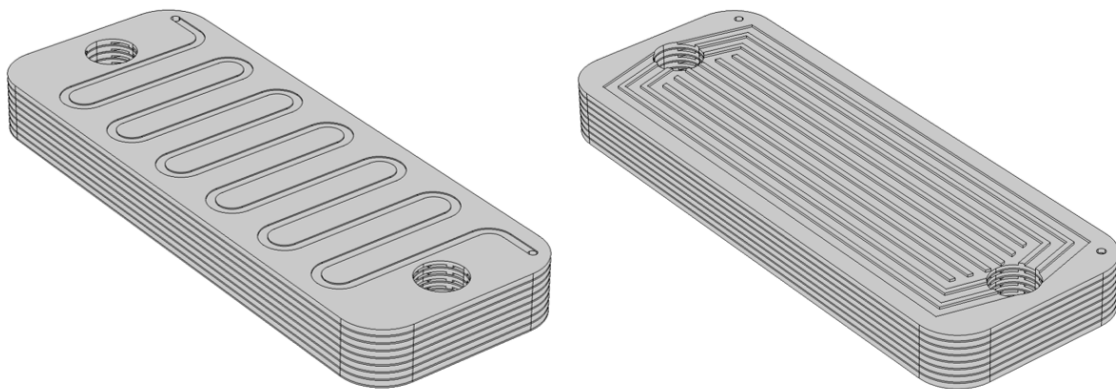


Figur 5 T.V. schematisk bild över temperaturgradienten på köldmediet i mätfickan. T.H visas de modifierade mätfickorna med dykröret instuckat motströms köldmedieflödet.

Mätfickorna designades därefter om så att dykrören är instuckna motströms köldmedieflödet. På så vis säkerhetsställs att temperaturen på rörvägg inte påverkar temperaturmätningen av köldmediet. En nackdel i förhållande till den initiala designen är att det krävs böjar på köldmedieslingan vilket ökar tryckfallet och eventuellt köldmediemängd om böjarna bara installeras för att möjliggöra temperaturmätning.

Internvärmväxlare – IHX GAN

Under första etappen av Ecopack togs nya idéer fram hur en intern plattvärmväxlare kan byggas. Istället för att stansa ett mönster som bildar kanaler för köldmediet som i en konventionell plattvärmväxlare så använder GAN värmväxlaren skurna plattor som löds ihop. På så vis bestäms höjden av kanalerna av plattans tjocklek och kanalens bredd av det material som skärs bort. En patentsökning har gjorts på tekniken.



Figur 6 Utkast på intern värmväxlare som byggs upp med hjälp av skurna plattor. Den prototyp som användes i projektet skiljer sig något från bilden ovan.

Prototypen har utvecklats i samarbete med Gränges och kunde installeras framgångsrikt utan läckage. Med en ånghalt på 0,879 vid inloppet på värmväxlarens gassida så uppvisade den ett UA värde på 47 W/K (2024-02-26). Vid en högre ånghalt 0,993 uppmättes ett UA värde på 29 W/K (2024-06-24) vilket är lägre än det beräknade värdet 38 W/K för samma driftsfall. Det uppmätta tryckfallet på dess vätskesidan är högre, 0,115bar, än det beräknade, 0,0874 bar, vilket skulle kunna tyda på att någon eller några av vätskekanalerna är blockerade vilket ökar tryckfallet och sänker UA värdet.

Förångare

Två olika förångare har använts i projektet. Initialt användes samma som under etapp 1 från Alfa Laval och därefter installerades en specialanpassad värmeväxlare från Danfoss, H39-EZU-42.

Bytet utfördes då värmeväxlaren från Alfa Laval visade sig vara för liten med låga UA värden som följd. Då köldmediefyllnaden med de komponenter som initialt användes bara uppgick till 120g fanns möjligheten att utöka mängden köldmedium med 30g utan att det skulle krävas speciella säkerhetsåtgärder vid installation på grund av köldmediets brännbarhet i enlighet med EN378.

Tabell 1 Data på förångare från Danfoss

Beteckning	H39-EZU-42
Antal plattor	42
Area	1,36 m ²
Total volym	0,52 dm ³

Nedan visas en jämförelse av de 2 förångarna vid körfallet 4000 RPM, T_Evap_in = 25°C, T_Cond_out = 50°C.

Tabell 2 Förångare från Alfa Laval (26-02-2024).

Set point super heat (K)	Superheat at A (K)	Actual super B (K)	Superheat $\Delta T = \Delta T_B - \Delta T_A$	ΔT subcooling $\Delta T_D - \Delta T_E$	$(T_B - T_A) / (T_D - T_E)$	UA IHX (W/K)	UA Evap (W/K)
30	4.5	27	22.5	18.4	1.22	23	296
25*	2.2*	23.1*	20.9*	18.1*	1.15*	27*	352*
25	5.2	23.6	18.5	15.2	1.21	28	343
20	0.9	19	18.1	20.7	0.87	35	446
15	0.7	16.1 (no liquid)	15.4	23.7	0.65	40	472
10	0.7	13.3 (no liquid)	12.7	25.4	0.50 (probably bigger)	47	525

Tabell 3 Förångare från Danfoss (19-06-2024).

Set point super heat (K)	Superheat A (K)	Actual super B (K)	Superheat $\Delta T = \Delta T_B - \Delta T_A$	ΔT subcooling $\Delta T_D - \Delta T_E$	$(T_B - T_A) / (T_D - T_E)$	UA IHX (W/K)	UA Evap (W/K)
25	8.2	23.2	15	11.8	1.27	31	616
20	1.9	18.1	16.2	16.8	0.96	39	1087
15 (instable)	2.8	14	11.2	19.5	0.57	50	1221
12.5	1.6 (liquid)	11.2	9.7	21.8	0.44	57	1649

Av tabellerna ovan kan man utläsa att UA värdet är högre för liknande körfall vilket är väntat då den nya förångaren är större. Den interna värmeväxlarens UA värde påverkas starkt av ånghalten på gasen. Utifrån detta verkar det krävas en högre överhettning i punkten A med den nya

förångaren för att uppnå samma kvalitet på gasen och därmed liknande UA värde i den interna värmeväxlaren. Det kunde även observeras vätska i synglasen i punkten B (dvs efter den interna värmeväxlaren) vid låga överhettningar (1,6K) med den senare förångaren och vid något högre överhettningar (2,8K) så blev systemet instabilt vilket troligtvis kommer av att vätskedroppar till och från når den interna värmeväxlaren med självsvängning som följd. Det dynamiska förloppet återges i Figur 9.

Riktning av köldmedieflöde i förångaren

Traditionellt är köldmedieflödet i förångaren från botten och uppåt. Då kanalerna i förångaren i denna typ av system är optimerade för låga köldmediemängder blir flödes hastigheten högre än för traditionella plattvärmväxlare. Detta skulle eventuellt kunna ändra påverkan av gasens skjuvkraft och vätskans önskan att rinna neråt på grund av dess tyngdkraft. Det fanns därför anledning att testa om det fortsatt är fördelaktigt att montera förångaren med inloppet nertill och utloppet upptill. Riggen konstruerades för att enkelt kunna vända köldmedieflödet genom förångaren från Alfa Laval.

Testerna utfördes vid driftpunkten 4000 varv/min, Inkommande vatten till förångaren 25 °C, utgående vatten från kondensorn 50 °C och ett börvärde på överhettning i B på 25 K vilket resulterade i en överhettning i A på cirka 10K.

Tabell 4 Utfall på flödesriktning av köldmedieflödet genom förångaren.

Flöde	nerifrån och upp	uppifrån och ner
UA förångare	454 W/K	394 W/K
COP	4,28	4,33

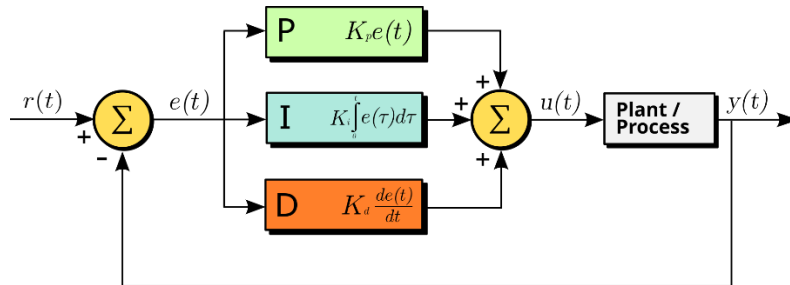
Utifrån mätningarna i Tabell 4 är det fortsatt fördelaktigt för UA värdet att köldmedieflödet i förångaren är nerifrån och upp.

Expansionsventil

I projektet användes en elektronisk expansionsventil från Danfoss kallad ETS5M20. För att uppnå tillräckligt hög upplösning på styrningen fick upplösningen ändras från hela steg ner till halva steg. Expansionsventilen klarade alla de körfall som testades där det högsta var 8500 varv per minut på kompressorn med inkommande vatten till förångaren på 25 °C och utgående vatten från kondensorn på 50 °C vilket gav cirka 8kW uteffekt i värme.

Styrning av expansionsventilen

Styrning av expansionsventilen har skett genom olika reglerstrategier. Gemensamt för samtliga dessa är att proportionell, integrerande (PI) kontroll har använts med olika ärvärden och systemparametrar.



Figur 7 Översikt av en standardiserad PID regulator. I projektet har ingen deriverande återkoppling implementerats, $K_d=0$, och olika storheter på ärvärden, $y(t)$, har utvärderats.

Reglerområde

Regleringen av expansionsventilen har till syfte att maximera värmefaktorn samtidigt som driftsfall som kan skada eller är ogynnsamma för processen undviks. I system med små köldmediefyllningar och där inga köldmedietankar finns installerade (eller möjlighet att backa upp köldmedium i kondensorn) krymper det tillåtna reglerområdet och större krav ställs både på reglerhastighet och på upplösning av regleringen för att hålla processen inom tillåtna gränser. Där stora variationer tillåts i processen ökar kraven än mer. Kompressorn i detta projekt har ett ovanligt stort reglerområde 2000 till 8000 varv per minut samtidigt som både förångnings och kondenseringstemperatur varierar. Vilket sammantaget ger ett stort reglerområde som behöver upprätthållas. Den interna värmeväxlaren bidrar till att ändra systemets karakteristik beroende på körfall vilket innebär processen (se plant process i Figur 7) varierar under drift och reglerparametrarna K_p och K_i inte kan vara statiska för att täcka alla driftsfall. Det tillåtna reglerområdet har i projektet definierats som:

- Ingen vätska in i kompressorn är tillåten då det riskerar att skada kompressorn.
- Inga bubblor efter kondensorn är tillåtna då detta ökar tryckfallet i den interna värmeväxlaren och expansionsventilen vilket riskerar att öka trycket över design trycket (PS).

Driftsfall som är starkt oscillerande men som inte hamnar utanför det tillåtna reglerområdet har inom projektet diskuterats om de är tillämpbara. I vissa fall har mätningar visat att en hög värmefaktor uppnås men från ett reglertekniskt perspektiv bör de undvikas.

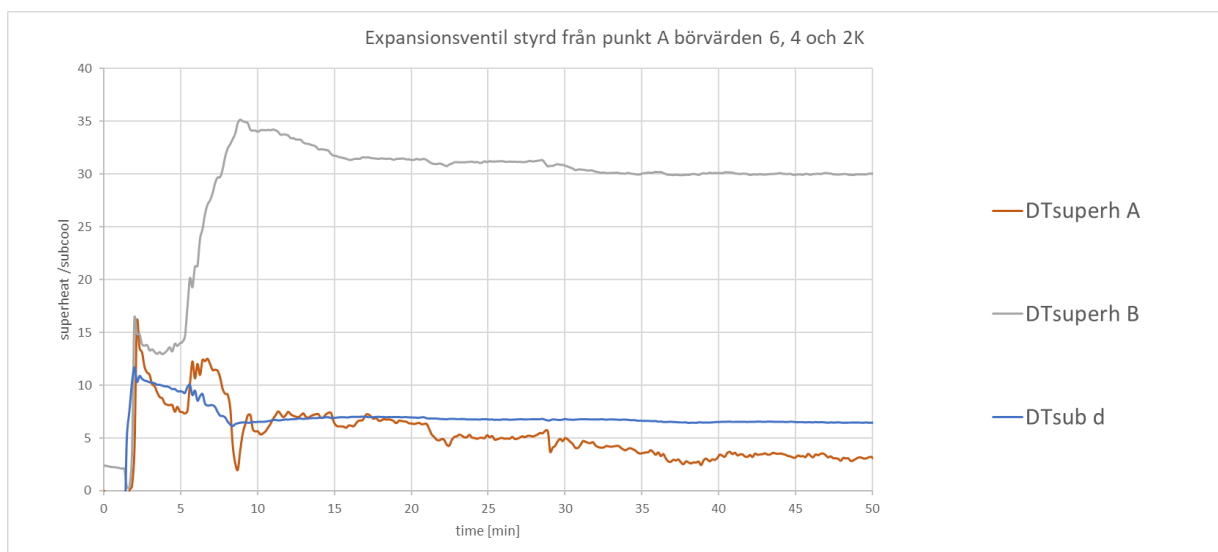
Reglering genom överhettning i A och B

Styrning av expansionsventilen sker traditionellt från tillståndet i punkten A, det vill säga i utloppet av förångaren. En fördel med att mäta ärvärdet i punkten A är att tidsfördröjning mellan förändringar som görs i insignalen, i detta fall öppningsgrad av expansionsventilen, snabbt visar sig i ärvärdet. Historiskt har termostatiska expansionsventiler använts som mätte tillståndet genom att värma en bulb som är i termisk kontakt med köldmedieröret. I detta projekt har elektronisk styrning av expansionsventilen använts, därmed minskas fördröjningar mellan

förändringar av expansionsventilen och det mätta ärvärdet. Som storhet för börvärde används bland annat köldmediets överhettning. För att räkna fram överhettningen mäts temperatur och tryck i punkten.

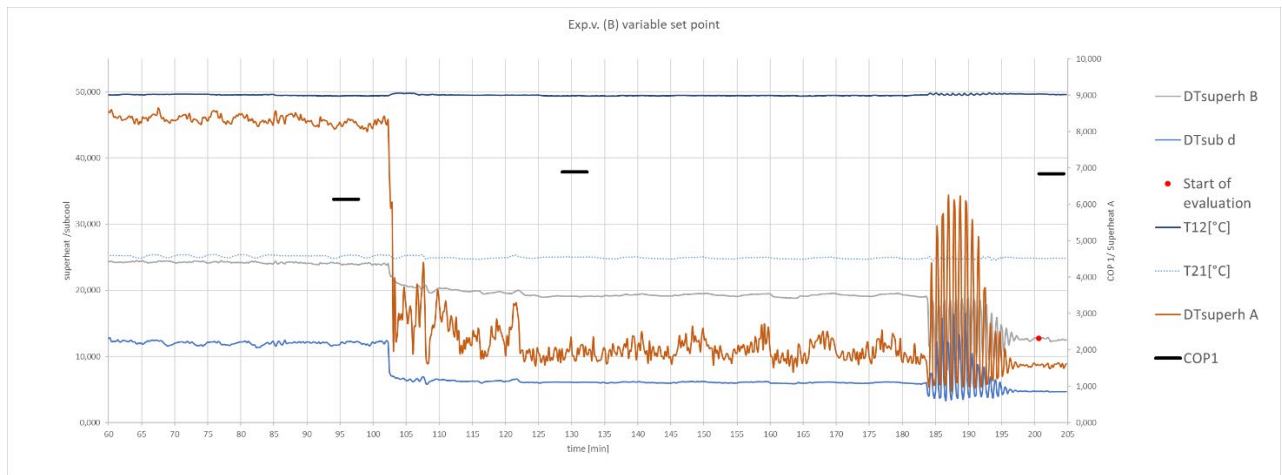
Expansionsventilen var av typen ETS 5M 20 från Danfoss. Och för styrning utifrån överhettning i en punkt användes Danfoss EKE 1C som regulator. För att uppnå tillräckligt hög upplösning på expansionsventilens öppningsgrad krävdes att stegen reglerades ner till ett halvt steg.

En nackdel med att styra expansionsventilen utifrån tillståndet i punkten A är att överhettning på suggasen in i kompressorn i punkten B förutom tillståndet i A påverkas av värmeöverföringen i den interna värmeväxlaren. Detta i sin tur är beroende på temperaturskillnaden mellan vätskan (kondensatet) och suggasen, köldmedieflödet och suggasens ånghalt och om det finns icke kondenserad gas i vätskan. Under de 15 första minuterna i Figur 8 syns det tydligt att överhettningen i A och B har låg korrelation i vissa driftfall.



Figur 8 Exempel på driftdata med styrning utifrån punkt A.

Styrning av expansionsventilen på ärvärdet i punkten B har historiskt inte varit möjligt (eller svårt) för att tidskonstanten har varit för hög mellan att tillståndet i B fastställs till dess att önskade förändringar i expansionsventilen har skett. Med en allt för hög tidskonstant uppstår som bekant självsvängningar som förstärks av reglersystemet. I nuvarande uppställning där temperaturen mäts enligt Figur 5 med dykrör i köldmedieflödet och möjlighet till snabb beräkning i PLCn av styrsignalen till den elektroniska expansionsventilen har projektet visat att det är möjligt att styra expansionsventilen i tillståndet B. Därtill har det i projektet visats att det är möjligt att köra med våt förångning, se Figur 9. Dock behöver reglerområdet där det intermittert kommer in vätska i den interna värmeväxlarens gassida undvikas för att systemet ska vara stabilt och inte komma i självsvängning.



Figur 9 Utdrag ur testning med förångare från Danfoss med olika överhettning. Vid ett börvärde på ~15K överhettning i B är systemet instabilt. En trolig orsak till detta är att det intermittent kommer vätska/droppar in i den interna värmeväxlaren på dess gassida. Vid lägre börvärde sker det kontinuerligt och värmeöverföringen i denna är därmed högre men mer konstant vilket PID regleringen kan hantera. Värt att notera är även den stora skillnaden (0,75) på COP1 beroende på valt börvärde för överhettningen.

Till vänster i Figur 9 fram till 100 minuter är överhettningen i A hög, ~8K, vilket innebär en hög ånghalt och en relativt konstant överhettning i A. När börvärdet i B minskar från 25 till 20 K blir överhettningen i A mindre stabil. Här finns en klar fördel att styra på överhettning i B då denna fortsatt är stabil i området 100 till 185 minuter och lämpar sig därmed som styrsignal utan efterbehandling med filterfunktioner. Därefter börjar troligtvis vätskedroppar intermittent rinna över till den interna värmeväxlaren med ökad värmeöverföring och högre köldmedieflöde som följd under tiden dropparna förångas. Genom att fortsätta att sänka börvärdet på överhettningen i B, vid 195 min, till 15K försvinner överhettningen helt i punkten A och vätska rinner kontinuerligt in i den interna värmeväxlaren. Detta trots att temperaturmätningen visar 2K överhettning i punkten A. Processen blir därmed återigen stabil och kan kontrolleras med PI regulatorn utifrån tillståndet i B. Däremot behöver konstanten för proportionaliteten (P) justeras avsevärt för att regulatorn ska vara anpassad till systemets karaktär. Vid hög ånghalt och därmed låg värmeöverföring i den interna värmeväxlaren krävs ett större proportionell konstant. Systemet kräver stora justeringar av expansionsventilen och är relativt okänslig för yttre förändringar och störningar. När ånghalten minskar och mer vätska når den interna värmeväxlaren ökar värmeöverföringen i denna. Det medför att systemet blir mer känsligt för yttre störningar och justeringar av expansionsventilens läge får större påverkan på processen. I Figur 9 varierades P från 1,6 ner till 0,5.

Om det önskade börvärdet på överhettning i B sattes lägre än den ökning av överhettning som sker i den interna värmeväxlaren, visade det sig att mängden köldmedium som ansamlas i förångaren och den interna värmeväxlaren var alltför stor för att tillräckligt med köldmedium skulle finnas i kondensorn för att säkerställa tillräckligt hög underkyllning så att bubblor i kondensatet undviks. Vid höga temperaturlyft och låga köldmedieflöden visade sig problemen tydligast. Även förångningstemperatur och kondenseringstemperatur påverkar fördelning av köldmedium mellan systemets varma och kalla sida.

Gemensamt för styrning utifrån överhettningen i A och B är att styrningen kunde trimmas med konstanterna för proportionalitet och integrerande återkoppling så att styrningen både var snabb det vill säga att börvärdet uppnås inom någon eller några minuter och stabil vid störningar i processen. Störningarna kunde vara ändrat varvtal och ändrade vattentemperaturer

mot förångaren och kondensorn. Det ska dock påpekas att konstanterna för proportionalitet och integrerande återkoppling behöver justeras utifrån driftfall där energiflödet genom den interna värmeväxlaren har stor påverkan. Vilket i sin tur beror på temperaturskillnad mellan gas och vätska samt kvalitén på gasen i den interna värmeväxlaren.

Reglering genom underkylning

En idé var att styra på underkylningen antingen i punkten D eller i E. Det kunde konstateras att det inte finns en bestämd underkylning som säkerhetsställer att inga bubblor uppträder i punkten D utan att detta är beroende av driftsfall så som kompressorns varvtal och överhettning i punkten B. Därför undersöktes inte reglerstrategin vidare.

Reglering genom temperaturkvot

I projektet föreslogs en styrstrategi där de fyra temperaturerna kring den interna värmeväxlaren används. Den föreslagna styrstrategin är under utredning för en patentansökan. Styrstrategin använder energibalansen i den interna värmeväxlaren. Det vill säga att den energi som upptas av suggasen är lika stor som den energi som kondensat-vätskan avger. Givet att köldmedieflödet är lika på gas respektive vätskesidan av den interna värmeväxlaren fås:

$$h_B - h_A = h_D - h_E \rightarrow Cp_g(T_B - T_A) = Cp_l(T_D - T_E) \quad (1)$$

Där

h_x entalpin i position x

Cp_g värmekapacitet för köldmediet i gasfas, vid till exempel 298K 95,21 J/mol*K

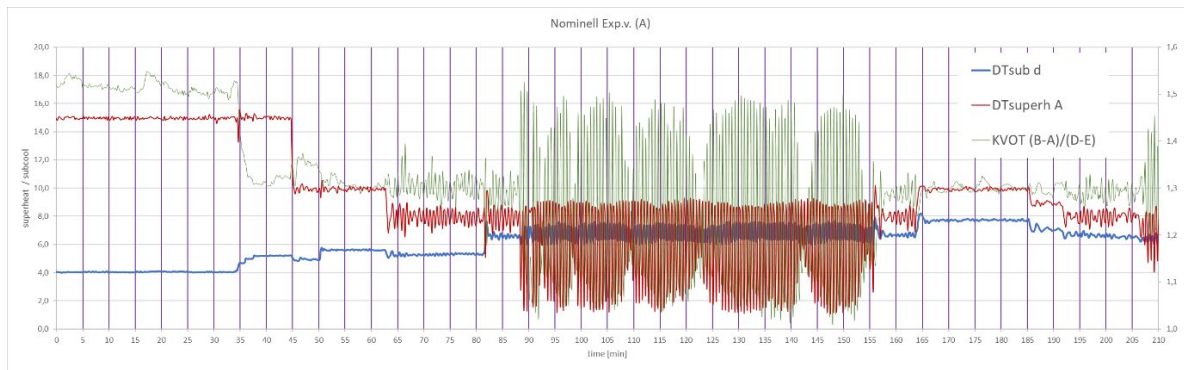
Cp_l värmekapacitet för köldmediet i vätskefas, vid till exempel 298 K 128,4 J/mol*K

T_x temperaturen i position x

Givet att det är ren vätska och ren gas på respektive sida som flödar genom den interna värmeväxlaren fås följande kvot:

$$\frac{(T_B - T_A)}{(T_D - T_E)} = \frac{Cp_l}{Cp_g} \approx 1,35 \quad (2)$$

En kvot bestående av temperaturerna kring den interna värmeväxlaren enligt ekvation 2, som skiljer sig från 1,35 givet uppfyllande av energibalansen, påvisar att det antingen är vätska i suggasen om kvoten är lägre (förångning av vätska sker) eller gas i kondensatet om kvoten är högre (gas kondenserar). För att utvärdera tesen implementerades styrstrategin i Danfoss program kallat Alsmart. En ny regulator (PLC) från Danfoss av typen DPC10 installerades där koden kunde exekveras och testriggen byggdes om för att kunna hantera de nya givarna. Program och implementering finns närmare beskrivet i bilagorna Design Report ecopack 2 och User guide for ecopack controller 2.



Figur 10 Visar den uppmätta kvoten tillsammans med överhettning i A och underkylning i D.

Under de första 30 minuterna i Figur 10 kunde bubblor observeras i synglasen i punkten D. Kvoten var under denna tid högre än 1,35. Efter påfyllning av köldmedium försvann bubblorna och kvoten sjönk under 1,35 vilket stämmer med antagandena i ekvation 2. Vid 63 minuter återkom bubblor i punkten D efter att överhettningen sänkts. Vid 82 minuter fylldes ytterligare några gram köldmedium till dess att inga bubblor kunde observeras i synglasen i punkten D. Vid 88 minuter sänktes börvärdet på överhettningen i A från 8 till 6K. Inga bubblor kunde därefter observeras i synglasen i D men däremot kunde nu vätska i synglasen i B observeras. Systemet uppvisar här stora svängningar både för överhettningen i A och kvot. Att överhettningen i A sjunker och oscillerar pekar mot att vätska/droppar intermittent lämnar förångaren och når den interna värmeväxlaren. Detta trots en relativt hög överhettning i A, ~8K vilket tyder på snedfördelning av köldmedium i förångaren och termisk obalans därefter. Vätskan som lämnar förångaren, förångas inte (helt) i den interna värmeväxlaren. Detta trots att överhettningen i punkten B efter den interna värmeväxlaren oscillerade kring 23 K. Trots att vätska finns i suggasen genom den interna värmeväxlare sjunker inte kvoten konsekvent vilket borde ske enligt ekvation 2. En möjlig anledning till detta är att vätskan inte förångas i den interna värmeväxlaren utan passerar i vätskefas. Se även avsnitt Internvärmeväxlare – IHX GAN

I tidigare mätningar se Tabell 2 och Tabell 3 kunde ett mer förväntat förlopp observeras nämligen att en minskande överhettning i A är korrelerat till en minskande kvot. En trolig förklaring är att gas kvalitén (mängden gas i förhållande till vätska) minskar med minskande överhettning vilket leder till att mer vätska förångas i den interna värmeväxlaren och att täljaren därför i kvoten ($T_B - T_A$) därmed minskar eftersom en del av energin åtgår till att förånga köldmedium istället för att öka temperaturen på denna.

Utifrån ovanstående kunde inga entydiga slutsatser fastställas och det dynamiska förloppet där kvoten används som reglerande systemparameter för att kontrollera expansionsventilen kunde inte utvärderas.

Publikationer

Det ovan redovisade arbetet har ännu inte publicerats i någon vetenskaplig artikel, men kan komma att utgöra underlag för en sådan inom det närmaste året. Däremot har en artikel innehållande en jämförelse mellan propan och isobutan som köldmedium färdigställts och presenterats vid Gustav Lorentzen konferensen i University of Maryland augusti 2024. Artikeln visar att isobutan har flera fördelar jämfört med propan, som något lägre LFL och lägre tryck. Det lägre trycket kan dock också uppfattas som en nackdel då kompressorn måste ha en större slagvolym. Slutsatsen är att isobutan kan vara intressant som köldmedium i värmepumpar, speciellt vid något högre temperaturnivåer. Artikeln finns som bilaga till rapporten.

Vid samma konferens var en av författarna inbjuden att ge ett inledningsanförande. Arbetet med detta har inte direkt finansierats av projektet, men kunskaperna från projektet har bidragit till kvaliteten av inledningsanförandet.

Framtida arbete

Projektet har utarbetat olika mätmetoder och styrstrategier. För att implementera vissa av dessa har det visat sig att design av nuvarande komponenter och delar av köldmedieslingan behöver utvecklas. I vissa önskade driftfall (se Reglering genom överhettning i A och B) uppstår köldmediebrist vilket skulle kunna motverkas genom att en liten köldmedietank (receiver) installeras eller att kondensorn designas så att köldmediemängden tillåts variera utan risk för överfyllning. Samtidigt får köldmediefyllningen inte öka avsevärt för att kunna bibehålla projektets övergripande mål.

Nuvarande förångare och den interna värmeväxlaren verkar lida av snedfördelning med termisk obalans i utloppen som resultat. För att tillfullo kunna dra nytta av designen av köldmedieslingan och för att kunna realisera kvotstyrning behöver detta åtgärdas.

För att kunna vidareutveckla styrningen och därmed både definiera och utöka arbetsområdet och värmefaktor vore det önskvärt att bättre förstå köldmediefördelningen vid olika driftfall. Bra korrelationer saknas framför allt för plattvärmväxlare.

Projektdeltagare

Viktor Ölén – projektledare, Svenska kyl och värmepumpföreningen

Björn Palm – professor KTH

Klas Andersson – Klas Andersson Engineering

Jan Erik Nowacki – Nowab

Matthieu Stoll – Danfoss

Paul Bouteiller – Sanden

Energimyndigheten, finansiering