

Elforskningsprojekt nr. 349-040  
Køleanlæg med temperaturlid

**Resultater**

**Projektdeltagere:**

Nasrin Arjomand Kermani<sup>1</sup>, John Terpollari Madsen<sup>2</sup>, Christian Heerup<sup>3</sup>, Brian Elmegaard<sup>\*1</sup>

1: Technical University of Denmark, Lyngby, 2800, Denmark

2: Joma Tech, Årslev, 5792, Denmark, Taastrup, 2630, Denmark,

3: Danish Technological Institute,

## Indholdsfortegnelse

Konklusion.....	4
Næste skridt. ....	5
Beskrivelse af den tekniske løsning, teori.....	6
Forsøget .....	9
Måledata og beregninger af COP .....	9
Målte parametre .....	9
Beregnete værdier.....	12

## Konklusion.

I mange køle- og opvarmningsprocesser sker et temperaturglid undervejs. F.eks. opvarmes fjernvarmevand fra ca. 40 °C til ca. 70 °C på varmeværket. Andre processer nedkøles, f.eks. kølevand fra procesvirksomheder.

En varmepumpe, der kan udnytte disse temperaturforskelle, vil have en bedre COP end konventionelle varmepumper, med en elbesparelse til følge.

I dette forsøg konstrueres en forsøgssopstilling for test af et nyt princip med kondensering og fordampning direkte i flydende kølemiddel.

Lorenz kredspocess er fulgt, og det er søgt at tilnærme alle delprocesser til denne for maks. COP.

Der er udført ca. 40 kompressionsgennemløb under ideel drift, og i disse ses en COP på ca. **41 - 65 % af Lorenz COP** ved de givne temperaturforhold.

**Eksempel:** ved en fordampertemperatur på 16 °C, en temperatur af væsken ind i kompressionskammeret på 37,1 °C og en temperatur af væsken ud af kompressoren på 61,1 °C måles COP = 5,8. Lorenz COP ved disse temperaturer er 9,5, hvorfor vi her når 61 % af den teoretisk opnåelige COP.

### Forsøget viser at der er yderligere muligheder for at optimere på COP:

- Forsøgssopstillingen er meget tung i forhold til den mængde kølemiddel, der indsuges i den. Derfor er temperaturen under indsugningen af gassen 35 - 40 °C inden kompressionen begynder. I fordampere er temperaturen ca. 16 °C, så det ses at der sker en kraftig overhedning af gassen. Det betyder at der ikke indsuges så meget gas, som hvis der ikke var overhedning, til skade for COP.
- Den kraftige opvarmning af gassen inden kompressionen starter betyder endvidere, at den første delproces i Lorenz-kredspocessen, der skulle være en adiabat kompression, bliver en isoterm kompression i stedet.
- I det sidste målepunkt i hver måling er der ofte et meget højt tryk. Maks. temperaturen i kompressionskammeret ( $T_1$ ) er sjældet over 65 °C, svarende til et kondenseringstryk på 18,8 bar for R134a, men trykket er ofte væsentligt højere end dette i slutningen af kompressionen. Det betyder at der bruges unødvendigt meget arbejde på den sidste del af kompressionen, herunder udtømningen af væsken. Hvis man i regnearket, hvor data fra forsøgene behandles, reducerer trykket i til maks. kondenseringstrykket (61 °C = 17,2 bar), **vil COP stige til 8,0, svarende til 83 % af Lorenz COP**. Dette viser at det er vigtigt at lave god mulighed for udtømning af væsken i fremtidige maskiner.
- Det ses af målingerne, at massen af gas fortsætter med at stige i starten af kompressionsfasen. Dette må skyldes at der stadig står noget kølemidlevæske i kompressionskammeret, der fordamper under kompressionen og således er med til at holde den isoterm. Dette er øjensynlig godt for COP, idet denne

bliver lavere, hvis gasmængden holdes konstant i starten af kompressionen frem for at lade den stige, som målingerne viser. I den virkelige kredsproces vil der ske noget tilsvarende, idet indsprøjtningen her vil begynde når temperaturen af gassen er som  $T_{\text{warm } 1}$ . Denne temperatur vil ved en adiabatisk kompression opstå inden kondenseringstrykket ved denne temperatur, hvorfor kølemidlet også her vil fordampe og øge massen af gas.

### **Næste skridt.**

Dette forsøg viser at teorien er korrekt.

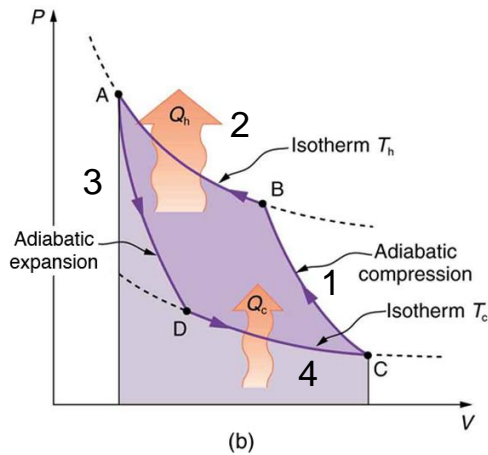
Endvidere ses der yderligere muligheder for optimeringer, hvorved man kan nærme sig de teoretisk opnåelige værdier for COP, hvilket vil reducere elforbruget i varmepumperne.

JoMa Tech MSR arbejder p.t. videre på en større model i + 1 MW størrelsen, der tager højde for de begrænsninger som dette indledende forsøg har påvist.

Når designet er færdigt vil vi søge partnere for udførelsen, og evt. søge nye forskningsmidler hos f.eks. Elforsk.

## Beskrivelse af den tekniske løsning, teori.

Carnot's kredsproces beskriver en proces, hvor varme tilføres og afgives ved **konstante** temperaturer, og består af følgende del-processer:



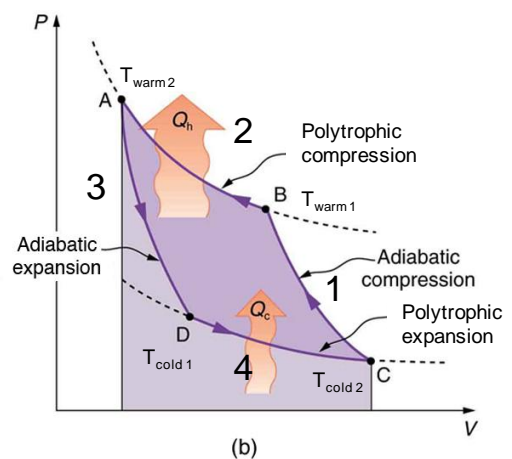
Figur 1: Carnot's kredsproces.

- 1) C - B; Isentrop/adiabatisk kompression, hvor temperaturen stiger fra  $T_c$  til  $T_h$ . Dette svarer til kompressoren i en konventionel varmepumpe.
- 2) B - A; Isoterm kompression, hvor kompressionen løbende køles. Her afgives varmen  $Q_h$ . Dette svarer til kondensatoren i en konventionel varmepumpe.
- 3) A - D; Isentrop/adiabatisk ekspansion, hvor mediet køles fra  $T_h$  til  $T_c$ . Dette svarer til ekspansionsventilen i en konventionel varmepumpe
- 4) D - C; Isoterm ekspansion, hvor der tilføres varmen  $Q_c$ . Dette svarer til fordampere.

Når temperaturene varierer frem for at være konstante, indsættes polytrope delprocesser i stedet for isoterme i ovennævnte kredsproces. Der opereres endvidere med 4 temperaturer:

På den kolde side:  $T_{cold 1}$  og  $T_{cold 2}$

På den varme side:  $T_{warm 1}$  og  $T_{warm 2}$



Figur 2: Lorenz' kredsproces.

De 4 delprocesser er nu:

- 1) C - B; Isentrop/adiabatisk kompression, hvor temperaturen stiger fra  $T_{\text{cold } 2}$  til  $T_{\text{warm } 1}$ .
- 2) B - A; Polytrop kompression, hvor gassen komprimeres yderligere under køling. Under denne kompression stiger temperaturen fra  $T_{\text{warm } 1}$  til  $T_{\text{warm } 2}$ .
- 3) A - D; Isentrop/adiabatisk ekspansion, hvor mediet køles fra  $T_{\text{warm } 2}$  til  $T_{\text{cold } 1}$ .
- 4) D - C: En polytrop ekspansion til start-trykket. Under ekspansionen er varme tilført fra omgivelserne, der køles fra  $T_{\text{cold } 1}$  til  $T_{\text{cold } 2}$ .

$\text{COP}_{\text{Lorenz}}$  kan endvidere udtrykkes som  $T_{\text{lmH}} / (T_{\text{lmH}} - T_{\text{lmL}})$

$T_{\text{lmH}}$  = log mid. temp. i aftaget (K)

$T_{\text{lmL}}$  = log mid. temp. varmekilden (K)

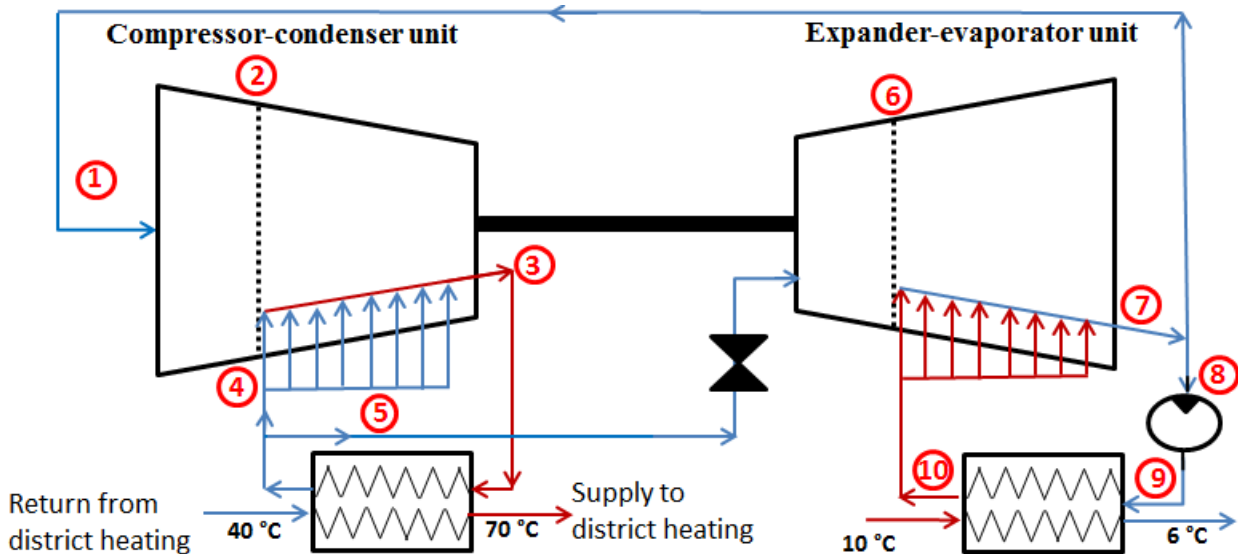
$T_{\text{lm}} = (T_{\text{max}} - T_{\text{min}}) / \ln(T_{\text{max}}/T_{\text{min}})$

Ideen i dette forskningsprojekt er at finde delprocesser der tilnærmer sig de ovenfor beskrevne ideelle processer.

En metode til at opnå de polytrope del-processer er ved at lade flydende kølemiddel absorbere kølemiddelgas (ved kompression) eller ved at afkoge kølemiddelgas fra flydende kølemiddel (ved ekspansion). Mængderne af flydende kølemiddel tilpasses, så temperaturen af væsken er som ønsket efter de enkelte delprocesser.

**Eksempel:** Et serverrum har kølevand, der køles fra  $12\text{ }^{\circ}\text{C}$  ( $T_{\text{cold } 1}$ ) til  $6\text{ }^{\circ}\text{C}$  ( $T_{\text{cold } 2}$ ). Man vil bygge en varmepumpe, der kan levere fjernvarme, hvor temperaturen hæves fra  $40\text{ }^{\circ}\text{C}$  ( $T_{\text{warm } 1}$ ) til  $70\text{ }^{\circ}\text{C}$  ( $T_{\text{warm } 2}$ ).

Skematisk kan et ideelt virkende køleanlæg se således ud:



Figur 3: Skematisk oversigt over varmepumpe der virker tilnærmelsesvist ideelt efter Lorenz kredsløpsproces.

Følges de 4 delprocesser ses:

**1 - 2 Isentrop kompression**, hvor temperaturen stiger fra  $6\text{ }^{\circ}\text{C}$  til  $40\text{ }^{\circ}\text{C}$ .

**2 - 3 Polytrop kompression**, hvor gassen komprimeres yderligere under køling. Gassen køles ved indsprøjtning af flydende kølemiddel ved en temperatur på  $40\text{ }^{\circ}\text{C}$ . Grundet kompressionsarbejde og udkondensering af kølemiddelgas i væsken stiger temperaturen af væsken til  $70\text{ }^{\circ}\text{C}$  under kompressionen. Ved slutningen af kompressionslaget er al gassen ideelt set udkondenseret i væsken.

Den varme kølemiddelvæske ledes til en pladeveksler, hvor den opvarmer fjernvarmevandet.

**5 - 6 Isentrop ekspansion**. Da al gas er opsugt under det høje tryk efter kompressoren, er der ingen gas til den adiabate ekspansion. Der indsprøjtes i stedet flydende kølemiddel i ekspanderen i en mængde svarende til den gas der tilføres kompressoren i trin 1. Kølemidlet fordamper til det opnår temperaturen  $T_{\text{cold } 1}$ .

**6 - 7 Polytrop ekspansion** til start-tryk. Ekspansionen af gassen sker ved at den indsprøjtede væske begynder at koge, når trykket falder. Mængden af kølemiddelvæske tilpasses således at temperaturen grundet udkogningen falder fra  $T_{\text{cold } 1}$  til  $T_{\text{cold } 2}$ . Det kolde flydende kølemiddel varmeveksles med den proces, der ønskes kølet.

Flowet af flydende kølemiddel i kompressor og ekspander kan godt være forskelligt, og afhænger af den der ønskes på hhv. det opvarmede og kølede medie.



## Forsøget

Forsøgsopstillingen er opført hos Teknologisk Institut i Århus.

Kompressoren er designet af holdet bag dette projekt.

Aht. eventuelle patentrettigheder ønsker vi ikke at beskrive vores løsning vedr. kompressoren, men interesserede læsere er velkomne til at kontakte JoMa Tech MSR for detaljer, på betingelse af en underskrevet hemmeligholdelsesaftale.

## Måledata og beregninger af COP

Målingerne er nu gennemførte.

I tidsrummet 15:40 - 15:56 d. 23/10 2018 kunne man se at der kom væske ud af kompressionskammeret som ønsket. Ved denne drift kommer der ikke gas ud af kompressionskammeret, dvs. al gas er kondenseret som ønsket.

Data for denne måleperiode behandles i et regneark. De beregninger og forudsætninger, der vises i de enkelte kolonner i dette, gennemgås i det følgende.

### Målte parametre

Der måles følgende parametre, der danner basis for alle øvrige beregninger.

Alle tryk måles i baro. Da der i beregninger anvendes absolut tryk, er alle målte tryk tillagt 1 bar, der inkl. i de viste tryk.

$P_1$ , bar abs.: Tryk i kompressionskammer.

$P_2$ , bar abs.: Tryk i kølemiddelvæske ind i kompressionskammer. Denne er omtrent som kondensatortrykket  $P_3$ .

$P_3$ , bar abs.: Tryk i kondensator.

$P_4$ , bar abs.: Tryk i fordamper.

Afstand, mm: med dette målepunkt beregnes volumet i kompressionskammeret i hvert målepunkt.

$T_1$ , °C / °K: Temperatur i kompressionskammer. Der måles i °C, og korrigeres til absolut temperatur for beregninger.

$T_2$ , °C / °K: Temperatur af kølemiddelvæske fra kondensatoren til indsprøjtning eller fordamper.

$T_3$ , °C / °K: Temperatur af kølemiddelvæske ud af kompressionskammer. Temperatursensoren er placeret et lille stykke fra udløbet fra kompressionskammeren, hvorfor den målte temperatur her er lidt lavere end maks.temperaturen i kompressionskammeren ( $T_1$ ). Endvidere står væsken stille ved  $T_3$  det meste af tiden, hvilket ligeledes giver varmetab. Ved beregninger anvendes  $T_1$  derfor primært.

$T_4$ , °C / °K: Temperatur af gas fra fordamper.

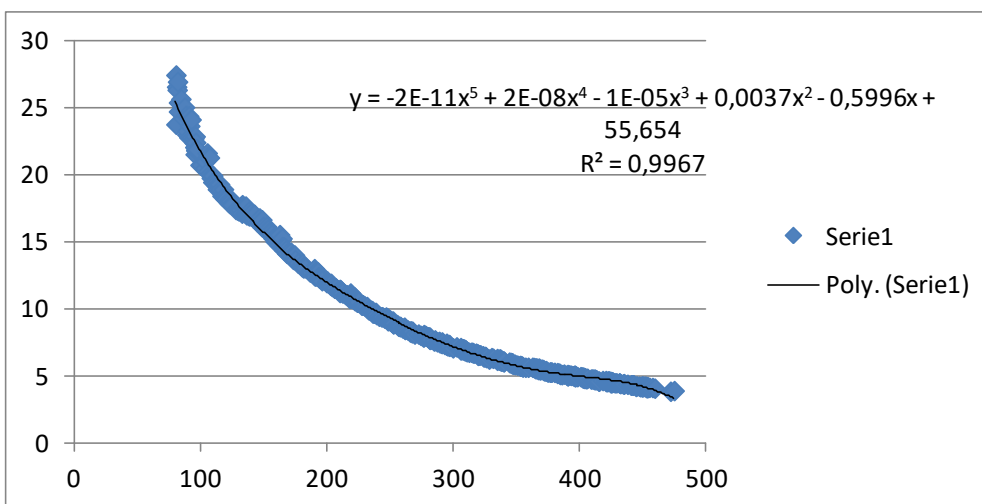
Ud over disse værdier måles flow af vand til kondensatoren, samt  $dT$  for dette, for beregning af varmeproduktionen. Disse tal anvendes dog ikke i de her viste beregninger, da det vurderes at flowet er i yderkanten af måleudstyrets måleområde, og da der er stor masse i systemet i forhold til entalpiændringerne i kølemidlet.

I stedet beregnes arbejdet på gassen ud fra gasligninger. Varmeafgivelsen fra gassen til væsken beregnes dels af den indsprøjtede mængde væske, og dels ved beregning af den kondenserede mængde gas. Endvidere beregnes den varmemængde, der overføres til væsken fra gassen grundet kompressionsarbejdet.

Alle målinger foretages med 1 sekunds interval. Derfor er det sjældent at der der findes måleværdier helt i yderpunkterne, dvs. netop når indsugningen af kold gas starter, og netop når kompressionskammeret er tømt helt for væske.

I yderpunktet efter indsugningen af gas i kompressionskammeret kendes både temperatur og tryk, da disse forhold er meget konstante under indsugningen.

I yderpunktet efter kompressionen varierer trykket mere, og her er det vigtigt at have korrekte trykmålinger, da der her er ren væske i kompressionskammeren. Her beregnes trykket ud fra alle målte sammenhænge mellem tryk og position under kompressionsfaserne:



Figur 4: Regressionsligning for tryk i kompressionskammeret (2. akse) og afstand (1. akse) under kompression.

1. akse er distancen, og 2. akse er det tilsvarende absolute tryk i kompressionskammeren ( $P_1$ )

Det ses at trykket kan beregnes af positionen efter den viste formel med en meget fin nøjagtighed.

Ved slutningen af kompressionen beregnes trykket til 26,9 bar, hvilket stemmer fint med de få målinger hvor der måles ved netop dette punkt.

Der er en enkelt måleserie, der startede præcist ved 474,5 mm og sluttede ved 80,5 mm. Denne vælges som eksempel i denne tekst.

## Beregnete værdier.

Med disse forudsætninger beregnes:

**dV [cm<sup>3</sup>]:** Ændring i volumet i kompressionskammeret på 1 sekund.

**Polytropeksponent n:** Ved beregninger på termiske processer med afkøling eller opvarmning indgår polytropeksponenten, der er givet ved:

$$n = \ln(P_2/P_1) / (\ln(P_2/P_1) - \ln(T_2/T_1))$$

Hvis processen køles så meget at der ikke er temperaturvariationer fra målepunkt til målepunkt bliver  $n = 1$ , og i så fald er der tale om en isotherm proces.

Polytropeksponenten beregnes i hver måling. I excel-regnearket beregnes den til 0 hvis der er tale om en isobar ekspansion (optræder af og til ifb. med indsugning fra fordamperen under konstant tryk), 1 hvis det er en isotherm volumenændring og  $n$  hvis tryk og temperaturer varierer.

**R<sub>i</sub> = gaskonstanten:** Beregnes i hvert målepunkt af formlen:

$$P \cdot v / T = R_i$$

**Samlet volumen [m<sup>3</sup>]:** Akkumuleret volumen i trykkammeret siden sidste yderposition. Dette volumen udfyldes af ren gas under ekspansion, mens det består delvist af væske under kompression.

### "Er der indspøjtning?"

Der er to ting der skal være opfyldt før der er mulighed for indspøjtning:

- Der skal være kompression, dvs. volumet skal blive mindre mellem to på hinanden følgende målepunkter.
- $P_1$  = trykket i trykkammeret skal være over den værdi, der er indstillet for hvor indspøjtningen skal påbegyndes. I alle de her viste målinger er "starttrykket" 9 bar abs.

Hvis disse forhold er opfyldt skriver regnearket "1" i feltet, og ellers "0".

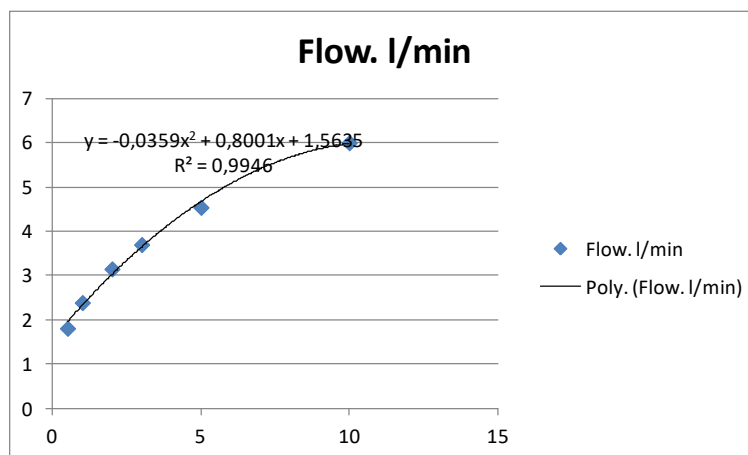
**Trykforhold dP mellem kond og cyl:** Der findes data for dysernes kapacitet for vand ved forskellige vandtryk. Det vides ikke om egenskaberne er de samme for R134a ved andre trykforhold, men det antages at det er trykforholdet der har betydning for den indsprøjtede mængde. I varmepumpen er det således forholdet mellem væsketrykket  $P_2$  og trykket i kompressionskammeret  $P_1$ , der formodes at have indflydelse på den indsprøjtede mængde.

**Væskeindsprøjtning [m<sup>3</sup>]:** For dysen virkende med vand i atmosfæretrykket er der oplyst følgende data:

	468.604.30
	60 °
Tryk	Flow. l/min
0,5	1,81
1	2,39
2	3,15
3	3,7
5	4,54
10	6

**Tabel 1: oplyste data for dysens kapacitet med vand ved forskellige drivtryk.**

Flow som funktion af tryk (= trykforhold ved starttryk på 1) ses følgende regressionslinie:



**Figur 5: Graf for indsprøjtet mængde vand (2. akse) som funktion af trykforhold over dysen (1. akse).**

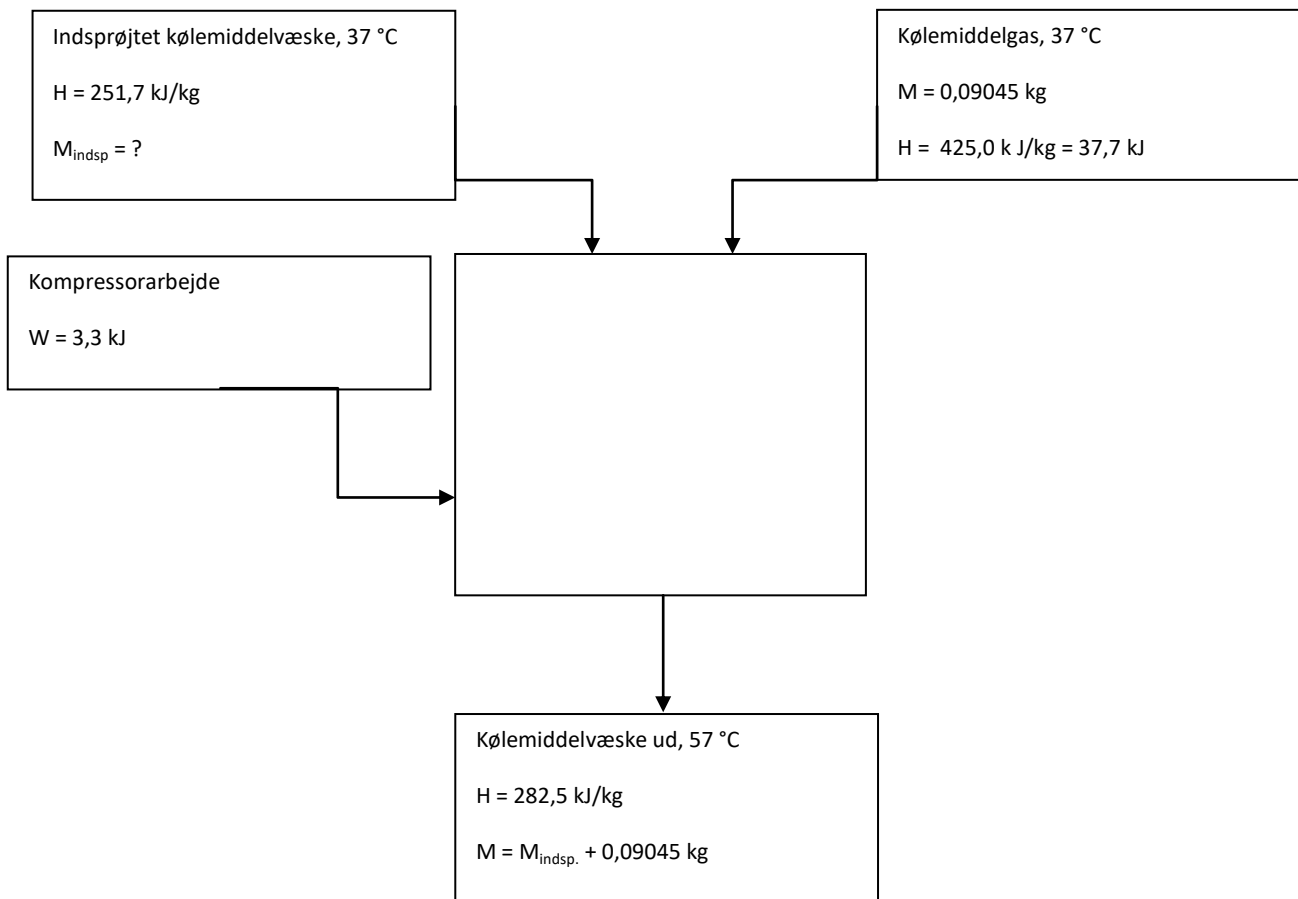
Det ses heraf at ved et givet trykforhold kan den indsprøjtede mængde beregnes af:

$$m_{\text{inds}} \text{ (liter/min)} = -0,0359 \cdot (P_{\text{slut}} / P_{\text{start}})^2 + 0,8001 \cdot (P_{\text{slut}} / P_{\text{start}}) + 1,5635.$$

I ligningen i regnearket divideres med 60, idet der er 1 sekund med indsprøjtning i hver målepunkt.

Endvidere korrigeres der for, at der ikke er indsprøjtning hvis trykket i kompressionskammeret er højere end i kondensatoren ( $P_1 > P_2$ ), hvilket er tilfældet sidst i kompressionsslaget. Dette er fordi det er kondensatortrykket der forårsager indsprøjtningen.

Som en kontrol af om forholdene kan overføres direkte til R134a ved de tryk der findes i varmepumpen, udføres en energibalace:



Figur 6: Energibalace for beregning af massen af den indsprøjtede mængde kølemiddel.

Kompressorarbejdet beregnes tilnæret, idet der ikke tages højde for at massen ændrer sig undervejs.

Forudsat ens masse er arbejdet:

$$W = m_{\text{gas}} \cdot R_i \cdot (T_2 - T_1) / (n - 1)$$

Med  $P_1 = 3,91$  bar,  $P_2 = 20,06$  bar,  $T_1 = 37$  °C og  $T_2 = 57$  °C (gennemsnit af slut-temperatur i kompressionskammer  $T_1$  og væske til kondensator  $T_3$ ) og  $m = 0,09045$  kg beregnes  $n = 1,0397$  og  $R_i = 0,07$  i snit. Heraf findes overslagsmæssigt  $W = 3,3$  kJ.

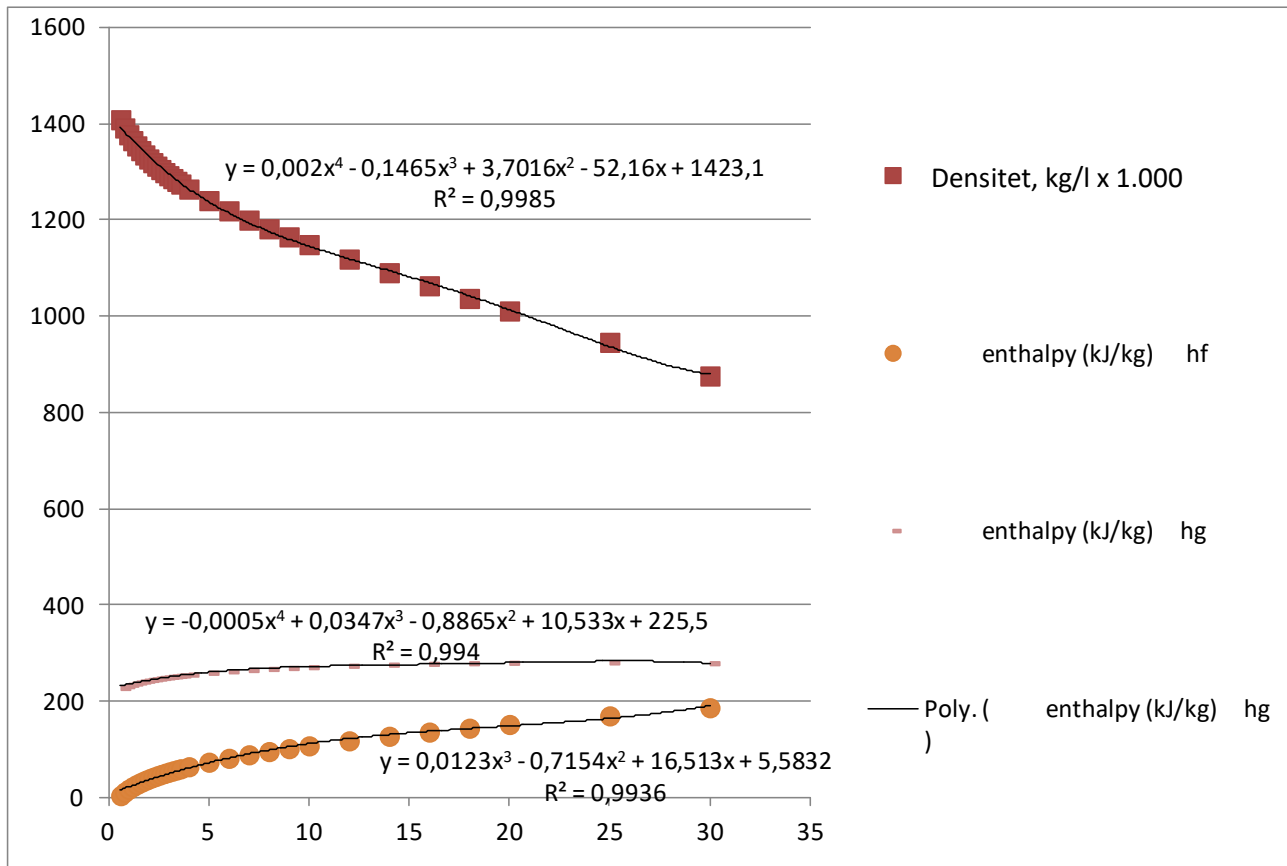
Af de viste massestrømme beregnes  $M_{\text{inds.}}$  til ca. 0,5 kg.

I regnearket beregnes den indsprøjtede mængde for hvert målepunkt af den førnævnte formel.

Hvis den ikke korrigeres, beregnes en indsprøjtet mængde kølemiddel på 0,19 kg. For at få den korrekte indsprøjtede mængde skal det tal, der beregnes via formlen for trykforhold ved indsprøjtning af vand, ganges med 2,6 for at passe med R134a ved de her givne trykforhold.

**Entalpi og specifikt volumen af væske:**

Fra en tabel er følgende regressionsligninger for entalpi for gas og væske samt specifikt volumen givet ved kondenseringstrykket (1. aksens):



**Figur 7: Regressionslininger for beregning af entalpier og densitet som funktion af trykket**

Baseret på de viste formler beregnes forholdene ved hvert målepunkt på basis af de målte tryk i kompressionskammeret ( $P_1$ ).

**Indsprøjtet masse:**

Flowet af væske under indsprøjtningen pr. målepunkt beregnes af ovenstående formel x 2,6, se Figur 5.

For at omregne til masse ganges med massefylden, der beregnes efter formlen vist i Figur 7.

### Masse af gas i kompressionskammeret:

I hvert målepunkt beregnes volumet i kompressionskammeret.

Når der indsuges gas, regnes der med ren gas i kompressionskammeret.

Massen af gas beregnes i hvert punkt af formlen:

$$M_{\text{gas}} = P_1 \cdot 100.000 \cdot V / (R_i \cdot T_1)$$

Under kompression fratrækkes volumet af væsken inden massen af gassen beregnes.

### Kondenseret masse:

Hvis massen af gas mindskes mellem to målepunkter skyldes det kondensering.

Massen af kondensationen beregnes, og den samlede kondenserede masse i målepunktet inkl. de foregående målepunkter beregnes ligeledes, så det kontrolleres at massen af kondenseret gas til sidst er lig med den maksimale gasmængde, der har været til stede under kompressionen.

### Akkumuleret masse af væske og akkumuleret volumen af væske:

Den samlede mængde af væske i hvert punkt beregnes for at finde det samlede volumen af væske i målepunktet. Dette skal fratrækkes det samlede kompressionsvolumen ved beregningen af massen af gas.

### Kompressions arbejde, væske:

Der tilføres arbejde til både komprimering af væsken og gassen i kompressionskammeren.

For væsken, der regnes in-kompressibel, anvendes formlen:

$$W_{\text{væske}} = (P_n - P_{n-1}) \cdot 100.000 \text{ Pa} \cdot V_n$$

Det samlede arbejde i alle målepunkterne summeres.



### Kompressionsarbejde, gas:

Hvis kompressionen eller ekspansionen er isoterm, anvendes formlen:

$$W_{\text{gas}} = m \cdot R_i \cdot T_1 \cdot \ln(P_n / P_{n-1})$$

Hvis kompressionen eller ekspansionen er polytrop, anvendes formlen:

$$W_{t, \text{gas}} = n \cdot m \cdot R_i \cdot (T_{1, n} - T_{1, n-1}) / (n - 1)$$

De enkelte del-arbejder i hvert målepunkt summeres.

I summen medtages negativt arbejde fra starten af ekspansionen, idet dette kan nyttiggøres i praksis.

### Samlet kompressionsarbejde:

Det samlede arbejde, der tilføres til processen, er summen af kompressionsarbejder for hhv. væske og gas.

Denne skal holdes op imod den varme, som processen giver fra sig under kompressionen.

### dH kondensat:

Der er varmebidrag fra den gas, der kondenserer over i væsken, og fra kølingen af gassen under kompressionen.

I regnearket beregnes disse bidrag i hver sin kolonne for overskuelighedens skyld.

Varmebidraget fra kondenseringen beregnes af:

$$Q_{\text{kond}} = m_{\text{gas}} \cdot dH$$

Hvor dH er entalpiændringen ved faseskiftet.

$H_{\text{væske}}$  og  $H_{\text{gas}}$  beregnes i hvert målepunkt ud fra formlen vist i Figur 7.

### Afkøling under komp:

Kompressionen af gassen er ligeledes kølet, primært af væsken.

Hvis kompressionen er isoterm, er  $Q = W$

Hvis kompressionen er polytrop, beregnes Q af formlen:

$$Q_{køl} = m_{gas} \cdot c_v \cdot (n - \kappa) \cdot (T_{1, n} - T_{1, n-1}) / (n - 1)$$

hvor  $\kappa = 1,23$  for R134a.

Varmen fra varmepumpen er summen af de to årsager til varmen.

### **COP:**

COP for varmepumpe beregnes af formlen:

$$COP = (Q_{kond} + Q_{køl}) / (W_{væske} + W_{gas})$$

### **Lorenz COP:**

For at se hvor tæt vi er på det maksimalt opnåelige beregnes  $COP_{Lorenz}$  i hver kompressionscyklus.

Som temperaturer anvendes:

$T_{lav, min}$  = mindste værdi af  $T_4$  (fordampertemperatur)

$T_{lav, max}$  = højeste værdi af  $T_4$

$T_{høj, min}$  = mindste værdi af  $T_1$  (Mindste temperatur i kompressionskammeret i starten af kompressionen)

$T_{lav, max}$  = højeste værdi af  $T_1$  (højeste temperatur i kompressionskammeret i starten af kompressionen)

**Bemærkninger og kommentarer:**

I de undersøgte målinger fortsætter massen af gas med at stige selv om kompressionen er startet. Dette kan indikere at der stadig findes en rest kølemiddelvæske fra den foregående kompression, der fordamper og derved køler kompressionen. Dette bekræftes af at kompressionen er omtrent isoterm i starten, hvor man kunne forvente en adiabatisk kompression.

Ved beregning af Lorenz COP anvendes  $T_1$ , dvs. temperaturen i kompressionskammeret. Denne er højere end væsketemperaturen ud af cylinderen, målt på  $T_3$ , hvilket formentligt skyldes at sensoren for måling af  $T_3$  er placeret lidt væk fra udløbet, så der er lidt varmetab fra røret inden væsken når  $T_3$ . Endvidere står væsken stille ved  $T_3$  en stor del af tiden, hvilket ligeledes giver varmetab.