



TEKNOLOGISK  
INSTITUT

# Pinch point optimeret semikaskadevarmepumpe (PiPoVp)

- Slutrapport for ELFORSK-projekt:  
347-022



**Titel:**

Pinch point optimeret semikaskadevarmepumpe (PiPoVp)

Projektnummer: 347-022.

**Projektkonsortium:**

Frederiksberg Forsyning A/S

Alfa Laval

Vengcon

Svedan Industri Køleanlæg A-S.

Arla Foods amba.

Teknologisk Institut (projektleder)

**Udarbejdet af:**

Teknologisk Institut

Køle- og Varmepumpeteknik

Gregersensvej 2

2630 Taastrup

November 2017

**Forfattere:**

Teknologisk Institut:

Lars Olsen (projektleder)

Claus Madsen (projektleder)

Jóhannes Kristófersson

Rene Christiansen

Rasmus Borup

**Forsidebilleder:**

Øverst: Kompressor i testopstilling.

Nederst: Testopstilling med to kompressorer.

---

## Indholdsfortegnelse

Forord .....	4
Projektdetaljer .....	5
Kort beskrivelse af formål og resultater .....	5
Projektkonklusion og perspektivering .....	7
1. Introduktion .....	9
2. Test af koncept .....	16
2.1. Basiskørsel 1 og 2 .....	19
2.2. Kaskadekørsel 1 .....	20
2.3. Kaskadekørsel 2 .....	23
3. Testresultater .....	26
3.1. Resultater fra Basiskørsel 1 og 2 .....	26
3.2. Resultater fra Kaskadekørsel 1 .....	31
3.3. Resultater fra kaskadekørsel 2 .....	33
3.4. Resultater fra Kaskadekørsel 1 – Højtemperatur .....	35
3.5. Tests sammenlignes med simuleringer .....	38
4. Teoretisk vurdering.....	39
4.1. Overslagsberegning af energieffektiviteten .....	39
5. Konklusion.....	51
6. Referencer.....	52
Bilag 1. Testopstilling og PI-diagrammer .....	53
Bilag 2. Simuleringsresultater .....	58

## Forord

Denne rapport er slutrapport for projektet **Pinch Point** optimeret semikaskadeVarme-Pumpe (PiPoVp) (engelsk titel: Pinch point optimized semi-cascade heat pump (PiPoVP)). Målet for projektet er at udvikle et nyt koncept kaldet en semi-2-trinsvarmepumpe, som muliggør, at varmepumpen på en effektiv måde kan producere varmt vand ved en temperatur på 110 °C, og hvor der er en temperaturstigning på mere end 25 K.

Projektet tager udgangspunkt i anvendelse til industrien, hvor der er behov for høje temperaturer, men konceptet vil kunne videreudvikles i andre sammenhænge.

Forskningsprojektet er støttet af ELFORSK under Dansk Energi.  
Projektnummeret er 347-022.

Projektet er udført i samarbejde mellem følgende virksomheder: Frederiksberg Forsyning A/S, Alfa Laval, Vengcon, Svedan Industri Køleanlæg A-S, Arla Foods amba, Bock (GEA Group Aktiengesellschaft), Carel Nordic og Teknologisk Institut.

Følgende personer har deltaget i projektet:

Jens Peter Truelsen, Frederiksberg Forsyning A/S

Rolf Christensen, Alfa Laval

Kristian Vulff, Vengcon

Brian Hansen, Vengcon

Henrik Clausen, Vengcon

Søren Gram, Svedan Industri Køleanlæg A-S

Francisco Sangüesa, Svedan Industri Køleanlæg A-S

Poul Erik Madsen, Arla Foods amba

Claus Madsen, Teknologisk Institut

Lars Olsen, Teknologisk Institut

Jóhannes Kristófersson, Teknologisk Institut

René Christiansen, Teknologisk Institut

Rasmus Borup, Teknologisk Institut

Projektteamet vil også gerne benytte lejligheden til at takke Jørn Borup, ELFORSK, for værdifuld inspiration.

## Projektdetaljer

<b>Projekttitel</b>	Pinch point optimeret semikaskadevarmepumpe (PiPoVp)
<b>Projektnummer</b>	ELFORSK-projektnummer: 347-022.
<b>Indsatsområde</b>	Industrielle køle-, fryse- og VP-anlæg
<b>Projektleder</b>	Teknologisk Institut, Gregersensvej 2, 2630 Taastrup
<b>Projektpartnere</b>	Frederiksberg Forsyning A/S Alfa Laval Vengcon Svedan Industri Køleanlæg A-S Arla Foods amba Teknologisk Institut
<b>CVR</b> (central business register)	56976116

## Kort beskrivelse af formål og resultater

### *Dansk udgave*

Der udvikles en semi-2-trinsvarmepumpe, der kan anvende bl.a. ammoniak som kølemiddel, og som har til formål at kunne producere varmt vand med en temperatur over 100 °C, hvilket er ret vanskeligt med de varmepumper, der anvendes i dag.

I projektet er mulighederne og afgrænsningerne for det foreslåede koncept blevet undersøgt. De mest lovende udformninger er udviklet, og der er foretaget en beregning af den forventede ydeevne mht. effektivitet. Der er opbygget en laboriemodel af varmepumpen, som kører med isobutan, og som er blevet testet.

Der findes andre varmepumpeløsninger, som kan producere varmt vand ved over 100 °C, men disse har en begrænset udbredelse og er relativt dyre.

I de tilfælde, hvor formålet er at opvarme vandet med mere end ca. 25 K, og trykforholdet er for stort til, at en 1-trinsløsning kan anvendes, vil løsningen også være fordelagtig.

I de tilfælde, hvor trykforholdet er tilstrækkeligt lavt til, at et 1-trinsanlæg kan klare opgaven, vil den udviklede semi-2-trinsvarmepumpe fortsat være mere effektiv, men også dyrere. Den nødvendige temperaturdifferens i kaskadekøleren vil dog i visse tilfælde kunne reducere gevinsten.

Konceptet kan også udnyttes i forbindelse med udnyttelse af overskudsvarme fra køleanlæg, hvor det ønskes at genvinde mere energi, end hvad der kan hentes fra trykgassen alene.

Formålet med projektet er sammen med firmaer fra ind- og udland at konceptudvikle en ny type kaskadevarmepumpe, som vil have et stort potentiale i bl.a. industrien og i fjernvarmesystemer. I projektet vil der blive fokuseret på kølemidlerne ammoniak og isobutan, der begge er naturlige kølemidler. Både fordi teknologien vil kunne finde anvendelse uden for industrien, men også fordi teknologien vil kunne anvendes i forbindelse med varmegenvinding fra køleanlæg generelt.

Varmepumpeopbygningen er simuleret for bedst muligt at bestemme et optimeret "mellemtryk". Der er designet og opbygget en forsøgsmodel med isobutan på både høj- og lavtrykstrinnet, således at funktionaliteten og effektiviteten af konceptet er blevet eftervist. Isobutan er valgt for at holde anlæggets størrelse nede, og så er dette kølemiddel yderst interessant, i og med at der kan opnås en meget høj temperatur grundet det relativt høje kritiske punkt og det relativt lave arbejdstryk. Kølemidlet er ligeledes valgt, da det giver en smart løsning med ammoniak på det laveste tryktrin og isobutan på det øverste trin.

Projektet vil kunne medvirke til, at store dele af den energi, som ellers spildes, vil kunne genvindes og i stedet anvendes internt i virksomhedernes processer.

#### *English version*

A semi-2-stage heat pump with ammonia as one of the refrigerant possibilities has been developed. It is designed to be able to produce hot water at temperatures above 100 °C, which is normally difficult to produce by heat pumps today.

The project examines the possibilities and boundaries of the proposed concept. The most promising designs are developed and calculations of the expected performance are carried out in order to estimate the expected efficiency. A laboratory model of the heat pump is built and tested using isobutane as the refrigerant.

There are other heat pump solutions that can produce hot water at temperatures above 100 °C, but these solutions typically have a limited distribution and a relative high cost.

In cases where the purpose is to heat water by more than approximately 25 K, and the pressure ratio is too large for a 1-stage solution, then this solution will be advantageous for this application.

In cases where the pressure ratio is sufficiently low, a 1-stage system can fulfil the requirements. However, the developed semi-2-stage heat pump will still be more effective, but also more expensive. The required temperature difference in the cascade chiller may in some cases reduce the advantages. The concept may also be applied for utilization of surplus heat from cooling plants, where it is wanted to recover more energy than achieved from the pressure gas alone.

The objective of the project is to develop a concept for a novel type of cascade heat pump, together with companies from home and abroad, which will have a large potential for application in particular industrial and district heating systems.

The focus will be on the ammonia and isobutane refrigerants, which both are natural refrigerants, because the technology can also be applied outside the industry, but also because the technology can be used in connection with heat recovery from the refrigeration systems in general.

The heat pump performance has been simulated, to optimize the "intermediate pressure". An experimental model is designed and built using isobutane for both the low and high pressure stage, to demonstrate the functionality and efficiency of the concept. By using isobutane, it is possible to reduce the size of the plant and apply a high temperature due to its high critical point and low working pressure. This refrigerant is also chosen because it fits well as a smart solution with ammonia at the low-pressure stage and isobutane at the high-pressure stage.

The project will contribute to recover much of the energy that otherwise will be wasted and instead use it internally in the industrial processes.

### **Projektkonklusion og perspektivering**

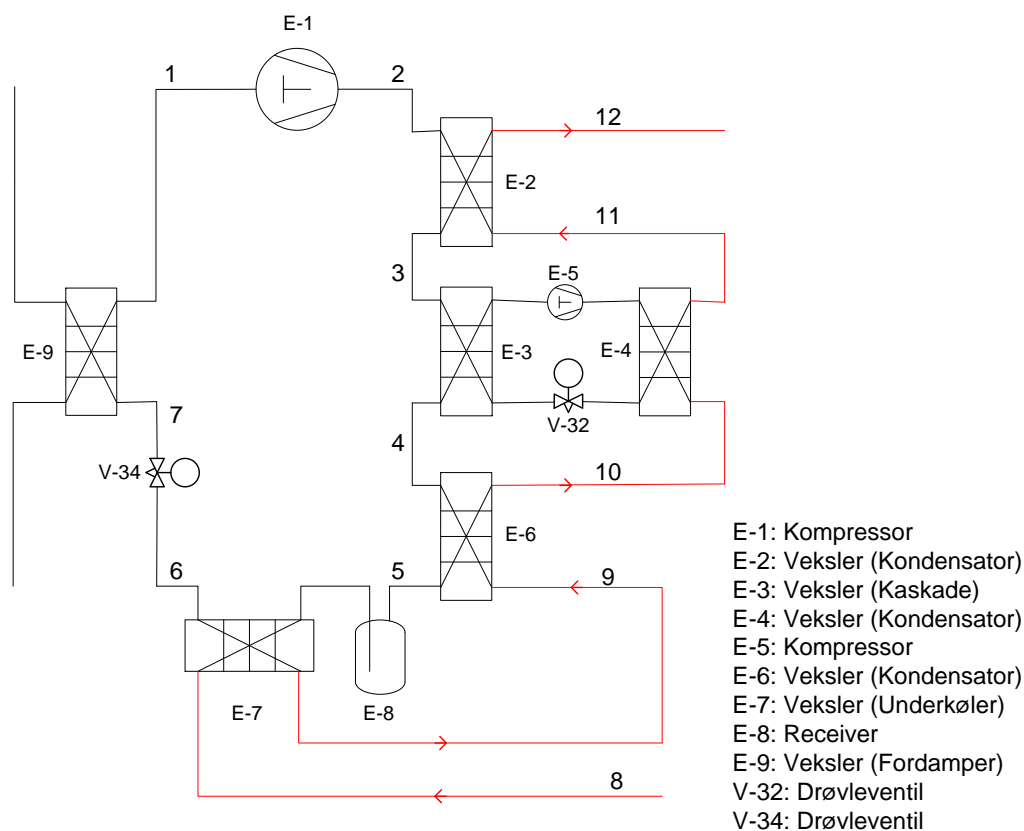
Projektet har været en succes, i og med at der er udviklet et nyt varmepumpedesign, som med fordel kan anvendes, når der er behov for høje fremløbstemperaturer på op til 120 °C – 130 °C, og hvor temperaturgradienten er relativt stor. Dette giver en række muligheder for anvendelse af konceptet i procesindustrien – fx til pasteurisering, fjernvarmenettet og ved udnyttelse af overskudsvarme fra køleanlæg.

Projektet har også vist, at kombinationen af ammoniak og isobutan er en velegnet løsning til at opnå disse høje temperaturer. Der er nogle spørgsmål, der stadig bør arbejdes med for at give en sikker implementering af teknikken. Eksempler på dette er ønsker om bedre vurderingsmuligheder for levetider for kompressorerne og om muligheder for valg af olie. Ligeledes vil der være behov for at opnå driftserfaringer med teknikken.

Projektet har også vist, at det vil være muligt at erstatte gas som den traditionelle energikilde i de processer, hvor der er behov for at anvende høje temperaturer.

Udgangspunktet for konceptet var i sin enkle form en videreudvikling af kaskadeprikkippet. Kaskadeprikkippet bygger på, at energien løftes fra en lav temperatur til en højere temperatur i flere omgange – dvs. ved hjælp af to eller flere varmepumper.

I det foreslåede koncept kaldet "semikaskadevarmepumpe" er der taget udgangspunkt i en anlægskonfiguration som vist på nedenstående Figur 1:



**Figur 1: Princip for varmepumpe med semikaskadekonceptet.**

Udgangspunktet for konceptet er at få lavtrykstrinnet til at generere så stor en del af temperaturløftet på vandet som muligt. Hvis formålet fx er at hæve vandtemperaturen fra 40 °C til 80 °C med kølemidlet ammoniak, så ville man kunne introducere et slags semikaskadeanlæg, hvor det øverste trin kun løftede en meget beskedne andel af den samlede effekt. Udfordringen har været, om man vil kunne finde varmevekslere, der kan løse opgaven, i og med at der er relativt store volumenstrømme samtidig med relativt små effekter, hvilket har vist sig ikke at være praktisk muligt inden for projektets rammer.

Når denne metode anvendes, reduceres det nødvendige kompressorarbejde, da kun en mindre del af kølemidlet fra lavtrykstrinnet vil skulle komprimeres op til det høje tryk i modsætning til normale kaskadeanlæg, hvor alt kølemiddel skal komprimeres op fra lavtrykstrinnet. Det er vurderet, at der er et besparelspotentiale på op til 15 % på anlæggets effektivitet.

Designet kan med fordel også anvendes ved integration med køleanlæg, hvorfra udnyttelse af overskudsvarme er ønskelig. Ved indkobling af en mindre varmepumpe på toppen af et køleanlæg vil dette koncept kunne løfte en vis procentdel af energien til et niveau, som er nødvendigt i forhold til opvarmning af vandet. Varmegenvindingsandelen kan øges betydeligt i forhold til udelukkende at anvende energien fra køleanlæggets overhedning, hvilket ellers er normal praksis. Denne metode vil medføre et relativt lille kompressorarbejde, og vandtemperaturen kan blive relativt høj, da der ikke på samme måde er en begrænsning af kompressorens trykrørstemperatur.



## 1. Introduktion

### Generelt

I varmepumper, der anvender kølemidler, hvor kondenseringen sker ved en konstant temperatur, afsættes langt størstedelen af energien under kondenseringen. Når gassen fra kompressoren har passeret det punkt, hvor gassen begynder at kondensere (pinch-pointet), divergerer temperaturforløbene for vandet og kølemidlet, indtil al kølemidlet er kondenseret. Designmæssigt udnyttes den stigende temperaturforskel hen igennem varmeveksleren kun til at reducere arealet på varmeveksleren, men hvis temperaturforskellen i stedet anvendes til at generere et *lavere kondenseringstryk* – specielt for varmepumper, som skal opvarme vandet over et relativt stort temperaturinterval – kan der opnås en væsentlig større effektivitet (COP).

Et alternativ til et lavere kondenseringstryk er at generere et *trykfald i kondensatoren*, som matcher temperaturprofilen på vandsiden. Derved vil der kunne opnås en større ydelse pr. kg cirkuleret kølemiddel, og resultatet svarer i princippet til, at der anvendes en underkøler i en traditionelt designet varmepumpe. Problemet her er dog, at når anlægget arbejder i delast, så vil trykfaldet blive reduceret, og den positive effekt kan således ikke fastholdes.

### Det nye koncept

Overordnet set er der i projektet arbejdet med at optimere princippet i et kaskadeanlæg i forbindelse med varmepumper, hvor vandet opvarmes over et relativt stort temperaturinterval. Det udnyttes, at en del af opvarmningen af vandet vil kunne ske via lavtryksdelens højtryksside, hvorved højtryksdelens kompressor kun skal komprimere en mindre mængde kølemiddel op til det høje tryk, hvorved der spares energi.

Ved konceptet vil trykket (og dermed temperaturen) altså kun blive boostet i det interval, hvor temperaturen på lavtryksdelen ikke er høj nok til, at energien fra kølemidlet kan afleveres til vandet. Dette interval omkranser pinchpointet, og hvor meget energi, der løftes på hver side af pinchpointet, afhænger af de valgte kondenserings- og fordampningstryk på lavtryksdelen samt af temperaturerne på det opvarmede vand.

Den foreslåede løsning vil overgå den traditionelle måde at bygge 2-trinsanlæg på med hensyn til effektfaktoren. I situationer, hvor 1-trinsanlæg i dag vil være den mest oplagte løsning, vil der med denne nye systemopbygning også kunne opnås et mere energieffektivt system, men prisen vil være højere. Det forventes dog, at omkostningerne i mange tilfælde vil kunne opvejes af driftsbesparelserne.

Der vil også kunne opnås en fordel ved, at der bygges et lille 1-trinsanlæg oven på et køleanlæg i forbindelse med varmegenvinding, hvis dette integreres korrekt. Ved konceptet kan der genvindes mere energi, end hvad der ligger i trykgassen alene. Den traditionelle løsning i forbindelse med varmegenvinding er i dag, at der monteres en overhedningsfjerner i serie med en ren kondensator. Det nye koncept vil kunne genvinde en langt større andel, og effektfaktoren for den lille ekstra varmepumpe vil være stor.

Ideen til at opbygge en varmepumpe efter det nye koncept stammer fra et netop afsluttet ELFORSK-projekt 'Energieffektiv Ammoniakvarmepumpe projekt /1/'. I dette projekt blev

en ide om at optimere en varmepumpe, ved at man **splitter** kondensatoren i to dele, hvorved der enten kunne opnås en større effektfaktor ved samme uændrede areal, eller man kunne anvende den samme kondenseringstemperatur, men med et mindre areal, dokumenteret. Samtidig kunne en af de to delstrømme levere en temperatur på over 100 °C, og den afsatte energimængde lå et godt stykke over, end hvad der kunne opnås ved kun at udnytte den overhede trykgas.

Resultaterne i det afsluttede projekt /1/ anvendes også i FOSCAP-projektet under EUDP-programmet, hvor et af de væsentligste punkter er at optimere varmevekslere med hensyn til areal og pris samt styring af fordelingen af ydelserne og temperaturerne, når der anvendes to vekslere.

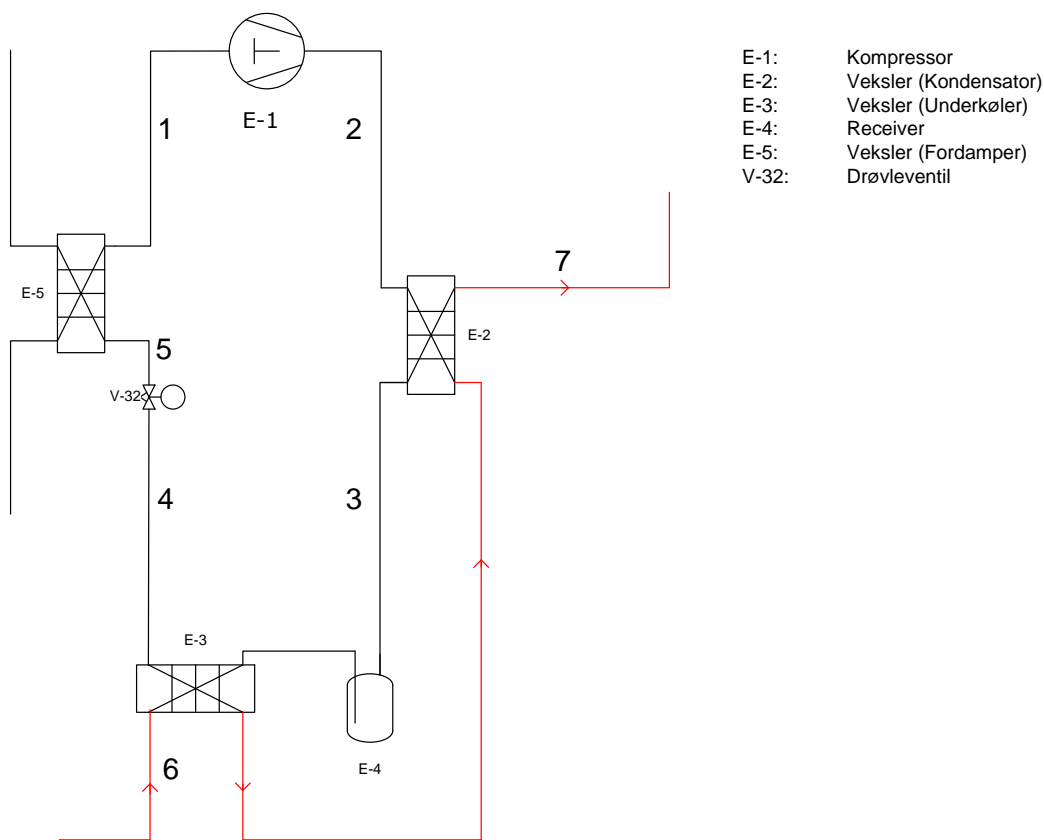
Skal kondenseringstemperaturen længere ned, end hvad splitkondensatorprincippet tillader, så vil de to temperaturkurver for vand og kølemiddel krydse hinanden. Dette problem kan løses ved det foreslåede semikaskadeprincip. I samme omgang vil det også løse problemet med, at trykrørstemperaturen bliver for høj, når trykforholdene når en vis størrelse, hvilket er tilfældet i mange processer i industrien.

Hvordan, dette ser ud, fremgår tydeligst, hvis man indtegner temperaturforløbet for kølemidlet (sort streg) og vandet (rød streg) i et T-S-diagram. Se fx Figur 3.

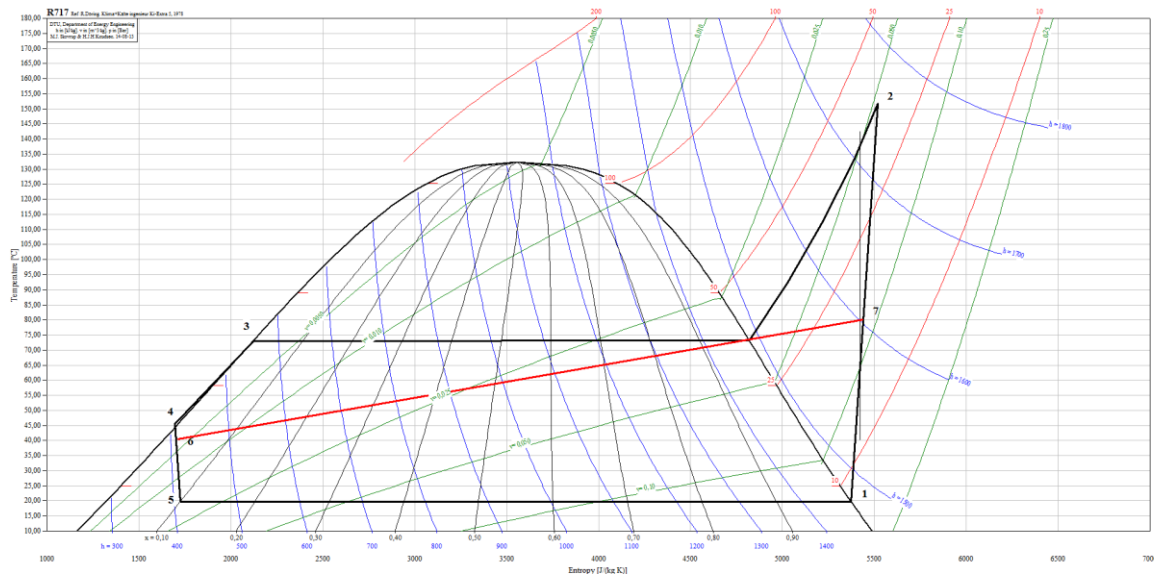
### **Varmepumpe med 1-trinsproces og underkøling**

I Figur 2 og Figur 3 skitseres en simpel 1-trinskredsproces med underkøler. Vand opvarmes fra 40 °C til 80 °C. Kølemidlet er ammoniak, og fordampnings- og kondenseringstemperaturen er sat til henholdsvis 20 °C og 74 °C. Kondenseringstemperaturen er valgt, så temperaturdifferensen i pinchpointet er lig 0 °C, hvilket selvfølgelig ikke er praktisk muligt.

I praktiske installationer ligger kondenseringstemperaturen typisk på niveau med vandets fremløbstemperatur. I forbindelse med netop varmepumper, som arbejder med store temperaturforskelle på det opvarmede vand, kunne der være en stor fordel ved at kunne sænke kondenseringstemperaturen, uden at arealet for kondensatoren øges væsentligt.



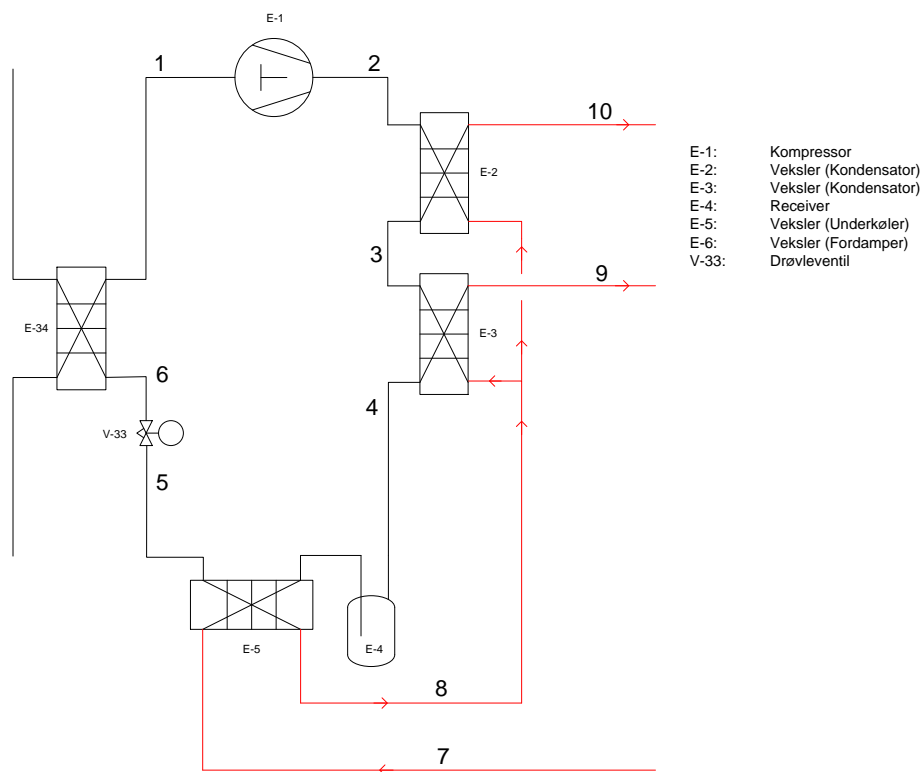
Figur 2. Princip for varmepumpe ved 1-trinsproces med underkøler.



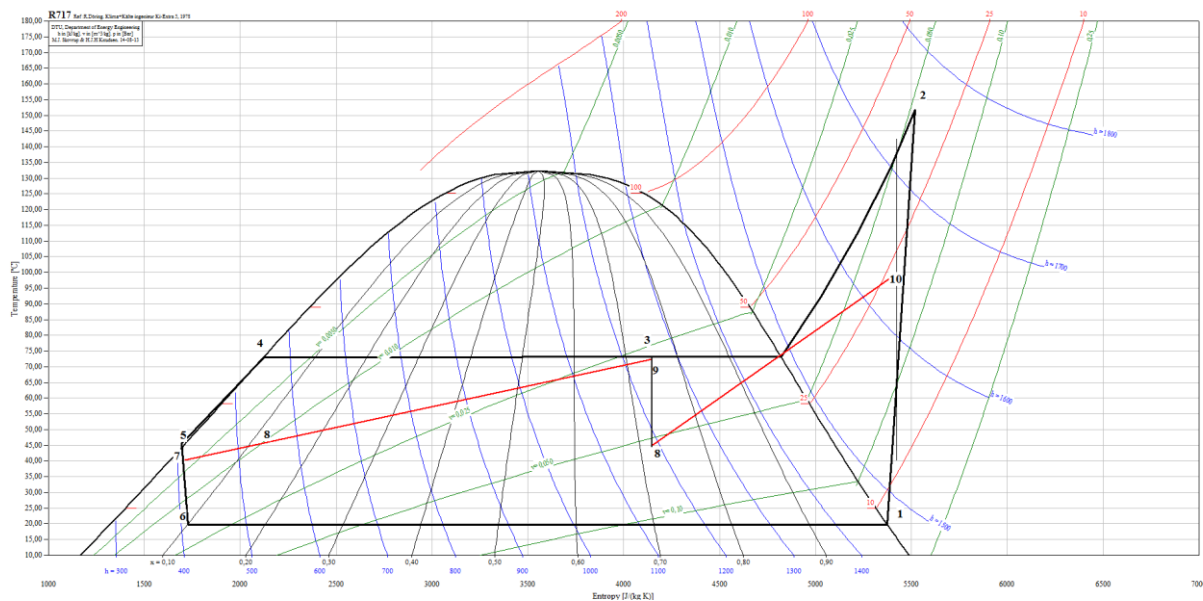
Figur 3. T-S-diagram for varmepumpe ved 1-trinsproces med underkøler.

### Varmepumpe med splitkondensator

Dette blev løst i forbindelse med ELFORSK-projektet /1/, hvor splitkondensatorkonceptet blev udviklet. Det fremgår af Figur 4 og Figur 5, hvordan konceptet er opbygget, og hvordan temperaturprofilerne ser ud. Blandes de to delstrømme fra de to kondensatorer efterfølgende, kan der opnås samme sluttemperatur som i eksemplet beskrevet ovenfor.



Figur 4. Princip for varmepumpe med splitkondensator.

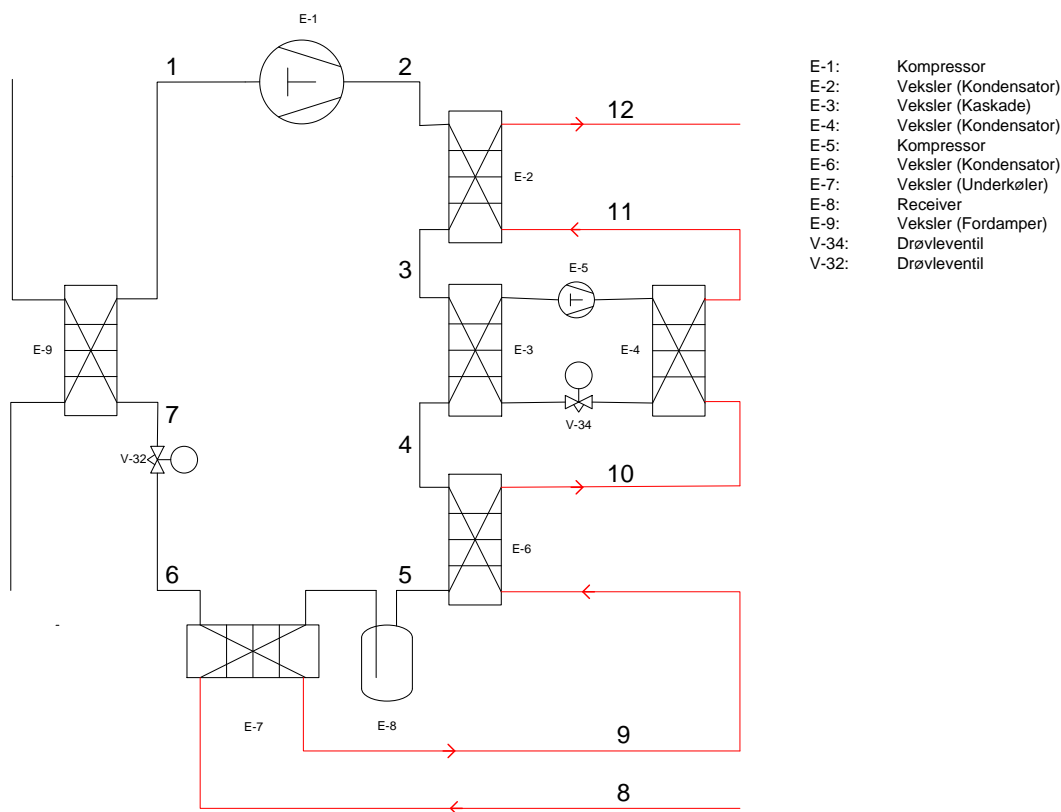


Figur 5. T-S-diagram for varmepumpe med splitkondensator.

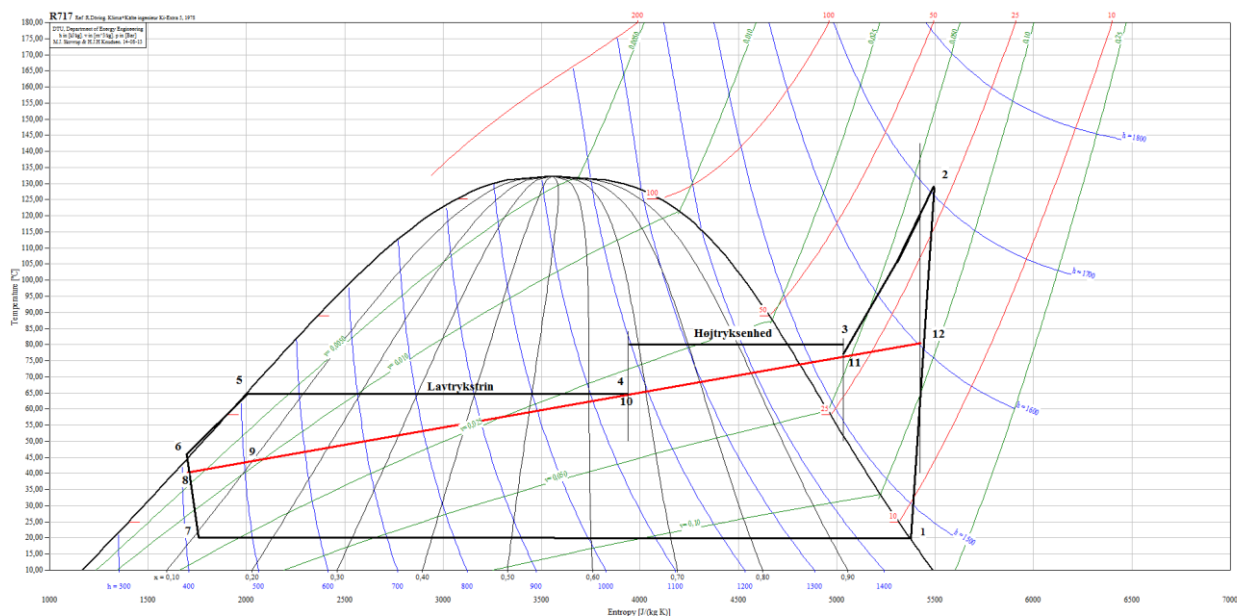
Som der fremgår af diagrammet, så ligger kondenseringstemperaturen på stort set samme temperaturniveau som ved 1-trinsprocessen. Det er alene splittet, der medfører, at arealet kan holdes nede, og dokumentation for dette kan findes i rapporten fra projektet under ELFORSK /1/. Det ses klart, at der hentes en relativt stor energimængde ud ved temperaturer omkring 100 °C.

### Semikaskadevarmepumpe

I forbindelse med det nye semikaskadevarmepumpekoncept, se Figur 6 og Figur 7, så svarer det til, at varmepumpeprincippet med 1-trinsvarmepumpe er udbygget med en lille varmepumpe. Denne ekstra varmepumpe løfter kun temperaturniveauet i det interval, hvor kondenseringstemperaturen ellers ville ligge under den (røde) kurve, som viser forløbet af det opvarmede vand. Den lille varmepumpekreds er ikke indtegnet i T-S-diagrammet. Først løber gassen igennem en varmeveksler (E-2), der afkøler gassen, som opvarmer vandet til sluttemperaturen, for derefter at passere kaskadeveksleren (E-3), hvor gassen afkøles yderligere og samtidig gennemgår en partiel kondensering for til sidst at afgive den resterende kondenseringsenergi i den efterfølgende varmeveksler (E-6). Kondensatet slutter med at blive afkølet i underkøleren (E-7) af vandet, der starter sin opvarmning her.



Figur 6. Princip for varmepumpe med semikaskadekonceptet.



**Figur 7. T-S-diagram for varmepumpe med semikaskadekonceptet.**

Kondenseringstemperaturen er sat til 65 °C for at vise princippet. Det ses også tydeligt, at trykgastemperaturen er blevet reduceret i forhold til trykgastemperaturen ved 1-trins anlægget (sammenlign Figur 5 og Figur 7).

### **Kølemaskine med luftkølet kondensator og varmegenvinding**

Figur 8 og Figur 9 viser et eksempel, hvor en lille varmepumpe bygges oven på en kølemaskine, hvorfra overskudsvarmen ønskes udnyttet. Der er vist relativt mange temperaturkurver i dette diagram. Til højre i diagrammet, hvor gassen forlader kompressoren, findes fire temperaturlinjer for vand, hvoraf tre af dem opvarmes til 70 °C (blå, lilla og grøn linje), og den sidste (røde linje) opvarmes til 90 °C. De tre temperaturlinjer, som varmes til 70 °C, adskiller sig fra hinanden ved at have forskellige hældninger og længder. Forskelle i længden viser, hvor meget energi der varmegenvindes fra køleanlægget. Den korteste (grønne) linje viser det typisk mest anvendte princip i dag, og den næstlængste (lilla) linje viser, hvad der kan opnås ved at anvende splitkondensatorprincippet. Den sidste (blå) linje viser et eksempel på, hvad der kan opnås ved at installere en varmepumpe ovenpå. Hældningen på denne kurve kan i princippet vælges frit, men hvilken udformning, der kan betale sig, skal analyseres i projektet. Den fjerde (røde) linje med vand, som varmes til 90 °C, adskiller sig blandt andet ved, at al energien til opvarmning af vandet løftes op ved hjælp af varmepumpen bygget ovenpå, da starttemperaturen på vandet ligger over køleanlæggets kondenseringstemperatur.



## 2. Test af koncept

For at kunne teste det nye princip med 2-trinskaskadevarmepumpe er der bygget en testopstilling som vist på figurerne 10a til 10e. Testopstillingen består af varmepumpen, der er placeret i en container sammen med elinstallation og måleudstyr.



**Figur 10a. Varmepumpeopstilling.**

Varmepumpeinstallationen med køle- og vandkreds er opbygget af Svedan Industrikøle-anlæg, se billede på forsiden. Elinstallationen, der omfatter eltavle med styring, er udført af Vengcon. Varmevekslere er designet og leveret af Alfa Laval. Kompressorer er sponsoreret af Bock (GEA Group Aktiengesellschaft), se billede på forsiden, som også har leveret teknisk input vedrørende kompressorer. De elektroniske ekspansionsventiler er leveret af Carel Nordic, som også har været sparringspartner omkring brug af ventiler.





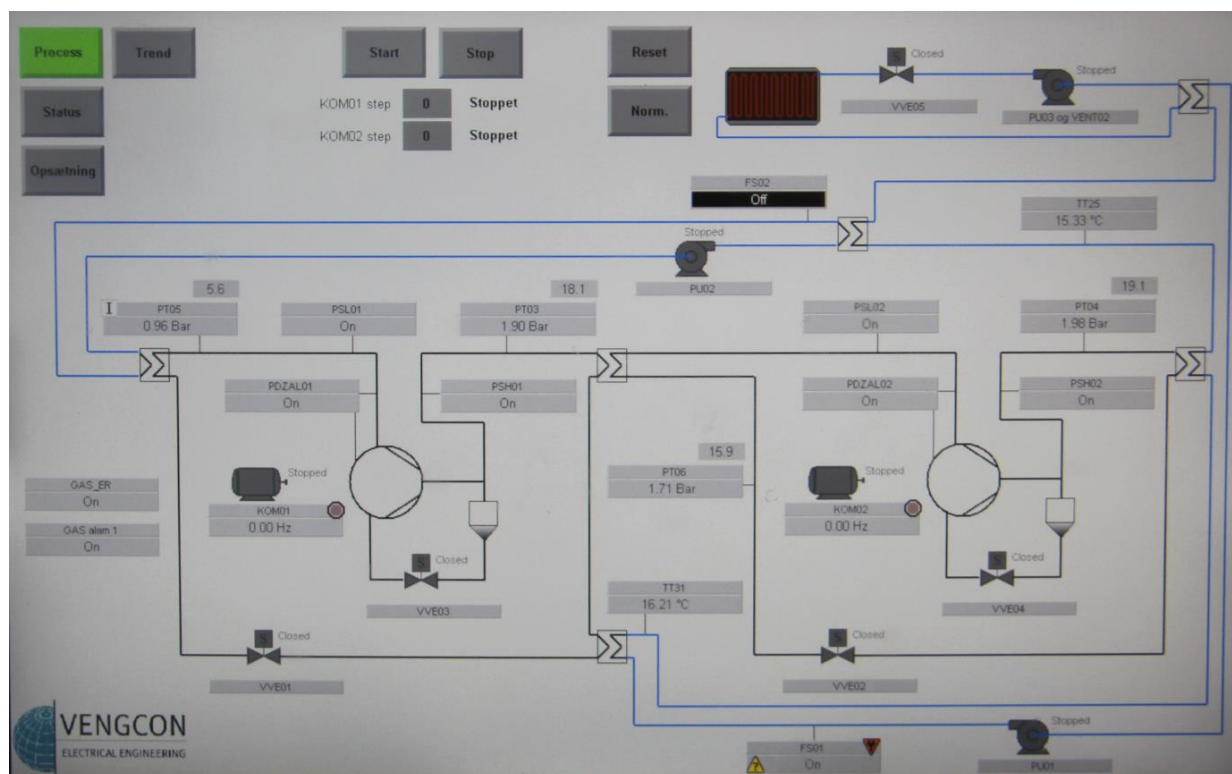
Figur 10b. Varmepumpeopstillingen placeret i container.



Figur 10c. Varmepumpeopstillingen.



Figur 10d. Varmepumpeopstillingen, styretavle.



Figur 10e. Varmepumpeopstillingen. Skærbillede af styringen.

Da kølemidlet er brandbar isobutan R600a, skal der tages specielle hensyn til installationen. Containeren er opdelt i to rum, ved at der er bygget en lufttæt væg mellem rummet med udstyr (elinstallation og måleudstyr) og rummet med selve varmepumpen, der er vist på Figur 10b. I rummet med varmepumpen er der placeret en gassensor, som måler koncentrationen af isobutan i luften. Ved for høje koncentrationer startes en udsugningsventilator. Hvis koncentrationen fortsætter med at stige, vil spændingen blive afbrudt til hele anlægget inde i den zone, hvor der er målt isobutan, for at udelukke mulige antændelseskilder.

Selve varmepumpesystemet har to kølekompressor. En LP-kompressor (Low Pressure), som kører på lavtrykstrinnet, og en HP-kompressor (High Pressure), som kører på højtrykstrinnet – dvs. kaskadedelen (se Figur 1 og PI-diagrammer i Bilag 1).

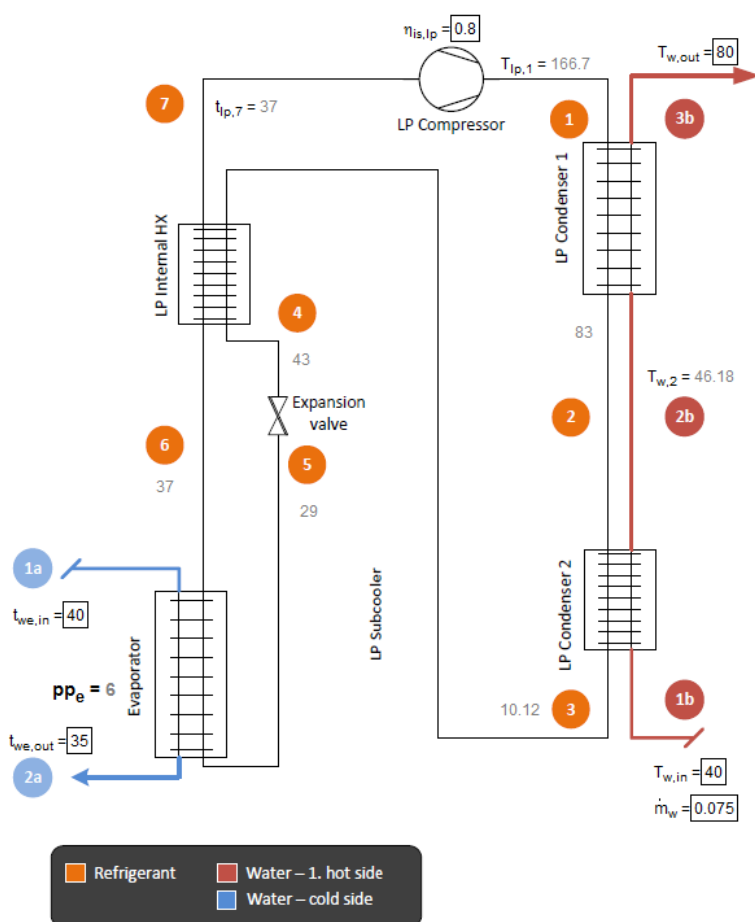
Der er installeret 12 pladevarmevekslere, og systemet er forbundet på en sådan måde, at det er muligt at anvende fire forskellige kombinationer, som vist på PI-diagrammer i Bilag 1. På PI-tegningerne er den vej, som kølemiddel og vand strømmer, markeret med en tyk streg. Der er derved mulighed for at afprøve forskellige varmepumpekonfigurationer.

De forskellige konfigurationer, som afprøves, er:

- Basiskørsel 1 (1-trinsvarmepumpe uden kølemiddel gennem sugegasveksler)
- Basiskørsel 2 (1-trinsvarmepumpe med kølemiddel gennem sugegasveksler)
- Kaskadekørsel 1 (kaskadeveksler på den varme side med varm gas fra lavtrinskompressor og med partiel kondensering)
- Kaskadekørsel 2 (kaskadeveksler har en blanding af gas og væske på den varme side og har ren kondensat på afgang).

## 2.1. Basiskørsel 1 og 2

For at kunne sammenligne forbedringer på varmepumpekredsen er der foretaget målinger på en basiskreds, hvor testopsætningen kører som en helt almindelig 1-trinsvarmepumpe, som er vist forenklet på Figur 11 og på PI-diagram i Bilag 1 (Figur B.2 og Figur B.3). Her består systemet af to vandkredse og af én kølemiddelkreds. Kaskadedelen af opstillingen står stille ved denne kørsel.



Figur 11. Simplificeret diagram af Basiskørsel 1.

Vandet på kildesiden ("Water - cold side") strømmer ind til fordamperen ved 1a og ud ved 2a. Herved trækkes varmen til varmepumpen ud af vandstrømmen. På den side, som skal opvarmes – dvs. aftagersiden – kommer vandet ind til underkøleren på kølemiddelsiden ved 1b og forlader den ved 2b. Derefter kommer vandet til kondensatoren og strømmer fuldt opvarmet ud af varmepumpen ved 3b.

På kølemiddelsiden strømmer kølemidlet ind til kondensatoren ved 1 og videre til underkøleren 2. Fra underkøleren 3 strømmer kølemidlet videre igennem sugegasveksleren 4 i

Basiskørsel 2 og udenom denne i Basiskørsel 1. Kølemidlet strømmer gennem ekspansionsventilen 5 inden fordamperen. Efter denne 6 strømmer tørfordampet kølemiddelgas igennem sugegasveksler 7 til kompressoren for Basiskørsel 2 og udenom sugegasveksler ved Basiskørsel 1.

Ved Basiskørsel 2 blev følerne til ekspansionsventilen flyttet til den anden side af sugegasvarmeveksleren for at undersøge stabiliteten. Det har tidligere været umuligt at anvende denne placering pga. de svingninger, som opstår ved reguleringen af kølemiddelmængden ind til fordamperen. I projektet ønskes det undersøgt, om det vil være muligt at indstille de elektriske ekspansionsventiler, så de kan fungere ved denne placering. På denne måde flyttes en stor del af overhedningen ud af fordamperen og over til sugegasveksleren.

## 2.2. Kaskadekørsel 1

For at teste hvor stor en forbedring af COP, der kan opnås ved kaskadekørsel, blev vand- og kølemiddelflowet omdirigeret på testopstillingen vha. de installerede ventiler. Dette ses i PI-diagram i Bilag 1 (Figur B.4) og er simplificeret på Figur 12a.

Ved Kaskadekørsel 1 bruges højtrykskredsens fordamperside til at afkøle lavtryktrinnets trykgas og til delvist at kondensere denne.

Opstillingen består af fire vandkredse og to kølemiddelkredse.

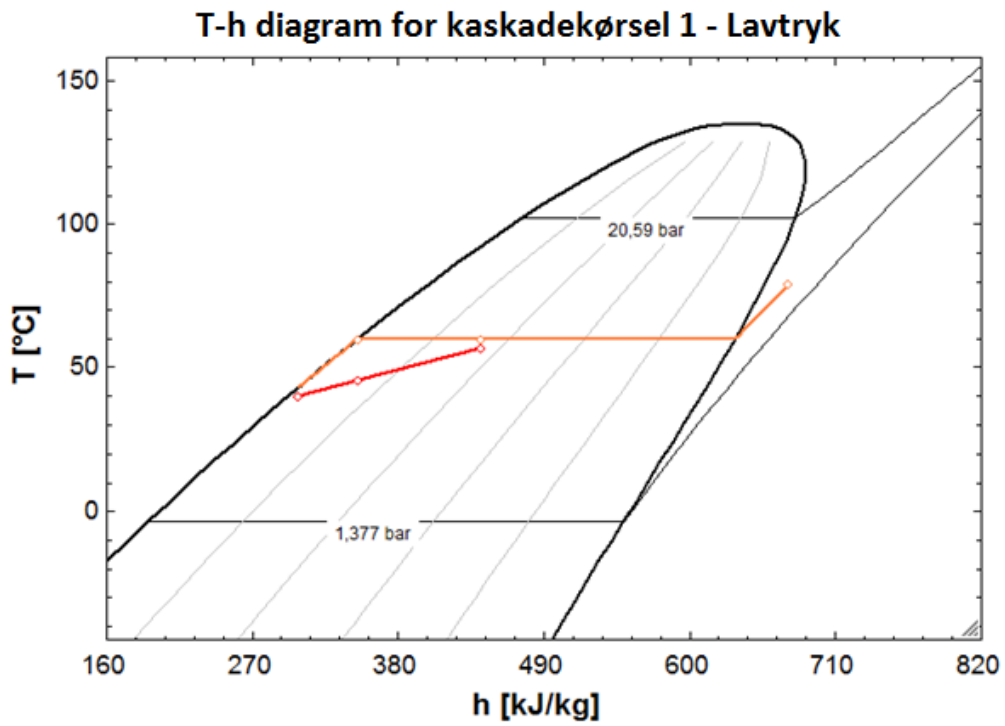
*Vandet på kildesiden* strømmer til fordamperen via 1a og ud igen via 2a.

På *varmeaftagersiden* strømmer en del af vandet ("Water-1 hot side") 1b ind til lavtrykstrinnets underkøler og derfra over til kondensatoren 2b på lavtryktrinnet. Fra kondensatoren opvarmes strømmen 3b i en af to underkølere på højtrykstrinnet til 4b. Vandstrøm 2 ("Water-2 hot side") strømmer først til den anden underkøler på højtrykstrinnet 1c og blandes 2c derfra med vandstrøm 1. Sammen strømmer de som vandstrøm 3 ("Water-3 hot side") ind til kondensatoren ved 1d på højtryksvarmepumpen for at blive opvarmet til afgangstemperaturen ved 2d.

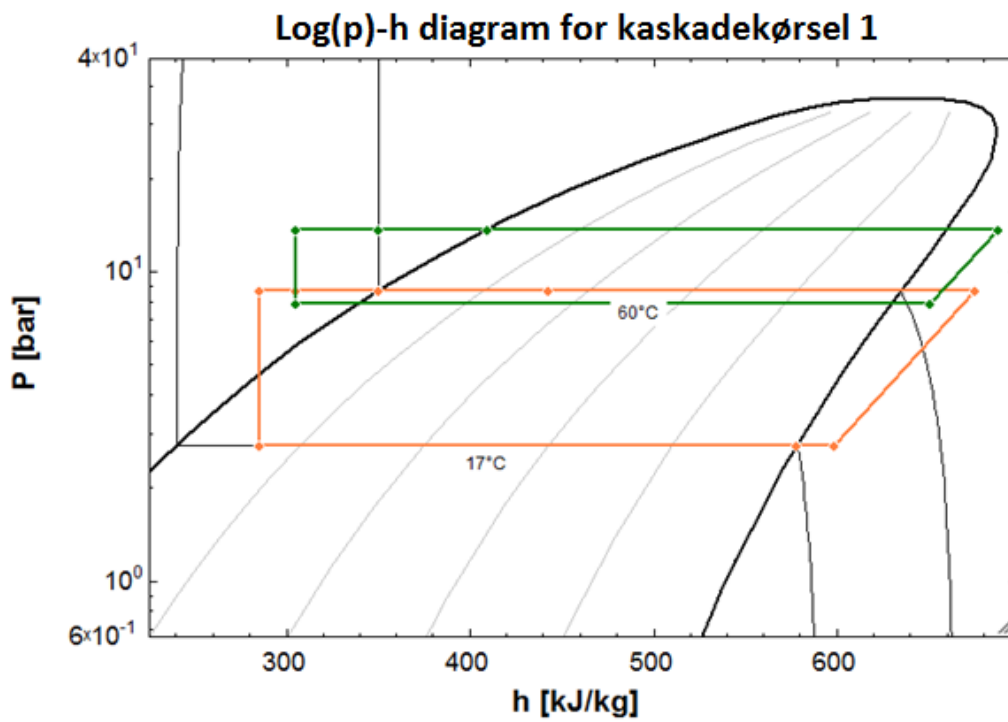
På *højtrykstrinnet* strømmer kølemidlet fra kompressoren til kondensatoren 1 og derfra ned i receiveren 2. Fra receiveren strømmer kølemidlet som væske først igennem underkøler 1 (ved punkt 3) og derefter igennem underkøler 2 (ved punkt 4) til ekspansionsventilen 5. Fra ekspansionsventilen strømmer væsken til kaskadekøleren 6, hvor den fordamper ved delvist at kondensere gas fra lavtrykskompressoren. Fordampnet gas strømmer fra kaskadekøleren til højtrykskompressoren 7.

Temperaturgradienterne i hver af varmevekslerne kan aflæses på Figur 12a og ses i nedenstående T-h-diagrammer (Figur 12b og Figur 12c). Endvidere er semikaskadevarmepumpens kredsproces indtegnet i log(p)-h-diagram (Figur 12d).





Figur 12c. T-h-diagram for lavtryksdelen for Kaskadekørsel 1.



Figur 12d. Log(p)-h-diagram for Kaskadekørsel 1.

### 2.3. Kaskadekørsel 2

Systemet er vist i et simplificeret diagram på Figur 13a og i PI-diagram i Bilag 1 (Figur B.5). Systemet er delt op i fem vandkredse og to kølemiddelkredse.

Vandkredsene er delt op i fire kredse på den varme side og én på den kolde side.

Det *kolde vand* strømmer gennem fordamperen på lavtrykstrinnet ("Water-cold side"). Vandet på kildesiden strømmer ind til fordamperen ved 1a og ud ved 2a.

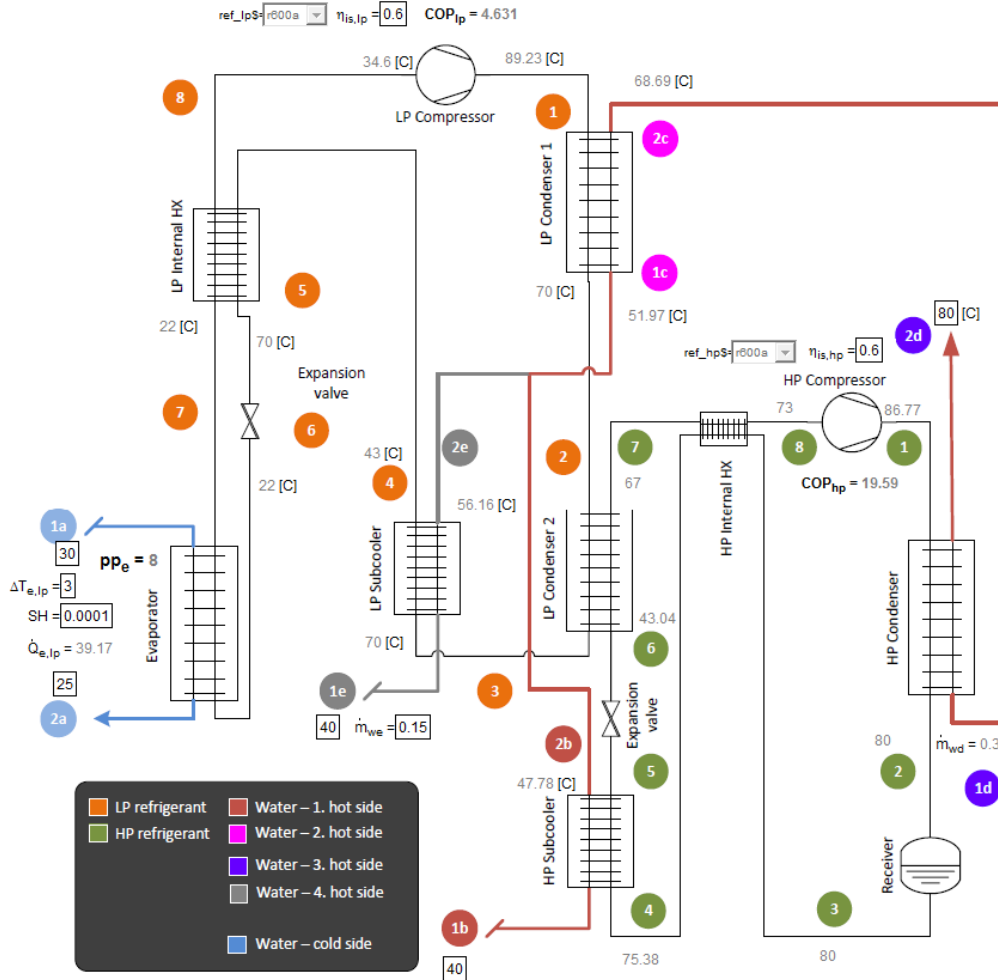
Varmtvandssiden er opdelt i fire kredse. Den første ("*Water 1-Hot side*") leder vandet, som skal varmes op, ind til underkøleren 1b på højtrykstrinnet. Vandet, der skal opvarmes, strømmer ind i underkøleren ved 1b og forlader den ved 2b.

Vandstrøm nummer 4 ("*Water 4-hot side*") er det vand, som skal opvarmes, og som strømmer til underkøleren på lavtrykstrinnet. Vandet strømmer ind i 1e og ud ved 2e. Vandstrøm 1 og vandstrøm 4 blandes derefter og bliver til vandstrøm 2 ("*Water 2-hot side*"), som så strømmer igennem kondensatoren på lavtrykstrinnet. Vandet strømmer ind ved 1c og ud ved 2c. Denne vandstrøm bliver derefter til vandstrøm 3 ("*Water 3-hot side*"), som strømmer igennem kondensatoren på højtrykstrinnet for at blive opvarmet til den endelige temperatur. Vandstrømmen kommer ind ved 1d og ud ved 2d.

På *lavtrykssiden* ("LP refrigerant") strømmer kølemiddelgas ind i kondensatoren ved 1 og derefter til kaskadeveksleren ved 2, hvor den resterende gas kondenseres. Derfra strømmer kølemiddelvæsken igennem en underkøler ved 3 og derfra ved 4 til sugegasveksleren 5. Fra sugegasveksleren strømmer den så videre til ekspansionsventilen 6, som føder fordamperen. Efter fordamperen 7 strømmer overhededet kølemiddelgas igennem sugegaskøleren tilbage til kompressoren 8.

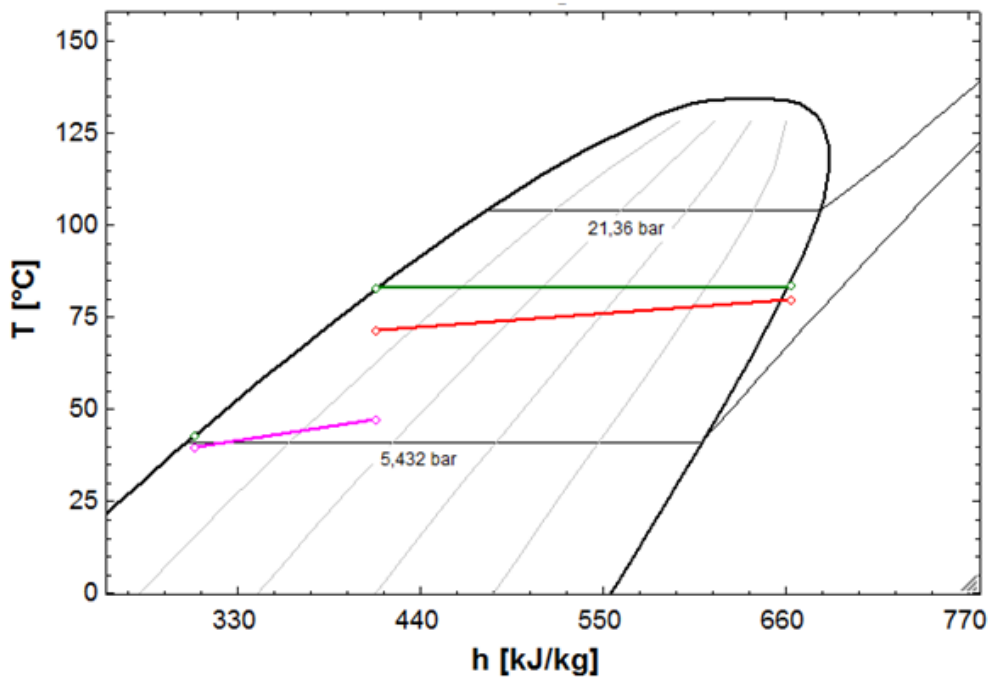
For *højtrykssiden* ("HP refrigerant") strømmer kølemiddelgas ind i kondensatoren ved 1 og videre ved 2 til en receiver. Fra receiveren 3 strømmer kølemiddelvæsken igennem sugegasveksleren til den ene underkøler 4. Derfra igennem ekspansionsventilen ved 5 til fordamperen 6. Fra fordamperen strømmer overhededet kølemiddelgas 7 igennem sugegasveksleren til kompressoren 8.

Temperaturgradienterne i hver af varmevekslerne kan aflæses på Figur 13a og ses i nedenstående T-h-diagrammer (Figur 13b og Figur 14c). Endvidere er semikaskadevarmepumpens kredspocess indtegnet i log(p)-h-diagram (Figur 13d).



Figur 13a. Simplificeret diagram af Kaskadekørsel 2.

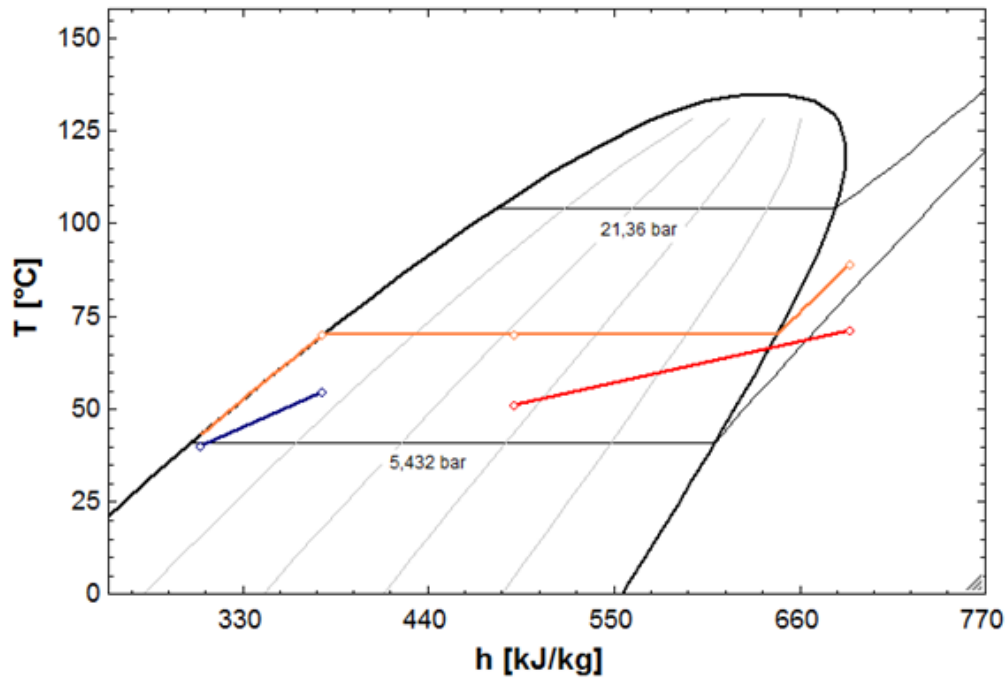
T-h diagram for kaskadekørsel 2 - Højtryk



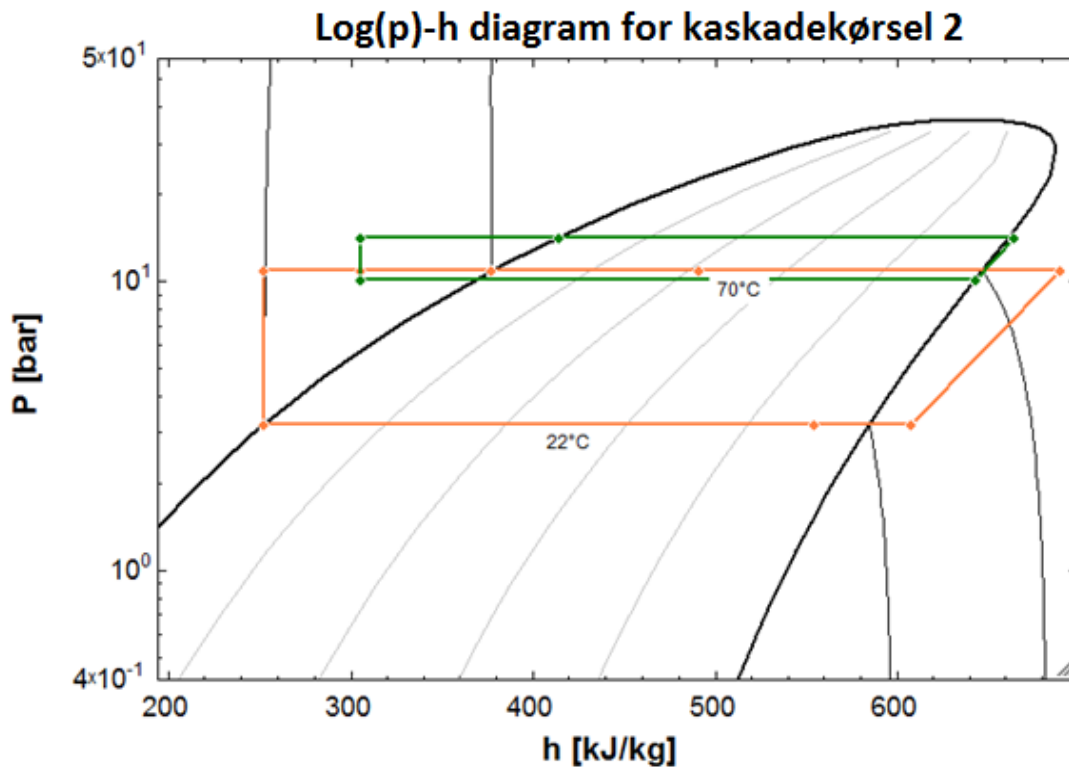
Figur 13b. T-h-diagram for højtryksdelen for Kaskadekørsel 2.



T-h diagram for kaskadekørsel 2 - Lavtryk



Figur 13c. T-h-diagram for lavtryksdelen for Kaskadekørsel 2.



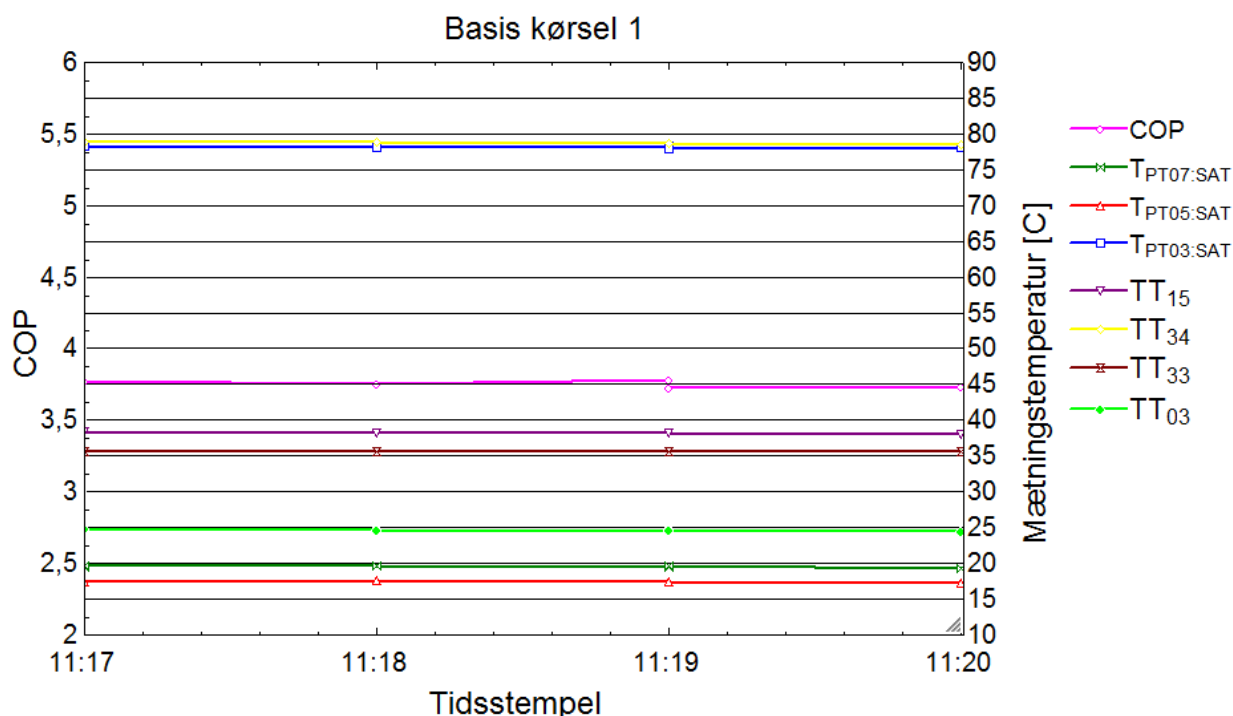
Figur 13d. Log(p)-h-diagram for Kaskadekørsel 2.

### 3. Testresultater

I dette afsnit beskrives de resultater, som er opnået i forbindelse med, at varmepumpen er anvendt i de konfigurationer, som er beskrevet i afsnit 1.

#### 3.1. Resultater fra Basiskørsel 1 og 2

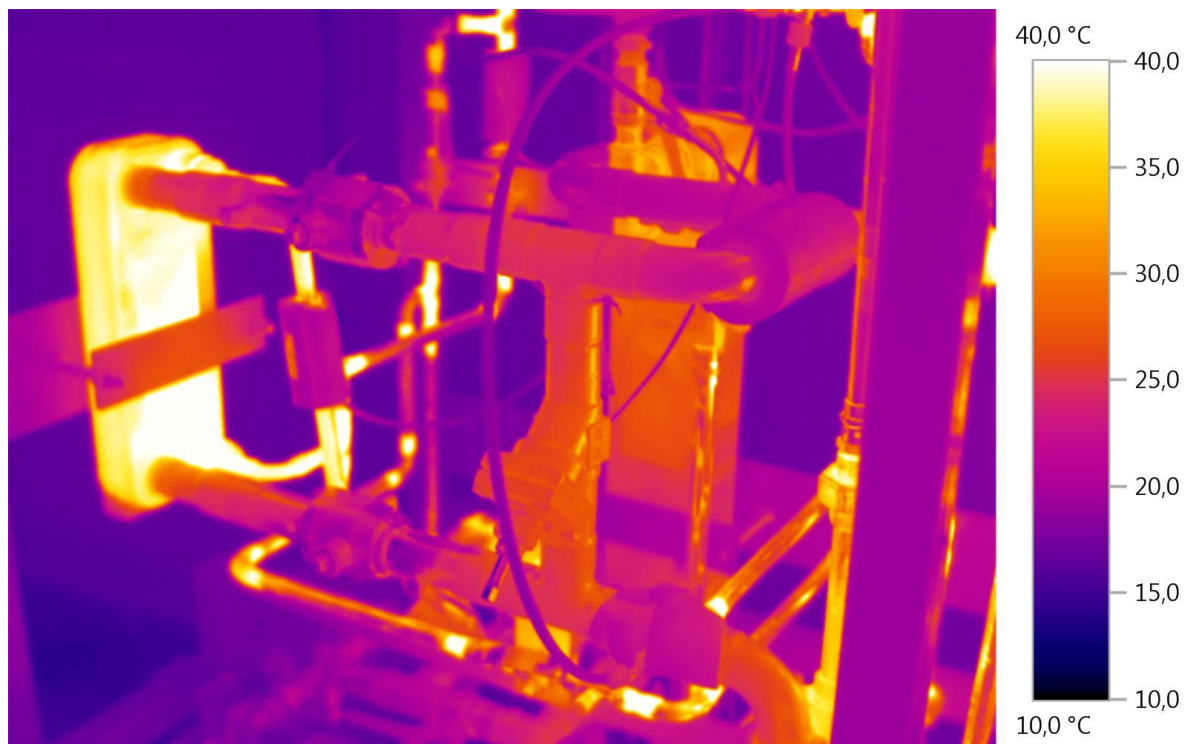
Basiskørsel 1 er en referencekørsel. Den skal endvidere dokumentere, at der opnås en rimelig stabil kørsel, når sugegasveksleren indkobles, og når der er en tofasetilstand på afgangens fra selve fordamperen. I denne driftstilstand kører varmepumpen som en helt almindelig 1-trinsvarmepumpe, hvor formålet er at varme vand fra 40 °C til 80 °C. Vandet, som tilføres på varmepumpens kolde side, er styret til at være 35 °C. Resultaterne fra denne kørsel kan ses på Figur 14a, hvor x-aksen angiver klokkeslættet den pågældende dag, den venstre y-akse viser COP-værdien, og den højre y-akse viser temperatur samt mætningstemperatur.



Figur 14a. Resultater fra Basiskørsel 1. Målt COP samt relevante temperaturer.

Det ses, at COP for denne driftstilstand er 3,76 i hele den viste måleperiode. Ud over COP vises også tre mætningstemperaturer (:SAT), som er beregnet ud fra et målt tryk på anlægget. PT07-føleren (Pressure Transmitter 07) er placeret efter fordamperen. PT05-føleren sidder også i sugeledningen lige efter sugegasveksleren. PT03-føleren måler trykgassen efter kompressoren på lavtryksdelen af varmepumpen. TT15 og TT03 samt TT34 og TT33 angiver varmepumpens vandtemperatursæt på henholdsvis den kolde og den varme side. Det ses, at ved en COP på 3,76 hæver varmepumpen temperaturen på vandet fra 38 °C til 79 °C. Vandet på den kolde side køles fra 36 °C til 25 °C. Kondenseringstemperaturen ligger på 79 °C. Fordampningstemperaturen ligger på 20 °C, mens sugegasledningen har et tryk, der svarer til en mætningstemperatur på 17 °C.

På termografibilledet (Figur 14b) nedenfor fremgår det, at sugegasveksleren helt til venstre på billedet gennemstrømmes af varmt kondensat, og at der altså ikke sker nogen varmeudveksling. Overhedet gas strømmer via bypasset til en sugeakkumulator. Fordamperen ses i baggrunden.



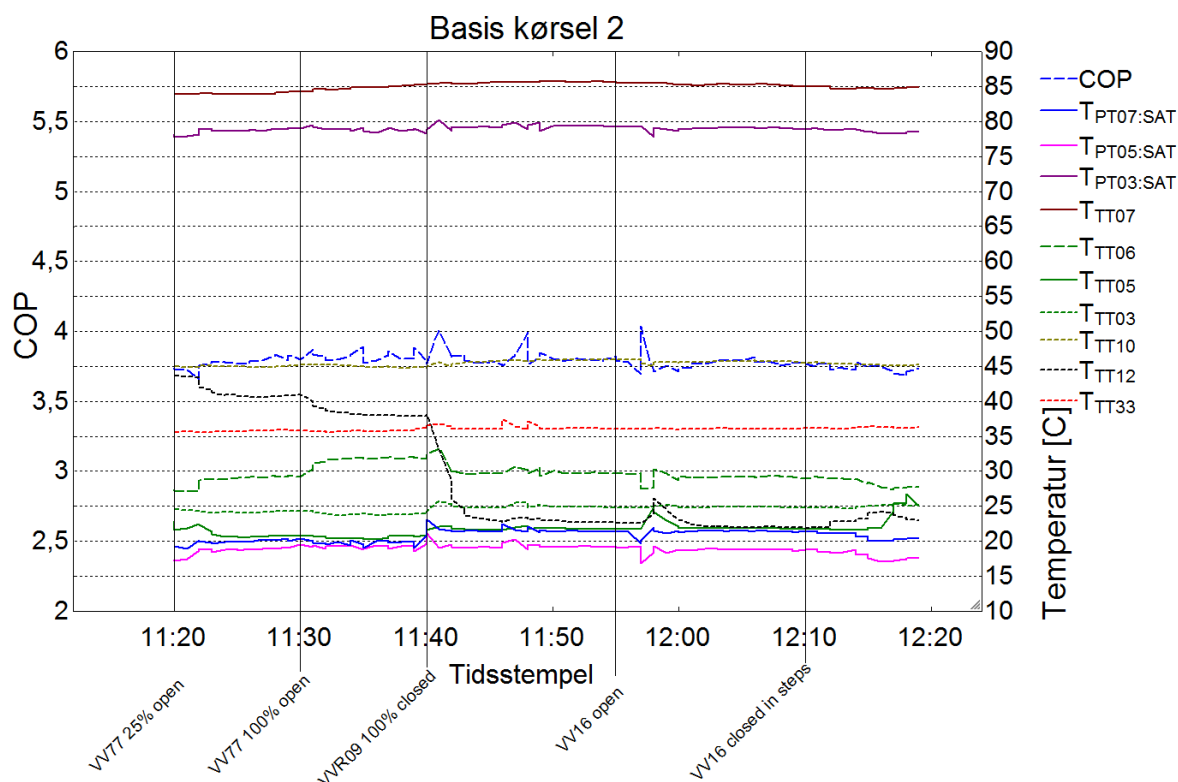
**Figur 14b. Termografibillede af sugegasveksler og fordamper ved Basiskørsel 1.**

Som det ses af Figur 14a, er anlæggets drift meget stabil i denne periode. Derfor opsummeres værdierne for anlæggets drift i Tabel 1.

**Tabel 1. Resultater fra Basiskørsel 1. Målt COP samt relevante temperaturer.**

Driftsparameter	Værdi
COP	3,76
T <sub>PT07</sub> (fordampningstemperatur)	20 °C
T <sub>PT05</sub> (fordampningstemperatur efter sugegasveksler)	17 °C
T <sub>PT03</sub> (kondenseringstemperatur, lavtrykskreds)	78 °C
TT <sub>06</sub> (Temperatur efter sugegasveksler, lavtryksside)	27 °C
TT <sub>10</sub> (Temperatur efter underkøler, lavtryksside)	45 °C
TT <sub>12</sub> (Temperatur før ekspansionsventil, lavtryksside)	44 °C
TT <sub>15</sub> (Vand indløbstemperatur, varm side)	38 °C
TT <sub>34</sub> (Vand udløbstemperatur, varm side)	79 °C
TT <sub>33</sub> (Vand indløbstemperatur, kold side)	36 °C
TT <sub>03</sub> (Vand udløbstemperatur, kold side)	25 °C

Den næste Figur 15a viser resultater fra Basiskørsel 2. Under denne drift kobles sugegasveksleren ind. Den periode, som vises på Figur 15a, indeholder en proces, hvor anlægget har kørt Basiskørsel 1. Herefter kobles sugegasveksleren langsomt ind på gassiden. Til sidst kobles sugegasveksleren ud på væskesiden, efter den har kørt i en periode fuldt indkoblet. Disse events indikeres med sorte lodrette streger på Figur 15a, som angiver, hvilke ventiler der er anvendt til ind- og udkobling af sugegasveksleren. De lodrette aksers information svarer til princippet i Figur 14a for Basiskørsel 1. Den elektroniske ekspansionsventil fra Carel måler tryk og temperatur efter sugegasveksleren.



**Figur 15a. Resultater fra Basiskørsel 2. Målte COP samt relevante temperaturer.**

TT05 er sugegassens temperatur ud af fordamperen. TT06 er temperaturen efter sugegasveksleren. TT07 er trykgassens temperatur efter kompressoren. TT03 er vandets temperatur ud af fordamperen. TT10 er temperaturen efter underkøleren. TT12 er temperaturen lige inden ekspansionsventilen, og TT33 er temperaturen ind i fordamperen. Ligesom for Basiskørsel 1 er PT03 kondenseringstemperaturen, PT07 er fordampningstemperaturen, og PT05 er sugegassens mætningstemperatur efter sugegasveksleren. Flowmængderne på anlæggets vandsider var konstante under Basiskørsel 2 og kan ses i Tabel 2.

**Tabel 2. Resultater fra Basiskørsel 2. Flowmængder på anlæggets vandsider.**

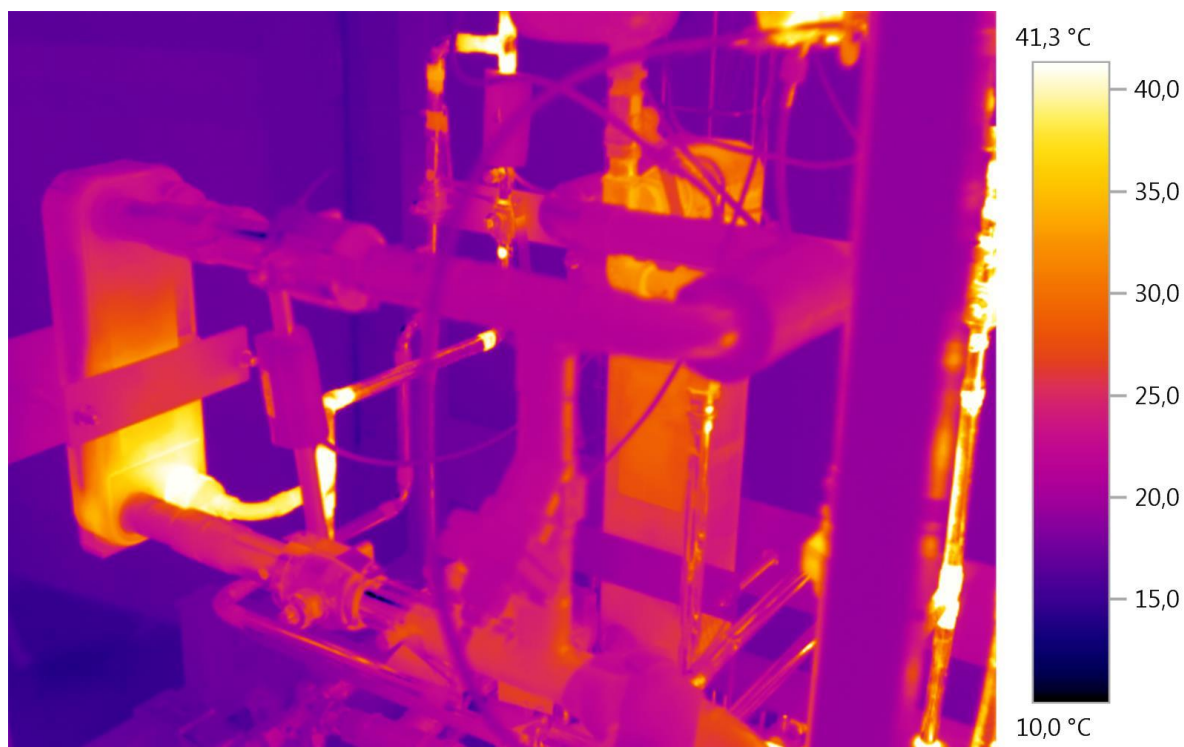
Flowtransmitter (kreds)	Vandmængde
FT01 = FT02 (varm side)	5,7 liter/minut
FT03 (kold side)	17 liter/minut

Det ses på Figur 15a, at COP ved testens start ligger på 3,76. Herefter åbnes ventil VV77 25 %, hvilket tillader, at sugegassen strømmer ind i sugegasveksleren. På den anden side

af sugegasveksleren strømmer kølemidlet på væskeform, og det ses, at der sker en varmeveksling, da kølemiddeltemperaturen efter sugegasveksleren TT06 stiger. I denne periode løber der kølemiddel parallelt igennem bypass og sugegasveksler. Underkølingen til fordampere stiger, og mætningstrykket efter fordampere og sugegasveksler stiger.

Kl. 11.30 er ventil VV77 helt åben, og ventilen bruges til at bypasse sugegasveksleren VVR09, som lukkes gradvist frem til kl. 11.40. Det ses også, at temperaturen efter sugegasveksleren stiger tilsvarende. Som det fremgår, forbliver COP relativt konstant i perioden. Underkølingen øges, som den skal, og trykket efter fordampere falder en smule – bl.a. på grund af tofasestrømning over hele fordampere. Samtidig med at der er en større underkøling, øges også den specifikke køleydelse. Det ses, at efter VVR09 bliver fuldt lukket, så øges underkølingen kraftigt, og mætningstrykket efter fordampere forøges, grundet at den større specifikke kuldeydelse øges betydeligt. Men trykket efter sugegasveksleren falder desværre tilsvarende, hvilket medfører, at COP ikke stiger.

Af termografibilledet på Figur 15b nedenfor fremgår det tydeligt, at der sker en fordampning af kølemidlet ved indløbet i den øverste del af sugegasveksleren (yderst til venstre i billedet), og at kølemidlet er overhededet ved afgang i bunden af veksleren.



**Figur 15b. Termografibillede af sugegasveksler og fordampere ved Basiskørsel 2.**

Kl. 11.55 lukkes der gradvist ned for tilførslen af væske til sugegasveksleren ved at bypasse via ventil VV16. Sugegasveksleren er designet relativt stor, hvilket også fremgår af, at underkølingen er stort set uændret i perioden. Ved en fuldt åben ventil strømmer der både væske igennem sugegasveksleren og via bypass.

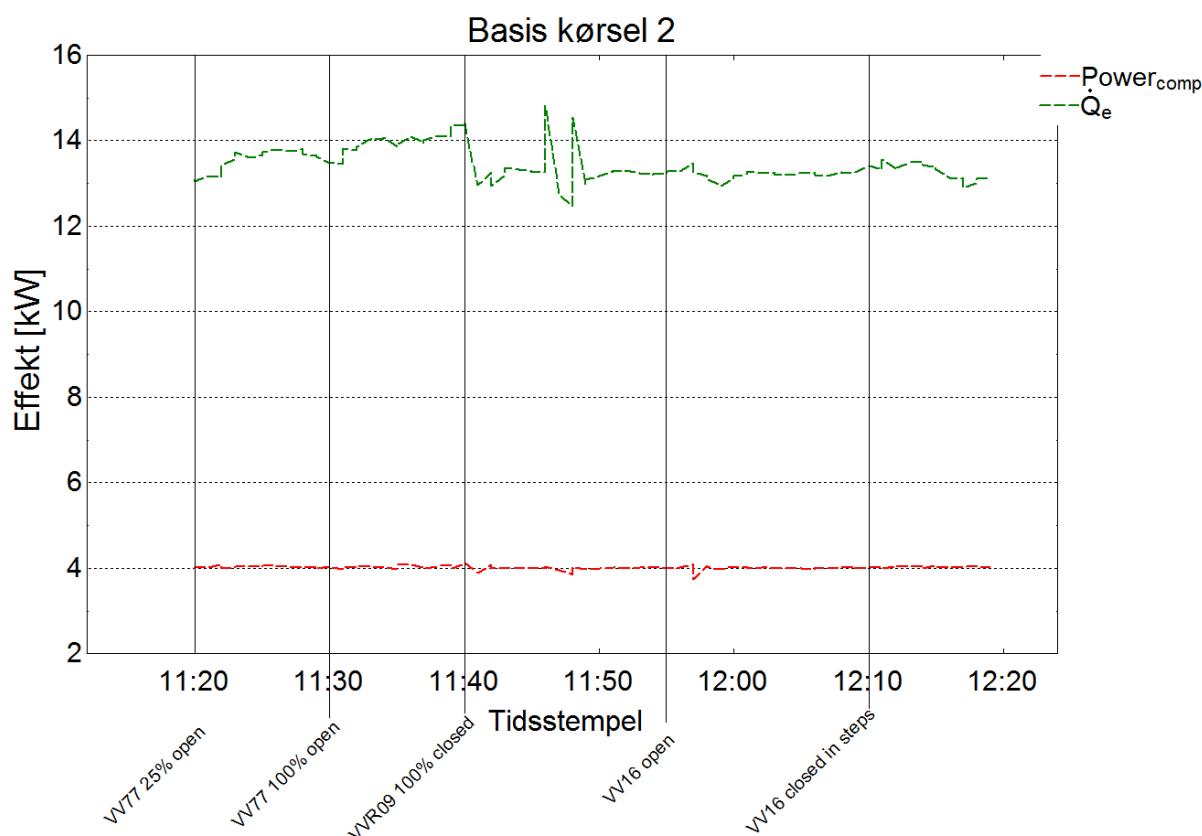
Det ses også på Figur 15a, at COP har et svagt optimum med en værdi på 3,8, når sugegasveksleren er helt indkoblet mellem kl. 11.40 og 11.55.

Systemet fungerer ligeledes rimelig stabilt uden de store svingninger. Der kan være risiko for, at hysteresis kan opstå og få systemet til at svinge kraftigt, men det er ikke tilfældet her. Dermed er det eftervist, at systemløsningen med kaskadekørsel vil kunne fungere som tænkt. Denne løsning skal nemlig kunne køre med en våd afgang, for ellers vil effektiviteten blive straffet betydeligt, hvis der ikke er plads til overhedningen i kaskadeveksleren.

En anden vigtig pointe ved at koble en sugegasveksler ind er, at selve fordamperen kører i en slags oversvømmet tilstand, hvilket kan have stor betydning, når der køres i dellast. Det typiske er, at når der køres i dellast, så formindskes temperaturfaldet i vandet over fordamperen, og hvis overhedningen sker i sugegasveksleren, så vil fordampningstemperaturen enten kunne øges eller forblive uændret, hvorimod den ved drift uden en sugegasveksler enten vil forblive uændret eller falde, da overhedningen vil tvinge den ned.

Under hele forsøget er der kørt med konstant vandflow på systemet.

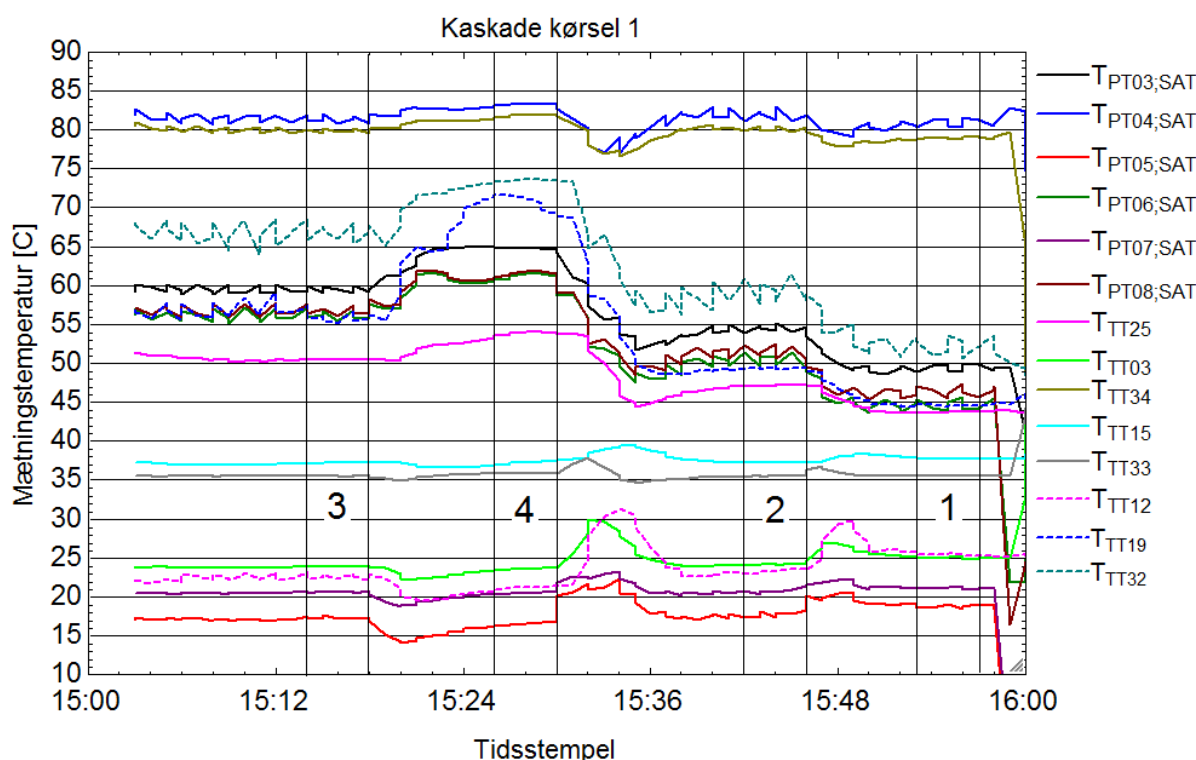
I Figur 16 er kompressorens og fordamperens optagne effekt og varmeydelse plottet i den samme periode, som er vist i Figur 15a.



**Figur 16. Resultater fra Basiskørsel 2. Optagen effekt på lavtrykskompressor samt i fordamper.**

### 3.2. Resultater fra Kaskadekørsel 1

I denne test er anlægget anvendt som kaskadevarmepumpe med en høj- og lavtryksdel. Driftstilstanden er beskrevet nærmere i afsnit 2.2. I dette setup er kaskadeveksleren koblet ind, så der er overhedning på fordampersiden. Dette er muligt, uden at systemet får en dårligere effektivitet, da der er en relativt høj trykgastemperatur, og anlægget kan derfor køre uden sugegasveksler på det øverste trin. Formålet med dette forsøg var at undersøge kredsens COP samt at eftervise anlæggets optimale mellemtryk. I Figur 17 ses resultater fra en times kørsel fra kl. 15.00 til kl. 16.00. I denne periode har anlægget kørt med kondenseringstryk (mellemtryk) omregnet til mætningstemperaturer på 50 °C, 55 °C, 60 °C og 65 °C i varmepumpens lavtrykskreds, hvilket svarer til tryk på henholdsvis 6,8 bar, 7,7 bar, 8,7 bar og 9,7 bar.



**Figur 17. Temperaturer og mætningstemperaturer for Kaskadekørsel 1. De fire udvalgte perioder benyttet i analyserne er markeret mellem de lodrette streger.**

PT03 er lavtrykssidens kondenseringstryk angivet som en mætningstemperatur. Det ses, hvordan dette tryk har ligget mellem 50 °C og 65 °C i hele driftsperioden. PT04 er højtrykssidens kondenseringstryk. PT06 og PT08 er højtryksdelens fordampetryk målt henholdsvis efter fordamper og i sugeledning lige før kompressor. PT05 og PT07 er fordampningstrykket målt henholdsvis efter lavtryksdelens fordamper og i sugeledning efter sugegasveksler. TT25 er temperaturen målt lige før højtrykssidens ekspansionsventil. TT03 og TT15 samt TT34 og TT33 indikerer hele driftsperiodens temperatursæt på henholdsvis den kolde og varme side af varmepumpens vandkredse. TT12 er kølemidlets temperatur lige inden ekspansionsventilen på varmepumpens lavtryksside. TT19 er temperaturen ud af kaskadeveksleren på højtrykssiden. TT32 er temperaturen efter sugegasveksleren på gassiden af højtryksdelen.

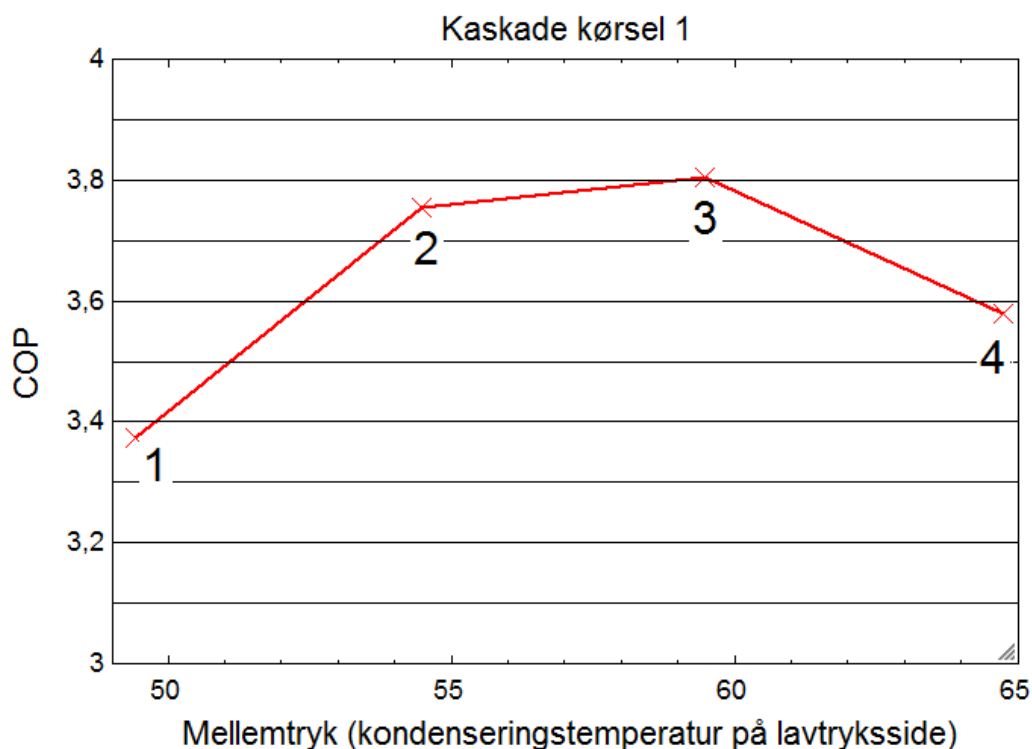
Et forhold, der skal bemærkes på Figur 17, er, at der er underkølet væske efter ekspansionsventilen. At køre med underkølet væske efter ekspansionsventilen kræver, at fordampere er designet til at kunne forvarme kølemidlet, indtil væsken når tofaseområdet. Ellers vil fordampningstemperaturen kunne falde betydeligt. Fordampere i den valgte udformning har indbygget et ekstra areal for at opnå denne forvarmning. Som det fremgår, køres der med ca. 4 K mellem kondenserings- og fordampningstemperaturen i kaskadeveksleren.

Temperaturen TT25 målt lige før ekspansionsventilen og efter varmeveksleren burde have haft en værdi, der er betydeligt lavere end de 50 °C. Det skyldes enten en for lille varmeveksler eller en ikke-optimeret flowfordeling.

Variationerne på de opsamlede data er store. Derfor er anlægsparametrene beregnet for fire perioder, hvor anlægget har været stabilt. Disse fire perioder er indikeret med tallene fra 1 til 4 i Figur 17. For hver periode er gennemsnittet anvendt i de efterfølgende beregninger.

For at kunne sammenligne de forskellige kørsler på et ensartet grundlag er det forsøgt i alle kørsler at hæve temperaturen af vandet på den varme side fra 40 °C til 80 °C. På den kolde side køles vandet fra 35 °C. Det ses på Figur 17, at dette næsten er opnået. Det er kun vandet ind på den varme side, som har ligget lidt under de 40 °C.

Figur 18 viser kaskadevarmepumpens opnåede COP beregnet for de fire perioder angivet i Figur 17.



**Figur 18. COP vist som funktion af lavtrykssidens kondenseringsstemperatur (°C) for Kaskadekørsel 1 i de fire udvalgte perioder.**



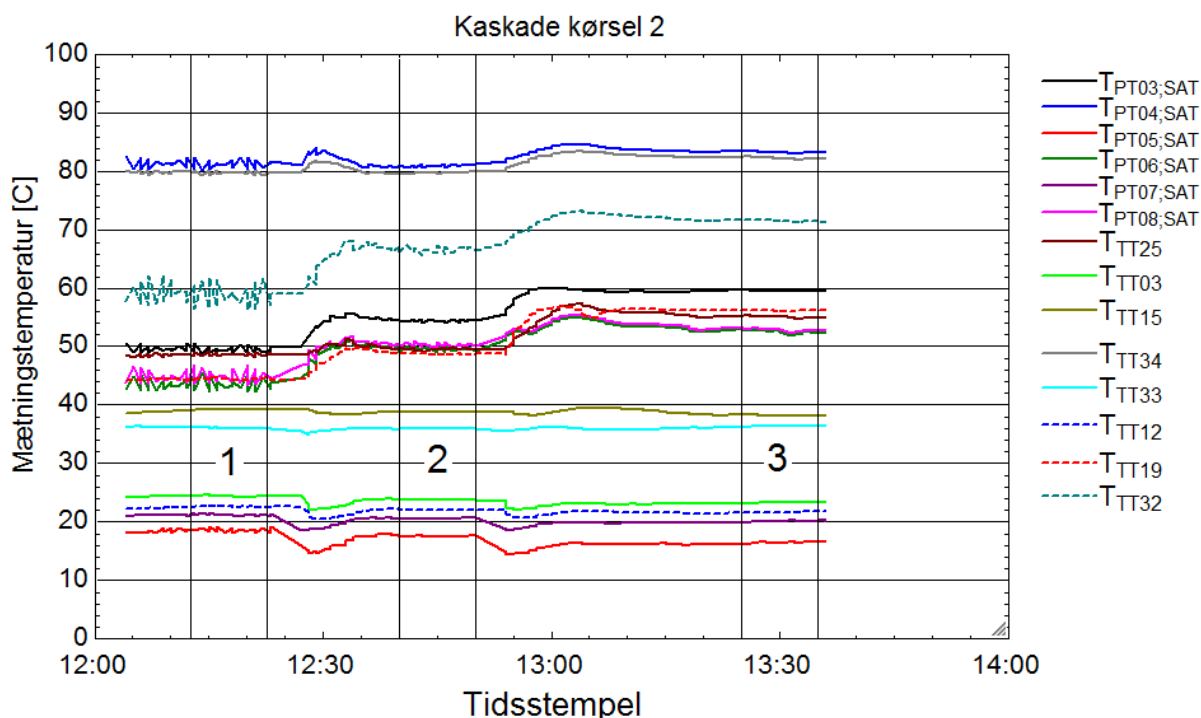
Sammenlignes fordampningstemperaturen fra Basiskørsel 2 og Kaskadekørsel 1 i driftstilstand 3, så ligger den ca. 1 K højere ved Basiskørsel 2, hvilket i praksis betyder, at COP for kaskadeløsning vil ligge lidt højere, end hvis fordampningstemperaturerne havde været ens (se Figur 15a og Figur 17).

Det ses, at kaskadevarmepumpen helt klart har et optimalt mellemtryk. For mellemtryk svarende til 60 °C er COP'en højest med en værdi på lige over 3,80. Ved et kondenseringstryk svarende til en temperatur på lige under 50 °C falder COP'en ned til 3,40.

Hvis COP'en for Kaskadekørsel 1 sammenlignes med COP'en fra Basiskørsel 2, observeres det, at COP'en er den samme. Dog skal det tages in mente, at der tabes 3-4 K i kaskadeveksleren. Dette kunne være undgået, hvis anlægget var opbygget med en åben mellemkøler, hvilket ville være muligt, når der er samme kølemiddel på begge trin. Ud over dette ses det, at fordampningstemperaturen målt efter sugegasveksleren i Kaskadekørsel 1 (se Figur 17) ligger på 17,5 °C. I Basiskørsel 2 ligger denne på 19 °C. Denne forskel ville alt andet lige betyde, at den resulterende COP ved Basiskørsel 2 kan bestemmes ved en mindre parallelforskydning opad i forhold til Figur 18.

### 3.3. Resultater fra Kaskadekørsel 2

Dette afsnit viser resultater fra Kaskadekørsel 2. Anlægsconfiguration og henvisning til PI-diagram i bilag kan findes i afsnit 2.3. I dette setup er der indkoblet sugegasvekslere på det øverste trin. Som omtalt under Basiskørsel 1 og 2 er det bekræftet, at det er muligt at køre med en relativt stabil drift med en sugegasveksler indkoblet. I Figur 19 er data opsamlet fra anlægget fra kl. 12.00 til 13.30. Formålet var at undersøge varmepumpens optimale mellemtryk ved denne konfiguration.



**Figur 19. Temperaturer og mætningsstemperaturer for Kaskadekørsel 2. De tre udvalgte perioder benyttet i analyserne er markeret mellem de lodrette streger.**

PT03 er lavtrykssidens kondenseringstryk angivet som en mætningstemperatur. Det ses, hvordan dette tryk har ligget mellem 50 °C og 60 °C i hele driftsperioden. PT04 er højtrykssidens kondenseringstryk. PT06 og PT08 er højtryksdelens fordampetryk målt henholdsvis efter fordamper og i sugeledning før kompressor. PT05 og PT07 er fordampningstrykket målt henholdsvis efter lavtryksdelens fordamper og i sugeledning efter sugegasveksler. TT25 er temperaturen målt lige før højtrykssidens ekspansionsventil. TT03 og TT15 samt TT33 og TT34 indikerer hele driftsperiodens temperatursæt på henholdsvis den kolde og varme side af varmepumpens vandkredse. TT12 er kølemidlets temperatur lige inden ekspansionsventilen på lavtryksdelen af varmepumpen. TT19 er temperaturen ud af kaskadeveksleren på højtrykssiden. TT32 er temperaturen af sugegassen efter sugegasveksleren – ligeledes på højtrykssiden.

Som det fremgår af Figur 19, så er underkølingen før ekspansionsventilen for denne opsætning væsentligt lavere, end hvad vi havde i Kaskadesystem 1. En væsentlig årsag til dette er, at vi kun benytter den ene underkøler. Sådant blev systemet bygget, men det optimale ville selvfølgelig have været, at begge var blevet indkoblet.

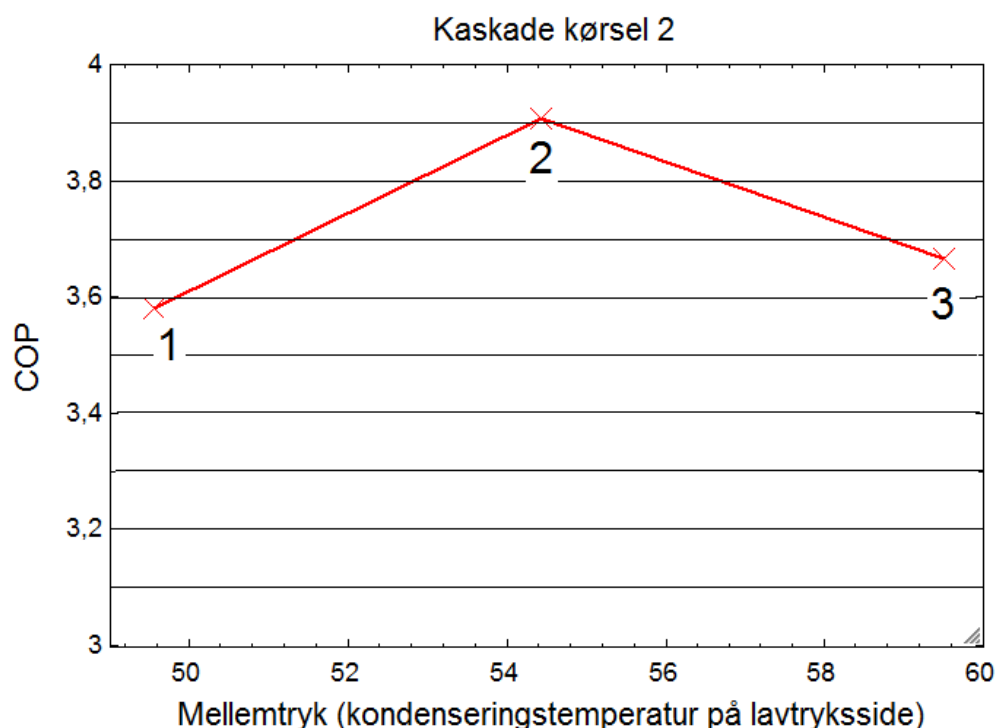
Det skal også bemærkes, at fremløbstemperaturen er et par grader højere end ved Kaskadekørsel 1, hvilket betyder, at COP i periode 3 ville have ligget højere, hvis afgangstemperaturen havde været de 80 °C, som det var tilfældet i perioderne 1 og 2.

Endvidere skal det bemærkes, at det samlede areal af vekslerne CBH62-20H & ACH70X-90M, som sidder ved mellemtrykket i Kaskadesystem 2, er lidt større end det samlede areal for ACH70X-90M & CBH60-10H for Kaskadesystem 1, hvilket også gør, at en sammenligning ikke er helt retfærdig.

Ved sammenligning af temperaturforskellen mellem kondenserings- og fordampningstemperaturen i kaskadeveksleren for de to systemer fremgår det tydeligt, at disse ikke er ens. I Kaskadesystem 1 ligger forskellen på ca. 4 K, hvorimod forskellen i Kaskadesystem 2 varierer mellem 5 K og 8 K afhængigt af mellemtrykket. Det er ikke muligt at få samme temperaturforskel, når kun én veksler skal kunne anvendes til begge konfigurationer. Det vil sige, at veksleren – under drift i Kaskadesystem 2 – skulle have været større, og det ville så generere en højere COP.

COP'en for kaskadevarmepumpen er beregnet ved at tage et gennemsnit af værdierne vist i de tre perioder i Figur 19. Resultatet fra denne beregning kan ses i Figur 20 for Kaskadekørsel 2.

Det ses, at for anlægskonfigurationen kaldet Kaskadekørsel 2 har anlægget et optimalt kondenseringstryk på lavtrykssiden. I denne test er COP'en maksimal ved 55 °C, hvor der opnås en COP på 3,90.



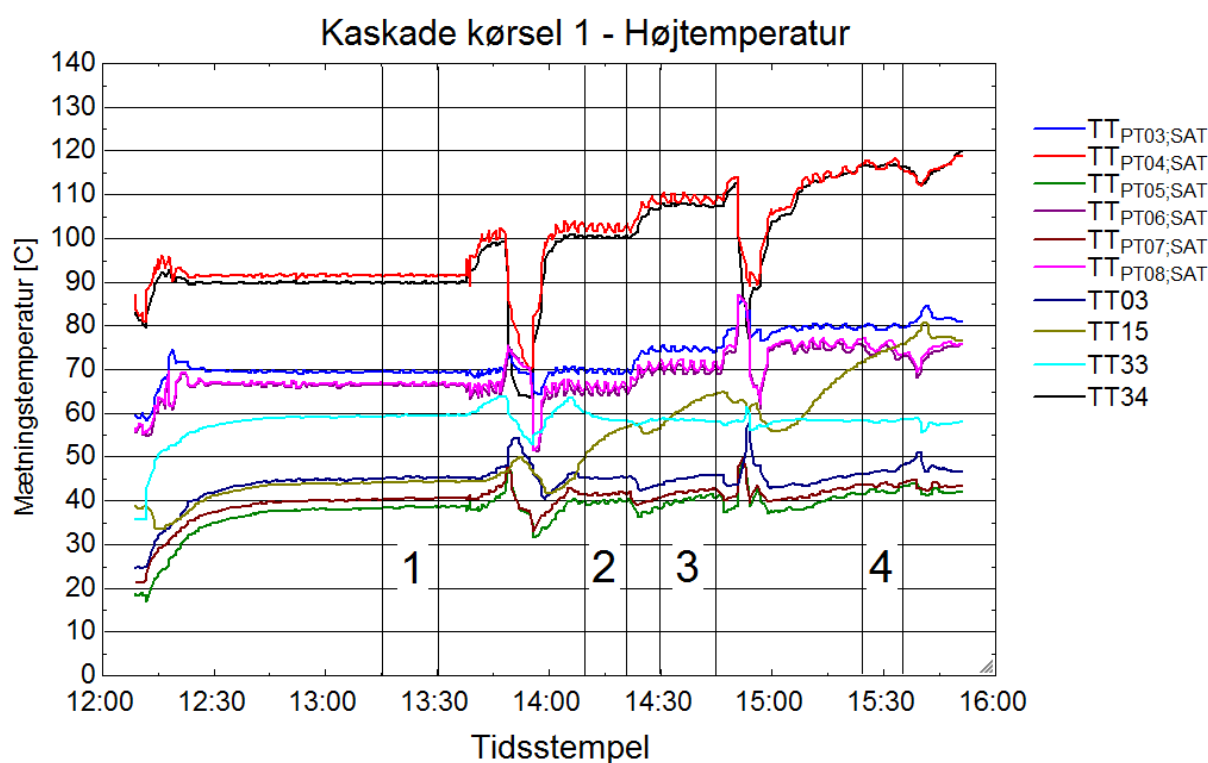
**Figur 20. COP vist som funktion af lavtrykssidens kondenseringstemperatur (°C) for Kaskadekørsel 2 i de tre udvalgte perioder.**

### 3.4. Resultater fra Kaskadekørsel 1 – Højtemperatur

En af milepælene var at opnå en afgangstemperatur på over 110 °C. Der er gennemført en testkørsel med Kaskadesystem 1, hvor afgangstemperaturen er øget langsomt opad fra 90 °C. Vandsystemet er lagt ud til at kunne klare et tryk svarende til 120 °C og tilsvarende kølemiddelsiden.

Ved setuppet med Kaskadekørsel 1 er der gennemført en testkørsel for at undersøge, hvor høj en fremløbstemperatur der kunne opnås med denne konfiguration. Resultatet fra denne test kan ses i Figur 21a.

PT03 er lavtrykssidens kondenseringstryk angivet som en mætningstemperatur. Det ses, hvordan denne temperatur har ligget mellem 70 og 80 °C i hele perioden. PT04 er højtryksdelens kondenseringstryk. PT06 og PT08 er højtryksdelens fordampetryk målt henholdsvis efter fordamper og i sugeledning lige før kompressor. PT05 og PT07 er fordampningstrykket målt henholdsvis efter lavtryksdelens fordamper og i sugeledning efter sugegasveksler. TT25 er temperaturen målt lige før højtrykssidens ekspansionsventil. TT03 og TT15 på den varme side samt TT33 og TT34 på den kolde side indikerer hele driftsperiodens temperatursæt af varmepumpens vandkredse.



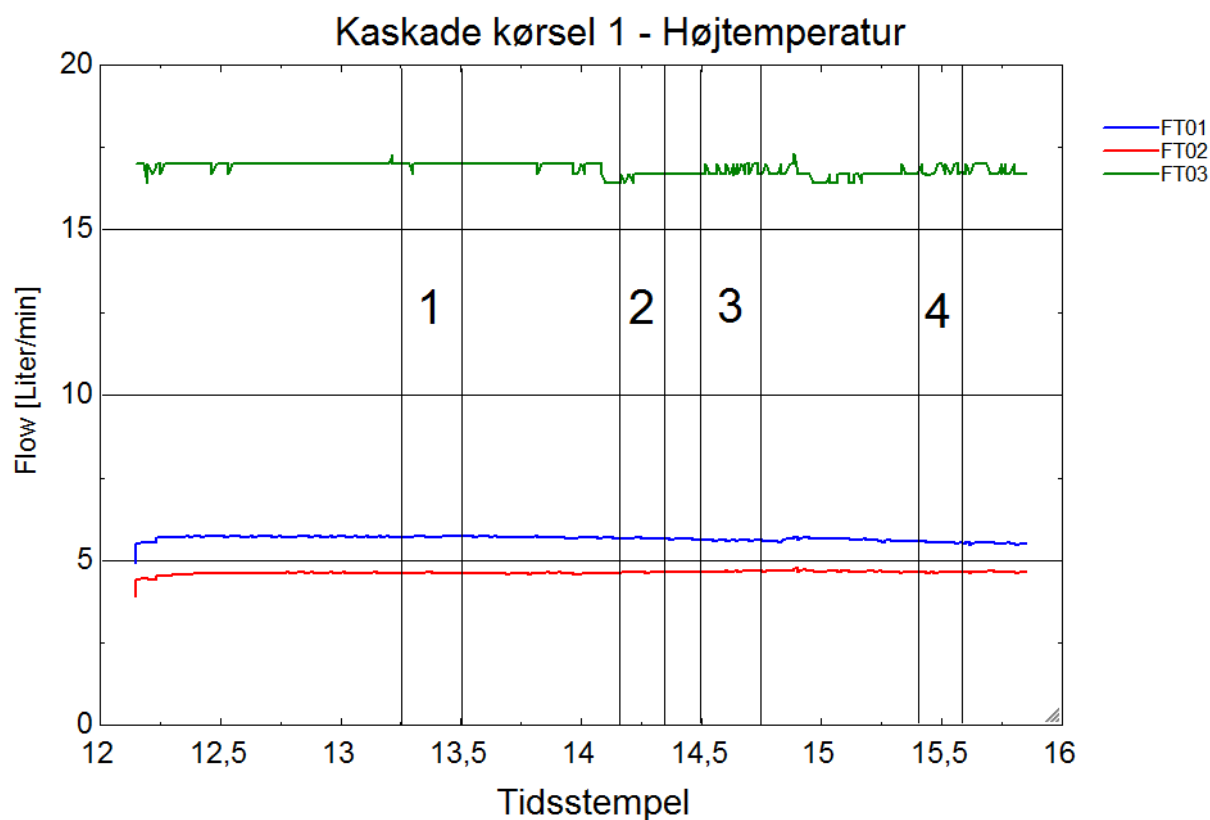
**Figur 21a. Temperaturer og mætningstemperaturer fra Kaskadekørsel 1 – Højtemperatur. De fire udvalgte perioder benyttet i analyserne er markeret mellem de lodrette streger.**

I Figur 21a vises de fire perioder, som anvendes til at bestemme driftsparametrene. Det ses, at temperaturen ud af højtrykskondensatoren lige akkurat når de 120 °C. For at kunne opnå denne temperatur blev indløbstemperaturen (TT15) på den varme side justeret op i løbet af testen. Indløbstemperaturen på den kolde side af varmepumpen (TT33) blev indstillet til 60 °C. Dette ses også på Figur 21a. De steder, hvor temperaturerne falder på Figur 21a, skyldes, at anlægget har været stoppet for at justere og indregulere, så den ønskede temperatur kunne opnås.

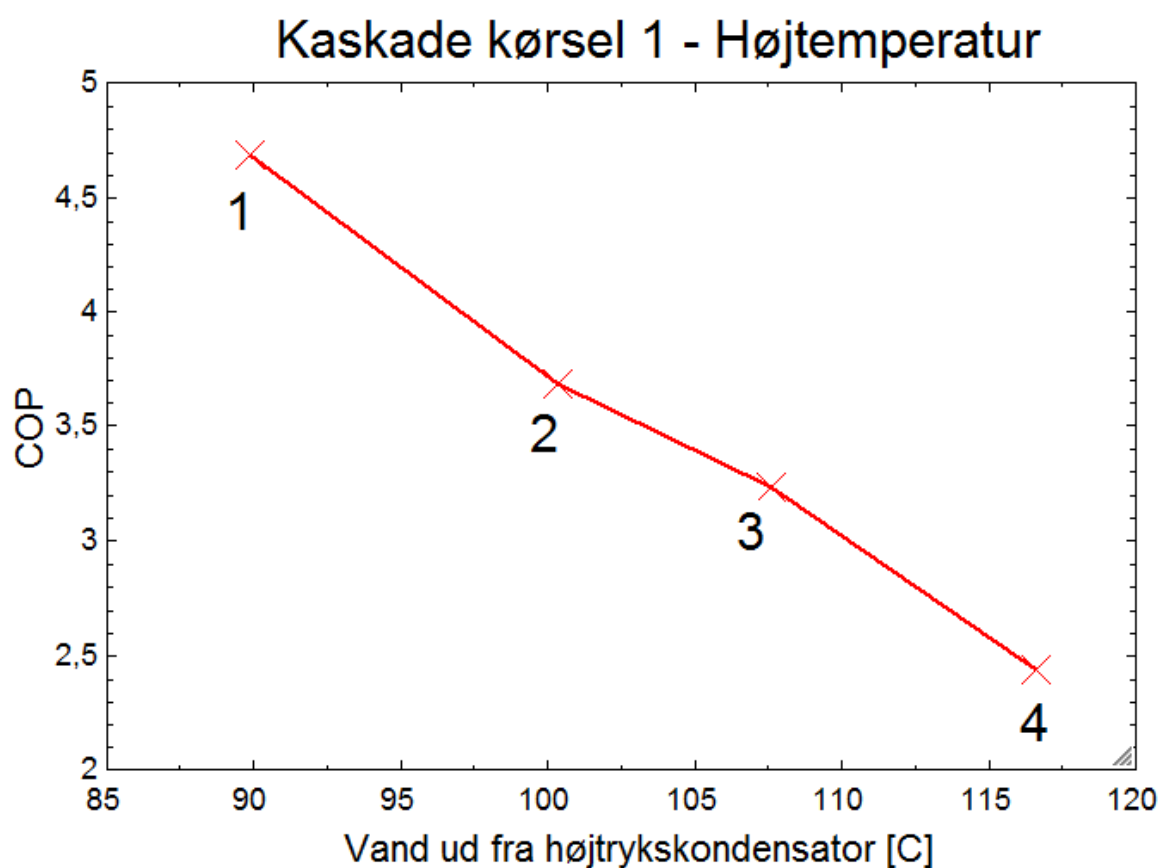
De anvendte vandflow er vist på Figur 21b.

Figur 21c viser de beregnede COP'er for de fire udvalgte perioder i Figur 21a.

Det ses på Figur 21c, at kaskadevarmepumpens COP ligger på over 4,50. Dette skyldes, at fordampningstemperaturen i denne kørsel er højere end i de foregående kørsler. Herefter daler COP'en næsten lineært, efterhånden som udløbstemperaturen på den varme side hæves. Den sidste beregnede COP er 2,50 i periode 4. Her er udløbstemperaturen på den varme side 116 °C - 117 °C.



Figur 21b. Vandmængder under Kaskadekørsel 1 – Højtemperatur.



Figur 21c. COP som funktion af vandtemperatur ud af højtrykskondensator i de fire udvalgte perioder.

### 3.5. Tests sammenlignes med simuleringer

I projektet er der udviklet en simuleringssmodel til hver af de tre kørsler – Basiskørsel 1, Kaskadekørsel 1 og Kaskadekørsel 2. Modellerne er udviklet i simuleringssværktøjet EES, som beregner vha. af en numerisk løsning. For at opnå en simpel og robust løsning af de avancerede konfigurationer er der ikke opstillet varmevekslermodeller, men antaget, at al energi overføres i varmevekslerne vha. energibalancer og en temperaturdifferens. Temperaturdifferensen er i alle varmevekslere sat til 3 K.

For at få en ide om hvorvidt simuleringssresultaterne kan anvendes til at beregne anlæggets drift, sammenlignes den beregnede COP fra simuleringerne med den målte COP fra de forskellige tests. Denne sammenligning kan ses i Tabel 3.

**Tabel 3: COP fra tests sammenlignes med COP fra simuleringer**

Drift	Basiskørsel 1	Kaskadekørsel 1	Kaskadekørsel 2
Simulering	COP = 3,85	COP = 3,88	COP = 3,68
Test	COP = 3,75	COP = 3,80	COP = 3,90
%-afvigelse	+3 %	+2 %	-6 %

Det ses, at ingen af modellerne afviger mere end 6 % fra målingerne. De anvendte input til simuleringerne – såsom fordampnings- og kondenseringstemperaturer, isentropvirkningsgrader osv. – fremgår af Bilag 2.

## 4. Teoretisk vurdering

For at undersøge hvilke effektiviteter der kan forventes opnået ved at anvende 2-trinskaskadesystemer, foretages en analyse, hvor der teoretisk beregnes eksempler med varierende systemudformning og kondenseringstemperaturer. Anvendelsesområdet for de forskellige løsninger vurderes, og der beregnes en forventet COP for de enkelte løsninger.

### 4.1. Overslagsberegning af energieffektiviteten

I første omgang belyses det, hvilken maksimal COP der kan forventes opnået i et 2-trinsanlæg i forhold til i et 1-trinsanlæg. Som reference er der valgt opvarmning af vand fra 40 °C til 80 °C ved samtidig køling af vand fra 30 °C til 25 °C. Det forudsættes, at der ikke er et varmetab fra systemet – det vil sige, at al energi fra kompressorarbejdet afsættes til kølemidlet, som igen afsættes til opvarmning af vandet. Dermed er der ikke noget til tab til omgivelserne eller til opvarmning af olien. Den afsatte varmeyedelse er forudsat at være 100 kW.

I nedenstående ammoniak (R717) log-ph-diagram, Figur 22, er kølemiddelkredsprocessen for 1-trins- og 2-trinskaskadeanlægget indtegnet. I begge kredsprocesser indgår der en underkøler, således at kølemidlet underkøles til 45 °C ved afgang fra underkøleren. Kondenseringstemperaturen for 1-trinsanlægget og kondenseringstemperaturen på det øverste trin af 2-trinsanlægget er begge fastlagt til 77 °C. Dette resulterer i en lidt mindre temperaturapproach for 2-trinsanlægget, da trykgastemperaturen er lavere end for 1-trinsanlægget.

For både 1-trins- og 2-trinsanlægget er det beregningsmæssigt forudsat, at kølemidlet er bestemt til at være mættet gas ved indløb til kompressor. I praksis betyder dette, at den beregnede COP svarer til en anlægsudformning med oversvømmet fordampner.

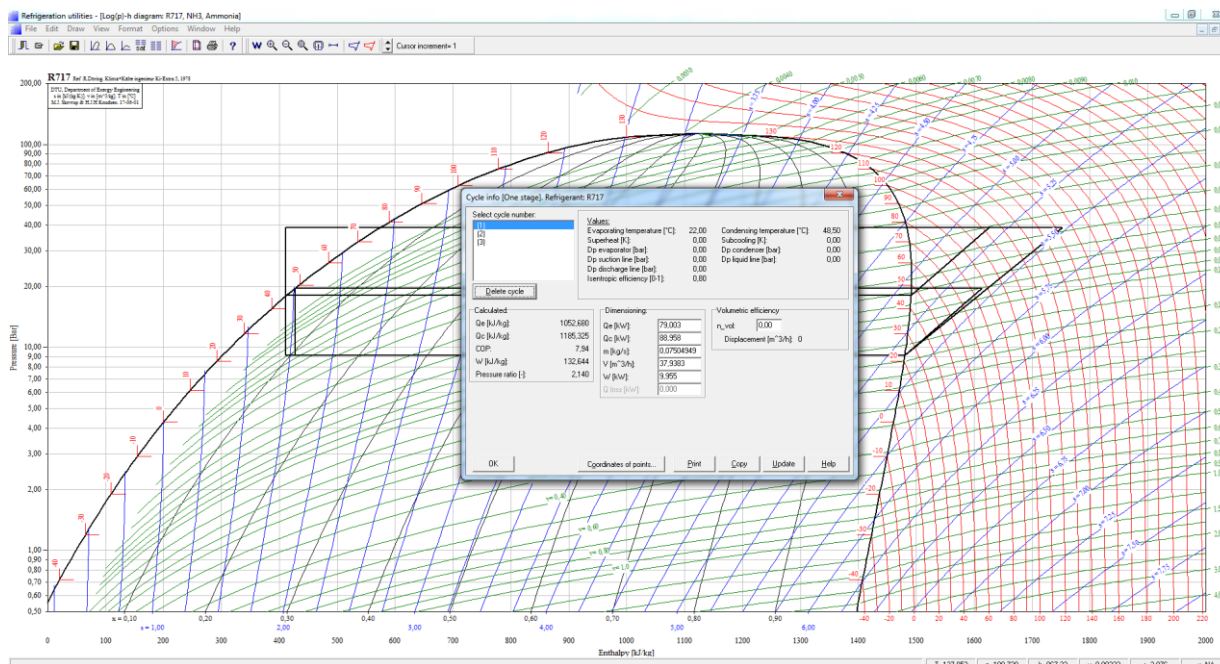
Årsagen, til at anlægget kan køre med en kondenseringstemperatur under temperaturniveauet på det varme vand ud, er, at trykgastemperaturen samt varmekapaciteten for ammoniak i gasfasen er relativt høj. Som det fremgår nedenfor, så resulterer dette i en beregnet  $COP_{VP}$  på 4,94 for 1-trinsanlægget.

For at opnå en høj trykgastemperatur vil en kompressor af stempeltypen være at foretrække. En skruekompressor vil alt andet lige resultere i en lavere trykgastemperatur, hvorved det ikke vil være muligt at opnå den samme lave kondenseringstemperatur.

Kaskadeanlægget er lagt ud til at have en mindste temperaturapproach på ca. 3 K i kaskadeveksleren, hvilket er en rimelig antagelse, når fordampersiden er lagt ud til at køre uden overhedning. Overhedningen er bestemt ved, at der forudsættes at være mættet gas på fordamperafgang. Høj- og lavtrykstrinnet er indtegnet i diagrammerne (Figur 23 og Figur 24) nedenfor som henholdsvis kreds 1 og kreds 2. Kondenseringstemperaturen på lavtrykstrinnet er valgt til 45,5 °C, og fordampningstemperaturen på højtrykstrinnet er 48,5 °C. Et optimalt mellemtryk med åben mellemkøler giver en temperatur i mellemkøleren på ca. 47 °C. Fordampertemperaturen og kondenseringstemperaturen i kaskadeveksleren er valgt til at ligge henholdsvis +/-1,5 K under og over denne temperatur.







**Figur 24. Ammoniak log-ph-diagram for kølemiddelkredsprocesserne med beregning af COP for lavtrykstrinnet (kreds 1) for et 2-trinskaskadeanlæg.**

Det skal bemærkes, at der er i beregningen af COP ikke er medtaget varmegenvinding fra trykgassen på lavtrykstrinnet. Følgende COP kan beregnes:

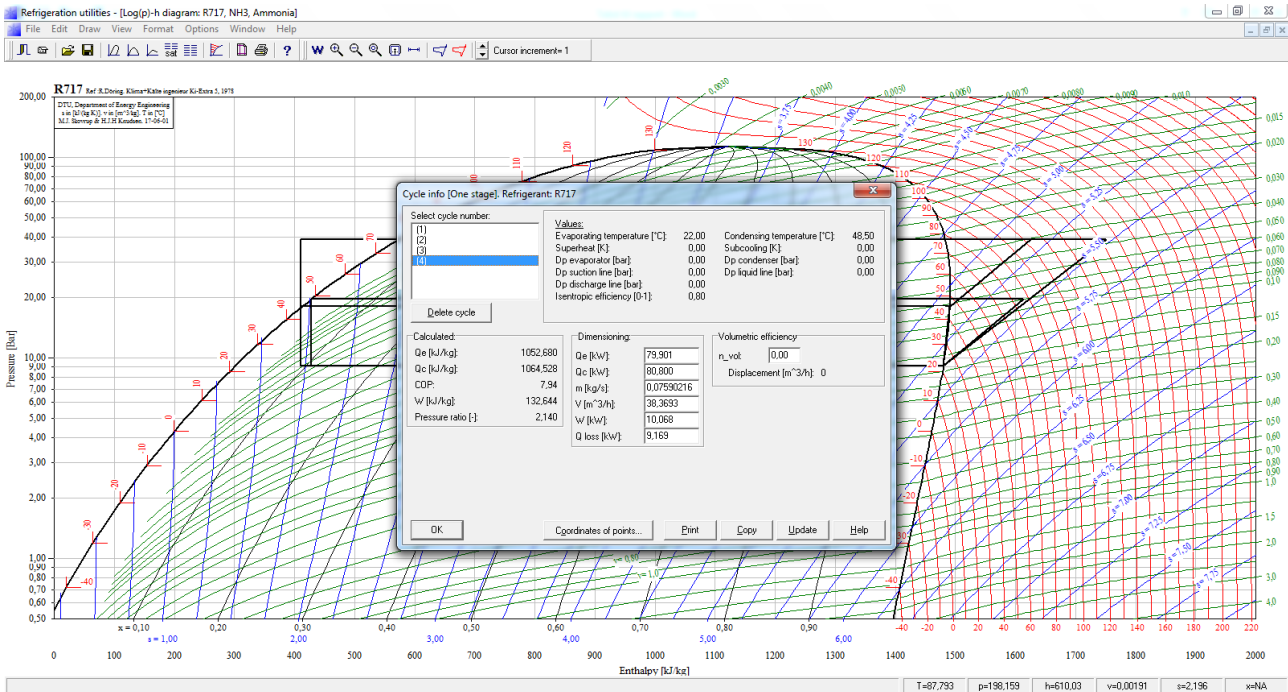
$$COP_{VP\_Kaskade} = 100 \text{ kW} / (11,04 \text{ kW} + 9,95 \text{ kW}) = 4,76.$$

Som det fremgår, ligger COP for 2-trinsanlægget lavere end for 1-trinsanlægget, og det skyldes den straf, der fremkommer pga. kravet til temperaturdifferens i kaskadeveksleren.

Der er som tidligere nævnt mulighed for at varmegenvinde fra lavtryksidens trykgas på et 2-trinsanlæg. Enten kan vandet strømme serielt, det vil sige først igennem en overhedningsfjerner på lavtrykstrinnet og derefter videre til kondensatoren på øverste trin, eller også kan vandet strømme parallelt igennem begge. Sidstnævnte løsning kræver dog, at der er en passende mængde trykgas på lavtrykstrinnet til, at det gennemstrømmende vand opnår en tilstrækkelig høj sluttemperatur, da der ellers skulle sikres en højere temperatur ud af kondensatoren for at opnå en blandingstemperatur på 80 °C. Ved at køre serielt vil det bl.a. resultere i, at der ikke opnås underkøling på det øverste trin i procesen.

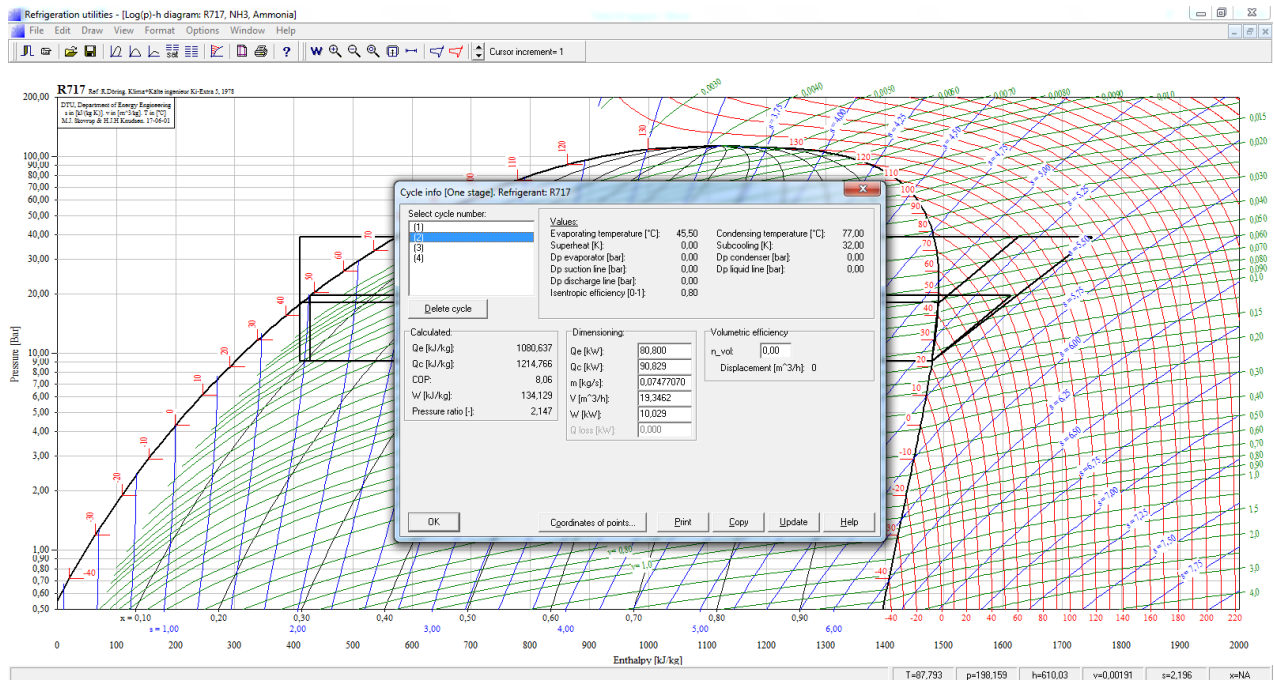
Vandet opvarmes fra 40 °C, og da kondenseringstemperaturen,  $T_c$ , på lavtrykstrinnet er sat til 48,5 °C, kan der stort set varmegenvindes 100 % af energien fra gassen. Trykgas-temperaturen er på ca. 85 °C, og med en relativt stor varmeveksler vil der kunne genereres 80 °C varmt vand. Den energimængde, der varmegenvindes fra gassen på lavtrykstrinnet, skal dermed ikke genereres i højtrykstrinnet, hvorfor arbejdet i dette trin vil blive reduceret.

I diagrammet nedenfor (Figur 25) er denne kreds (4) beregnet, hvoraf  $Q_{loss}$  repræsenterer energien, som findes i trykgassen på lavtrykstrinnet. Energien afsættes da til vandet, som gennemløber overhedningsfjernerens.



**Figur 25. Ammoniak log-ph-diagram for kølemiddelkredsprocesserne. Beregning af COP i lavtrykstrinnet (kreds 4) for et 2-trinskaskadeanlæg med udnyttelse af overhedningsfjerner.**

Det næste diagram, Figur 26, viser en beregning på højtrykstrinnet, som dermed kun skal generere de manglende 90,8 kW varme.



**Figur 26. Ammoniak log-ph-diagram for kølemiddelkredsprocesserne. Beregning af COP for højtrykstrinnet (kreds 2) for et 2-trinskaskadeanlæg med udnyttelse af overhedningsfjerner.**

Dermed fås følgende energieffektivitet:

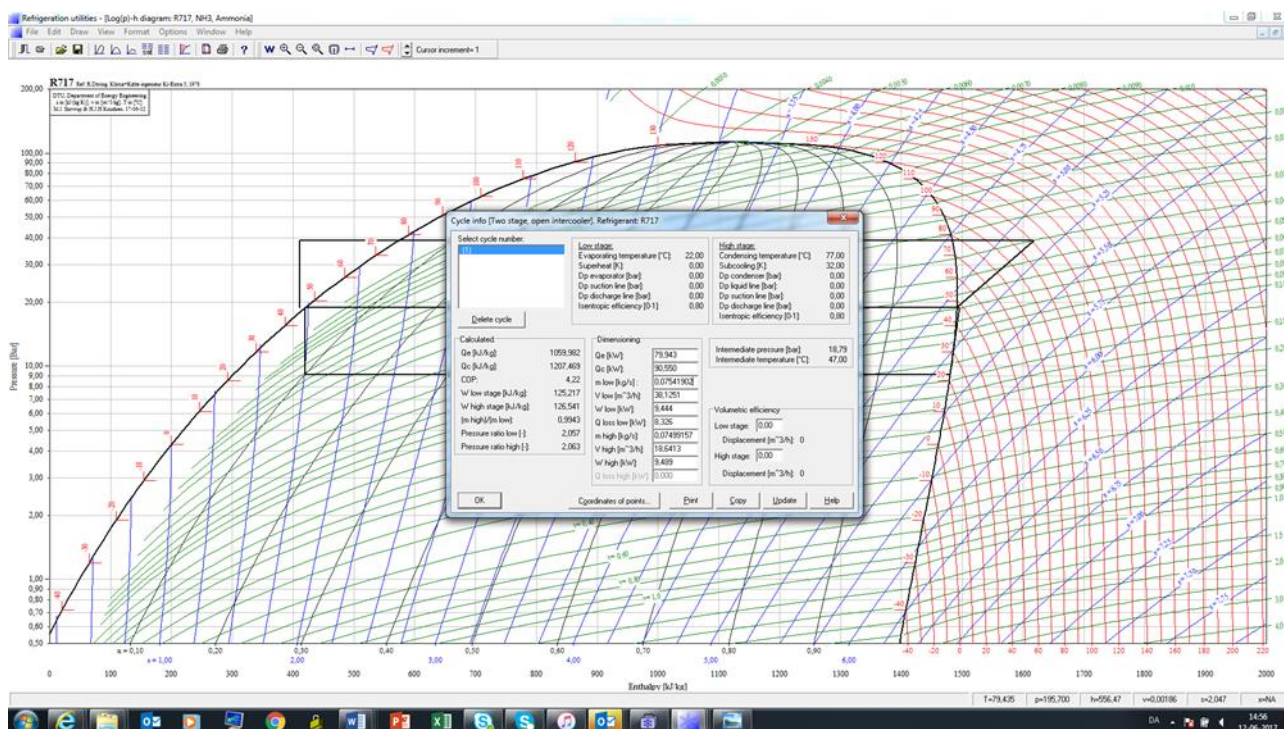
$$\text{COP}_{\text{VP\_Kaskade}} = (90,8 \text{ kW} + 9,2 \text{ kW}) / (10,0 \text{ kW} + 10,1 \text{ kW}) = 100 \text{ kW} / 20,1 \text{ kW} = 5,0.$$

Hvis kaskadeløsningen erstattes med et 2-trinsanlæg med åben mellemkøler, hvilket selvfølgelig medfører, at det er det samme kølemiddel, som cirkulerer i hele varmepumpen og med integreret overhedningsfjerner på lavtrykstrinnet, så vil det kunne øge effektiviteten yderligere på varmepumpen, da der derved ikke er behov for de 3 K temperaturdifferens, som kaskadeveksleren kræver for at fungere, og som reducerer varmepumpens COP.

På Figur 27 er beregningen af et sådant system vist. Effektiviteten af denne varmepumpe kan beregnes til:

$$\text{COP}_{\text{VP\_Kaskade}} = (90,6 \text{ kW} + 8,3 \text{ kW}) / (9,5 \text{ kW} + 9,4 \text{ kW}) = 5,23.$$

I og med at der skal produceres vand i temperaturintervallet 100 °C og 120 °C, er der valgt R600a (isobutan) som kølemiddel i forsøgsopstillingen. Det kritiske punkt for R600a ligger omkring 136 °C, og derved er det muligt at generere de høje vandtemperaturer ved subkritisk drift.



**Figur 27. Ammoniak log-ph-diagram for kølemiddelkredsprocessen for et 2-trinsanlæg med åben mellemkøler og med integreret overhedningsfjerner på lavtrykstrinnet samt beregning af COP.**

Trykgastemperaturen forbliver relativt lav med dette kølemiddel, men ofte er der et krav om, at en sugegasveksler installeres som sikkerhed mod væskeslag i kompressoren samt af hensyn til kølemidlets opløselighed i forhold til olie. Den lave trykgastemperatur med R600a er meget fordelagtig ved sammenligning med ammoniak i forhold til valg af komponenter og olie. Ved 120 °C kondenseringstemperatur har ammoniak et tryk på ca. 91 bar, hvilket næsten er en faktor tre i forhold til trykket ved brug af R600a. Dette tryk

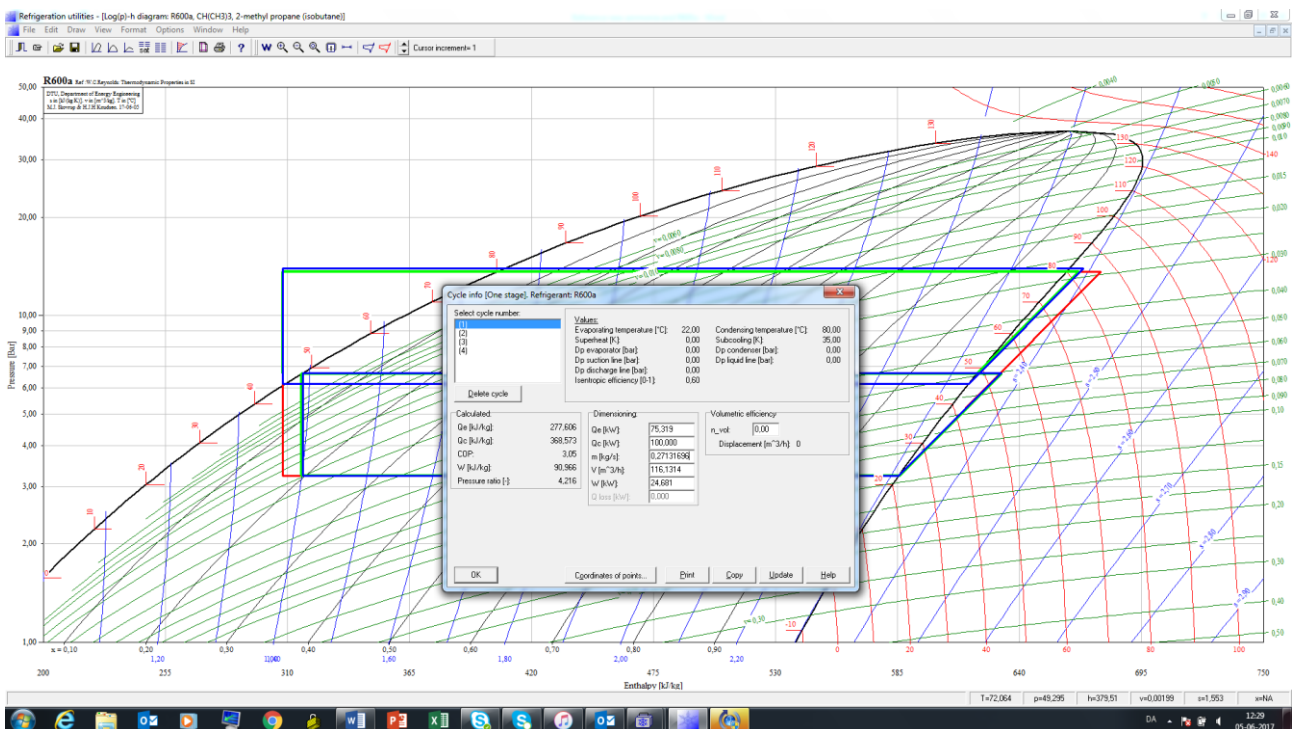
er for højt til langt de fleste kompressortyper, som anvendes i dag. Samtidig vil den høje trykgastemperatur for ammoniak ligeledes give problemer i forhold til olien.

Tilsvarende som ved ammoniak ovenfor gennemføres de samme beregninger af COP med R600a. Med isobutan anvendes dog en kondenseringstemperatur på 80 °C i beregningerne, da trykgastemperaturen er væsentligt lavere end for ammoniak. Endvidere er isentropvirkningsgraden valgt til at være 0,6, hvilket er en del lavere end for ammoniak anlæg, som godt kan komme op på 0,8. Isentropvirkningsgraden for isobutan vil sandsynligvis kunne øges til et niveau svarende til ammoniaks, hvis kompressorerne begynder at blive produceret i de samme størrelser som kompressorer til ammoniak. Beregningen er gennemført uden overhedning svarende til, at fordamperen på både høj- og lavtrykssiden er oversvømmet.

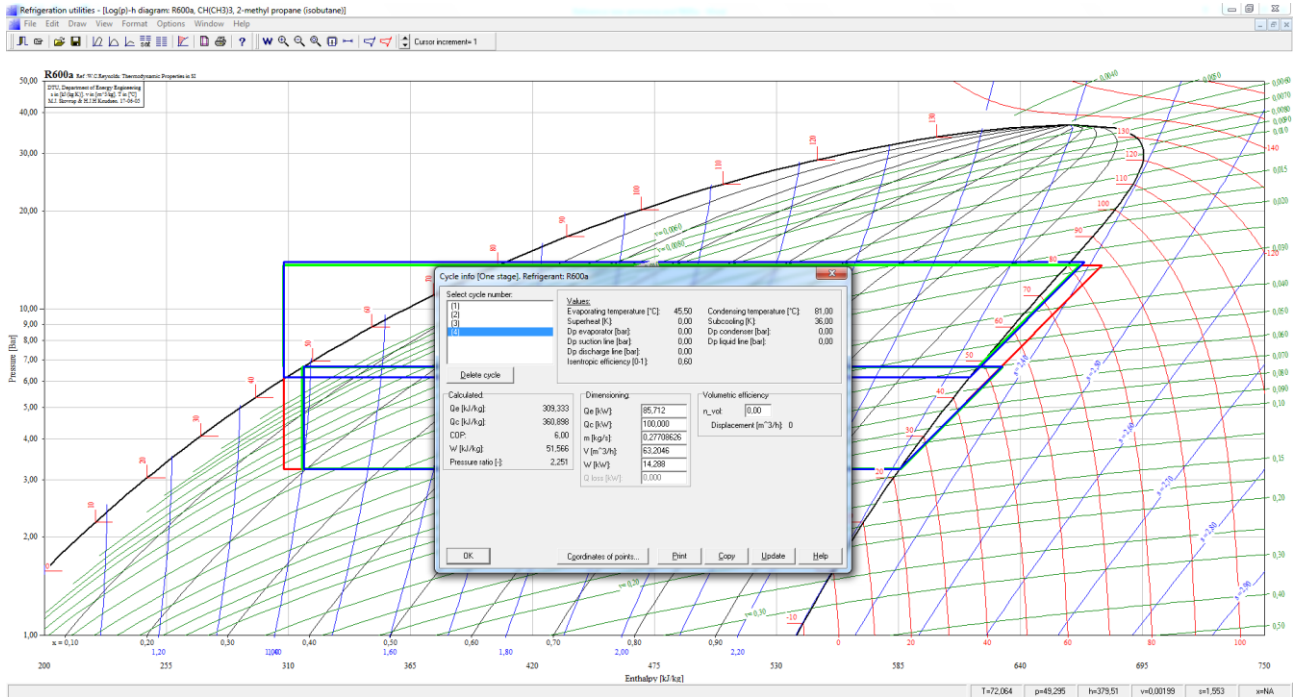
Der er anvendt samme mellemtryk som ved ammoniak anlægget, hvilket passer rimeligt godt til kølemidlet isobutan.

Som det fremgår herunder (Figur 28), resulterer dette i en COP på 4,1 ved et 1-trins anlæg.

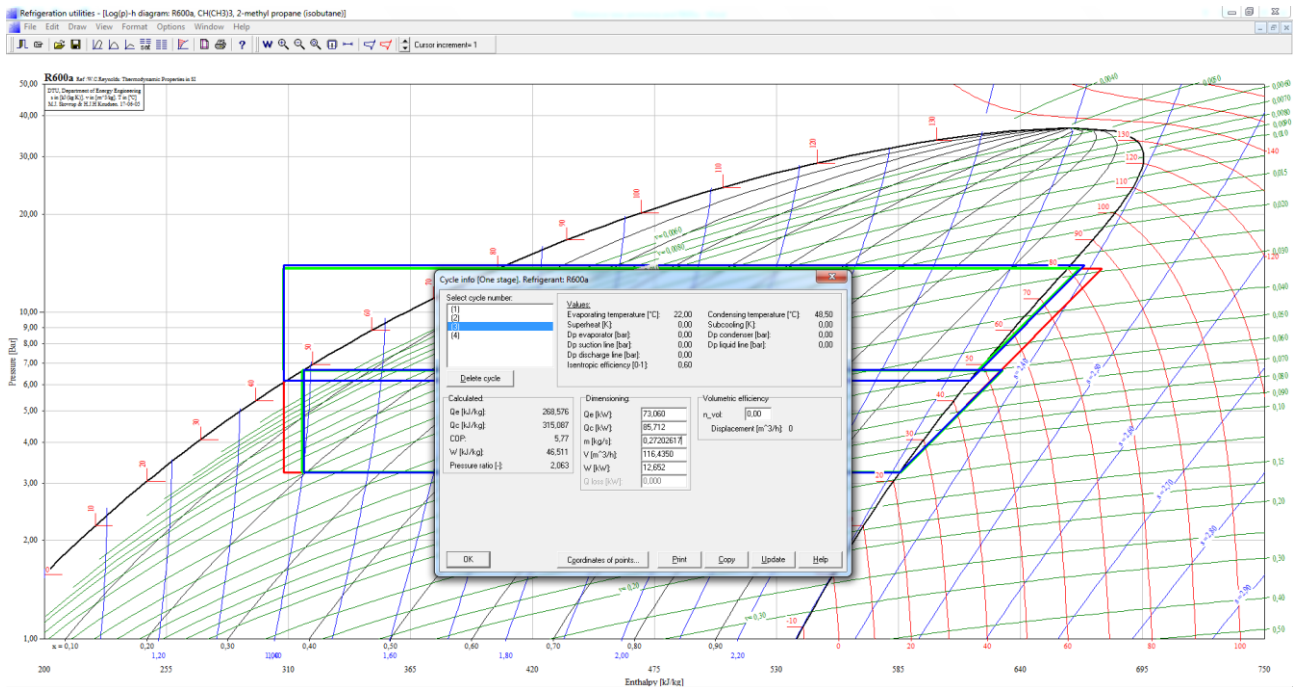
For kaskadesystemet fremgår beregningsresultaterne på høj- og lavtrykstrinnet af de følgende to diagrammer (Figur 29 og Figur 30). Kondenseringstemperaturen,  $T_c$ , på højtrykstrinnet er sat til 81 °C pga. den noget lavere trykgastemperatur.



Figur 28. Isobutan log-ph-diagram for kølemiddelkredsprocessen (rød-grøn kurve) for et 1-trins anlæg med beregning af COP.



Figur 29. Isobutan log-p-h-diagram for kølemiddelkredsprocessen i højtrykstrinnet (blå kurve, kreds 4) for et 2-trinskaskadeanlæg og beregning af COP.

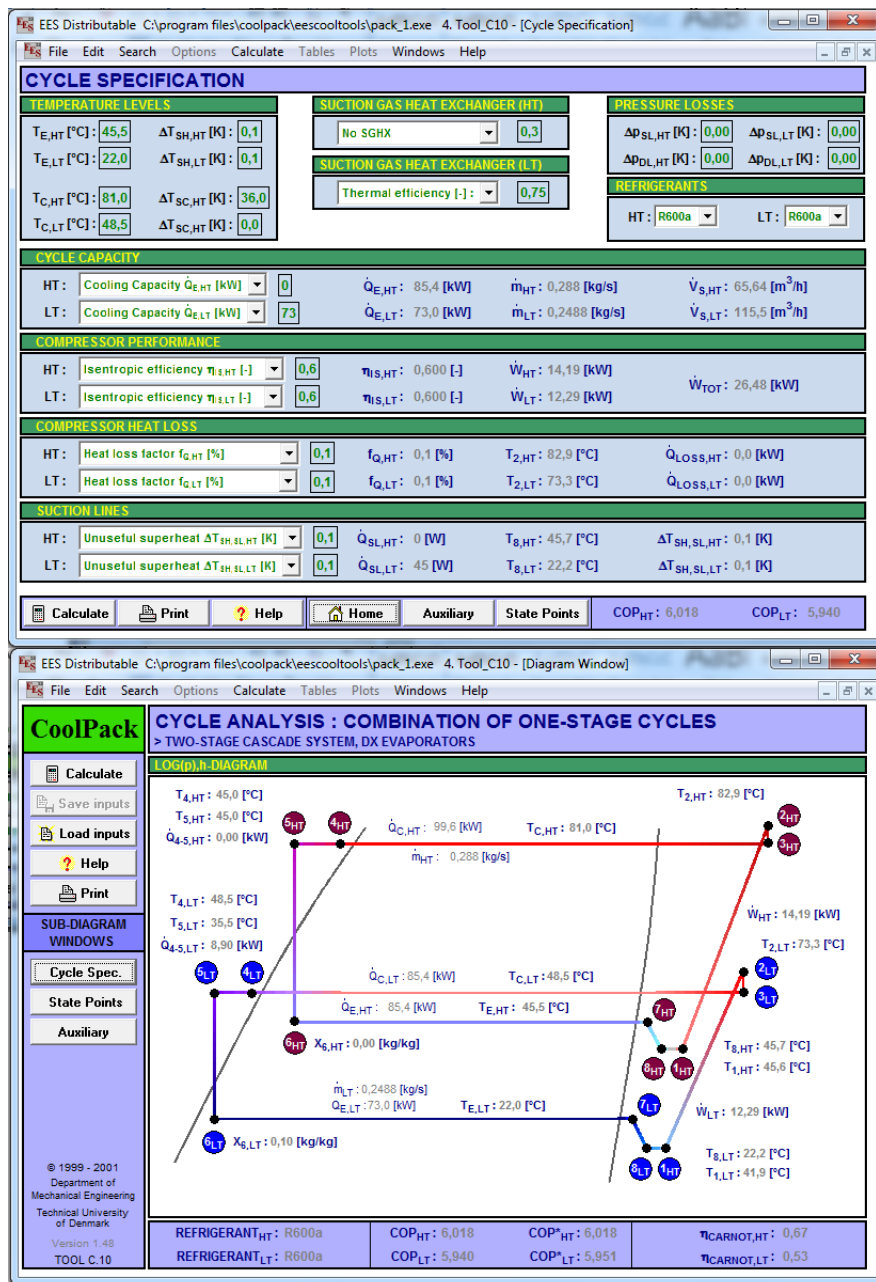


Figur 30. Isobutan log-p-h-diagram for kølemiddelkredsprocessen i lavtrykstrinnet (grøn kurve, kreds 3) for et 2-trinskaskadeanlæg og beregning af COP.

For kaskadeanlægget med isobutan resulterer beregningerne i en COP på:

$$\text{COP}_{\text{VP, Kaskade}} = 100 \text{ kW} / (14,3 \text{ kW} + 12,7 \text{ kW}) = 3,7.$$

Der er endvidere for R600a regnet på et kaskadesystem, hvor det nederste trin er udstyret med en sugegasveksler. Beregningen er vist på Figur 31:



Figur 31. Beregning af isobutankaskadesystem med sugegasveksler på nederste trin.

Dette resulterer i en effektivitet på:

$$\text{COP}_{\text{VP\_Kaskade}} = 99,6 \text{ kW} / (14,2 \text{ kW} + 12,3 \text{ kW}) = 3,8.$$

Det er også muligt at varmegenvinde fra trykgassen på lavtrykstrinnet. Trykgastemperaturen er dog for lav til at kunne opvarme vandet til 80 °C, men det vil være muligt at lade vandet strømme i serie. Det er derved muligt at trække ca. 10,5 kW ud af overhedningsfjernerer, og dermed kan det forventes, at der opnås følgende effektivitet (Figur 32):

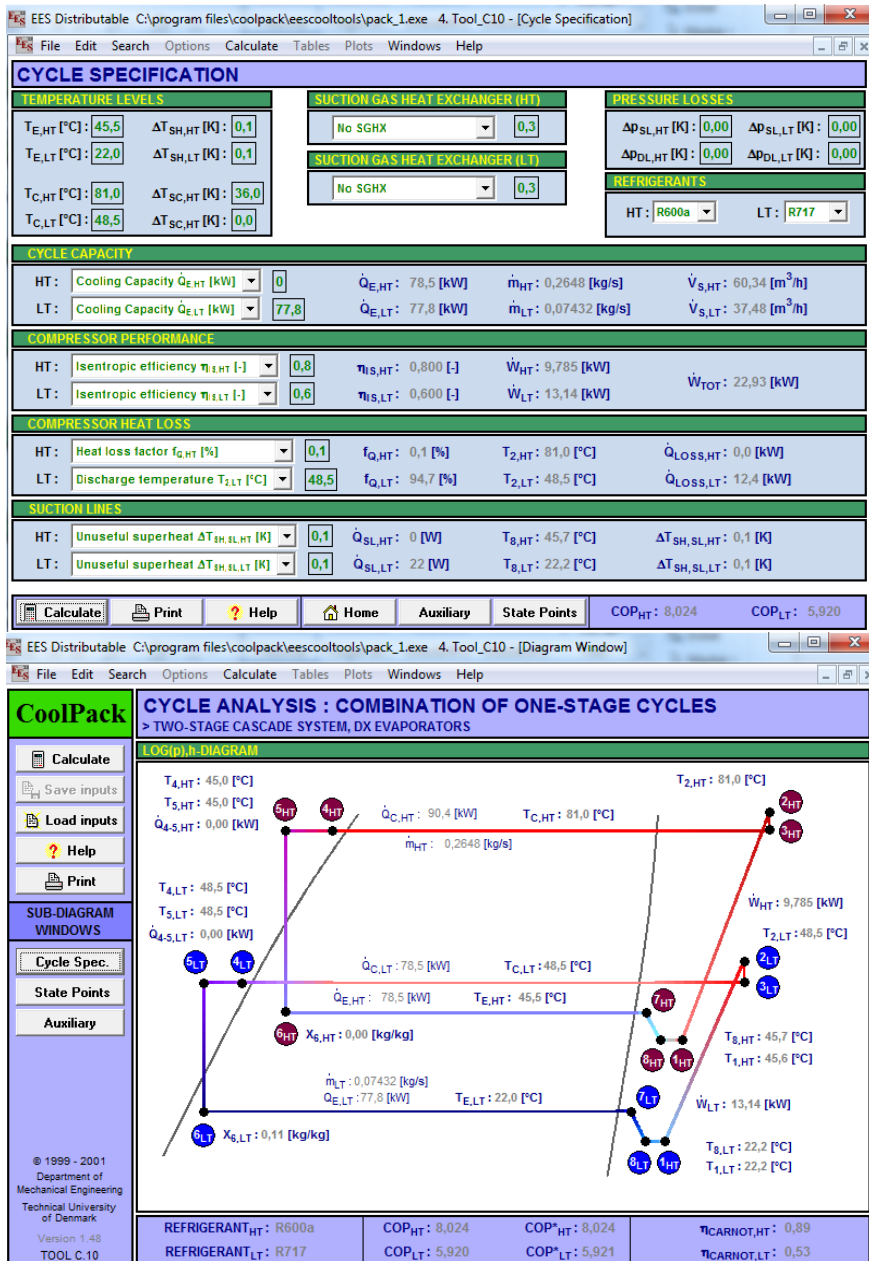
$$\text{COP}_{\text{VP\_Kaskade}} = (74,9 \text{ kW} + 12,5 \text{ kW} + 10,5 \text{ kW}) / (12,3 \text{ kW} + 12,5 \text{ kW}) = 97,9 \text{ kW} / 24,8 \text{ kW} = 4,0.$$

Ydelsen bliver ikke helt de forudsatte 100 kW, men COP-beregningen vil stadig være gældende.

CYCLE SPECIFICATION			
<b>TEMPERATURE LEVELS</b>			
$T_{E,HT}$ [°C]:	45,5	$\Delta T_{SH,HT}$ [K]:	0,1
$T_{E,LT}$ [°C]:	22,0	$\Delta T_{SH,LT}$ [K]:	0,1
$T_{C,HT}$ [°C]:	81,0	$\Delta T_{SC,HT}$ [K]:	36,0
$T_{C,LT}$ [°C]:	48,5	$\Delta T_{SC,HT}$ [K]:	0,0
<b>SUCTION GAS HEAT EXCHANGER (HT)</b>			
No SGHX		0,3	
<b>SUCTION GAS HEAT EXCHANGER (LT)</b>			
Thermal efficiency [-]:		0,75	
<b>PRESSURE LOSSES</b>			
$\Delta p_{SL,HT}$ [K]:	0,00	$\Delta p_{SL,LT}$ [K]:	0,00
$\Delta p_{DL,HT}$ [K]:	0,00	$\Delta p_{DL,LT}$ [K]:	0,00
<b>REFRIGERANTS</b>			
HT:	R600a	LT:	R600a
<b>CYCLE CAPACITY</b>			
HT:	Cooling Capacity $\dot{Q}_{E,HT}$ [kW]	0	$\dot{Q}_{E,HT}$ : 74,9 [kW]
LT:	Cooling Capacity $\dot{Q}_{E,LT}$ [kW]	73	$\dot{Q}_{E,LT}$ : 73,0 [kW]
<b>COMPRESSOR PERFORMANCE</b>			
HT:	Isentropic efficiency $\eta_{i,HT}$ [-]	0,6	$\eta_{i,HT}$ : 0,600 [-]
LT:	Isentropic efficiency $\eta_{i,LT}$ [-]	0,6	$\eta_{i,LT}$ : 0,600 [-]
<b>COMPRESSOR HEAT LOSS</b>			
HT:	Heat loss factor $f_{Q,HT}$ [%]	0,1	$f_{Q,HT}$ : 0,1 [%]
LT:	Heat loss $\dot{Q}_{LOSS,LT}$ [kW]	10,5	$\dot{Q}_{LOSS,LT}$ : 10,5 [kW]
<b>SUCTION LINES</b>			
HT:	Unuseful superheat $\Delta T_{SH,SL,HT}$ [K]	0,1	$\Delta T_{SH,SL,HT}$ : 0,1 [K]
LT:	Unuseful superheat $\Delta T_{SH,SL,LT}$ [K]	0,1	$\Delta T_{SH,SL,LT}$ : 0,1 [K]
Calculate   Print   Help   Home   Auxiliary   State Points   $\text{COP}_{HT}$ : 6,018   $\text{COP}_{LT}$ : 5,940			

**Figur 32. Beregning af isobutankaskadesystem med varmegenvinding af trykgas på lavtrykstrinnet.**

Det vil være oplagt også at undersøge et kaskadesystem med R717 på laveste trin og R600a på højeste. Dette bliver specielt interessant, når der ønskes en højere temperatur på vandet end 95 °C. Det er vanskeligt at finde leverandører af ammoniakkompressorer, der kan opnå højere temperaturer, end hvad der svarer til ca. 90 °C i kondenserings-temperatur. I dette tilfælde vil der skulle anvendes kompressorer med et designtryk på 60 bar, samtidig med at der skal være stor opmærksomhed på, hvad den resulterende trykgastemperatur bliver af hensyn til olien. Nedenfor er vist, hvilken COP der kan forventes opnået med denne løsning (se Figur 33). I beregningerne er der taget udgangspunkt i, at der er varmegenvinding af lavtrykkredsens trykgas.



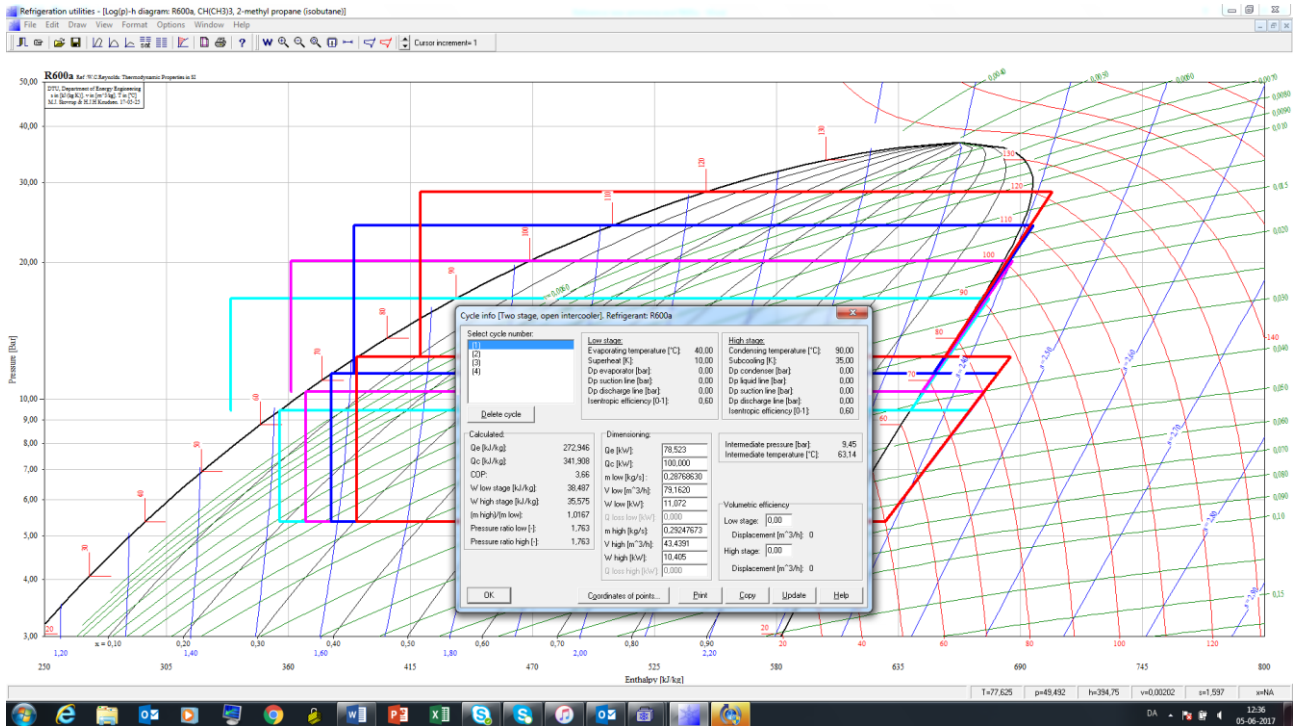
Figur 33. Beregning af kombineret ammoniak- og isobutankaskadesystem med varmegenvinding af trykgas på lavtrykstrinnet.

Forventet COP ved et kombineret ammoniak- og isobutankaskadesystem med varmegenvinding af trykgas på lavtrykstrinnet:

$$COP_{VP\_Kaskade} = (77,8 \text{ kW} + 9,8 \text{ kW} + 12,4 \text{ kW}) / (9,8 \text{ kW} + 13,1 \text{ kW}) = 100 \text{ kW} / 22,9 \text{ kW} = 4,4.$$

Der er lavet en sammenstilling af COP for R600a-anlæg ved følgende kondenseringstemperaturer af vandet: 90 °C, 100 °C, 110 °C og 120 °C. Det første billede (Figur 34) nedenfor viser kredsprocessen for et 2-trinsanlæg med åben mellemkøler:

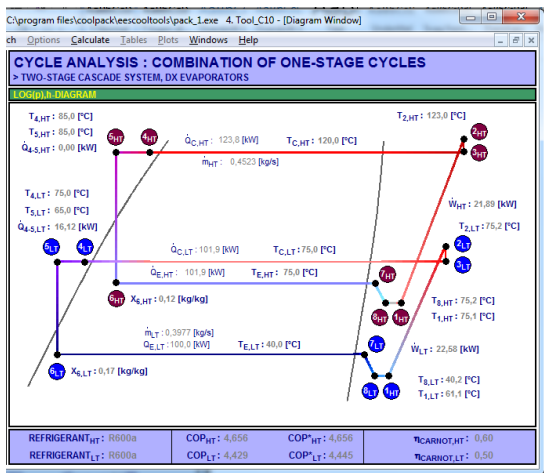




Figur 34. Isobutan log-ph-diagram for kølemiddelkredsprocessen for 2-trinsanlæg med åben mellemkøler og med følgende kondenseringstemperaturer: 90 °C, 100 °C, 110 °C og 120 °C.

Resultaterne for beregning af COP med de forskellige systemer er vist i skemaet længere nede i rapporten.

Et eksempel på et kaskadesystem med R600a på begge trin og med intern sugegasveksler på lavtrykstrinnet inkl. overhedningsfjerner på lavtryksiden er vist i Figur 35:

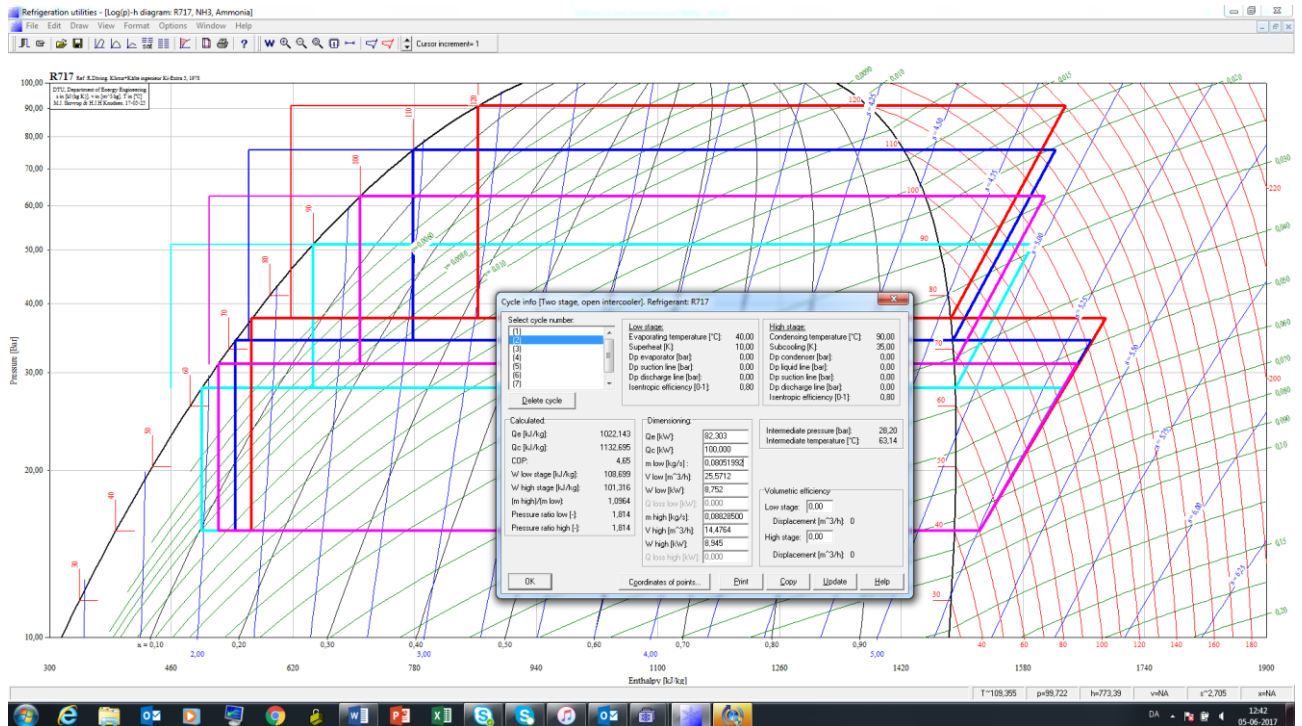


Figur 35. Beregning af COP for isobutankaskadesystem med intern sugegasveksler på lavtrykstrinnet inkl. overhedningsfjerner på lavtryksiden og med kondenseringstemperatur på 120 °C.

Dette isobutankaskadesystem giver ved en kondenseringstemperatur på 120 °C en forventet COP på:

$$COP_{120^{\circ}\text{C}} = (101,9 \text{ kW} + 21,89 \text{ kW} + 21 \text{ kW}) / (22,58 \text{ kW} + 21,89 \text{ kW}) = 3,3.$$

Der er tilsvarende udført beregninger på et 2-trinsanlæg med åben mellemkøler med ammoniak (Figur 36):



**Figur 36. Ammoniak log-ph-diagram for kølemiddelkredsprocessen for 2-trinsanlæg med åben mellemkøler og med følgende kondenseringstemperaturer: 90 °C, 100 °C, 110 °C og 120 °C.**

Nedenfor i Tabel 4 er sammenfattet den beregnede COP ved de forskellige systemkonfigurationer:

Konfiguration	Kondenseringstemperatur			
	90 °C	100 °C	110 °C	120 °C
SH=10 K, Isentrop=0,6; R600a på top & bund:	4,7	4,0	3,4	3,0
SH=10 K, Isentrop=0,8; R717 på top & bund:	5,7	4,8	4,1	3,6
SH=10 K, Isentrop=0,6; R717 på top & bund; Varmegenv. fra trykgas på lavtryk:	6,0	5,1	4,4	3,9
SH=10 K, Isentrop=0,6; R600a på top & bund; Sugegasveks. samt varmegenv. på lavtryk:				3,3
SH=10 K, R600a på toppen, Isentrop=0,6 og R717 i bunden, Isentrop=0,8; Temperatur diff. i kaskade=3 K:		4,3	3,7	3,3
SH=10 K, R600a på toppen, Isentrop=0,6 og R717 i bunden, Isentrop=0,8, plus varmegenv. fra trykgas på lavtryk; plus sugegas på veks. på toppen; Temperatur diff. i kaskade=3 K:		4,4	3,9	3,5

**Tabel 4. Tabel over beregnet COP ved forskellige systemkonfigurationer. SH står for superheating. Isentrop betegner Isentropvirkningsgraden.**

## 5. Konklusion

I projektet er det lykkedes at opbygge et system efter PiPoVp-konceptet, hvor der anvendes det såkaldte 'semikaskade varmepumpeprincip'. Projektet har gennem analyser, målinger og beregninger vist, at det med fordel kan være muligt at anvende dette koncept.

Et væsentligt forhold at have for øje i forhold til de test, der er gennemført i projektet, er, at varmepumpen er opbygget, så anlægget kan kobles på tre forskellige måder. Det kan køre som et 1-trinsanlæg og som et kaskadeanlæg med to forskellige systemopbygninger. Dette bevirker, at alle varmevekslerne ikke er optimeret til den funktion, de er designet til. Derfor skal der tages hensyn til dette, når resultaterne analyseres, i og med at der vil forekomme forskellig temperaturapproach i de samme vekslere i de forskellige konfigurationer. Men som det er beskrevet, så er det blevet eftervist, at der kan opnås effektivitetsforbedringer ved de foreslåede konfigurationer. Endvidere er fordelingen af væske på vandsiderne ikke ens i de to kaskadesystemer, så det vil ikke være muligt entydigt at konkludere ud fra målte COP'er, at den ene systemopbygning er bedre end den anden. Men det fremgår, at der er et optimalt mellemtryk ved de givne flow, og dette skal der tages hensyn til, når et sådant anlæg skal dimensioneres.

Ved test er der kørt med forskellige mellemtryk i de to kaskadeløsninger, og afhængigt af konfigurationen er variationen i COP mellem 3,4 og 3,9.

Teoretiske beregninger viser, at det i temperaturintervallet 90 °C til 120 °C burde være muligt at opnå COP'er i intervallet 3,0 til 6,0.

Det er ligeledes blevet påvist i projektet, at systemet kan levere 120 °C varmt vand. Samtidig er det via beregninger eftervist, at en 2-trinskonfiguration med ammoniak på nederste trin og isobutan på toppen kan levere de 120 °C grader, som det er blevet eftervist med isobutan på testanlægget.

COP for Kaskadeløsning 1 ligger i intervallet 3,4 til 3,8 afhængigt af mellemtrykket og for Kaskadeløsning 2 i intervallet 3,6 til 3,9. Der skal endvidere som ovenfor beskrevet være varsomhed i forhold til at sammenligne de beregnede COP'er, da vekslerne ikke er optimeret til de enkelte løsninger. Dette skyldes, at formålet med anlægget har været at teste forskellige systemløsninger og eftervise konceptet, så det har selvfølgelig ikke været muligt at optimere de enkelte løsninger og tilpasse varmevekslerne. Der vil derfor være et yderligere potentiale i at optimere de enkelte løsninger. Det er ligeledes yderst interessant at optimere den løsning, der har kunnet levere 120 °C varmt vand, og det forventes, at det potentielt vil være muligt at komme helt op på 130 °C varmt vand.

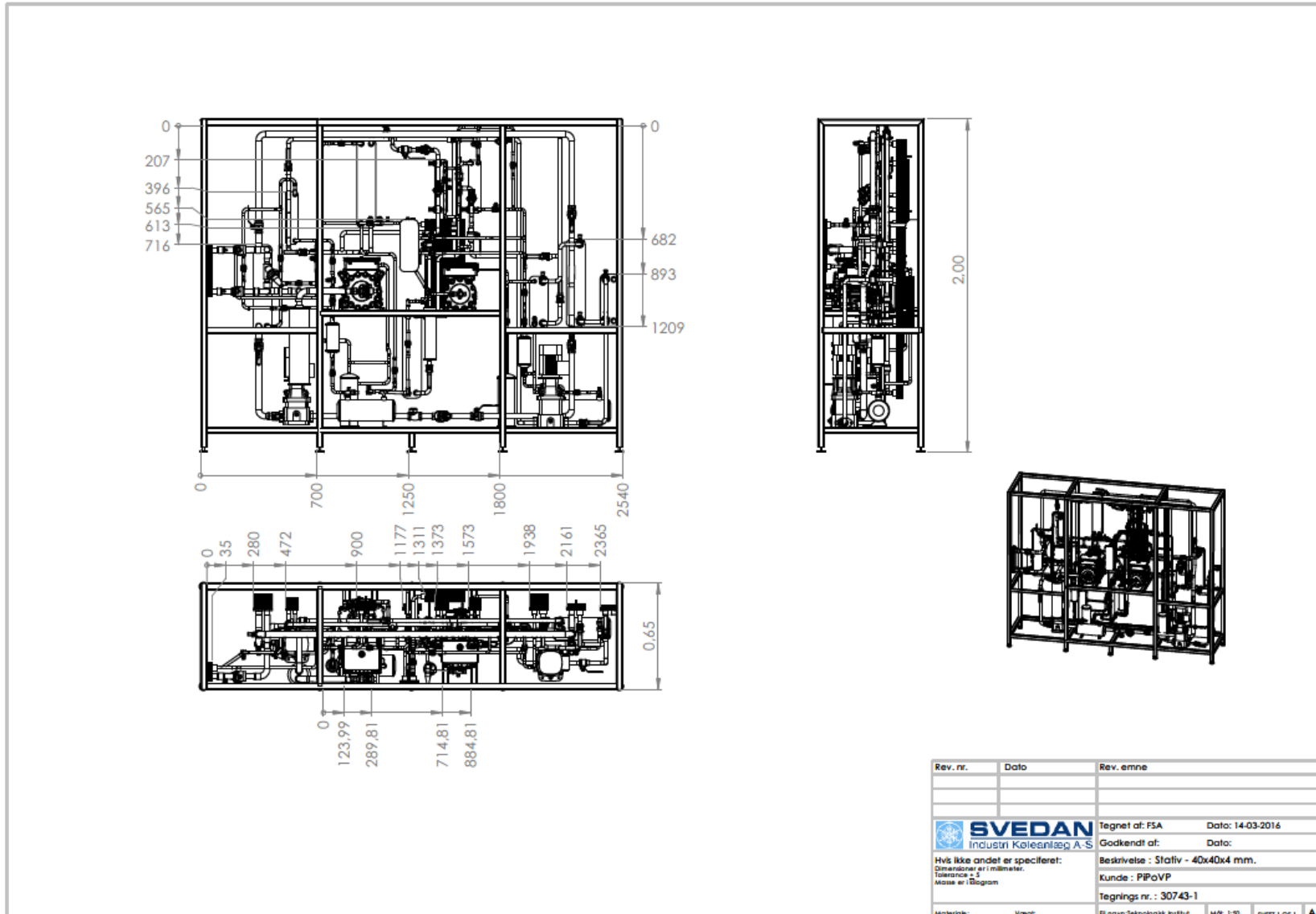
Det er endvidere lykkedes at køre anlæggene med en stabil drift, hvilket ellers kan være vanskeligt, når temperaturføleren til overhedningsstyringen sidder efter sugegasveksleren.

## **6. Referencer**

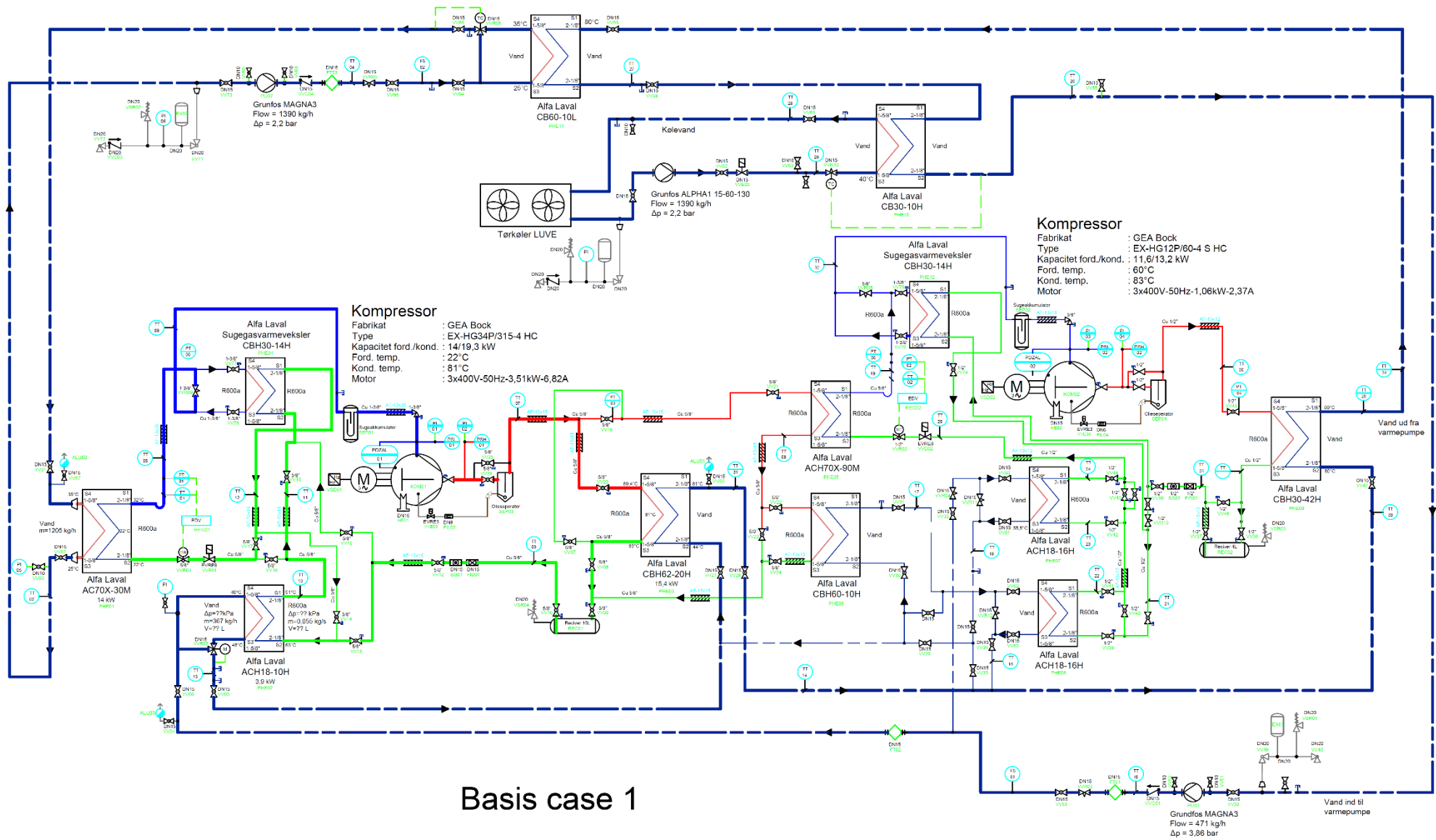
/1/ Energy Efficient Ammonia Heat Pump. Madsen, C. et al. Danish Technological Institute. 2013.

## Bilag 1. Testopstilling og PI-diagrammer

Figur B.1: Tegning af varmepumpeopstillingen

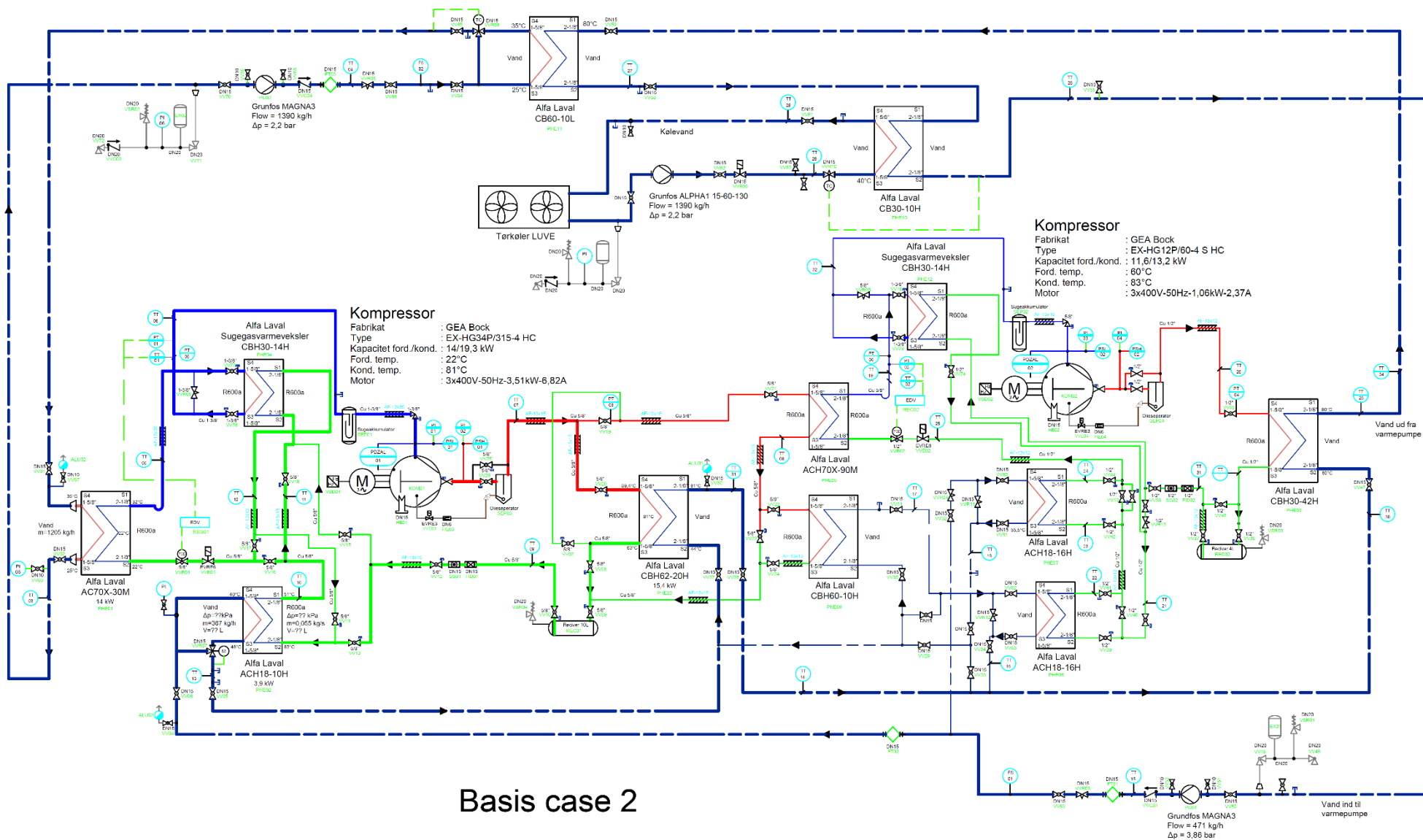


Figur B.2: Basiskørsel 1



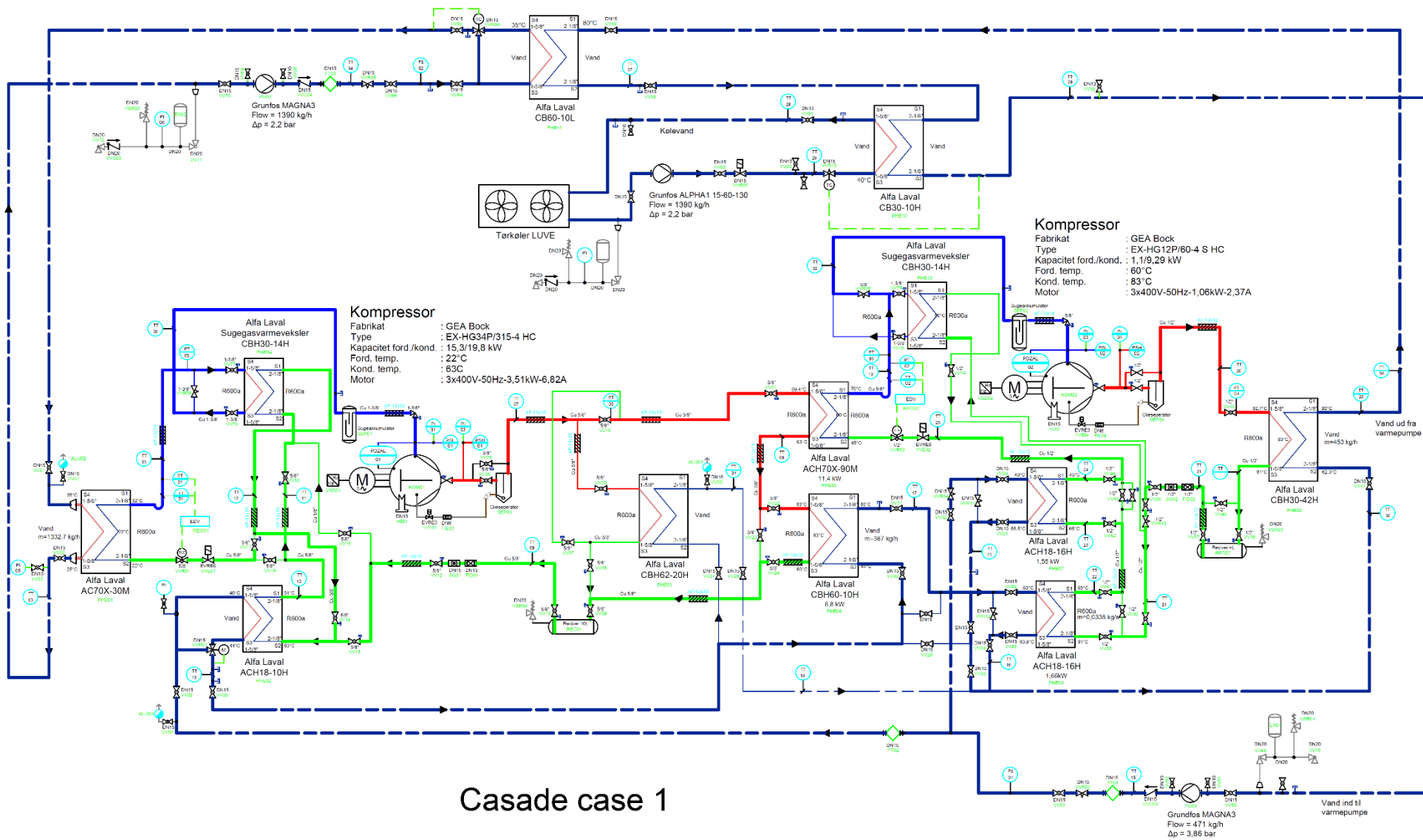
Basis case 1

Figur B.3: Basiskørsel 2



Basis case 2

Figur B.4: Kaskadekørsel 1



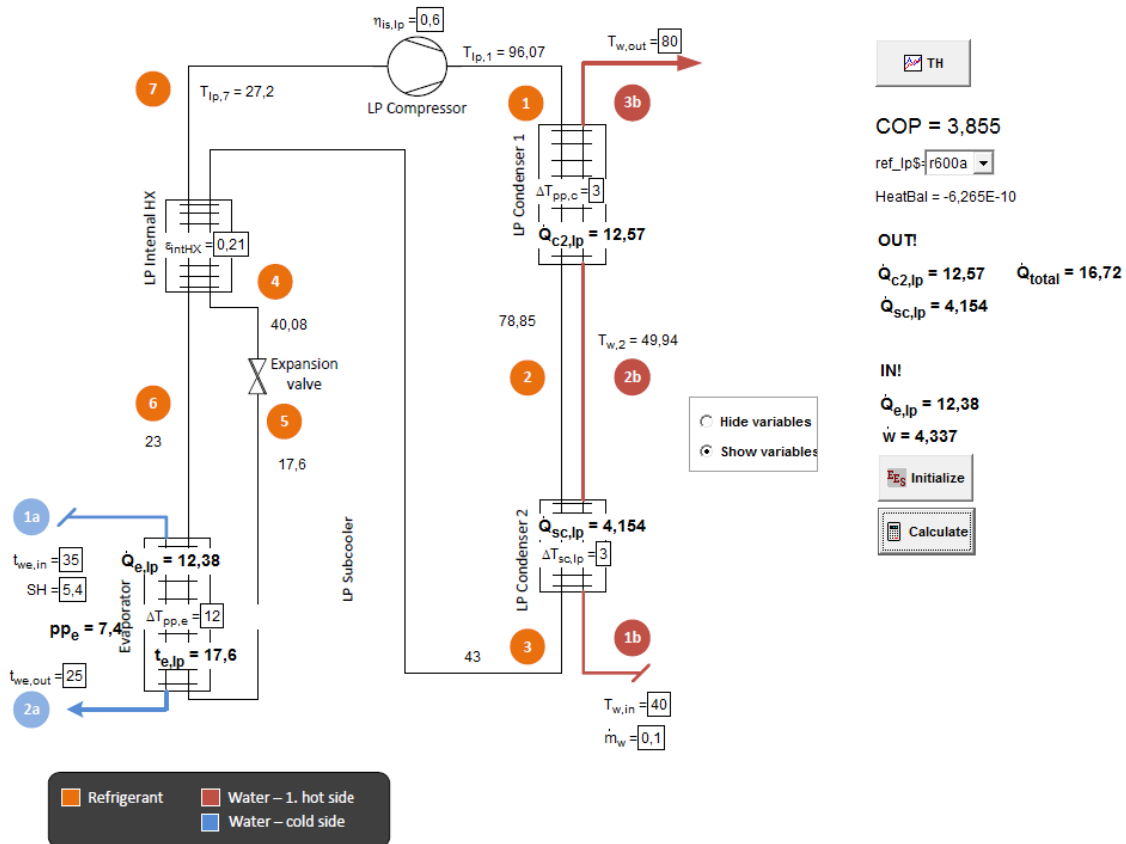




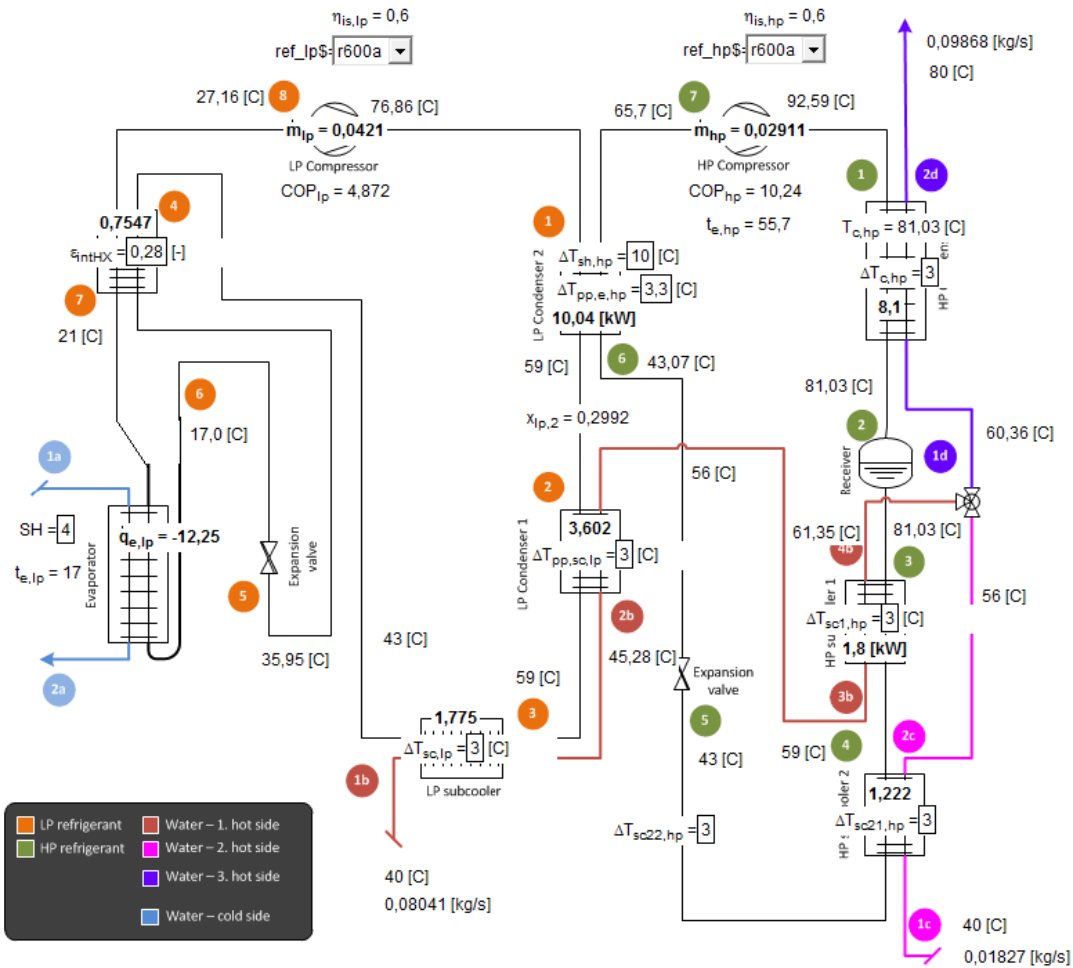
## Bilag 2. Simuleringsresultater

Screenshots af diagramvinduer fra simuleringer

### Basiskørsel 1



Kaskadekørsel 1



- LP refrigerant
- HP refrigerant
- Water – 1. hot side
- Water – 2. hot side
- Water – 3. hot side
- Water – cold side

PI diagram

- Refrigerant side
- Water side
- Both sides

PH     TH  
 Initialize     Calculate

**COP = 3,882**  
 $T_{wd,in} = 40$  [C]  
 $T_{wd,out} = 80$  [C]  
 $\dot{Q}_w = 16,5$  [kW]  
 $T_{c,lp} = 59$  [C]  
 $\dot{W}_{hp} = 1,086$   
 $\dot{W}_{lp} = 3,164$

Kaskadekørsel 2

