

UNIVERSITETET FOR MILJØ- OG BIOVITENSKAP



Forord

Denne oppgaven "Analyse av en kombinert varmepumpe – varmemotor maskin" er skrevet som en avsluttende masteroppgave ved Instituttet for realfag og teknologi ved Universitet for miljø og biovitenskap i Ås våren 2011. Oppgaven er skrevet i samarbeid med LandTech AS og Instituttet . Med denne rapporten setter jeg et endelig punktum for mitt 2-årig masterprogram ved UMB i Ås.

Jeg vil gripe denne muligheten til å takke min hovedveileder Førsteamanuensis Petter H. Heyerdahl og min tilleggsveileder Rolf M. Landaas co/Founder av LandTech for veldig god støtte og hjelp gjennom den hektiske perioden. En takk rettes også til Førsteamanuensis Odd Ivar Lekang og Stipendiat Carlos Salas Bringas for hjelp.

Videre vil jeg takke alle på kontoret i fløy 4, for et godt arbeidsmiljø de to siste semestrene ved UMB.

Ås 15. Mai 2011

Dib Abdul-Hadi

Sammendrag

Hovedmålet med denne Masteroppgaven har vært å gjøre en analyse av en idé presentert av LandTech RE<C. Ideen om at en varmepumpe og en varmemotor kan settes opp som en selvdrivende enhet som genererer nok effekt til egen drift, samt genererer et kommersielt nyttbart effektoverskudd. Hensikten med analysen er dermed å verifisere/falsifisere om varmemotoren er i stand til å utføre det som er nevnt over. Det er utført analyser av to varmepumpeprosesser kombinert med varmemotoren. Der den ene varmepumpeprosessen opererer i et lav temperatur differanse område (-30°C til -20°C). Den andre varmepumpeprosessen opererer etter tradisjonelt vis (-30°C til 30°C). Analysen tar for seg hvordan arbeidsmediene i varmepumpen og varmemotoren skifter sin fysikalske tilstand. Videre er det beregnet hvor mye effekt som må til for å drive hver av kretsene.

Varmepumpen og varmemotoren er koblet sammen ved å bruke to varmevekslere der varmepumpens kondensator er koblet sammen med varmemotorens "varm-side" varmeveksler. Varmepumpens fordampner er koblet sammen med varmemotorens "kald-side" varmeveksler. Varmevekslerene vil være av typen "rør-i-skall" varmeveksler. I tillegg er det koblet inn en gassoverheter etter fordampneren i varmepumpekretsen. Gassoverheterens funksjon er å ytterligere overopphete arbeidsmediet til omgivelsestemperatur (10°C) etter fordampneren. Varmemotoren vil operere etter den kjente "Air standard Brayton cycle", der turbinen vil være byttet ut med en scroll-ekspander.

Det kjøletekniske programmet Coolpack levert av Danmarks Tekniske Universitet, er brukt som et veiledningsverktøy for å kunne karakterisere de forskjellige tilstandene i varmepumpeprosessene.

Teoretiske beregninger av begge kretsene (lav Δ -T krets og tradisjonell krets) viser at temperaturfallet over varmemotorens ekspander er lavere enn hva som ble antatt av oppdragsgiver (1,99°C og 38,89°C respektivt). Som et resultat av dette vil temperaturen til varmepumpens arbeidsmedium være høyere enn omgivelsestemperaturen etter fordampneren. Dette forårsaker at gassoverheteren i varmepumpen mister sin opprinnelig oppgave. Analysen viser at netto levert effekt for begge kretsene er negativ (-0,34 kW for lav Δ -T krets og -1,96 kW for tradisjonell krets). Begge disse verdiene er beregnet for en varmepumpe som er dimensjonert for å levere 4,25 kW varmeeffekt.

Abstract

The main objective of this thesis has been to make an analysis of an idea presented by LandTech RE <C. The idea that a heat pump and a heat engine can be set up as a self-driving unit that generates enough power for its own operations, and still generate a commercially usable power output.

The purpose of the analysis is thus to verify / falsify if the heat engine is able to perform the above-mentioned statement. There has been an analysis of two heat pump processes combined with the heat engine. Where as one of the heat pump processes operates in a low temperature difference range (-30°C to -20°C). The second heat pump process operates on a traditional manner (-30°C to 30°C). The analysis looks at how the fluid in the heat pump and heat engine changes its physical state. Moreover, it is calculated how much power needed to operate each of the circuits.

The heat pump and heat engine is connected using two heat exchangers. There, the heat pump condenser is connected with the heat engine "hot-side" heat exchanger. And the heat pump evaporator is connected to the heat engine "cold-side" heat exchanger. The heat exchanger in this analysis is characterized as a shell and tube heat exchanger. In addition, it is used a super heater after the evaporator in the heat pump circuit. Its function is to further superheat the fluid to ambient temperature (10°C). Heat engine will operate after the well-known "Air Standard Brayton cycle", where the turbine will be replaced with a scroll expander.

The refrigerant technical program CoolPack provided by the Danish Technical University is used as a guidance tool to characterize the different states of heat pump processes.

Theoretical calculations done in this thesis for both low Δ -T circuit and traditional circuit, shows that the temperature drop over the heat engine expander is lower than what it was assumed by the client "LandTech Re<C" (1.99°C and 38.89°C respectively). Taking this in consideration, the temperature of the heat pump fluid will be higher than the ambient temperature after the evaporator. This causes the super heater in the heat pump to lose its original task. The analysis shows that the net delivered power for both circuits are negative (-0.34 kW for low Δ -T circuit and -1.96 kW for traditional circuit). Both these values are calculated for a 4,25 kW heat output heat pump.

Innholdsfortegnelse

| | |
|---|-----------|
| Forord | I |
| Sammendrag | II |
| Abstract | III |
| Innholdsfortegnelse | IV |
| 1 Innledning..... | 1 |
| 1.1 Bakgrunn | 1 |
| 1.2 Endring av tidligere problemstilling..... | 1 |
| 1.3 Oppgavebeskrivelse..... | 2 |
| 1.4 Målsettinger og begrensninger | 3 |
| 1.5 Nomenklatur | 5 |
| 1.6 Generelle formler | 7 |
| 2 Teknologitilpasning og teori | 9 |
| 2.1 Varmepumpe..... | 9 |
| 2.1.1 Teknisk beskrivelse av varmpumpeprosess | 9 |
| 2.1.2 Ideell varmpumpe..... | 10 |
| 2.1.3 Reell varmpumpe syklus (kalddampprosessen) | 12 |
| 2.1.4 Effektfaktor for en reell varmpumpe, COP (<i>Coefficient of performance</i>)..... | 15 |
| 2.2 Varmemotor | 16 |
| 2.2.1 Ideell standard luft Brayton-syklus | 16 |
| 2.2.2 Reell standard luft Brayton-syklus | 18 |
| 2.3 LandTech-kretsen | 20 |
| 2.3.1 Scroll-ekspander | 20 |
| 2.4 Motstrøms-varmeveksler | 23 |
| 3 Analyse og beregninger..... | 26 |
| 3.1 Arbeidsmedier brukt i LandTech-kretsen | 26 |
| 3.2 Analyse av lav Δ -T varmpumpe i LandTech krets | 27 |
| 3.3 Analyse av varmemotor i LandTech-kretsen m/ lav Δ -T | 29 |
| varmpumpekrets..... | 29 |
| 3.4 Analysering av motstrøms-varmeveksler for lav Δ -T LandTech krets | 33 |
| 3.5 Analyse av LandTech-krets med tradisjonell bruk av varmpumpe | 39 |
| 3.6 Analyse av varmemotor med tradisjonell bruk av varmpumpe | 41 |
| 3.7 Analyse av varmevekslere i tradisjonell varmpumpe LandTech-krets... .. | 43 |
| 4 Tapsfaktorer i en reell krets | 48 |
| 5 Diskusjon og konklusjon | 50 |
| 5.1 Prosessevaluering..... | 50 |
| 5.2 Konklusjon..... | 51 |
| 5.3 Forslag til videre arbeid | 52 |
| Referanseliste..... | 53 |
| Vedlegg | 54 |

1 Innledning

1.1 Bakgrunn

Opphavet til rapporten bygger på et tidligere verifiseringsprosjekt utført av "LandTech RE<C." som viser muligheten for å drive en varmemotor med en varmepumpe, der varmemotoren leverer nok effekt til å drive varmepumpen, men samtidig leverer et nyttbart effektoverskudd.

Formålet med prosjektet er å kunne tilby en ny løsning innenfor fornybar energi som kan skape et økonomisk og miljørettet energialternativ. Frem til nå har det vært vanskelig å utarbeide en fornybar energikilde som kan konkurrere med de lave energiprisene til kull, olje og gass.

1.2 Endring av tidligere problemstilling

Rapportens hovedoppgave ved prosjektstart, var å utarbeide beregninger og simuleringer av to forskjellige varmepumpeprosesser;

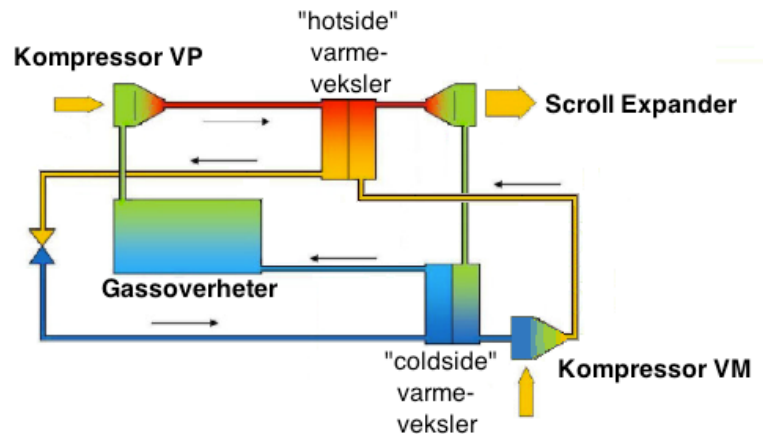
- Prosesstilfelle 1: En varmepumpe som arbeider etter det tradisjonelle prinsippet (ta opp varme fra en lav-temperaturkilde, komprimere og levere varme til en høytemperatur kilde)
- Prosesstilfelle 2: En varmepumpe kombinert med en varmemotor (Stirling motor).

Tilfelle nummer 2 (varmepumpe-varmemotor installasjon) bruker varmepumpen på en annen måte vi er kjent med i dag. Ved å tvangskjøre en stirlingmotor så vil den også oppføre seg som en varmepumpe og vi har da en reversibel prosess hvor stirlingmotoren nyttes som en kryo-kjøler. En slik kryo-kjøler har vist seg å kunne danne temperaturer ned til 73K/-200°C [1]. Hovedteorien bak den opprinnelig LandTech kretsen (varmepumpe-Stirlingmotor kombinasjon) var derfor å tvangskjøre stirlingmotoren slik at den kunne danne et kunstig kaldt reservoar som varmepumpen utnytter som lav temperaturkilde. Ved å så utnytte omgivelsesvarme og spillvarme fra stirlingmotoren til oppvarming av arbeidsmediet i varmepumpen, så skulle dette i prinsippet utarbeide et nyttbart effektoverskudd. Da det ble oppdaget under et møte sent i prosjektet (se Møtereferat 2) at den opprinnelig regeneratoren i en normal stirlingmotor var blitt utelukket i LandTech kretsen. Så vil i teorien en Stirlingmotor uten regenerator oppføre seg som en kompressor og en ekspander, ved at den ekspanderer og komprimerer en gass i samme stemplingslag. Samtidig som den utveksler varme med varmepumpens kondensator og fordamper. I prinsippet vil dermed kretsen bestå av en varmepumpe og Brayton-varmemotor. Dette ga grunnlaget til en ny formulering av oppgaven, der en skulle se på den nye formulering av LandTech kretsen som en kombinasjon av en

varmepumpe og en Brayton-varmemotor. Kombinasjonspunktene vil da være mellom varmepumpens kondensator mot varmemotorens "hot-side" varmeveksler, og varmepumpens fordampere mot varmemotorens "cold-side" varmeveksler se figur 1.3-1.

1.3 Oppgavebeskrivelse

Analysere og vurdere to sykluser opp mot kjent teknologi ved hjelp av simuleringsprogrammet *Coolpack*¹. Syklusene består av en varmepumpe kombinert med en standard luft Brayton-varmemotor. Sammenkoblingen av varmepumpens- og



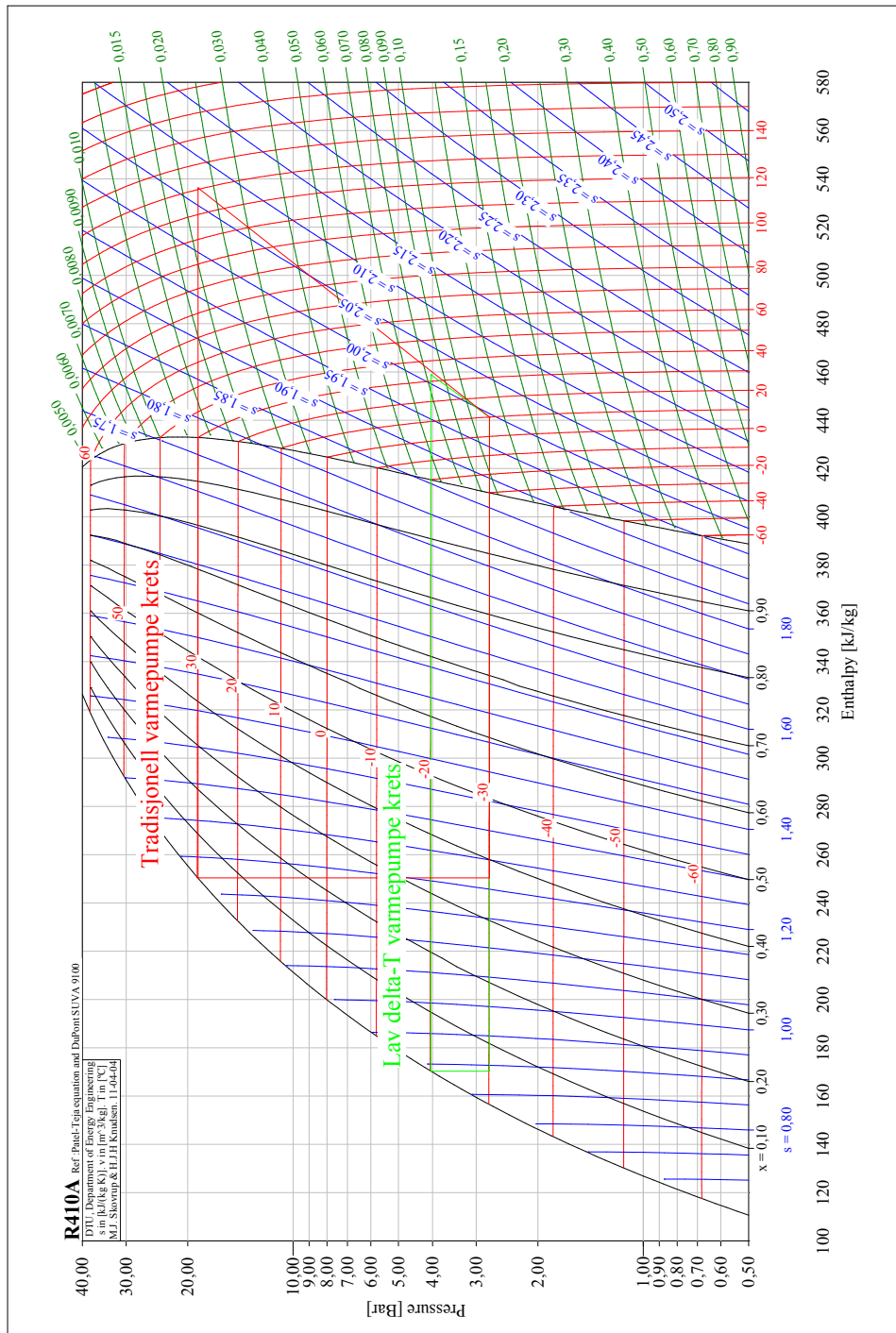
figur 1.3-1 viser sammenkoblingen av varmepumpen og varmemotoren

varmemotorens varmevekslere er vist i figur 1.3-1. Grensebetingelsene til hver av syklusene er gitt under:

Syklus nr. 1: Lav ΔT -varmepumpekrets i likhet til hva den opprinnelige problemstillingen tilsier (se Møtereferat 1), men med en overopphetning av arbeidsmediet R410A opptil 10°C (omgivelsestemperatur) før komprimeringen (se figur 1.3-2 på neste side). Varmepumpen skal dimensjoneres til å kunne avgi 4,25 kW varmeeffekt. Varmemotoren skal dimensjoneres slik at designtrykket etter kompressoren er 55 bar med luft som arbeidsmedium.

Syklus nr. 2: Tradisjonell varmepumpekrets i likhet til hva den opprinnelige problemstillingen tilsier, men med overopphetning av arbeidsmediet R410A opptil 10°C (omgivelsestemperatur) før komprimeringen (se figur 1.3-2 på neste side). Varmepumpen skal dimensjoneres til å kunne avgi 4,25 kW varmeeffekt. Varmemotoren skal dimensjoneres slik at designtrykket etter kompressoren er 20 bar med luft som arbeidsmedium. I begge syklusene skal det tas hensyn til isentropiske virkningsgrad til kompressoren og ekspanderer i varmemotoren til å være 0,7 og 0,55 respektivt. I varmepumpen skal det tas hensyn til isentropisk virkningsgrad i kompressoren til å være 0,7 (oppgitt av oppdragsgiver).

¹ Coolpack er en samling av kjøle tekniske beregningsprogrammer til bruk ved dimensjonering, energianalyse og optimalisering av kjølesystemer. Coolpack er utviklet ved Danmarks Tekniske Universitet (DTU)



figur 1.3-2 - viser de to varmepumpeprosessene illustrert i et ph-diagram, hvor den primære x-aksen viser den spesifikke entalpien og y-aksen viser trykket for arbeidsmediet R410A.

1.4 Målsettinger og begrensninger

Hovedmål: Gjennomføre en termodynamisk analyse av de to syklusene. Vise energibalansen i hvert av systemene som viser hvor mye energi tilført systemet og hvor mye energi som kan tas ut av systemet.

Delmål:

- ✓ Bearbeiding av grunnlagsteori for varmepumper og standard luft Brayton-varmemotorer
- ✓ Analysere og kartlegge informasjon ved alle tilstander i varmepumpeprosess for syklus nummer 1 og 2
- ✓ Analysere og kartlegge informasjon ved alle tilstander i varmemotorprosess for syklus nummer 1 og 2
- ✓ Fremvise forskjellige tapsfaktorer som oppstår igjennom hele prosessforløpet
- ✓ Utføre simulering av en teoretisk varmevekslere (motstrøms kondensator og fordamper) i *Solid Works Flow Simulation*

Begrensninger:

- ❖ Utarbeide en testrig for å gjøre praktiske simuleringer og målinger

1.5 Nomenklatur

| Symbol | Betydning | Enhet |
|------------------------|--|---------|
| $Q_{H,VP}$ | Avgitt varmeeffekt i varmepumpeprosess | kW |
| $q_{H,VP}$ | Spesifikk avgitt varmemengde i varmepumpeprosess | kJ/kg |
| $W_{is,VP}$ | Tilført effekt for isentropisk kompresjon i varmepumpeprosess | kW |
| $w_{is,VP}$ | Spesifikk tilført arbeid for isentropisk kompresjon i varmepumpeprosess | kJ/kg |
| $Q_{O,VP}$ | Opptatt varmeeffekt i varmepumpeprosess | kW |
| $q_{O,VP}$ | Spesifikk opptatt varmemengde i varmepumpeprosess | kJ/kg |
| \dot{m}_{VP} | Massestrøm av arbeidsmedium i varmepumpeprosess | kg/h |
| T_h | Høytemperatur området i varmepumpeprosess | °C |
| T_o | Lavtemperatur området i varmepumpeprosess | °C |
| p_h | Høytrykk siden i varmepumpeprosess | MPa |
| p_o | Lavtrykk siden i varmepumpeprosess | MPa |
| S_i | Spesifikk entropien ved tilstand i | kJ/kg K |
| h_j | Spesifikk entalpi ved tilstand j | kJ/kg |
| \mathcal{E}_{Carnot} | Carnot effektfaktor for en varmepumpeprosess | - |
| c_p | Spesifikk varmekapasitet | kJ/kg K |
| T_v | Absolutt temperatur for arbeidsmediet i varmepumpeprosess før strupeventil | K |
| $\Delta W_{struping}$ | Spesifikke strupingstap | kJ/kg |
| COP | Effektfaktor for varmepumpeprosess (<i>Coefficient of performance</i>) | - |
| η_{Carnot} | Carnotvirkningsgrad | - |
| $Q_{h,VM}$ | Opptatt varmeeffekt i varmemotorprosess | kW |
| $Q_{o,VM}$ | Avgitt varmeeffekt i varmemotorprosess | kW |
| $W_{k,VM}$ | Tilført kompressoreffekt i varmemotor | kW |
| $W_{e,VM}$ | Avgitt ekspandereffekt i varmemotor | kW |
| \dot{m}_{VM} | Massestrøm av arbeidsmedium i varmemotorprosess | kg/h |
| $\eta_{k,VM}$ | Isentropisk kompressorvirkningsgrad i varmemotor | - |
| $\eta_{e,VM}$ | Isentropisk ekspandervirkningsgrad i varmemotor | - |
| $T_{v,inn}$ | Temperaturen til det varme fluidet inn i varmeveksler | °C |
| $T_{v,ut}$ | Temperaturen til det varme fluidet ut av varmeveksler | °C |
| $T_{k,inn}$ | Temperaturen til det kalde fluidet inn i varmeveksler | °C |
| $T_{k,ut}$ | Temperaturen til det kalde fluidet ut av varmeveksler | °C |
| ΔT_{lm} | Logaritmisk middeltemperatur | °C |

| | | |
|-------------------|---|--------------------|
| U | Total varmeoverføringskoeffisient i varmeveksler | W/m ² K |
| f | Korreksjonsfaktor i varmeveksler | - |
| p_{rk} | Relativt trykket ved tilstand k | - |
| p_l | Trykket ved tilstand l | MPa |
| W_{netto} | Netto levert effekt i varmemotor | kW |
| \bar{c}_p | Gjennomsnittlige spesifikk varmekapasitet | kJ/kg K |
| ρ_m | Densiteten der m karakteriserer trykk og fluid | kg/m ³ |
| V_{VM} | Volumstrøm i varmemotor | m ³ /h |
| $W_{netto,total}$ | Netto levert effekt for kombinasjon av varmemotor og varmepumpe | kW |
| R | Spesifikk gasskonstant | J/kg K |

1.6 Generelle formler

| Formel | Betydning | Referanse- nummer |
|--|--|----------------------|
| $q_{0,VP} = \frac{Q_{0,VP}}{\dot{m}_{VP}} = (h_1 - h_4)$ | Spesifikk opptatt varmemengde i varmepumpe | (1.1) |
| $w_{is,VP} = \frac{W_{is,VP}}{\dot{m}_{VP}} = (h_{2'} - h_1)$ | Spesifikk isentropisk kompressorarbeid i varmepumpe | (1.2) |
| $q_{h,VP} = \frac{Q_{h,VP}}{\dot{m}_{VP}} = (h_{2'} - h_3)$ | Spesifikk avgitt varmemengde i varmepumpe | (1.3) |
| $\varepsilon_{carnot} = \frac{T_h}{(T_h - T_0)}$ | Carnot effektfaktor | (1.4) |
| $w_{k,VP} = \frac{W_{k,VP}}{\dot{m}_{VP}} = (h_2 - h_1)$ | Reell spesifikt kompresjonsarbeid i varmepumpe | (1.5) |
| $\frac{\Delta w_{strupning}}{q_0} = \frac{c_p}{q_0} \cdot \frac{(T_v - T_0)^2}{(T_v + T_0)}$ | Strupingstap i en varmepumpeprosess | (1.6) |
| $COP = \eta_{carnot} \cdot \varepsilon_{carnot} = \frac{Q_h}{W_{el}}$ | Effektfaktor for en reell varmepumpe | (1.7) |
| $\eta_{carnot} = \frac{COP}{\varepsilon_{carnot}}$ | Carnot virkningsgrad | (1.8) |
| $\frac{W_{komp,VM}}{\dot{m}_{VM}} = h_2 - h_1$ | Spesifikt kompressor arbeid tilført til varmemotorens kompressor | (2.1) |
| $\frac{Q_{tilført,VM}}{\dot{m}_{VM}} = h_3 - h_2$ | Spesifikt tilført varmemengde til varmemotor | (2.2) |
| $\frac{W_{ekspander,VM}}{\dot{m}_{VM}} = h_3 - h_4$ | Spesifikt ekspanderarbeid levert av varme motorens ekspander | (2.3) |

| | | |
|---|--|-------|
| $\frac{Q_{tAvgittVM}}{\dot{m}_{VM}} = h_4 - h_1$ | Spesifikt avgitt varmemengde fra varmemotor | (2.4) |
| $\eta_{k,VM} = \frac{h_{2s} - h_1}{h_2 - h_1}$ | Isentropisk virkningsgrad til kompressor i varmemotor | (2.5) |
| $\eta_{e,VM} = \frac{h_3 - h_4}{h_3 - h_{4s}}$ | Isentropisk virkningsgrad til ekspander | (2.6) |
| $\Delta T_{lm} = \frac{(T_{v,inn} - T_{k,ut}) - (T_{v,ut} - T_{k,inn})}{\ln \frac{(T_{v,inn} - T_{k,ut})}{(T_{v,ut} - T_{k,inn})}}$ | Logaritmisk middeltemperatur for en motstrøms-varmeveksler | (3.1) |
| $Q_{Overført} = UA_S \cdot f \cdot \Delta T_{lm}$ | Overført varmeeffekt i varmeveksler | (3.2) |
| $Q = \dot{m} \cdot c_p (T_{ut} - T_{inn})$ | Opptatt varmeeffekt i varmeveksler | (3.3) |
| $\rho = \frac{p}{R \cdot T}$ | Luft densitet ved gitt temperatur og trykk. | (3.4) |
| $\dot{V} = \frac{\dot{m}}{\rho}$ | Volumstrøm | (3.5) |

2 Teknologitilpassning og teori

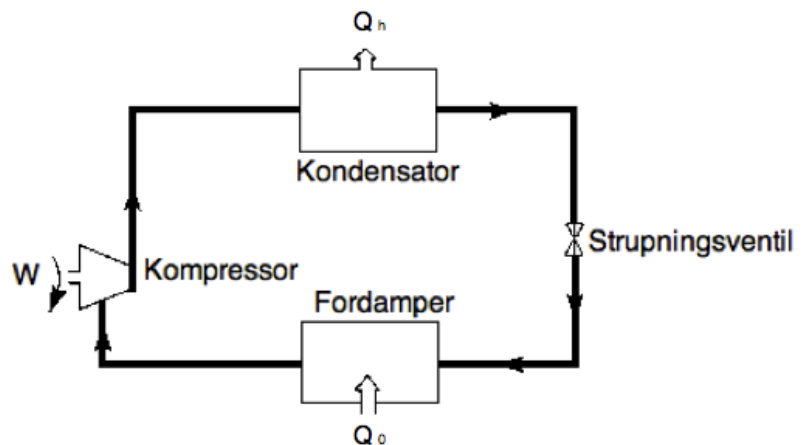
2.1 Varmepumpe

En varmepumpe kan brukes til å ta opp eller fjerne varme fra et sted med lav temperatur (luft, jord, berggrunn, sjøvann og ferskvann) og pumpe eller avlevere den til et sted med høyere temperatur. Varmen går av seg selv fra høy til lav temperatur, men vi må tilføre høyverdig energi (som oftest elektrisitet) til varmepumpeprosessen for å løfte varmen fra lavtemperaturkilden til et høyere temperaturnivå. Prinsippet bak en varme pumpe er at en gass/fluid blir varmere hvis trykket økes (høyere kokepunkt), mens den blir kaldere hvis trykket reduseres (lavere kokepunkt). Ved å komprimere og ekspandere et fluid er det dermed mulig å "pumpe" varme fra en kald omgivelse, til en varmere omgivelse. Bruksområdene for varmepumper kan være alt innenfor oppvarming av bygninger, biler og tappevann.

2.1.1 Teknisk beskrivelse av varmepumpeprosess

En varmepumpe har et kuldemedium som sirkulerer i en krets med fire hovedkomponenter; kompressor, kondensator, strupingsventil og fordamperen. Kompressoren suger inn kuldemediet fra fordamperen (se figur 2.1.1-1), komprimerer den slik at trykket og temperaturen øker, gassen går så inn til kondensatoren.

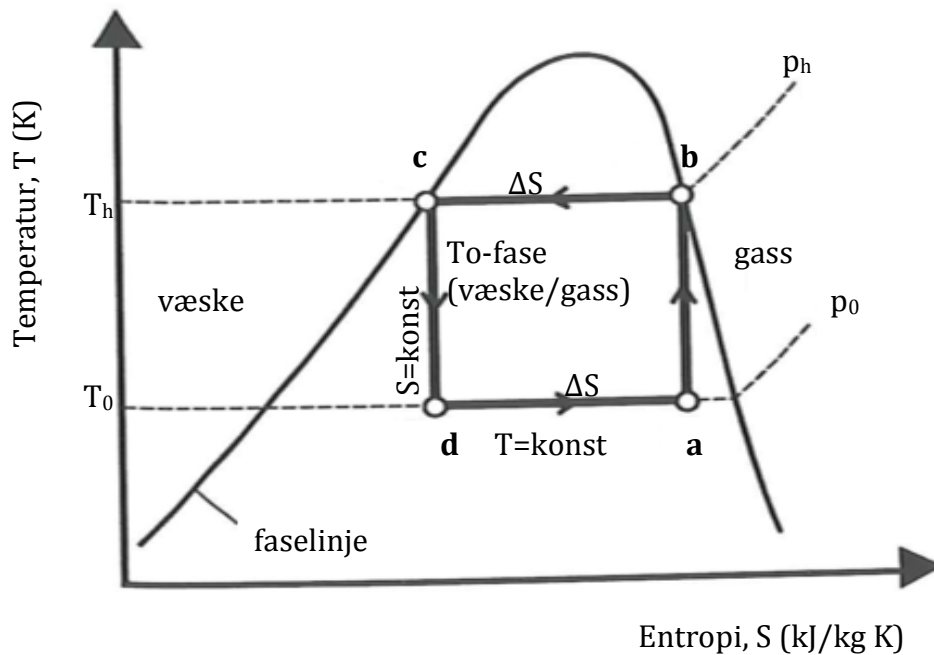
I kondensatoren kondenseres gassen til en væske fordi kuldemediet er varmere enn omgivelsene og dermed avgis det varme. Væsken blir så ledet igjennom en strupingsventil hvor trykket og temperaturen synker. Væske-gassblandingen føres inn i en fordamper hvor væskefraksjonen fordampes. Væsken fordampes fordi kuldemediet er utsatt for lavere trykk, dette forårsaker at kuldemediet har lavere kokepunktets temperatur. Omgivelsene er nå varmere enn kokepunktets temperaturen til mediet, dette forårsaker at varme strømmer fra omgivelsene til kuldemediet.



figur 2.1.1-1 viser varmepumpe syklusen

2.1.2 Ideell varmepumpe

Termodynamikkens 2. hoved setning som sier "Varme kan ikke strømme av seg selv fra et sted med gitt temperatur til et sted med høyere temperatur". Ved hjelp av en varmepumpe er det mulig å transportere varme fra omgivelsene til et sted med høyere temperaturnivå, **men** ved tilførsel av eksergi¹ (for eksempel elektrisitet).



figur 2.1.2-1 viser den reverserte Carnot-prosessen i TS-diagrammet

Den ideelle varmepumpeprosessen opererer etter den reverserte Carnot-prosessen (se figur 2.1.2-1); som består av fire intern reversible prosesser; to adiabatisk² prosesser vekslert med to isotermiske³ prosesser.

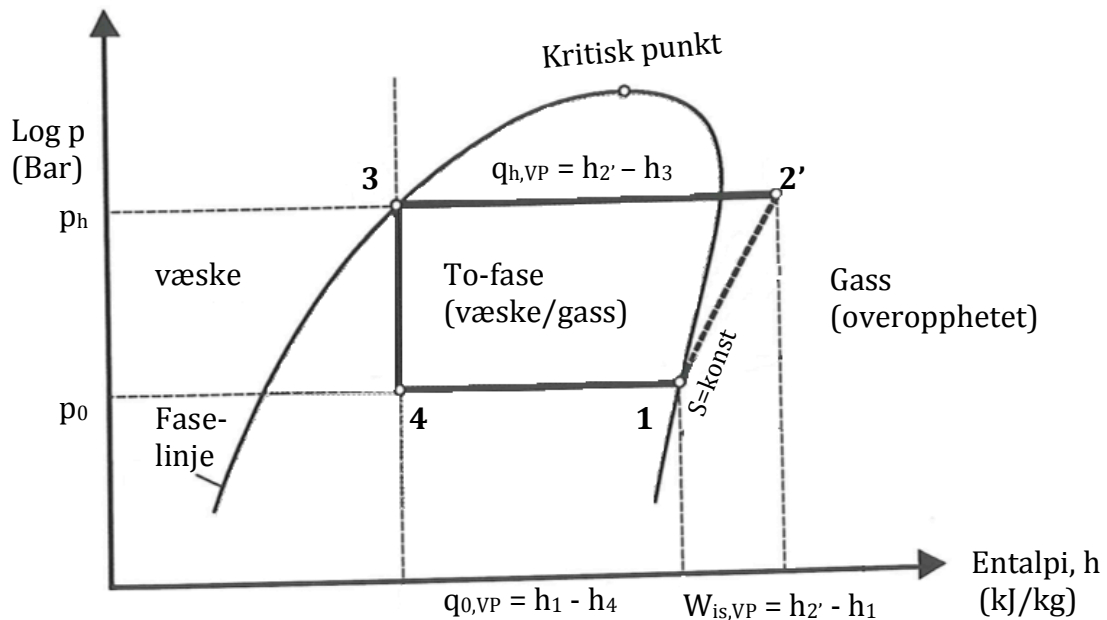
- a-b: Isentropisk kompresjon fra en lav temperatur T_0 til en høyere temperatur T_h .
- b-c: Varmen avgis til oppvarmingsområdet $Q_{h,VP}$, ved konstant temperatur T_h . Dette er en såkalt isotermisk varmeavgivelse.
- c-d: Isentropisk ekspansjon fra den høye temperaturen T_h til lavere temperatur T_0 (strupings prosessen)
- d-a: Varmeopptak $Q_{0,VP}$ fra lavtemperaturkilden skjer ved den konstante temperaturen T_0 (isotermisk varmeopptak).

¹ Eksergi er den andel av termisk energi som kan konverters til mekanisk energi

² Adiabatisk prosess vil si ingen varmeutveksling med omgivelsene, $\Delta Q=0$, dersom prosessen er reversibel blir den også kalt isentropisk, $S=\text{konst}$.

³ Isotermisk prosess er en termodynamisk prosess som foregår ved konstant temperatur, $\Delta T=0$

Forskjellen mellom den reverserte Carnot prosessen og den ideelle varmepumpeprosessen, er at den ideelle varmepumpen leverer varme både isotermisk og isobarisk på grunn av overopphetingen (se figur 2.1.2-2).



figur 2.1.2-2 viser trykk/entalpi-diagrammet for en ideell varmepumpeprosess

$Q_{0,VP}$ representerer varmeeffekten tatt (der $q_{0,VP}$ er den spesifikke opptatte varmemengden) fra lav temperaturkilden, mens $W_{is,VP}$ forteller hvor mye eksergi ($w_{is,VP}$ er det spesifikke isentropiske kompressorarbeidet) som må til for å pumpe varmen opp til høytemperatur området i en isentropisk prosess. Varmemengden som er hentet fra lavtemperaturkilden og arbeidet som er tilført for å løfte temperaturen kan beregnes etter formel (1.1) og (1.2) respektivt [2] (s. 458).

$$q_{0,VP} = \frac{Q_{0,VP}}{m_{VP}} = (h_1 - h_4) \quad (1.1)$$

$$W_{is,VP} = \frac{W_{is,VP}}{m_{VP}} = (h_{2'} - h_1) \quad (1.2)$$

Den totale varmeeffekten $Q_{h,VP}$ avgitt til høytemperaturnivået T_h (q_h er den spesifikke avgitte varmemengden) er gitt av formel (1.3) [2] (s.458);

$$q_{h,VP} = \frac{Q_{h,VP}}{m_{VP}} = (h_{2'} - h_3) \quad (1.3)$$

Carnot effekt faktoren, \mathcal{E}_{carnot} kan uttrykkes av forholdet mellom avgitt varmeeffekt, $Q_{h,VP}$ og tilført eksergi, $W_{is,VP}$ i en ideell varmepumpeprosess (figur 2.1.2-1). \mathcal{E}_{carnot} er gitt av formel (1.4) [3] (s. 1-8);

$$\mathcal{E}_{carnot} = \frac{Q_{h,VP}}{W_{is,VP}} = \frac{T_h \cdot \Delta S}{(T_h - T_0) \cdot \Delta S} = \frac{T_h}{(T_h - T_0)} \quad (1.4)$$

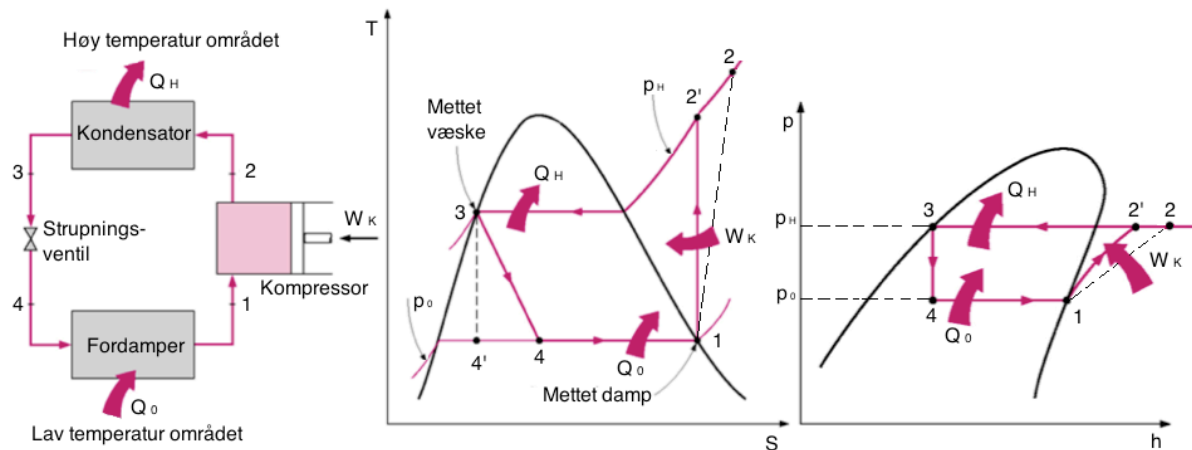
2.1.3 Reell varmepumpe syklus (kalddampprosessen)

Som en praktisk tillemping til den reverserte Carnot-prosessen benyttes kalddampprosessen som referanseprosess for en reell varmepumpesyklus.

Kalddampprosessen skiller seg fra den ideelle prosessen ved at [3] (s. 1-11)

- trykkreduksjon mellom høy og lavtrykksiden (fra p_h til p_0) foregår ved konstant entalpi (struping) uten gjenvinning av arbeid/eksergi og ikke ved konstant entropi (ekspansjonsprosess 3-4)
- gassen er overhetet etter kompresjonen, og en del av varmeavgivelsen skjer derfor under temperaturfall og ved høyere temperatur enn i den reverserte Carnot-prosessen

Dersom vi skisserer den reelle kalddampprosessen i TS- og ph-diagrammet (se figur 2.1.3-1) så er det lettere å se hvor de største forskjellene er fra den ideelle varmepumpeprosessen.



figur 2.1.3-1 viser TS- og ph-diagrammet for en reell kalddampprosess, [4]

- Kalddampprosessen har økt sitt kompressorarbeid (eksergibehov) fra 2' til 2 på grunn av gassens overoppheting etter kompresjonen [3] (s.1-11). I en reell varmepumpeprosess (stiplet linje 1-2, ikke-isentropisk kompresjon) vil kompressortapene medføre en økning av eksergibehov.
- På grunn av at ekspansjonsarbeidet ikke gjenvinnes ved trykkreduksjonen fra kondensator- til fordampertrykket, så krever dette også en økning av eksergibehovet. I en reell varmepumpeprosess vil strupingen følge linjen 3-4 i TS-diagrammet (ikke isentropisk

ekspansjon). Dette resulterer også i at varmeopptaket, Q_0 fra omgivelsene reduseres.

Alle reelle termodynamiske prosesser er forbundet med eksergitap ($dS > 0$). Tapene kan for eksempel være friksjon, hvor mekanisk arbeid (ren eksergi) går over til varme (eksergi og anergi¹). Dette vil si av den totale eksergiandelen som vi tilfører et system så vil alltid en andel av eksergien gå over til verdiløs anergi (rent varmetap, for eksempel i et lager).

2.1.3.1 Tap ved kompresjon i varmepumper

figur 2.1.3-1 på forrige side viser eksergitapet i en typisk komprimerings prosess for en varmepumpe. På grunn av friksjon ender mediet opp i tilstand 2 i stedet for 2'. Friksjonsarbeidet går over til varme som resulterer med at temperaturen til arbeidsmediet vil øke. Det reelle spesifikke arbeidet som må tilføres kompressoren kan derfor beregnes av formel (1.5);

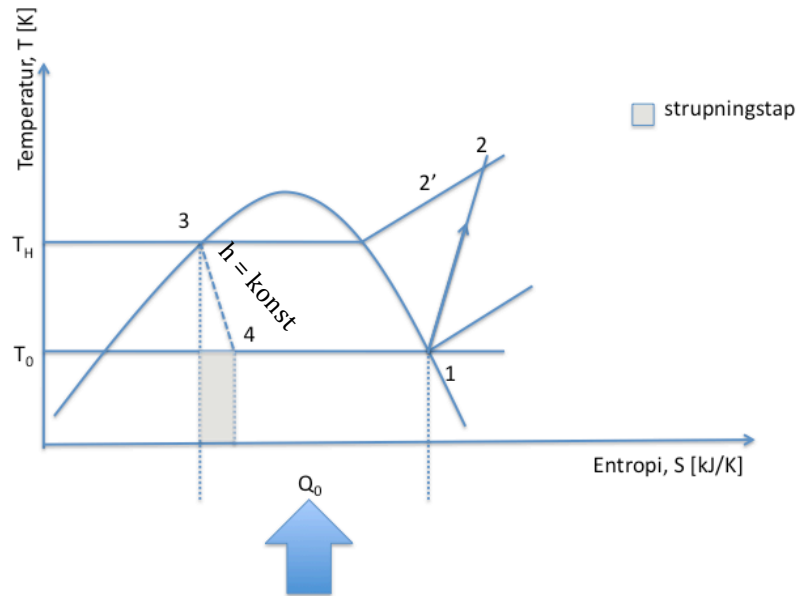
$$w_{k,VP} = \frac{W_{k,VP}}{m_{VP}} = (h_2 - h_1) \quad (1.5)$$

Det vil også være volumetriske tap i kompressoren. Dette kommer av utformingen til kompressoren. I en kompressor vil det virkelige slagvolumet være større en det som er teoretisk nødvendig. Det vil også være tap i elektromotoren som driver kompressoren, men disse tapene er ikke tatt hensyn til i videre beregninger. Fordi dette vil være avhengig av utformingen og størrelsen på kompressoren

2.1.3.2 Andre generelle tap i varmepumper

Figur 2.1.3.2-1 på neste side viser tapene relatert til strupingsprosessen. Ekspansjonsarbeidet som ble tilført for å pumpe varmen opp til temperaturnivået T_H blir ikke gjenvunnet ved trykkreduksjonen fra kondensator- til fordampetrykket. Dette medfører at selve kalddampprosessens varmeopptak Q_0 reduseres. Tapene ved strupingen kan derfor ikke knyttes direkte til et eksergitap, men heller i den form at varmepumpen ikke tar opp den varmen den er i stand til. Strupingstapet er sterkt knyttet til egenskapene til arbeidsmediet og det temperaturløftet som varmepumpen jobber mot.

¹ Anergi er den delen av en termisk energimengde som *ikke* kan konverteres til mekanisk energi.



figur 2.1.3.2-1 viser tapene illustrert i strupingsprosessen

Strupingstapet kan beregnes etter formel (1.6) [3] (s. 1-11);

$$\frac{\Delta w_{struping}}{q_0} = \frac{c_p}{q_0} \cdot \frac{(T_v - T_0)^2}{(T_v + T_0)} \quad (1.6)$$

hvor; c_p : arbeidsmediets spesifikke varmekapasitet, væske [kJ/kg K]
 T_v : væskens absolute temperatur før strupeventil [K]
 T_0 : fordampningstemperaturen [K]
 q_0 : spesifikk opptatt varmemengde
 $\Delta w_{struping}$: spesifikk strupings tap [kJ/kg]

Forenklet kan en si at strupingstapet vil forårsake at det går med en intern varmemengde for å bringe væsken fra kondenserings- til fordampningstemperatur, i stedet for at denne energimengden nyttes til arbeid [3] (s.1-12).

2.1.4 Effektfaktor for en reell varmepumpe, COP (Coefficient of performance)

Effektfaktoren, COP er varmepumpens virkelige virkningsgrad. I motsetning til Carnot-effektiviteten som er definert etter den ideelle varmepumpeprosessen, så tar COP med de ulike termodynamiske tapene og alle elektriske effekter som er tilført (for å drive vifter eller lignende). COP er definert av formel (1.7)

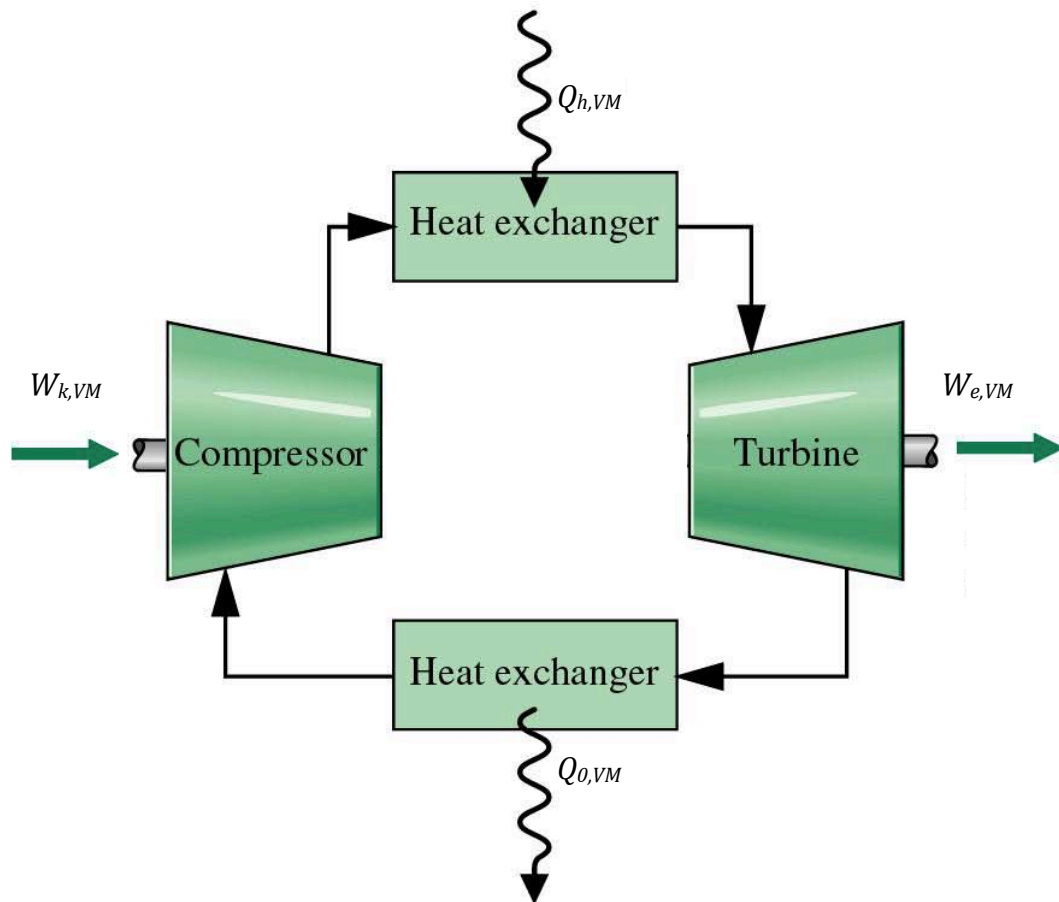
$$COP = \eta_{Carnot} \cdot \varepsilon_{Carnot} = \frac{Q_h}{W_{el}} \quad (1.7)$$

W_{el} er den totale tilførte elektriske effekten til både pumpen og andre medvirkende elektriske komponenter. Q_h er den avgitte varmeeffekten fra varmepumpen (i beregningene senere i rapporten er det kun tatt hensyn til $W_{k,VP}$ som tilført elektrisk effekt i varmepumpen). Effektfaktoren gir også grunnlaget til å beregne Carnot-virkningsgraden, η_{Carnot} . η_{Carnot} er dermed et mål på hvor godt varmepumpemaskineriet er, η_{Carnot} er definert av formel (1.8) [3] (s.1-12):

$$\eta_{Carnot} = \frac{COP}{\varepsilon_{Carnot}} \quad (1.8)$$

2.2 Varmemotor

Varmemotoren sin oppgave er å omforme varmeenergi til mekanisk arbeid (som eventuelt videre kan generere elektrisk strøm i en generator). Det finnes mange mulige utforminger av en varmemotor, denne rapporten tar kun for seg den varmemotoren som vil bli brukt i LandTech-kretsen som er beskrevet i del kapittel 2.3. Dette er en varmemotor som opererer etter lukket Brayton-syklus prinsippet, se figur 2.2-1. Ved at kretsen er lukket vil det si at det er ingen masseoverføring over systemgrensene. Varmemotoren består av en kompressor, turbin/ekspander og to varmevekslere, lettere kjent som en standard luft Brayton-syklus.



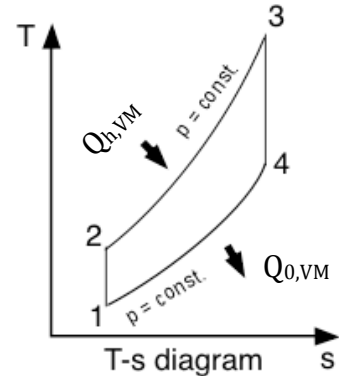
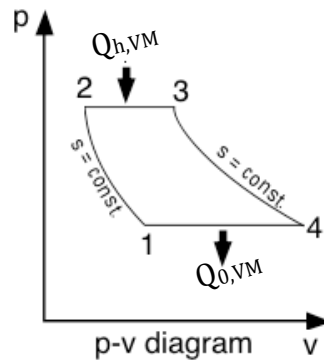
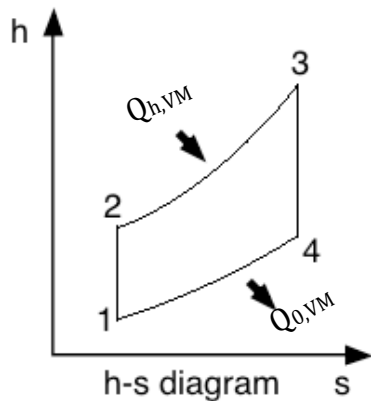
figur 2.2-1 viser en standard luft Brayton-syklus, [2] (s. 389)

2.2.1 Ideell standard luft Brayton-syklus

Den ideelle standard luft Brayton-syklusen gjennomgår fire intern reversible prosesser beskrevet ut i fra h-s-, p-v- og T-s diagrammet som er vist i figur 2.2.1-1, figur 2.2.1-2 og figur 2.2.1-3 respektivt på neste side. Idealiseringen tar forbehold til følgende kriterier;

- Ingen friksjonstrykktap i kretsen
- Luften strømmer gjennom varmevekslerene uten trykktap

- Varmetap til omgivelsene er neglisjert
- Kompresjon og ekspansjon er skjer isentropisk



figur 2.2.1-1 skisserer et h-s diagrammet til en ideell Brayton-syklus

figur 2.2.1-2 skisserer et p-v diagram til en ideell Brayton-syklus

figur 2.2.1-3 skisserer et T-s diagram til en ideell Brayton-syklus

- prosess 1-2: Isentropisk kompresjon fra lavtemperatur varmeveksler til høy temperatur varmeveksler
- Prosess 2-3: Isobar varmetilførsel fra høytemperatur varmeveksler kilde
- Prosess 3-4: Isentropisk ekspansjon
- Prosess 4-1: Isobar varmeavgivelse fra lavtemperatur varmeveksler til eksterne sluk

Formlene under som gir uttrykk for andelen av arbeid- og varmeenergi som overføres i prosessene er gitt som følge av at; driftstilstanden er stabil og at kinetiske og potensielle energi effekter er neglisjert.

Arbeidet tilført pr masseenheter for å komprimere arbeidsmediet kan beregnes av formel (2.1)

$$\frac{W_{k,VM}}{\dot{m}_{VM}} = h_2 - h_1 \quad (2.1)$$

Varmen tilført pr. masseenheter for overoppheting kan beregnes av formel (2.2)

$$\frac{Q_{h,VM}}{\dot{m}_{VM}} = h_3 - h_2 \quad (2.2)$$

Arbeidet avgitt pr. masseenhet av turbinen kan beregnes av formel (2.3)

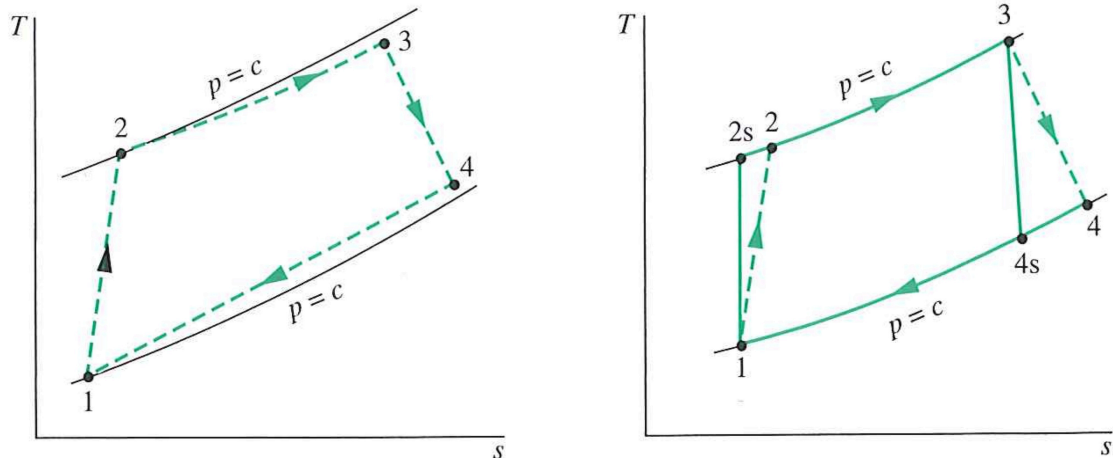
$$\frac{W_{e,VM}}{\dot{m}_{VM}} = h_3 - h_4 \quad (2.3)$$

Varmen avgitt pr. masseenhet kan beregnes av formel (2.4)

$$\frac{Q_{o,VM}}{\dot{m}_{VM}} = h_4 - h_1 \quad (2.4)$$

2.2.2 Reell standard luft Brayton-syklus

I en reell standard luft Brayton-syklus vil det være irreversible effekter som forårsaker at arbeidet utført av ekspanderen reduseres og arbeidet tilført til kompressoren øker. Dette kommer av friksjonseffekter inne i lagrene til kompressoren og ekspanderen. Arbeidsmediet vil derfor oppleve en økning av den spesifikke entropien igjennom komponentene. Det vil også oppstå trykktap over varmevekslerene. Ettersom friksjonstrykktap er mindre vesentlige kilder til irreversibiliteter, er disse tapene neglisjert i videre beregninger og antagelser. Dette resulterer at fluidstrømmen igjennom varmevekslerene skjer ved konstant trykk, se figur 2.2.2-1.



figur 2.2.2-1 viser en reel Brayton syklus til venstre, der trykktap over varmevekslere er vist som stiplede linjer fra prosess 2-3 og 4-1. Til høyre ser effekten av irreversibilitetene ved kompresjon og ekspansjon uten trykk tap over varmevekslere, [2] (s. 754)

Som følge av irreversibilitetene så vil arbeidet utført av ekspanderen synke og arbeidet levert til kompressoren vil øke. Dette resulterer at total andel av netto utført arbeid av varmemotoren vil også synke. Det er derfor med denne bemerkelsen at det er ønskelig med høyest mulig virkningsgrad på kompressoren og ekspanderen.

Antatt at kompressoren og ekspanderer arbeider med en stabil driftstilstand, og at kinetiske og potensielle energieffekter er neglisjert. Så vil den isentropiske virkningsgraden til kompressoren og ekspanderer som følge av figur 2.2.2-1 kunne uttrykkes av formel (2.5) og (2.6) respektivt [2] (s. 397);

$$\eta_{k,VM} = \frac{h_{2s} - h_1}{h_2 - h_1} \quad (2.5)$$

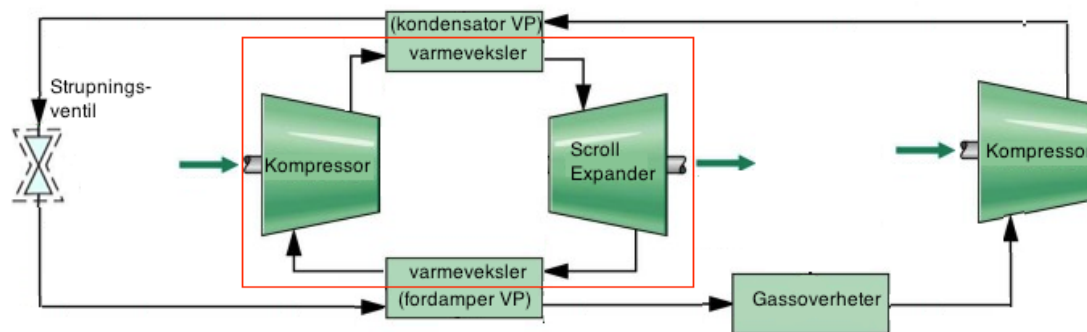
der h_{2s} er entalpien etter en isentropisk kompresjon, h_2 er entalpien etter en reell kompresjon og h_1 er entalpien ved innløpet til kompressoren.

$$\eta_{e,VM} = \frac{h_3 - h_4}{h_3 - h_{4s}} \quad (2.6)$$

der h_{4s} er entalpien etter en isentropisk ekspansjon, h_4 er entalpien etter en reell ekspansjon og h_3 er entalpien ved innløpet til ekspanderer.

2.3 LandTech-kretsen

LandTech hevder å ha en idé hvor en varmepumpe og en varmemotor settes sammen som en selvdrivende enhet. Enheten generer nok effekt til egen drift, samtidig som den genererer et nyttbart effektoverskudd. Måten LandTech-kretsen gjør dette på, er ved å sammenkoble varmepumpens fordamper med varmemotorens kondensator og varmepumpens kondensator med varmemotorens fordamper ved hjelp av to varmevekslere (se figur 2.3-1).



figur 2.3-1 viser hvordan komponentene i en varmemotor og en varmepumpe er koblet sammen i LandTech-kretsen

Ved å gjøre dette så vil varmemengden avgitt av varmepumpens kondensator bli mottatt av varmemotoren. Det motsatte skjer ved varmepumpens fordamper, her mottar varmepumpen den varmemengden som varmemotoren avgir. Deretter vil arbeidsmediet i varmepumpekretsen fortsette å ta opp varme i gassoverheteren i form av omgivelsesvarme. Etter at arbeidsmediet til varmemotoren har avgitt varme i varmepumpens fordamper blir den komprimert før den mottar varme fra varmepumpen. Den røde firkanten i figur 2.3-1 viser skille mellom hva som er varmemotor og hva som er varmepumpe. De komponentene som er innenfor den røde firkanten indikerer de komponentene som er i varmemotoren, mens det som er utenfor den røde firkanten indikerer komponentene i varmepumpen.

2.3.1 Scroll-ekspander

En scroll-ekspander er en positiv fortrengingsmaskin. Den er i utgangspunktet en scroll kompressor som fungerer i revers. Ved å utnytte ekspansjonspotensialet til et fluid i en ekspander, så er det mulig å generere et mekanisk arbeid ut på en aksling. Videre er det mulig å koble akslingen til en generator for å generere strøm.

En scroll-kompressor består av to spiralblader som er 180 grader faseforskjøvet og satt mot hverandre. De to spiralene er plassert noe eksentrisk i forhold til hverandre slik at de berører hverandre i en serie punkter. En av scrollene eller spiralene er fastmontert, mens den andre scrollen er løs. Den løse scrollen orbiterer eksentrisk uten å rotere, dermed blir lommen mellom de to scrollene lukket og komprimert [3] (s. 3-13). Som vist i figur 2.3.1-1 så blir fluidet lukket ved periferien av de to scrollene. Når den ytre spiralen begynner å orbitere, så vil volumet mellom de to scrollene minke, samtidig som at fluidet beveger seg inn mot sentrum. Når volumet minker så øker trykket. Det komprimerte fluidet forlater scrollkompressoren ved en utgangsport som er lokalisert ved senter av scrollene. Når kompressoren arbeider i revers (som en scroll-ekspander), så kommer fluidet inn ved sentrum og forlater ved periferien.



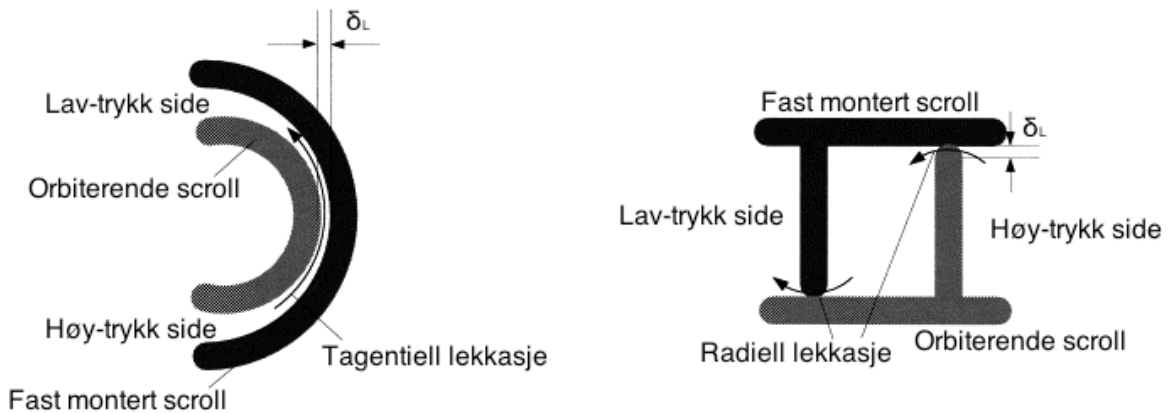
figur 2.3.1-1 viser virkemåten til en scroll kompressor/ekspander, [5]

En scroll-ekspander har svært få bevegelige deler, noe som forbedrer påliteligheten samtidig som støynivået holdes lavt. Den kompakte løsningen bidrar til en jevn operasjonstilstand med lite vibrasjoner. Scroll-ekspanderen har også en relativt kontinuerlig volumstrøm ettersom at den kretsende spiralen alltid har to eller tre gasslommer under ekspansjon. Dette er en av hovedgrunnene til at det er valgt en scroll-ekspander i LandTech-kretsen.

2.3.1.1 Lekkasjer i en scroll-ekspander

I en scroll kompressor/ekspander finnes det to forskjellige typer lekkasjer;

- *Tangentiell lekkasje* eller flanke-tap kommer av klaringen mellom spiral veggene, dette er vist i figur 2.3.1.1-1 på neste side.
- *Radiell lekkasje* er på grunn av klaringen mellom endepunktet til den ene scrollen mot veggen til den andre scrollen, se figur 2.3.1.1-1 på neste side.



figur 2.3.1.1-1 viser de to typene av lekkasjer som oppstår i en scroll kompressor eller ekspander, [6] (s. 743)

Når scrollene fungerer som en kompressor så vil lekkasjene redusere den volumetriske effektiviteten¹ samtidig som det spesifikke arbeidet vil øke. Dette kommer av at lekkasjen fra høy-trykk siden til lav-trykk siden krever en re-komprimering [7] (s. 22).

2.3.1.2 Konvertering av en scroll-kompressor til en scroll-ekspander

Scrollkompressor kan enten være smurt eller ikke. Ved å velge en kompressor som ikke er oljesmurt så er det lettere å konvertere en kompressor til en ekspander, men da er faren for lekkasje enda større. For å kunne effektivisere LandTech-kretsen vil det derfor egne seg med en oljesmurt kompressor konvertert til en ekspander. Fordi valg av en oljesmurt ekspander i LandTech-kretsen vil redusere lekkasjene, noe som ytterligere vil øke avgitt effekt.

Imidlertid vil en olje smøret ekspander by på følgende nye problemer:

- Ettersom at rotasjonen skjer i motsatt retning, så kan dette medføre til at oljepumpen for smøringen ikke vil fungere dersom den er direkte koblet på akslingen til ekspanderen [6] (s. 743). Dette kan medføre at en eksterne oljepumpe må kobles på kretsen, noe som vil redusere den totale virkningsgraden til LandTech-kretsen
- Oljen kan bidra til å forurense arbeidsmediet, som videre kan gi nye problemer (som for eksempel reduserte effektiviteter i varmevekslere).

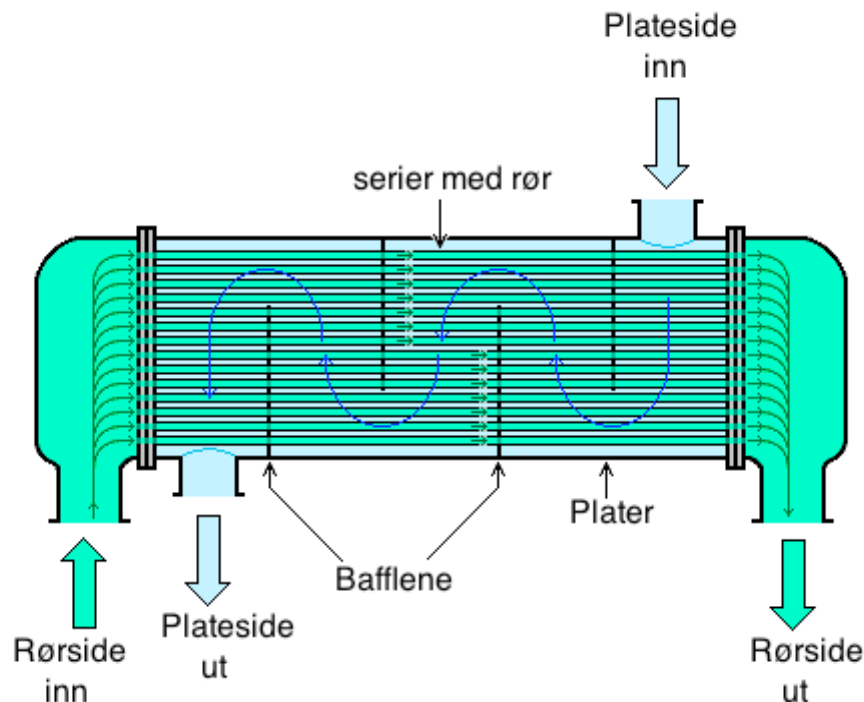
¹ Den volumetriske effektiviteten eller leveringsgraden til en kompressor er definert av forholdet mellom virkelig insugd volum og slagvolumet. Effektiviteten er alltid mindre enn 1.

2.4 Motstrøms-varmeveksler

Ingeniører i industrien kommer ofte over en oppgave hvor en varmeveksler skal utføre en viss oppgave, om det går ut på å varme eller kjøle er sterkt avhengig til fluidegenskaper og mengden som skal sirkuleres. Derfor blir varmevekslere ofte vurdert etter følgende kriterier:

- Trykkforhold
- Termisk ytelse og temperatur område
- Produktmiks (væske-væske, gass-væske og gass-gass)
- Tillatelig trykkfall over varmeveksler
- Fluid kapasitet
- Materialbruk

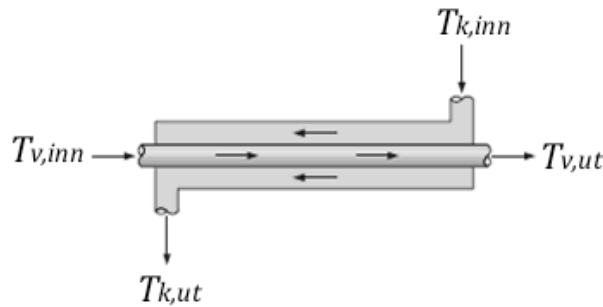
I analysene og beregningene som er gjort i kapittel 3 vil det bli utviklet en testbenk av LandTech-kretsen i senere tid. Denne testbenken er satt opp slik at varmevekslerene vil bestå av en damp-gass produktmiks (overopphetet R410A i varmepumpe-krets og luft i varmemotor-krets). Etersom luft har en meget lav varmeoverføringskoeffisient krever dette at massestrømmen av luft må være relativt stor.



figur 2.4-1 viser en skematisk beskrivelse av en rør-i-skall motstrøms-varmeveksler, [8]

Dette resulterer med at varmeoverføringsflaten til luft må være så stor at tilstrekkelig varmemengde blir tatt opp. Derfor er beregningene utført med en såkalt rør-i-skall varmeveksler som er vist i figur 2.4-1. Denne varmeveksleren

består av flere små rør som er pakket inn med plater som ligger parallelt med rørene. Varmeoverføringen skjer ved at arbeidsmediet i varmepumpen (R410A) strømmer på innsiden av rørene, mens arbeidsmediet i varmemotoren (luft) strømmer på utsiden av rørene forbi platene. Luftstrømmen blir ledet igjennom varmeveksleren ved hjelp av *baffle*ne. Bafflene sin hovedoppgave er å øke varmevekslerens effektivitet og fungere som forankringer for rørene



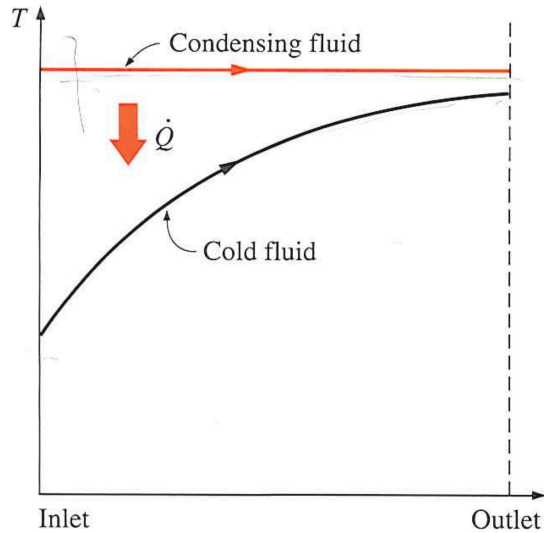
Fordelen ved å velge en mot-strøms varmeveksler er at den *logaritmiske middeltemperaturen*, ΔT_{lm} til en mot-strøms varmeveksler er alltid større enn hva den ville vært i en med-strøms varmeveksler [9] (s. 624). Den logaritmiske middeltemperaturen for en mot-strøms varmeveksler kan beregnes etter formel (3.1)

$$\Delta T_{lm} = \frac{(T_{v,inn} - T_{k,ut}) - (T_{v,ut} - T_{k,inn})}{\ln \frac{(T_{v,inn} - T_{k,ut})}{(T_{v,ut} - T_{k,inn})}} \quad (3.1)$$

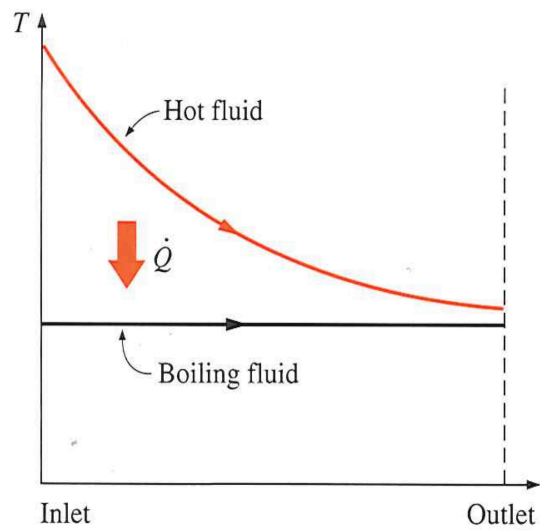
Økningen av den logaritmiske middeltemperaturen vil medføre at varmeoverføringsraten, $Q_{Overført}$ også vil øke. $Q_{Overført}$ er gitt av formel (3.2);

$$Q_{Overført} = UA_S \cdot f \cdot \Delta T_{lm} \quad (3.2)$$

Der U er den totale varmeoverføringskoeffisienten, A_S er varmeoverføringsarealet og f er en korreksjonsfaktor som er bestemt av geometrien til rør-i-skall varmeveksleren. I kondensatoren og fordampere så vil arbeidsmediet i varmepumpen oppleve en faseendingsprosess. Endringen fra overopphetet damp til en væske-damp eller omvendt er avhengig om det er en kondensator eller fordampere respektivt. Det ordinære med medier som for eksempel R410A, er at de absorberer eller avgir en stor andel av varmeenergien ved konstant temperatur under faseendingsprosessen, slik det er vist for en medstrøms varmeveksler i figur 2.4-2 og figur 2.4-3 på neste side.

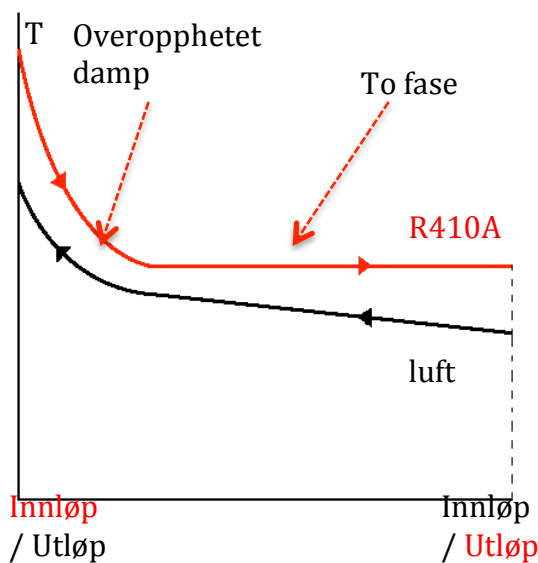


figur 2.4-2 viser temperaturvariasjonen i en medstrøms-varmeveksler for et fluid som kondenserer, [9] (s. 622)

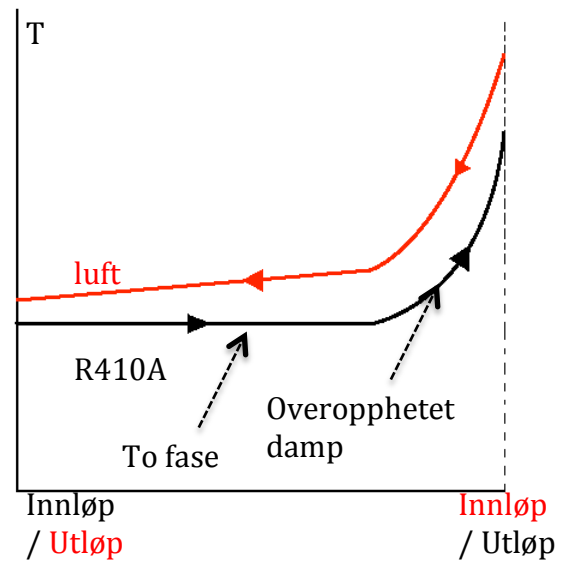


figur 2.4-3 viser temperaturvariasjonen i en medstrøms-varmeveksler for et fluid som fordampes, [9] (s. 622)

I LandTech-kretsen vil varmevekslingen skje motstrøms. Ved kondenseringen vil R410A komme inn i kondensatoren som overopphetet damp før den kjøles ned og avgir varme i to-fase området. Det motsatte vil skje i fordampere hvor



figur 2.4-4 viser en prinsipp skisse av temperatur variasjonen til kondensatoren i LandTech-kretsen



figur 2.4-5 viser en prinsipp skisse av temperatur variasjonen til fordampere i LandTech-kretsen

R410A vil ta opp varme ved konstant temperatur i to-fase området slik at alle væskefraksjoner fordampes. Etter dette så vil temperaturen til R410A stige ved varmetilførsel. En prinsippskisse av hvordan temperaturen vil variere i LandTech-kretsen sin kondensator og fordampere er vist i figur 2.4-4 og figur 2.4-5 respektivt.

3 Analyse og beregninger

Den beste måten å virkelig vite hvordan noe fungerer er ved praktisk testing av representative rigger og prototyper. Før en i det hele tatt starter å bygge en kostbar testrig, bør det utføres vesentlige beregninger og analyser som verifiserer eller falsifiserer idéen. Derfor er det i de neste kapitlene utført beregninger av LandTech-kretsen der varmepumpen opererer mellom forskjellige temperaturnivåer. Beregningene vil dermed kunne gi et grunnlag for utviklingen av en virkelig testrig. Diagrammene som er brukt for å simulere varmepumpesyklusen er generert av Coolpack-varmesimuleringsprogram levert av det Danske Tekniske Universitet. For å kunne simulere LandTech-kretsen er følgende betraktninger og antagelser brukt i beregningene:

- Isentropisk virkningsgrad til varmepumpe kompressor, $\eta_{k,VP} = 0,7$
- R410A er brukt som arbeidsmedium i varmepumpeprosessen
- Luft er brukt som arbeidsmedium i varmemotorprosessen
- Avgitt varmeeffekt, $Q_{h,VP}$ i varmepumpeprosessen er oppgitt av oppdragsgiver til å være 4,25 kW.

Andre antagelser og betraktninger som ikke er lagt til grunn over, vil bli nevnt i teksten.

3.1 Arbeidsmedier brukt i LandTech-kretsen

I beregningene som er gjort for hele kapittel 3, så er det tatt hensyn til R410A som arbeidsmedium i varmepumpekretsen, mens i varmemotorkretsen er det brukt luft. I den virkelige LandTech kretsen vil **ikke** disse to arbeidsmediene være brukt. De ordinære mediene vil gjerne holdes konfidensielt av oppdragsgiver både fordi at de ikke er testet ut enda, men også fordi at de trolig vil ha bedre termiske egenskaper enn de arbeidsmediene som er brukt i denne rapporten.

R410A er et kjølemedium som består av HFC-32¹ og HFC-125² og er ofte brukt som arbeidsmedium for varmepumper. Årsaken til dette er fordi det er en væske som lett fordampes og ved å veksle mellom gass og væske form gjør den ideell til å oppta og avgi varme.

Luft er brukt som arbeidsmedium i varmemotoren fordi dette gjør test-riggen enklere og billigere å sette opp.

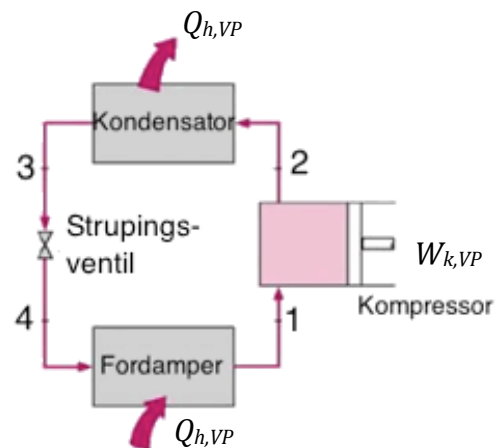
¹ HFC-32 eller *difluoromethane* er et kjølemedium som er kjent for å ha null ozon nedbrytende effekt, den er også kjent av navnet R-32 [10]

² HFC-125 eller *pentafluoroethane* er også et kjølemedium som er kjent for å ha null ozon nedbrytende effekt [11]

3.2 Analyse av lav Δ -T varmepumpe i LandTech krets

I lav Δ -T varmepumpekretsen vil varmepumpen arbeide innenfor temperaturintervallet -30°C til en omgivelsestemperatur på 10°C på lavtrykk siden av varmepumpen. Deretter arbeider varmepumpens høytrykk side opp til en driftstemperatur som er på -20°C i to-fase området, men overopphetningen forårsaket av komprimeringen resulterer med en temperatur på ca. 33°C . Deretter avgis varme fra varmepumpens kondensator i en motstrøms-varmeveksler, varmeoverføringen er forklart nærmere i delkapittelet 3.4.

Når R410A er løftet fra lavtrykk siden til høytrykksiden, så vil arbeidsmediet være overopphettet, men siden temperaturen i to-fase område er -20°C . Så må temperaturen til arbeidsmediet i varmepumpen være kaldere enn -20°C for at varmen skal skulle strømme fra varmepumpen til varmepumpen, jfr. Termodynamikkens 2. Hovedsetning. Prosessen er simulert av Coolpack-programmet og er vist i vedlegg I. Vesentlige data for den tradisjonelle varmepumpeprosessen er beregnet under. Varmepumpen er simulert for å kunne levere en varmemengde $Q_{h,VP} = 4,25\text{kW}$.



figur 3.2-1 viser tilstandsnummereringen i varmepumpesyklusen, [4]

Den spesifikke fordamperytelse, $q_{0,VP}$ er beregnet etter formel (1.1):

$$q_{0,VP} = \frac{Q_{0,VP}}{\dot{m}_{VP}} = h_1 - h_4 = 441,38 - 170,24 = 271,14 \text{ kJ/kg} \quad (1.1)$$

Den spesifikke kondensatorytelsen, $q_{h,VP}$ er beregnet etter formel (1.3):

$$q_{h,VP} = \frac{Q_{h,VP}}{\dot{m}_{VP}} = h_2 - h_3 = 459,54 - 170,24 = 289,30 \text{ kJ/kg} \quad (1.3)$$

Det reelle spesifikke kompressorarbeidet, $w_{k,VP}$ er beregnet etter formel (1.5). Verdiene hentet fra vedlegg I tar hensyn til en isentropiske virkningsgraden til kompressoren:

$$w_{k,VP} = \frac{W_{k,VP}}{\dot{m}_{VP}} = h_2 - h_1 = 459,54 - 441,38 = 18,16 \text{ kJ/kg} \quad (1.2)$$

For å kunne beregne strupingstapet så må den spesifikke varmekapasiteten ved tilstand 3 defineres. Verdiene i Tabell 3.2-1 er hentet av en tabell utarbeidet av Coolpack som viser hva den spesifikke varmekapasiteten for R410A i væskefase er, ved det gitte trykket og temperatur (se vedlegg III).

Tabell 3.2-1 viser den spesifikke varmekapasiteten, c_p i væske fase for R410A ved det gitte trykket og temperatur

| Temperatur, [°C] | Trykk, [bar] | c_p (væske), [kJ/kg K] |
|------------------|--------------|--------------------------|
| -20,00 | 4,00 | 1,41 |

I beregningene er det tatt hensyn til at temperaturen før strupeventilen er -20°C. Strupings tapet er beregnet etter formel (1.6);

$$\Delta W_{strupning} = 1,41 \cdot \frac{(253,15-243,15)^2}{(253,15+243,15)} = 0,28 \text{ kJ/kg} \quad (1.6)$$

Strupingstapet er ikke tatt med i beregningene videre. Dette kommer av at tallene hentet fra vedlegg 1 tar allerede hensyn til strupingstapet. Det kan en se ved at prosessen 3-4 ikke følger de isentropiske linjene (blå linjer i vedlegg 1), men i stedet så er entalpien konstant. Verdien over er derfor kun en indikasjon på hvor stort strupingstapet er. Bemerk at strupingstapet er lavt i forhold til de andre energimengdene. Dette kommer av at temperatur differansen før og etter strupeventilen er relativt lavt. Ved større temperatur differanser så vil resultatet av strupingstapet være større. Fordi av de to leddene som inngår i uttrykket for strupingstap (1.6) så er temperatur differansen i 2. potens.

Massestrømmen av R410A i kretsen kan beregnes ut av hva varmepumpen skal levere av varmeeffekt (4,25 kW);

$$\dot{m}_{VP} = \frac{Q_{h,VP}}{q_{h,VP}} = \frac{4,25 \left[\frac{\text{kJ}}{\text{s}} \right]}{289,30 \left[\frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \right]} = 0,01469 \frac{\text{kg}}{\text{s}} = 52,88 \text{ kg/h} \quad (1.1)$$

Den virkelige effektfaktoren (COP – *Coefficient of Performance*) er beregnet etter formel (1.7):

$$COP = \frac{Q_{h,VP}}{W_{k,VP}} = \frac{q_{h,VP}}{w_{k,VP}} = \frac{289,30}{18,16} = 15,93 \quad (1.7)$$

Carnot effektfaktoren, \mathcal{E}_{carnot} er beregnet etter formel (1.4);

$$\mathcal{E}_{carnot} = \frac{T_h}{T_h - T_0} = \frac{273,15 - 20}{(273,15 - 20) - (273,15 - 30)} = 25,32 \quad (1.4)$$

Carnot virkningsgraden, η_{carnot} er beregnet etter formel (1.8):

$$\eta_{carnot} = \frac{COP}{\varepsilon_{carnot}} = \frac{15,93}{25,32} = 0,63 \quad (1.8)$$

Energibalansen til lav Δ -T varmepumpekretsen er vist i Tabell 3.2-2.

Tabell 3.2-2 viser energibalansen i lav Δ -T varmepumpekretsen

| | |
|-----------------------------------|--|
| + Opptatt varmeeffekt | $Q_{0,VP} = \dot{m}_{VP} \cdot q_0 = 0,01469 \cdot 271,14 = 3,98 \text{ kW}$ |
| + Tilført kompressoreffekt | $\dot{m}_{VP} \cdot w_{strupning} = 0,01469 \cdot 18,16 = 0,27 \text{ kW}$ |
| - Avgitt varmeeffekt | $Q_{h,VP} = \dot{m}_{VP} \cdot q_h = 0,01469 \cdot 289,30 = 4,25 \text{ kW}$ |
| = Differanse | =0,00kW |

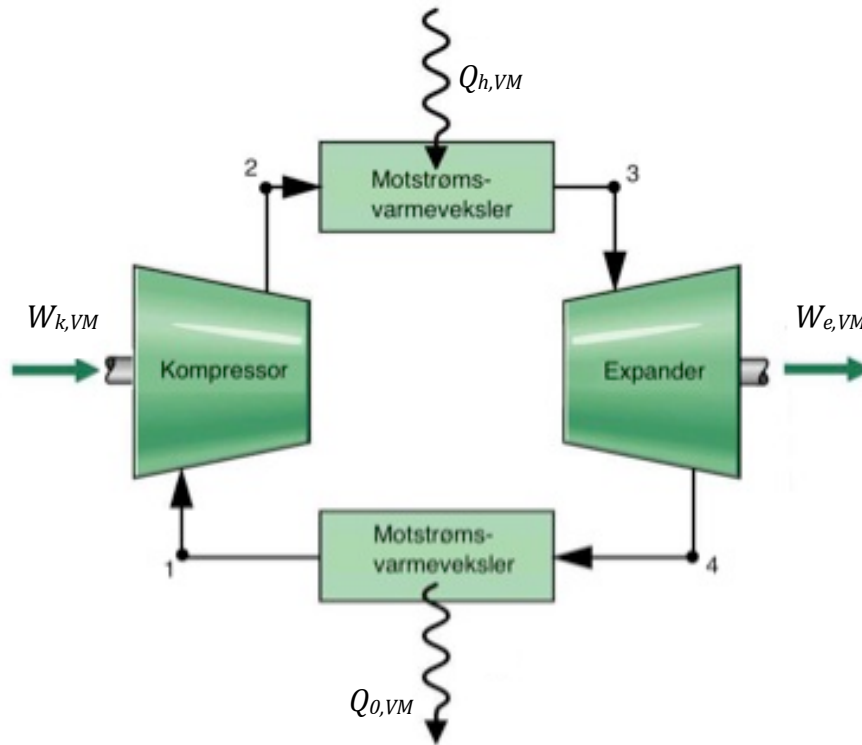
3.3 Analyse av varmemotor i LandTech-kretsen m/ lav Δ -T varmepumpekrets

Selve varmemotoren i LandTech-kretsen kan karakteriseres som en standard luft Brayton-syklus. Forskjellen fra den Brayton-syklusen som folk flest er kjent med, er at i denne kretsen er ikke kompressoren og ekspanderen koblet sammen på samme aksling. Årsaken til dette er at det skal være lettere å måle virkningsgraden til hver av komponentene i en reell krets. For å kunne ha et beregningsgrunnlag så er det tatt hensyn til noen grensebetingelser som er med på å karakterisere kretsen;

- Driftstemperaturen før kompressoren er satt til -28°C .
- Designtrykket etter kompressoren er satt til 55 bar.
- Temperaturen etter kompressoren må være lavere enn 2-fasetemperaturen i varmepumpekretsen, derfor er den valgt til å være -25°C .
- Temperatur før ekspanderen er satt til 30°C .

Følgende antagelser er lagt til grunn for å utføre beregningene;

- Hver komponent er analysert som et kontrollert volum ved stabil tilstand. Dette vil si at massene innenfor systemgrensene endrer seg ikke over tid.
- Ekspander- og kompressorprosessen er adiabatisk prosesser.
- Det er ingen trykktap over varmevekslerene.
- Kinetiske og potensielle energieffekter er neglisjert.
- Arbeidsmediet er luft, modellert som en ideell gass,



figur 3.3-1 viser en skjematisk beskrivelse av varmemotoren i LandTech-kretsen med tilstandsnummereringen i kretsen, [2] (s. 389)

Kretsen analyseres ved å finne den spesifikke entalpien i hver av tilstandene (1, 2, 3 og 4) se figur 3.3-1. Av grensebetingelsene ved tilstand 1 med grunnlag til arbeidsmediets temperatur. Så kan de fysikalske egenskapene til mediet bestemmes av tabell A-22 [2] (s. 756). Mellom verdier er funnet ved interpolasjonsmetoden. På grunn av irreversibiliteter så er det antatt kompressorvirkningsgrad, $\eta_{k,VM} = 0,7$ og ekspandervirkningsgrad, $\eta_{e,VM} = 0,55$ som er oppgitt av oppdragsgiver. Utregningene til interpoleringene som er gjort ved alle tilstandene er vist i vedlegg XIII.

Tilstand 1:

$$T_1 = -28^\circ\text{C} \rightarrow 245,15 \text{ K}$$

$$h_1 = 245,19 \text{ kJ/kg}$$

$$p_{r1} = 0,6857$$

(interpolert av tabell A – 22)

(interpolert av tabell A – 22)

På grunn av irreversibilitetene som er beskrevet i kapittel 2.2.2 for en reell prosess, så vil temperaturen til arbeidsmediet etter komprimeringen være høyere enn hva den ville vært i en ideell kompresjonsprosess. Det er derfor brukt -25°C som reell tilstandstemperatur ved analysering av tilstand 2. Dette er for å forsikre at varmen strømmer fra varmepumpen inn i varmemotoren og ikke omvendt.

Tilstand 2 (reell tilstand):

$$T_2 = -25^\circ\text{C} \rightarrow 248,15 \text{ K}$$

$$p_2 = 55 \text{ bar} \rightarrow 5,5 \text{ MPa}$$

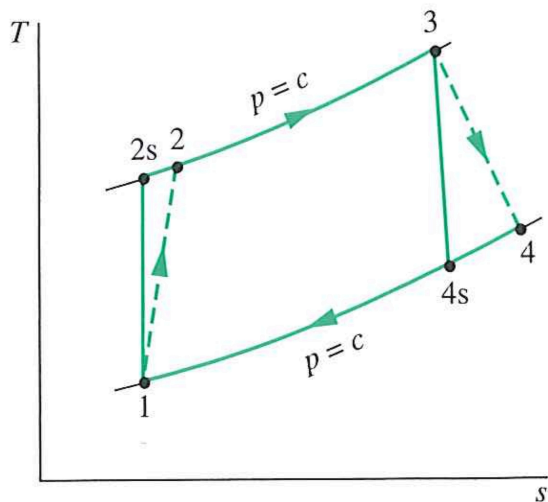
$$h_2 = 248,19 \text{ kJ/kg}$$

(interpolert fra tabell A – 22)

$$p_{r2} = 0,7149$$

(interpolert fra tabell A – 22)

Av den reelle tilstand 2 kan ideelle tilstand 2s beregnes slik den er gjort under:



figur 3.3-2 viser at effekten av irreversibilitetene i kompressoren vil forårsake en temperaturøkning fra tilstand 2s til 2. Det er også vist at irreversibilitetene i ekspanderen vil forårsake en temperatur økning fra 4s til 4, [2] (s.397)

Tilstand 2s (ideell tilstand):

$$h_{2s} = \eta_{k,VM} \cdot (h_{2s} - h_1) + h_1 \quad (2.5)$$

$$h_{2s} = 0,7 \cdot (248,19 - 245,19) + 245,19 = 247,29 \text{ kJ/kg}$$

$$T_{2s} = -25,77^\circ\text{C} \rightarrow 247,38 \text{ K}$$

(Interpolert fra tabell A – 22)

$$p_2 = 55 \text{ bar} \rightarrow 5,5 \text{ MPa}$$

$$p_{r2s} = 0,7074$$

(interpolert fra tabell A – 22)

Det relative trykket¹, p_r brukes til å finne informasjon for den irreversible isentropiske/adiabatiske kompresjonen. Innføringen av den isentropiske korrelasjonen som er gjort under [2] (s. 241), gir grunnlaget for å finne trykkforholdet til kompressoren, merk at dette gjelder kun ved en isentropisk/adiabatisk kompresjon eller ekspansjon. Ved varmetilførselen i prosess 2-3 er trykket det samme, men det relative trykket er **ikke** det samme.

$$\frac{p_{r2s}}{p_{r1}} = \frac{p_2}{p_1} \Rightarrow \frac{p_2}{p_1} = \frac{0,7074}{0,6857} = 1,032 \text{ (Teoretiske kompresjonsforhold)}$$

$$\frac{p_{r2}}{p_{r1}} = \frac{p_2}{p_1} \Rightarrow \frac{p_2}{p_1} = \frac{0,7149}{0,6857} = 1,043 \text{ (Realistisk kompresjonsforhold)}$$

¹ Det relative trykket p_r er ikke et virkelig trykk (dimensjonsløst), men brukes for å kunne bestemme trykkene i isentropiske- og adiabatisk prosesser

Trykkforholdet til den realistiske kompressoren er da 1,043. Dette er et pålitelig svar med tanke på at i det virkelig kompresjonsforholdet er større enn den teoretiske. Dette er da på grunn av virkningsgraden til kompressoren. På samme måte som vi fant trykkforholdet kan vi da beregne trykket ved tilstand 1.

$$\frac{p_{r2}}{p_{r1}} = \frac{p_2}{p_1} \Rightarrow p_1 = \frac{p_2}{\frac{p_{r2}}{p_{r1}}} = \frac{55}{1,043} = 52,73 \text{ bar} \rightarrow 5,27 \text{ MPa}$$

Tilstand 3:

$$T_3 = 30^\circ\text{C} \rightarrow 303,15 \text{ K}$$

$$p_3 = p_2 = 55 \text{ bar} \rightarrow 5,5 \text{ MPa}$$

$$h_3 = 303,36 \text{ kJ/kg} \quad (\text{interpolert fra tabell A - 22})$$

$$p_{r3} = 1,4380 \quad (\text{interpolert fra tabell A - 22})$$

Ved prosessen 3-4 (ekspansjons prosessen) så vil ekspandereren se et utgangstrykk som er på samme linje som inngangstrykk til kompressoren, $p_1 = 52,73 \text{ bar}$, fordi det er sett bort i fra trykktap over varmevekslerene. Ved å bruke samme korrelasjonen som for prosess 1-2 for prosess 3-4, så gir dette muligheten for å finne det relative trykket ved den ideelle tilstand 4, p_{r4s}

Tilstand 4s (ideell tilstand):

$$\frac{p_{r4s}}{p_{r3}} = \frac{p_4}{p_3} \Rightarrow p_{r4s} = p_{r3} \cdot \frac{p_4}{p_3} = 1,4380 \cdot \frac{52,73}{55} = 1,3786$$

$$h_{4s} = 299,72 \text{ kJ/kg} \quad (\text{interpolert fra tabell A - 22})$$

$$T_{4s} = 26,38^\circ\text{C} \rightarrow 299,53 \text{ K} \quad (\text{interpolert fra tabell A - 22})$$

Tilstand 4 (reell tilstand)

$$h_4 = h_3 - \eta_{e,VM} \cdot (h_3 - h_{4s}) \quad (2.6)$$

$$h_4 = 303,36 - 0,55(303,36 - 299,72) = 301,36 \text{ kJ/kg}$$

$$T_4 = 28,01^\circ\text{C} \rightarrow 301,16 \text{ K} \quad (\text{interpolert av tabell A - 22 mhp } h_4)$$

Det spesifikke arbeidet tilført til kompressoren kan beregnes etter formel (2.1)

$$\frac{W_{k,VM}}{\dot{m}_{VM}} = 248,19 - 245,19 = 3,0 \text{ kJ/kg} \quad (2.1)$$

Det spesifikke arbeidet avgitt av scroll-ekspandereren kan beregnes etter formel (2.3):

$$\frac{W_{e,VM}}{\dot{m}_{VM}} = 303,36 - 301,36 = 2,0 \text{ kJ/kg} \quad (2.3)$$

Netto utført spesifikt arbeid for **varmemotorprosessen** blir dermed:

$$\frac{W_{netto}}{\dot{m}_{VM}} = \frac{W_{e,VM}}{\dot{m}_{VM}} - \frac{W_{k,VM}}{\dot{m}_{VM}} = 2,0 - 3,0 = (-)1,0 \text{ kJ/kg}$$

Beregningene over viser en reell LandTech varmemotor, der det er kun tatt med tapene som vil skje i kompressoren og ekspanderen. I virkeligheten vil det være flere taps faktorer som vil begrense den avgitte effekten. Dette er essensielle tapsfaktorer som er neglisjert i beregningene over;

- Trykk tap over varmevekslere
- Trykk tap i rør
- Varmetap til omgivelsene

Det er også viktig å bemerke seg at trykkforholdet er relativt lavt og dette kan gi komplikasjoner for driften av scroll-ekspanderen. Beregningene av *netto utført arbeid for varmemotor*, viser allerede at overskuddet er negativt, og dersom de andre tapene som er nevnt over ville vært tatt med i betraktningen, så vil bare resultat "forverre seg". Dette resulterer med at vi tilfører mer arbeid enn hva vi får ut.

3.4 Analysering av motstrøms-varmeveksler for lav ΔT LandTech krets

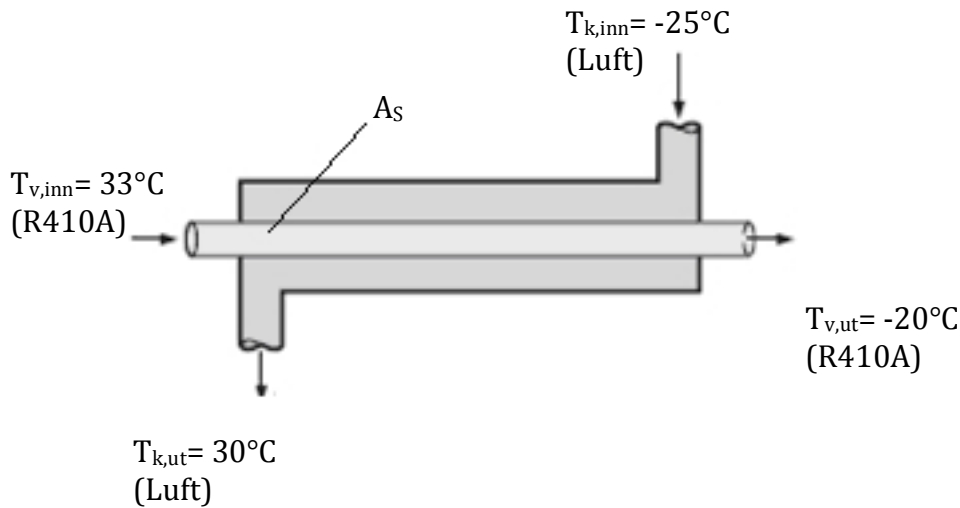
For å kunne modellere en motstrøms-varmeveksler som tilfredsstillende driftstemperaturene som er gitt av grensebetingelsene og beregningene i delkapittel 3.2 og 3.3, så vil en måtte beregne varmeoverføringsarealet inne i varmeveksleren. For å kunne beregne dette overføringsarealet må det fastsettes en total varmeoverføringskoeffisient, U i varmeveksleren. Ettersom at LandTech-kretsen ikke er tildelt spesifikke data av utformingen til varmevekslerene. Så er det antatt en typisk verdi for U ved en damp (R410A) og gass (luft) overføring med kobber som overføringsflate er, $17 [W/m^2K] / [W/m^2 \cdot ^\circ C]$ [12]. Merk at disse to enhetene er identiske siden $\Delta T(^{\circ}C) = \Delta T(K)$, og fordi endringen av $1^{\circ}C$ er ekvivalent til endringen av 1 K.

I beregningene er det ikke tatt hensyn til korreksjonsfaktoren, f for den logaritmiske middeltemperaturen. Fordi U er allerede meget konservativ med de antagelsen som er gjort. Ellers er følgende antagelser tatt hensyn til ved beregningene:

- Jevne driftsforhold
- Varmeveksleren er godt isolert, slik at tap til omgivelsene er neglisjert
- Forandringen av kinetisk og potensiell energi i fluid strømmen er neglisjert

- Egenskapene til fluidene i temperatursprangene er beregnet av gjennomsnittstemperaturen til det respektive temperaturspranget

Analyse av kondensator motstrøms-varmeveksler i lav ΔT
LandTech krets



figur 3.4-1 viser en prinsippskisse av motstrøms-kondensatoren for lav ΔT
LandTech-kretsen

Den logaritmiske middeltemperaturen er beregnet etter formel (3.1);

$$\Delta T_{lm} = \frac{(33-30)-((-20)-(-25))}{\ln \frac{(33-30)}{((-20)-(-25))}} = 3,92^{\circ}\text{C} \quad (3.1)$$

Varmepumpen skal levere en varmeeffekt som tilsvarer 4.25 kW. Dermed kan overførings arealet beregnes etter formel (3.2);

$$A_s = \frac{4,25 \cdot 10^3}{17 \cdot 1 \cdot (3,92)} = 63,78 \text{ m}^2 \quad (3.2)$$

Den spesifikke varmekapasiteten, c_p for luft i temperatur intervallet [-25, 30°C] vil være avhengig av trykk og temperatur. Verdiene i Tabell 3.4-1 er hentet av en tabell utarbeidet av Coolpack (se vedlegg IV og vedlegg V). Tabell 3.4-1 viser den spesifikke varmekapasiteten c_p for luft i gassfase ved gitt trykk og temperatur.

Tabell 3.4-1 viser den spesifikke varmekapasiteten, c_p i gassfase for luft ved gitt trykk og temperatur

| Temperatur, [°C] | Trykk, [bar] | c_p (gass), [kJ/kg K] |
|------------------|--------------|-------------------------|
| -25,00 | 55,00 | 1,15 |
| 30,00 | 55,00 | 1,09 |

Den gjennomsnittlige spesifikke varmekapasiteten i temperatur intervallet over kondensatoren er beregnet under.

$$\bar{c}_p = \frac{1,15 + 1,09}{2} = 1,12 \text{ kJ/kg} \cdot \text{K}$$

Massestrømmen av luft i varmemotorkretsen er beregnet etter formel (3.3), i beregningen er det tatt hensyn til den gjennomsnittlige spesifikke varmekapasiteten over kondensatoren;

$$\dot{m}_{VM} = \frac{4,25}{1,12 \cdot ((30+273,15) - (-25+273,15))} = 0,0689 \approx 0,07 \text{ kg/s} \quad (3.3)$$

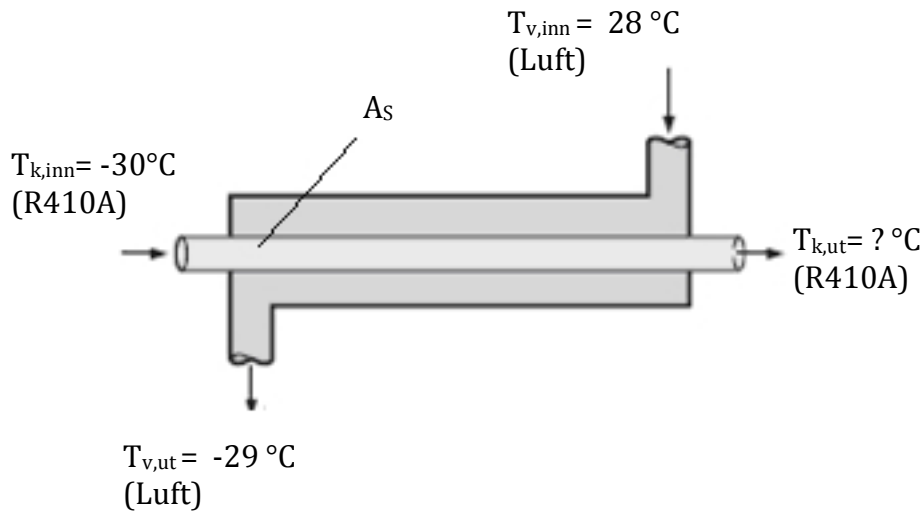
For å kunne beregne volumstrømmen av luft, så må densiteten til luft ved 55 bar defineres. Den spesifikke gass konstanten, R for tørr luft er $287,058 \text{ [J/kg} \cdot \text{K]}$ [13]. Ettersom at temperaturen forandrer seg igjennom varmeveksleren så er densiteten beregnet av gjennomsnittstemperaturen på fluidet inn og ut. Densiteten til luft ved 55 bar er beregnet etter formel (3.4) og volumstrømmen er beregnet etter formel (3.5).

$$\rho_{luft,20bar} = \frac{5,5 \cdot 10^6}{287,058 \cdot \left(\frac{(30+273,15) + (-25+273,15)}{2} \right)} = 69,51 \text{ kg/m}^3 \quad (3.4)$$

$$\dot{V}_{VM} = \frac{\dot{m}_{VM}}{\rho_{luft,20bar}} = \frac{0,06874}{69,51} = 9,889 \cdot 10^{-4} \text{ m}^3/\text{s} \Rightarrow 3,56 \text{ m}^3/\text{h} \quad (3.5)$$

Massestrømmen av R410A er tidligere regnet ut i del kapittel 3.2 til å være 52,88 kg/h.

Analyse av fordamper motstrøms-varmeveksler i lav ΔT LandTech-krets



figur 3.4-2 viser en skisse av motstrøms-fordamperen for lav ΔT LandTech-kretsen

Den spesifikke varmekapasiteten, c_p for luft i temperatur intervallet [28, -29°C] er vist i Tabell 3.4-2 (verdiene i Tabell 3.4-2 er hentet fra vedlegg VI og vedlegg VII

Tabell 3.4-2 viser den spesifikke varmekapasiteten, c_p i gassfase for luft ved gitt trykk og temperatur

| Temperatur, [°C] | Trykk, [bar] | c_p (gass), [kJ/kg K] |
|------------------|--------------|-------------------------|
| -29,00 | 52,73 | 1,16 |
| 28,00 | 52,73 | 1,09 |

Den gjennomsnittlige spesifikke varmekapasiteten i temperatur intervallet over fordamperen er beregnet under:

$$\bar{c}_p = \frac{1,16 + 1,09}{2} = 1,13 \text{ kJ/kg} \cdot \text{K}$$

Varmeeffekten som luften må avgi over fordamperen er beregnet etter formel (3.3), i beregningen er det tatt hensyn til den gjennomsnittlige spesifikke varmekapasiteten over fordamperen;

$$Q_{0,VM} = 0,0689 \cdot 1,13(28 - (-29)) = 4,44 \text{ kW} \quad (3.3)$$

Ved å anta at fordamperen har samme overføringsareal som kondensatoren og at det ikke er noe varmetap til omgivelsene. Så vil den avgitte varmeeffekten fra

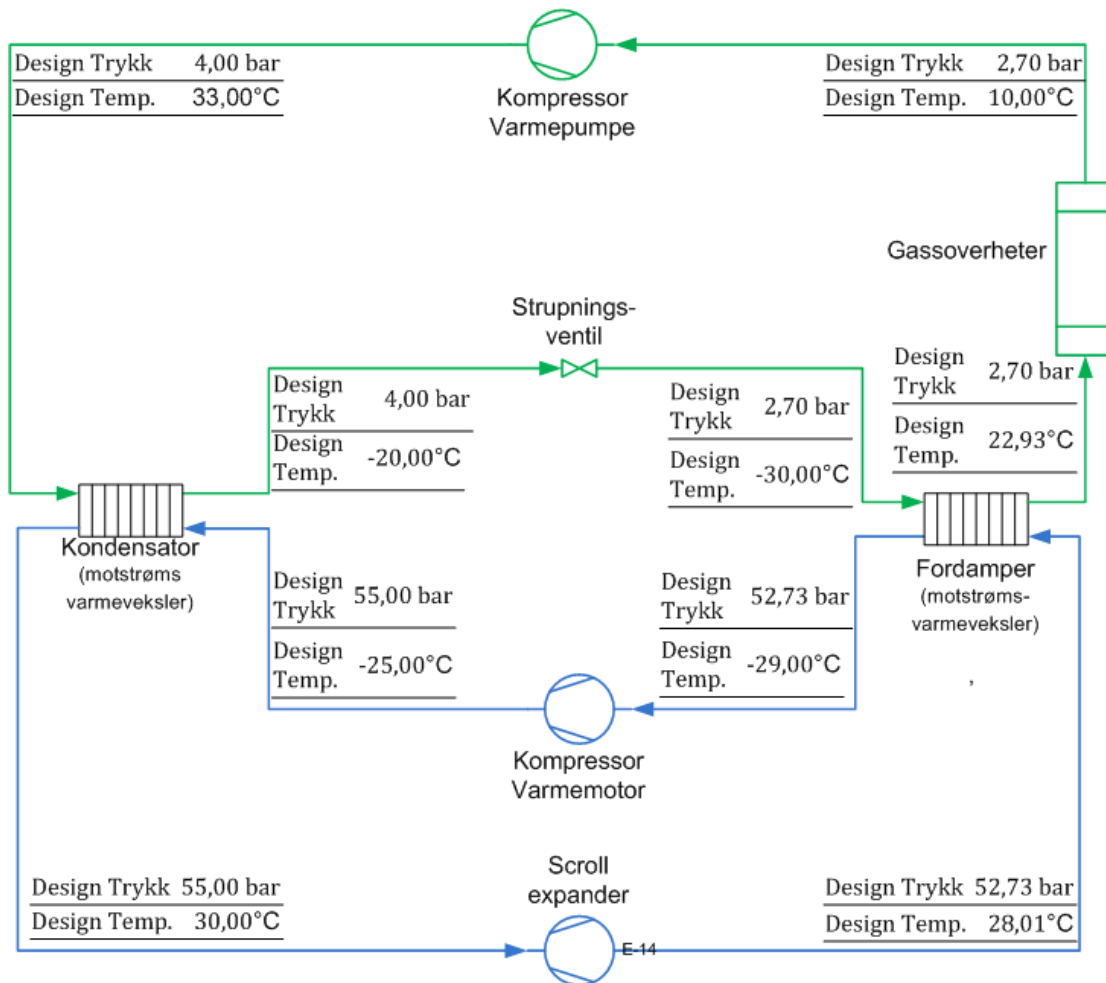
luften bli tatt opp av kjølemediet R410A i varmepumpekretsen. Utgangstemperaturen til R410A fra fordamperen kan dermed beregnes ved å kombinere formel (3.1) og (3.2) slik det er gjort under:

$$Q_{0,VM} = UA_S \cdot f \cdot \frac{(T_{v,inn} - T_{k,ut}) - (T_{v,ut} - T_{k,inn})}{\ln \frac{(T_{v,inn} - T_{k,ut})}{(T_{v,ut} - T_{k,inn})}} \quad (3.1) \text{ og } (3.2)$$

$$4,437 \cdot 10^3 = 17 \cdot 63,78 \cdot 1 \cdot \frac{(28 - T_{k,ut}) - ((-29) - (-30))}{\ln \frac{(28 - T_{k,ut})}{((-29) - (-30))}} \quad (3.1) \text{ og } (3.2)$$

$$T_{k,ut} \approx 22,93^\circ\text{C} \quad (3.1) \text{ og } (3.2)$$

Av vedlegg I viser det seg at temperaturen til kjølemediet R410A ut av fordamperen (tilstand 1') vil være omtrent 22,93°C. Det er da forutsatt at samme varmeeffekten avlevert fra luften vil bli tatt opp av R410A. Merk at temperaturen til R410A ut av fordamperen er allerede varmere enn omgivelsestemperaturen. Dette vil forårsake at gassoverheteren er verdiløs med tanke på at den skal varme opp R410A opp til omgivelsestemperatur (10°C) før kompressoren i varmepumpen. En oppsummering av lav Δ -T LandTech-kretsen er vist i figur 3.4-3. Tabell 3.4-3 viser effektkalkylen til hver av kretsene (differansen skyldes avrundingsfeil). I kalkylen så er det tatt hensyn til at temperaturen til R410A før kompressoren er 10°C og ikke 22,93°C slik den vil være dersom varmemotoren må dumpe all restvarmen til varmepumpen.



figur 3.4-3 viser hvordan trykket og temperaturene forandrer seg i lav $\Delta-T$ LandTech-kretsen. Den grønne kretsen viser varmepumpekretsen, mens den blå viser varmemotorkretsen

Tabell 3.4-3 viser effektkalkylen til lav $\Delta-T$ LandTech-kretsen

| Varmepumpe | | Varmemotor | |
|-------------|------------|---------------------|--------------------------------|
| $W_{k,VP}$ | (+)0,27 kW | $W_{k,VM}$ | $3,0 \cdot 0,0689 = (+)0,21kW$ |
| Q_h | (-)4,25 kW | $Q_{opptatt} = Q_h$ | (+) 4,25 kW |
| | | $W_{e,VM}$ | $2,0 \cdot 0,0689 = (-)0,14kW$ |
| Q_0 | (+)3,98 kW | $Q_{Avgitt,VM}$ | (-) 4,44kW |
| Differanse: | = 0,00 kW | | =(-)0,12 |

Netto levert effekt for hele LandTech-kretsen med bruk av lav $\Delta-T$ varmepumpe er beregnet under;

$$W_{netto,total} = W_{e,VM} - W_{k,VP} - W_{k,VM}$$

$$W_{netto,total} = 0,14 - 0,27 - 0,21 = -0,34 kW$$

3.5 Analyse av LandTech-krets med tradisjonell bruk av varmepumpe

I beregningene som er gjort for tradisjonell bruk av varmepumpe i LandTech-kretsen, er varmepumpen brukt slik den vanligvis brukes i husstander i dag. Forskjellen fra lav Δ -T varmepumpekretsen og den tradisjonelle er at varmen avgitt fra kompressoren leveres ved et høyere temperaturnivå. I stedet for å levere varme ved -20°C (slik lav Δ -T kretsen gjør) så leverer den varme ved 30°C . Overopphetningen på grunn av kompresjonen forårsaker at temperaturen ved tilstand 2 er $130,6^{\circ}\text{C}$. Varmepumpeprosessen er skissert av Coolpack i vedlegg II. De samme forutsetningene ved beregningene av lav delta-T kretsen er gjort ved beregningene av den tradisjonelle varmepumpekretsen. I beregningene er det forutsatt at avgitt varmeeffekt skal være $4,25\text{ kW}$. Vesentlige data for den tradisjonelle varmepumpekretsen er beregnet under:

Den spesifikke fordamperytelse, $q_{0,VP}$ er beregnet etter formel (1.1):

$$q_{0,VP} = \frac{Q_{0,VP}}{\dot{m}_{VP}} = h_1 - h_4 = 441,19 - 250,72 = 190,47 \text{ kJ/kg} \quad (1.1)$$

Den spesifikke kondensatorytelsen, $q_{h,VP}$ er beregnet etter formel (1.3):

$$q_{h,VP} = \frac{Q_{h,VP}}{\dot{m}_{VP}} = h_2 - h_3 = 536,29 - 250,72 = 285,57 \text{ kJ/kg} \quad (1.3)$$

Det reelle spesifikke kompressorarbeidet, $w_{k,VP}$ er beregnet etter formel (1.5):

$$w_{k,VP} = \frac{W_{k,VP}}{\dot{m}_{VP}} = h_2 - h_1 = 536,29 - 441,19 = 95,1 \text{ kJ/kg} \quad (1.5)$$

For å kunne beregne strupingstapet så må den spesifikke varmekapasiteten ved tilstand 3 defineres. Verdiene i Tabell 3.5-1 viser hva den spesifikke varmekapasiteten for R410A i væskefase er, ved gitt trykk og temperatur (se vedlegg VIII).

Tabell 3.5-1 viser den spesifikke varmekapasiteten, c_p i væske fase for R410A ved det gitte trykket og temperatur

| Temperatur, [$^{\circ}\text{C}$] | Trykk, [bar] | c_p (væske), [kJ/kg K] |
|------------------------------------|--------------|--------------------------|
| 30,00 | 18,70 | 1,94 |

I beregningene av strupingstapet er det tatt hensyn til at temperaturen før strupeventilen er 30°C. Strupingstapet er beregnet etter formel (1.6);

$$\Delta w_{strupning} = 1,94 \cdot \frac{(303,15-243,15)^2}{(303,15+243,15)} = 12,78 \text{ kJ/kg} \quad (1.6)$$

Strupingstapet er ikke tatt med i beregningene videre. Dette kommer av at tallene hentet fra vedlegg 2 tar allerede hensyn til strupingstapet. Det kan en se ved at prosessen 3-4 ikke følger de isentropiske linjene (blå linjer i vedlegg 2), men i stedet så er entalpien konstant. Verdien over er derfor kun en indikasjon på hvor stort strupingstapet er.

Massestrømmen av R410A i kretsen kan beregnes ut av hva varmepumpen skal levere av varmeeffekt (4,25 kW);

$$\dot{m}_{VP} = \frac{Q_{h,VP}}{q_{h,VP}} = \frac{4,25 \left[\frac{\text{kJ}}{\text{s}} \right]}{285,57 \left[\frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \right]} = 0,01488 \text{ kg/s} = 53,58 \text{ kg/h} \quad (1.1)$$

Den virkelige effektfaktoren (COP – Coefficient of Performance) er beregnet etter formel (1.7):

$$COP = \frac{Q_{h,VP}}{W_{k,VP}} = \frac{q_{h,VP}}{w_{k,VP}} = \frac{285,57}{95,1} = 3,0 \quad (1.7)$$

Carnot effektfaktoren, ϵ_{carnot} er beregnet etter formel (1.4);

$$\epsilon_{carnot} = \frac{T_h}{T_h - T_0} = \frac{273,15+30}{(273,15+30)-(273,15-30)} = 5,05 \quad (1.4)$$

Carnot virkningsgraden, η_{carnot} er beregnet etter formel (1.8):

$$\eta_{carnot} = \frac{COP}{\epsilon_{carnot}} = \frac{3,0}{5,05} = 0,59 \quad (1.8)$$

Energibalansen til den tradisjonelle varmepumpekretsen er vist i tabell 3.5-2.

tabell 3.5-2 viser energi balansen i den tradisjonelle varmepumpe-kretsen

| | |
|-----------------------------------|---|
| + Opptatt varmeeffekt | $Q_0 = \dot{m}_{VP} \cdot q_0 = 0,01488 \cdot 190,47 = 2,83 \text{ kW}$ |
| + Tilført kompressoreffekt | $W_{k,VP} = \dot{m}_{VP} \cdot w_{k,VP} = 0,01488 \cdot 95,1 = 1,42 \text{ kW}$ |
| - Avgitt varmeeffekt | $Q_h = \dot{m}_{VP} \cdot q_h = 0,01488 \cdot 289,30 = 4,25 \text{ kW}$ |
| = Differanse | =0,00kW |

3.6 Analyse av varmemotor med tradisjonell bruk av varmepumpe

De samme antagelsene som er gjort i beregningene for varmemotoren i lav Δ -T kretsen er gjort ved beregningene av varmemotoren med tradisjonell bruk av varmepumpen. For at beregningene skal kunne stemme overens med varmepumperesultatene så er følgende grensebetingelser satt for varmemotoren:

- Trykket etter kompressor i varmemotor er satt til 20 bar
- Temperaturen etter kompressoren er satt til 25°C
- Temperaturen før kompressoren er satt til -28°C
- Temperaturen før ekspanderen er satt til 125°C

På grunn av irreversibilitetene som er beskrevet i delkapittel 2.2.2 for en reell prosess, så vil temperaturen til arbeidsmediet etter komprimeringen være høyere enn hva den ville vært i en ideell kompresjonsprosess. Det er derfor brukt 25°C som reell tilstandstemperatur ved analysing av tilstand 2 for å forsikre at varmestrømmen skjer i riktig retning (fra varmepumpe til varmemotor). Utrekningene til interpoleringene som er gjort ved alle tilstandene er vist i vedlegg XIV.

Tilstand 1:

$$T_1 = -28^\circ\text{C} \rightarrow 245,15 \text{ K}$$

$$h_1 = 245,19 \text{ kJ/kg}$$

$$p_{r1} = 0,6857$$

(interpolert fra tabell A – 22)

(interpolert fra tabell A – 22)

Tilstand 2 (reell tilstand):

$$T_2 = 25^\circ\text{C} \rightarrow 298,15 \text{ K}$$

$$p_2 = 20 \text{ bar} \rightarrow 2,0 \text{ MPa}$$

$$h_2 = 298,33 \text{ kJ/kg}$$

$$p_{r2} = 1,3567$$

(interpolert fra tabell A – 22)

(interpolert fra tabell A – 22)

Tilstand 2s (ideell tilstand):

$$h_{2s} = \eta_{k,VM} \cdot (h_2 - h_1) + h_1 \quad (2.5)$$

$$h_{2s} = 0,7 \cdot (298,33 - 245,19) + 245,19 = 282,39 \text{ kJ/kg}$$

$$T_{2s} = 9,11^\circ\text{C} \rightarrow 282,26 \text{ K}$$

$$p_2 = 20 \text{ bar} \rightarrow 2,0 \text{ MPa}$$

$$p_{r2s} = 1,1203$$

(Interpolert fra tabell A – 22)

(interpolert fra tabell A – 22)

$$\frac{p_{r2s}}{p_{r1}} = \frac{p_2}{p_1} \Rightarrow \frac{p_2}{p_1} = \frac{1,1203}{0,6857} = 1,63 \text{ Teoretiske kompresjonsforhold}$$

$$\frac{p_{r2}}{p_{r1}} = \frac{p_2}{p_1} \Rightarrow \frac{p_2}{p_1} = \frac{1,3567}{0,6857} = 1,99 \text{ Realistisk kompresjonsforhold}$$

Trykket ved tilstand 1 beregnes ut i fra det realistiske kompresjonsforholdet.

$$\frac{p_{r2}}{p_{r1}} = \frac{p_2}{p_1} \Rightarrow p_1 = \frac{p_2}{\frac{p_{r2}}{p_{r1}}} = \frac{20}{1,99} = 10,05 \text{ bar} \rightarrow 1,0 \text{ MPa}$$

Tilstand 3:

$$T_3 = 125^\circ\text{C} \rightarrow 398,15 \text{ K}$$

$$p_3 = p_2 = 20 \text{ bar} \rightarrow 2,0 \text{ MPa}$$

$$h_3 = 399,11 \text{ kJ/kg} \quad (\text{interpolert fra tabell A - 22})$$

$$p_{r3} = 3,7459 \quad (\text{interpolert fra tabell A - 22})$$

Ved prosessen 3-4 (ekspansjonsprosessen) så vil ekspanderen se et utgangstrykk som er på samme nivå som inngangstrykk til kompressoren, $p_1 = 10,05 \text{ bar}$, fordi det er sett bort i fra trykk tap over varmevekslerene. Ved å bruke samme korrelasjonen som for prosess 1-2 for prosess 3-4, så gir dette muligheten for å finne det relative trykket ved den ideelle tilstand 4, p_{r4s} .

Tilstand 4s (ideell tilstand):

$$\frac{p_{r4s}}{p_{r3}} = \frac{p_4}{p_3} \Rightarrow p_{r4s} = p_{r3} \cdot \frac{p_4}{p_3} = 3,7459 \cdot \frac{10,05}{20} = 1,8823$$

$$h_{4s} = 327,70 \text{ kJ/kg} \quad (\text{interpolert fra tabell A - 22})$$

$$T_{4s} = 54,22^\circ\text{C} \rightarrow 327,37 \text{ K} \quad (\text{interpolert fra tabell A - 22})$$

Tilstand 4 (reell tilstand)

$$h_4 = h_3 - \eta_{e,VM} \cdot (h_3 - h_{4s}) \quad (2.6)$$

$$h_4 = 399,11 - 0,55(399,11 - 327,70) = 359,83 \text{ kJ/kg}$$

$$T_4 = 86,11^\circ\text{C} \rightarrow 359,26 \text{ K} \quad (\text{interpolert fra tabell A - 22})$$

Det spesifikke arbeidet tilført til kompressoren kan beregnes etter formel (2.1)

$$\frac{W_{k,VM}}{\dot{m}_{VM}} = 298,33 - 245,19 = 53,14 \text{ kJ/kg} \quad (2.1)$$

Det spesifikke arbeidet avgitt av scroll-ekspanderer kan beregnes etter formel (2.3):

$$\frac{W_{e,VM}}{\dot{m}_{VM}} = 399,11 - 359,26 = 39,85 \text{ kJ/kg} \quad (2.3)$$

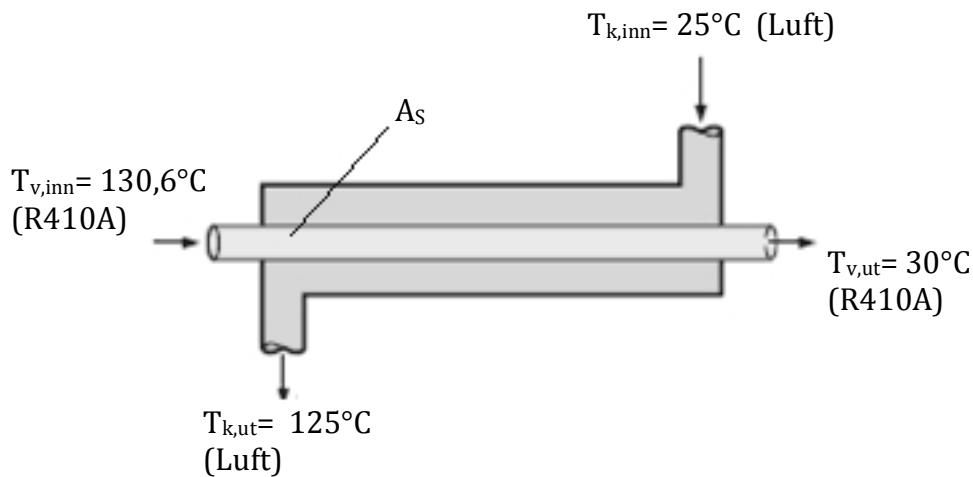
Netto utført arbeid for **varmemotorprosessen** blir dermed:

$$\frac{W_{netto}}{\dot{m}_{VM}} = \frac{W_{e,VM}}{\dot{m}_{VM}} - \frac{W_{k,VM}}{\dot{m}_{VM}} = 39,85 - 53,14 = (-)13,29 \text{ kJ/kg}$$

3.7 Analyse av varmevekslere i tradisjonell varmepumpe LandTech-krets

De samme antagelsene som ble gjort for varmeveksleren i beregningene for lav Δ -T LandTech-kretsen er også gjort for den tradisjonelle varmepumpe LandTech-kretsen.

Analyse av kondensator motstrøms-varmeveksler i tradisjonell varmepumpe LandTech-krets



figur 3.7-1 viser temperaturene til luft og R410A inn og ut av kondensatoren i den tradisjonelle varmepumpe LandTech-kretsen.

Den logaritmiske middeltemperaturen er beregnet etter formel (3.1);

$$\Delta T_{lm} = \frac{(130,6-120)-(30-25)}{\ln\left(\frac{130,6-120}{30-25}\right)} = 5,29^\circ\text{C} \quad (3.1)$$

Varmepumpen skal levere en varmeeffekt som tilsvarer 4.25 kW. Dermed kan overførings arealet beregnes etter formel (3.2);

$$A_S = \frac{4,25 \cdot 10^3}{17 \cdot 1 \cdot (5,29)} = 47,26 m^2 \quad (3.2)$$

Den spesifikke varmekapasiteten, c_p for luft i temperatur intervallet [25, 130,6°C] over kondensatoren er vist i Tabell 3.7-1 (verdiene i Tabell 3.7-1 er hentet fra vedlegg IX og vedlegg X).

Tabell 3.7-1 viser den spesifikke varmekapasiteten, c_p i gassfase for luft ved gitt trykk og temperatur

| Temperatur, [°C] | Trykk, [bar] | c_p (gass), [kJ/kg K] |
|------------------|--------------|-------------------------|
| 25,00 | 20,00 | 1,04 |
| 130,60 | 20,00 | 1,03 |

Den gjennomsnittlige spesifikke varmekapasiteten i temperatur intervallet over kondensatoren er beregnet under:

$$\bar{c}_p = \frac{1,04 + 1,03}{2} = 1,04 \text{ kJ/kg} \cdot K$$

Massestrømmen av luft i varmemotorkretsen er beregnet etter formel (3.3), i beregningene er det tatt hensyn til den gjennomsnittlige spesifikke varmekapasiteten over kondensatoren;

$$\dot{m}_{VM} = \frac{4,25}{1,04 \cdot ((125+273,15) - (25+273,15))} = 0,0409 \text{ kg/s} = 147,24 \text{ kg/h} \quad (3.3)$$

Densiteten til luft ved 20 bar er beregnet etter formel (3.4) der det er brukt gjennomsnittstemperaturen for luften inn og ut av kondensatoren.

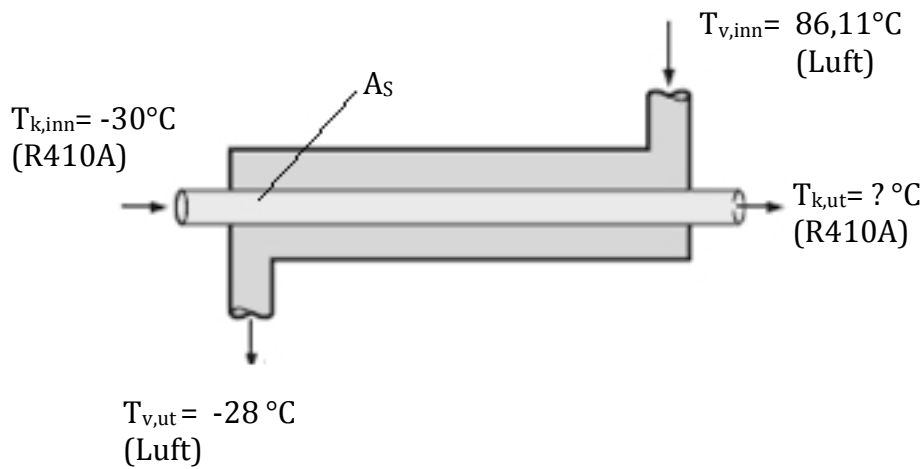
Volumstrømmen er beregnet etter formel (3.5).

$$\rho_{\text{luft},20\text{bar}} = \frac{2 \cdot 10^6}{287,058 \cdot \left(\frac{(125+273,15) + (25+273,15)}{2} \right)} = 20,01 \text{ kg/m}^3 \quad (3.4)$$

$$\dot{V}_{VM} = \frac{\dot{m}_{VM}}{\rho_{\text{luft},20\text{bar}}} = \frac{0,0409}{20,01} = 2,0439 \cdot 10^{-3} \text{ kg/s} \Rightarrow 7,36 \text{ m}^3/\text{h} \quad (3.5)$$

Massestrømmen av R410A er tidligere regnet ut i del kapittel 3.5 til å være 53,58 kg/h.

Analyse av fordampere motstrøms-varmeveksler i tradisjonell varmepumpe LandTech-krets



Den spesifikke varmekapasiteten, c_p for luft i temperatur intervallet [86,11, -28°C] er vist i Tabell 3.7-2 (verdiene i Tabell 3.7-2 er hentet fra vedlegg XI og vedlegg XII)

Tabell 3.7-2 viser den spesifikke varmekapasiteten, c_p i gassfase for luft ved gitt trykk og temperatur

| Temperatur, [°C] | Trykk, [bar] | c_p (gass), [kJ/kg K] |
|------------------|--------------|-------------------------|
| 86,11 | 10,05 | 1,02 |
| -28,00 | 10,05 | 1,03 |

Den gjennomsnittlige spesifikke varmekapasiteten i temperatur intervallet over fordampere er beregnet under:

$$\bar{c}_p = \frac{1,02 + 1,03}{2} = 1,03 \text{ kJ/kg} \cdot \text{K}$$

Varmeeffekten som luften må avgi for å kunne kjøle seg ned fra 86,11°C til -28°C kan beregnes etter formel (3.3).

$$Q_{0,VM} = 0,0409 \cdot 1,03(86,11 - (-28)) = 4,81 \text{ kW} \tag{3.3}$$

Ved å anta at fordampere har samme overføringsareal som kondensatoren og at det ikke er noe varmetap til omgivelsene. Så vil den avgitte varmeeffekten fra luften bli tatt opp av kjølemediet R410A i varmepumpekretsen.

Utgangstemperaturen til R410A fra fordampere kan dermed beregnes ved å kombinere formel (3.1) og (3.2) slik det er gjort under:

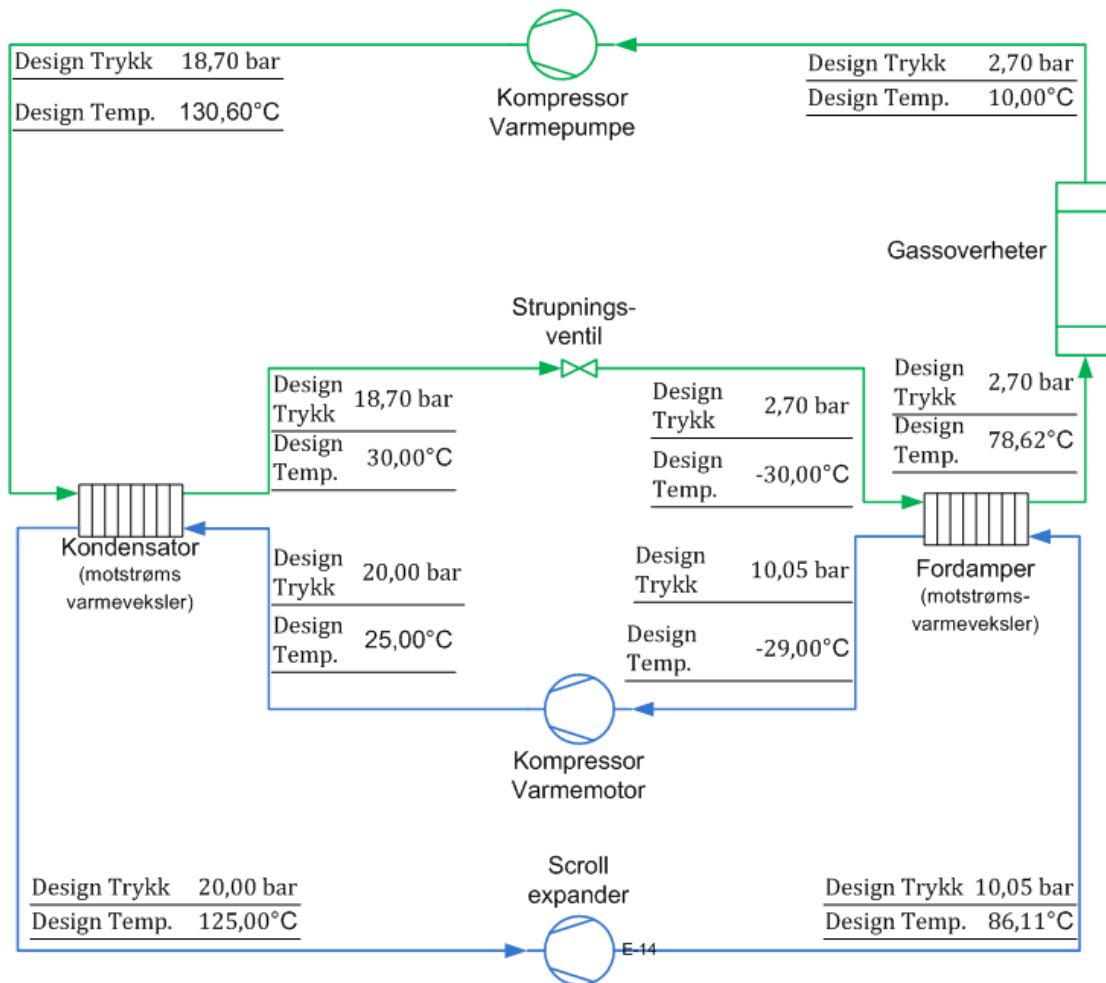
$$\dot{Q}_{0,VM} = UA_S \cdot f \cdot \frac{(T_{v,inn} - T_{k,ut}) - (T_{v,ut} - T_{k,inn})}{\ln \frac{(T_{v,inn} - T_{k,ut})}{(T_{v,ut} - T_{k,inn})}} \quad (3.1) \text{ og } (3.2)$$

$$4,807 \cdot 10^3 = 17 \cdot 47,26 \cdot 1 \cdot \frac{(86,11 - T_{k,ut}) - ((-28) - (-30))}{\ln \frac{(86,11 - T_{k,ut})}{((-28) - (-30))}} \quad (3.1) \text{ og } (3.2)$$

$$T_{k,ut} \approx 78,62^\circ\text{C} \quad (3.1) \text{ og } (3.2)$$

Av vedlegg II viser det seg at temperaturen til kjølemediet R410A ut av fordampere (tilstand 1') vil være omtrent $78,62^\circ$. Merk at temperaturen til R410A ut av fordampere er allerede varmere enn omgivelsestemperaturen. Dette vil forårsake at gassoverheteren er verdiløs med tanke på at den skal varme opp R410A opp til omgivelsestemperatur (10°C) før kompressoren i varmepumpen.

En oppsummering av tradisjonell varmepumpe LandTech-krets er vist i figur 3.7-2 på neste side. Tabell 3.7-3 på neste side viser effektkalkylen til hver av kretsene. I kalkylen så er det tatt hensyn til at temperaturen til R410A før kompressoren er 10°C og ikke $78,62^\circ\text{C}$ slik den vil være dersom varmemotoren må dumpe all restvarmen til varmepumpen. Differansen skyldes avrundings feil.



figur 3.7-2 viser hvordan trykket og temperaturene forandrer seg i den tradisjonelle varmepumpe LandTech-kretsen. Den grønne kretsen viser varmepumpekretsen, mens den blå viser varmepumpekretsen

Tabell 3.7-3 viser effektkalkylen i den tradisjonelle varmepumpe LandTech-kretsen

| Varmepumpe | | Varmemotor | |
|-------------|------------|---------------------|-----------------------------------|
| $W_{k,VP}$ | (+)1,42 kW | $W_{k,VM}$ | $53,14 \cdot 0,0409 = (+)2,17kW$ |
| Q_h | (-)4,25 kW | $Q_{opptatt} = Q_h$ | (+) 4,25 kW |
| | | $W_{e,VM}$ | $39,85 \cdot 0,0409 = (-)1,63 kW$ |
| Q_0 | (+)2,83 kW | $Q_{Avgitt,VM}$ | (-) 4,81 kW |
| Differanse: | = 0 kW | | =(-)0,02 |

Netto levert effekt for hele LandTech-kretsen med bruk av tradisjonell varmepumpe er beregnet under;

$$W_{netto,total} = W_{e,VM} - W_{k,VP} - W_{k,VM}$$

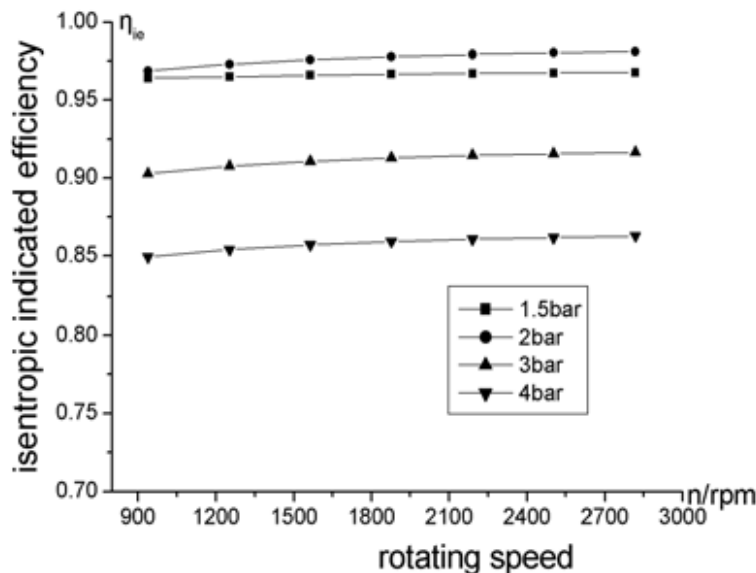
$$W_{netto,total} = 1,63 - 1,42 - 2,18 = -1,96 kW$$

4 Tapsfaktorer i en reell krets

I analysene som er gjort i de tidligere kapitlene så er det flere faktorer som vil arbeide i mot at kretsen vil fungere. Alle termodynamiske prosesser er beheftet med forskjellige typer taps-faktorer. Under er det listet og forklart forskjellige faktorer som er med på å svekke den totale virkningsgraden til hele LandTech-kretsen.

Scroll-ekspander tap:

Store deler av tapene som skjer i en scroll ekspander skyldes irreversibiliteter som er definert av den isentropiske virkningsgraden til en scroll-ekspander. Av tidligere studier som er blitt gjort av "National Engineering Research Center of Fluid Machinery & Compressors" gir en numerisk simulering av forholdet mellom den



Figur 4-1 viser forholdet mellom den isentropiske virkningsgraden og rotasjonshastigheten til en scroll-ekspander [14] (s. 6)

isentropiske virkningsgrad og rotasjonshastigheten til en luft scroll-ekspander (se figur 5-1) [14] (s. 6). Studiene viser at rotasjonshastigheten har lite å si for den isentropiske virkningsgraden, men også at virkningsgraden minker jo høyere trykk scroll-ekspanderen jobber med. Disse resultatene viser at å velge en isentropisk virkningsgrad $\eta_{e,VM} = 0,55$ kan være veldig upresist. Fordi resultatene i figur 4-1 viser kun simuleringen opp til 4 bar, og ikke 20 og 50 bar slik det er i LandTech-kretsene.

Det vil likevel oppstå andre forskjellige taps faktorer i scroll ekspanderen. Som nevnt tidligere i del kapittel 2.3.1.1 så vil det oppstå lekkasjer i scroll-ekspanderen som fører til at en viss andel av energien i arbeidsmediet ikke blir omgjort til mekanisk arbeid. Det vil også være vesentlig varmetap til

den metallurgiske utformingen av scroll ekspanderer. Disse tapene er sterkt knyttet til hva slags medium som sirkulerer i kretsen. Slik testbenken ønskes og settes opp, vil det være luft som sirkulerer i varmemotorkretsen. Luft er et meget ugunstig medium som energibærer. Grunnen til dette er at luft har svært lav varmeoverføringskoeffisient. Noe som innebærer at luft tar opp mindre varme enn for eksempel et medium som veksler mellom gass og væske form.

Kompressortap

Tapene i en kompressor skyldes først og fremst de samme irreversible effektene som oppstår i en scroll-ekspander. Dette kommer av at i et reelt kompresjonsforløp så vil arbeidsmediet forlate kompressoren med en høyere temperatur enn hva den ville gjort dersom kompresjonen var ideell (se figur 2.2.2-1). Dette medfører at entropien ved den virkelige tilstanden etter kompresjonen vil være større enn den ideelle, og dette krever en større andel arbeid tilført til kompressoren.

Varmevekslertap

Store varmeoverføringsarealer kan føre til store dimensjoner av varmevekslere. Derfor er ofte løsningen og øke antall rørstrekk (i en rør-i-skall varmeveksler). Dette vil medføre at hastigheten og varmeoverføringskoeffisienten vil øke og faren for begroing vil minke. Det negative vil være at trykktapet over varmeveksleren vil øke, samt kompressorarbeidet. Noe som er svært ugunstig i LandTech-kretsen. Det vil også oppstå varmetap til og fra omgivelsene avhengig av hvilken temperatur fluidet har, men dette kan optimaliseres ved hjelp av gode isolasjonsmetoder.

Rørtap

Trykktap grunnet friksjon og varmetap til omgivelsene er hovedsakelig de viktigste tapene som må tas hensyn til i rør. Disse tapene er meget avhengig av fluidegenskaper, rørmateriale og rørets utforming. Det vil også oppstå trykk tap i overganger, rørbend, innløp og utløp osv. Ved god isolasjon, så kan varmetapene til omgivelsene reduseres betraktelig. Slik er det ikke for trykktapene.

5 Diskusjon og konklusjon

5.1 Prosessevaluering

Analysen som er blitt utført for lav Δ -T varmepumpe og den tradisjonelle varmepumpe LandTech-kretsen viser følgende resultater (med de opplysningene som er gitt og de antagelsene som er gjort underveis);

1. Grunnet de fysiske egenskapene til luft og den isentropiske virkningsgraden til ekspanderer, så vil ikke temperaturfallet over ekspanderer være slik det var ønsket av oppdragsgiver ved prosjektstart (utgangstemperatur av ekspanderer som er lavere enn 10°C)
2. Som et resultat av pkt. 1, så vil begge kretsene forårsake at temperaturen til kjølemediet (R410A) ut av fordampere vil være så høy at den ikke er i stand til å ta opp varme fra omgivelsene (10°C). Dette resulterer at gassoverheteren mister sin opprinnelige oppgave som varme-opptaker fra omgivelsene.
3. Begge kretsene har et negativt effektoverskudd, det vil si den mengden elektrisk effekt som brukes for å drive prosessen er større enn den andel elektrisk effekt som kan bli levert av ekspanderer.
4. Kompresjonsforholdet i varmemotoren for lav Δ -T LandTech-kretsen er meget lav (1,043). Det er lite sannsynlig at det lave kompresjonsforholdet vil i det hele tatt kunne drive en ekspander. Det vil også være forskjellige trykktap i systemet som vil svekke kompresjonsforholdet ytterligere.

Beregningene som er gjort for begge LandTech-kretsene i kapittel 3, tar utgangspunkt at temperaturen før varmepumpens kompressor er 10°C . Videre i beregningene kan en se at dette ikke vil være tilfelle over tid. Ettersom temperaturen ut av varmepumpens fordampere vil være over 10°C i begge LandTech-kretsene, så vil ikke kretsene være i balanse. Jeg antar derfor at kretsene vil gjennomgå følgende prosessendringer;

- Som et resultat av pkt. 1 over, så vil temperaturen etter komprimeringen i varmepumpe prosessene vil være høyere enn hva som er beregnet
- Temperaturen til arbeidsmediet i varmemotoren vil øke som et resultat av temperatur økningen i varmepumpen
- Varmemotorens temperaturøkning vil forårsake at temperaturen etter scroll-ekspanderer vil være høyere enn beregnet. Antageligvis vil dette

medføre til at varmemotorens arbeidsmedium ikke får kjølt seg nok før varmemotorens kompressor.

- Som et resultat av punktet over; Så vil komprimeringen som skjer i varmemotoren, forårsake at temperaturen på arbeidsmediet vil være høyere enn kondenseringstemperaturen til varmepumpens arbeidsmedium. Dette resulterer med at varmemotoren vil avgi i stedet for å motta varme fra varmepumpen.

Min teoretiske oppfatning av LandTech kretsen er derfor slik; I starten av prosessforløpet vil varmepumpen avgi varme til varmemotoren. Varmemotoren vil dermed kunne avgi en viss andel akslingseffekt fra ekspanderen, men denne andelen er mindre enn hva som totalt er gitt til å drive begge kompressorene i kretsen. Videre vil arbeidsmediet i varmemotoren ha problemer med å kjøle seg ned. Som et resultat av dette vil varmemotoren avgi varme til varmepumpens kondensator, i stedet for omvendt.

5.2 Konklusjon

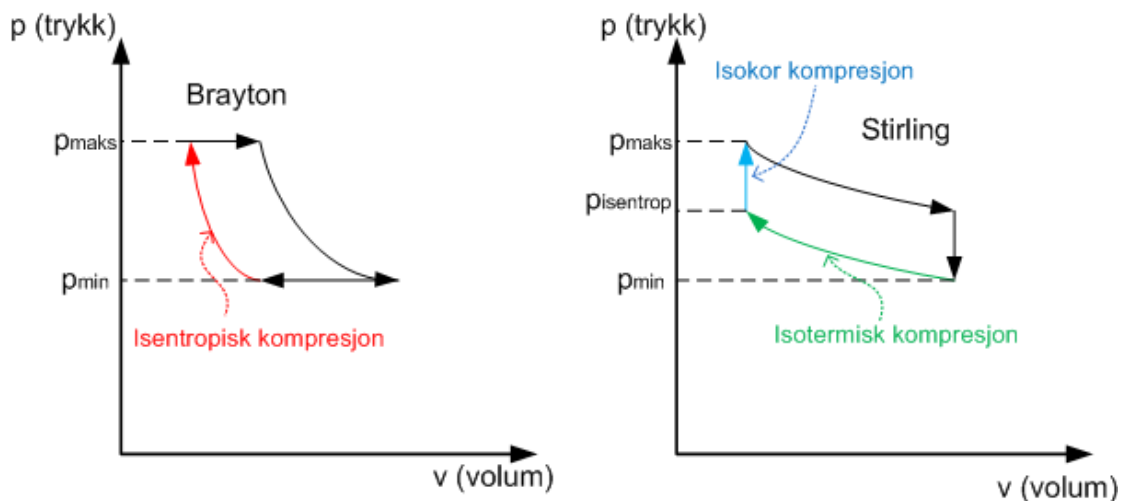
Teoretiske beregninger i denne rapporten viser at temperaturfallet over varmemotorens ekspander er veldig lavt i forhold til hva som ble antatt av oppdragsgiver (1,99°C i lav Δ -T krets og 38,89°C i tradisjonell krets). Som et resultat av dette så vil temperaturen til varmepumpens arbeidsmedium være høyere enn omgivelsestemperatur etter fordampere. Dette forårsaker at gassoverheteren i varmepumpen mister sin opprinnelige oppgave. Teoretiske beregninger viser at netto levert effekt for begge kretsen er negative (-0,34 kW for lav Δ -T krets og -1,96 kW for tradisjonell krets). Det er da ikke tatt i betraktning til eventuelle trykktap som vil skje i varmevekslere, ekspander, kompressorer og i rør, noe som vil forverre resultatene.

Teoretiske beregninger av varmevekslerene i denne rapporten viser et veldig stort varmeoverføringsareal (63,78 m² for lav Δ -T krets og 47,26 m² for tradisjonell krets). Årsaken til dette kommer av de grensebetingelsene som er gitt av oppdragsgiver. Ettersom at varmevekslere som oftest ikke er en "hulle vare", så vil derfor de store dimensjonene medføre til høye produksjons- og materialkostnader.

5.3 Forslag til videre arbeid

I den først nevnte LandTech-kretsen (med bruk av stirlingmotor som varmemotor) var det regenerator problematikken som resulterte at oppgaven endret problemstilling. LandTech hevder at dette kan forbedres ved at man erstatter den passive regeneratoren med en aktiv regenerator. Hvordan dette fungerer i praksis er vanskelig å si, men bruken av en stirlingmotor i stedet for en Brayton-varmemotor vil ha visse fordeler;

- I en Stirling prosess vil kompresjons arbeidet være lavere i forhold til en identisk Brayton-prosess. Grunnen til dette er at deler av kompresjonen i en Stirling-prosessen vil skje uten tilførsel av mekanisk arbeid. Det kommer av at arbeidsfluidet avkjøles og komprimeres ved konstant temperatur. Trykket øker og volumet minker. Resten av trykk økningen skjer ved at arbeidsfluidet absorberer varme ved konstant volum (isokor kompresjon). Mens i en Brayton-prosess vil hele kompresjonsforløpet skje ved tilførsel av mekanisk arbeid se figuren under



- En kombinasjon av en stirlingmotor og varmepumpe vil i teorien kunne utarbeide et kaldere reservoar som varmepumpen kan jobbe mot. Dette utføres ved å koble stirlingmotorens kalde side mot varmepumpens fordampner. Resultatet av dette vil forårsake at varmepumpen vil kunne ta opp mer varme fra lavtemperatur området.

Ettersom at programpakken *Solid Works Flow Simulation* ved Instituttet ikke håndterer fase overganger og det ønskelige mediet. Så anbefales det å utføre simuleringer av en tilsvarende varmeveksler slikt det er brukt i LandTech-kretsen. En programpakke som gir muligheten for å simulere i to-fase området, vil gi mer eksakte svar på hvilket temperaturer som kan forventes etter varmevekslingene.

Referanseliste

- [1] Wikipedia. (2011). *Stirling Cryocoolers*. Stirling engine. Tilgjengelig fra (sist oppdatert 11.05.2011):
http://en.wikipedia.org/wiki/Stirling_engine
- [2] Moran, M. J. & Shapiro, H. N. (2006). *Fundamentals of engineering thermodynamics*. 5 utg. Hoboken, N.J.: Wiley. 831 s.
- [3] Stene, J. (1992). *Varmepumper: grunnleggende varmepumpeteknikk*. SINTEF rapport, b. STF11 A92026. Trondheim: SINTEF. 250 bl. (flere fol.)
- [4] *The Vapor-Compression Refrigeration Cycle*. (2008). Tilgjengelig fra (sist oppdatert 11.05.2011):
http://china-heatpipe.net/heatpipe04/08/2008-4-24/The_Vapor-Compression_Refrigeration_Cycle.htm
- [5] Wikipedia. Tilgjengelig fra (sist oppdatert 11.05.2011):
http://en.wikipedia.org/wiki/File:Scroll_scrollcompressor.png
- [6] Chen, Y., Halm, N. P., Groll, E. A. & Braun, J. E. (2002). Mathematical modeling of scroll compressors Part 1: compression process modeling. *International Journal of Refrigeration*, 25: 731-750.
- [7] Quoilin, S. (2007). *Experimental Study and Modeling of a Low Temperature Rankine Cycle for Small Scale Cogeneration*. Bachelor Assignment Liege: UNIVERSITY OF LIEGE, FACULTY OF APPLIED SCIENCES AEROSPACE AND MECHANICAL ENGINEERING DEPARTMENT THERMODYNAMICS LABORATORY. 130 s.
- [8] *Engineering*. Shell and tube heat exchanger. Tilgjengelig fra (sist oppdatert 11.05.2011):
http://engineering.wikia.com/wiki/Shell_and_tube_heat_exchanger
- [9] Çengel, Y. A. (2007). *Heat and mass transfer: a practical approach*. Boston: McGraw-Hill. XXII, 879 s.
- [10] Wikipedia. *Difluoromethane*: Wikimedia Foundation. Tilgjengelig fra (sist oppdatert 11.05.2011):
<http://en.wikipedia.org/wiki/Difluoromethane>
- [11] Wikipedia. (2010). *Pentafluoroethane*. Tilgjengelig fra (sist oppdatert 11.05.2011):
<http://en.wikipedia.org/wiki/Pentafluoroethane>
- [12] Toolbox, T. E. (2011). *Overall Heat Transfer Coefficients for some common Fluids and Heat Exchanger Surfaces*. Tilgjengelig fra (sist oppdatert 11.05.2011):
http://www.engineeringtoolbox.com/overall-heat-transfer-coefficients-d_284.html
- [13] Wikipedia. *Lufttetthet*. Tilgjengelig fra (sist oppdatert 11.05.2011):
<http://no.wikipedia.org/wiki/Lufttetthet>
- [14] Xiaojun, G., Liansheng, L., Yuanyang, Z. & Pengcheng, S. (2004). *Research on a Scroll Expander Ues for Recovering Work in a Fuel Cell*. China: School of Energy and Power Engineering. 8 s.

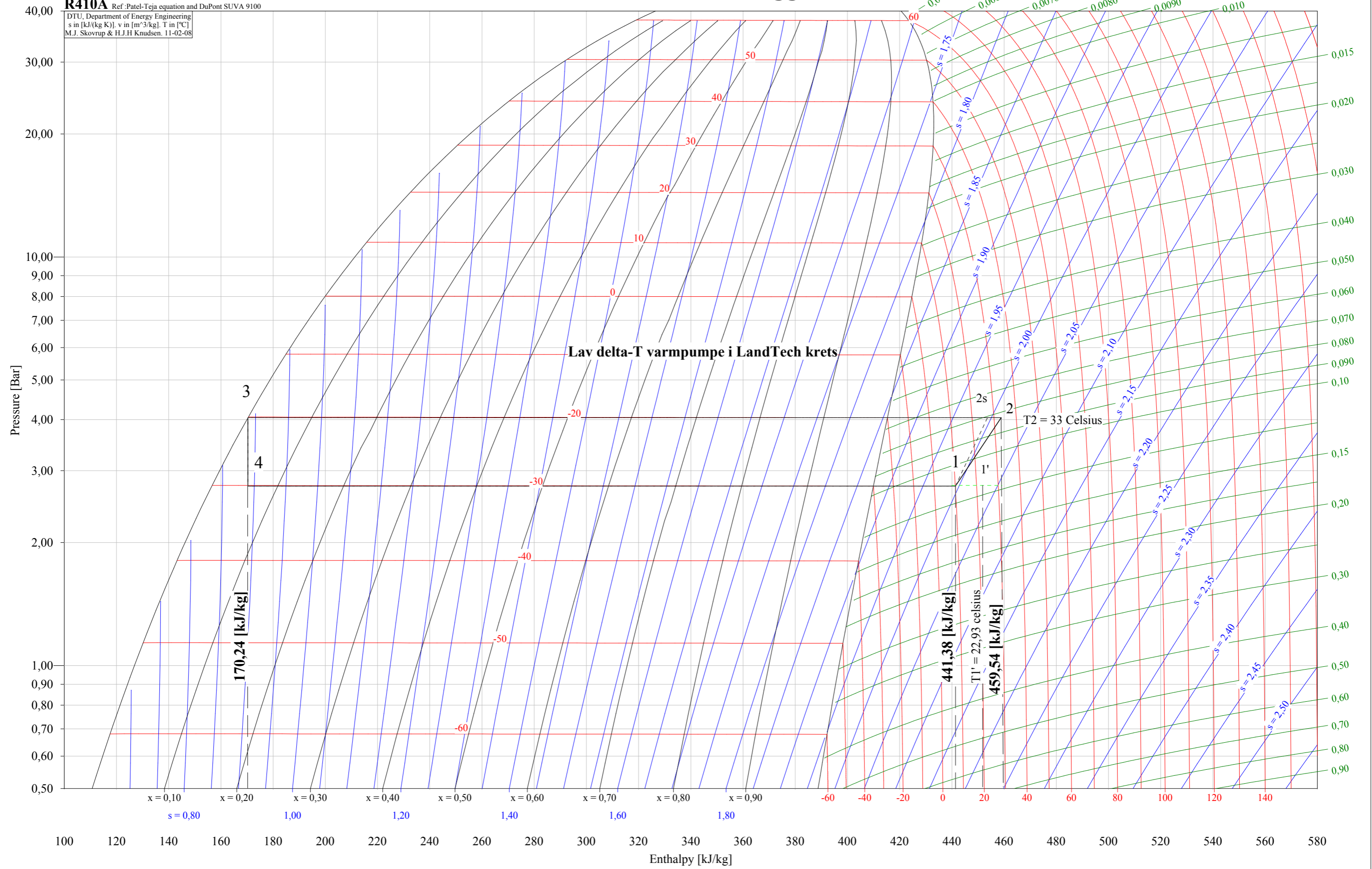
Vedlegg

| | |
|---------------------|-------------------------------------|
| vedlegg I | 55 |
| vedlegg II..... | 56 |
| vedlegg III | 57 |
| vedlegg IV | 57 |
| vedlegg V..... | 58 |
| vedlegg VI | 58 |
| vedlegg VII..... | 59 |
| vedlegg VIII | 59 |
| vedlegg IX..... | 60 |
| vedlegg X..... | 60 |
| vedlegg XI..... | 61 |
| vedlegg XII..... | 61 |
| vedlegg XIII | 62 |
| vedlegg XIV..... | 66 |
| | |
| Møtereferat 1 | 70 |
| Møtereferat 2 | 72 |
| Møtereferat 3 | Error! Bookmark not defined. |

Vedlegg I

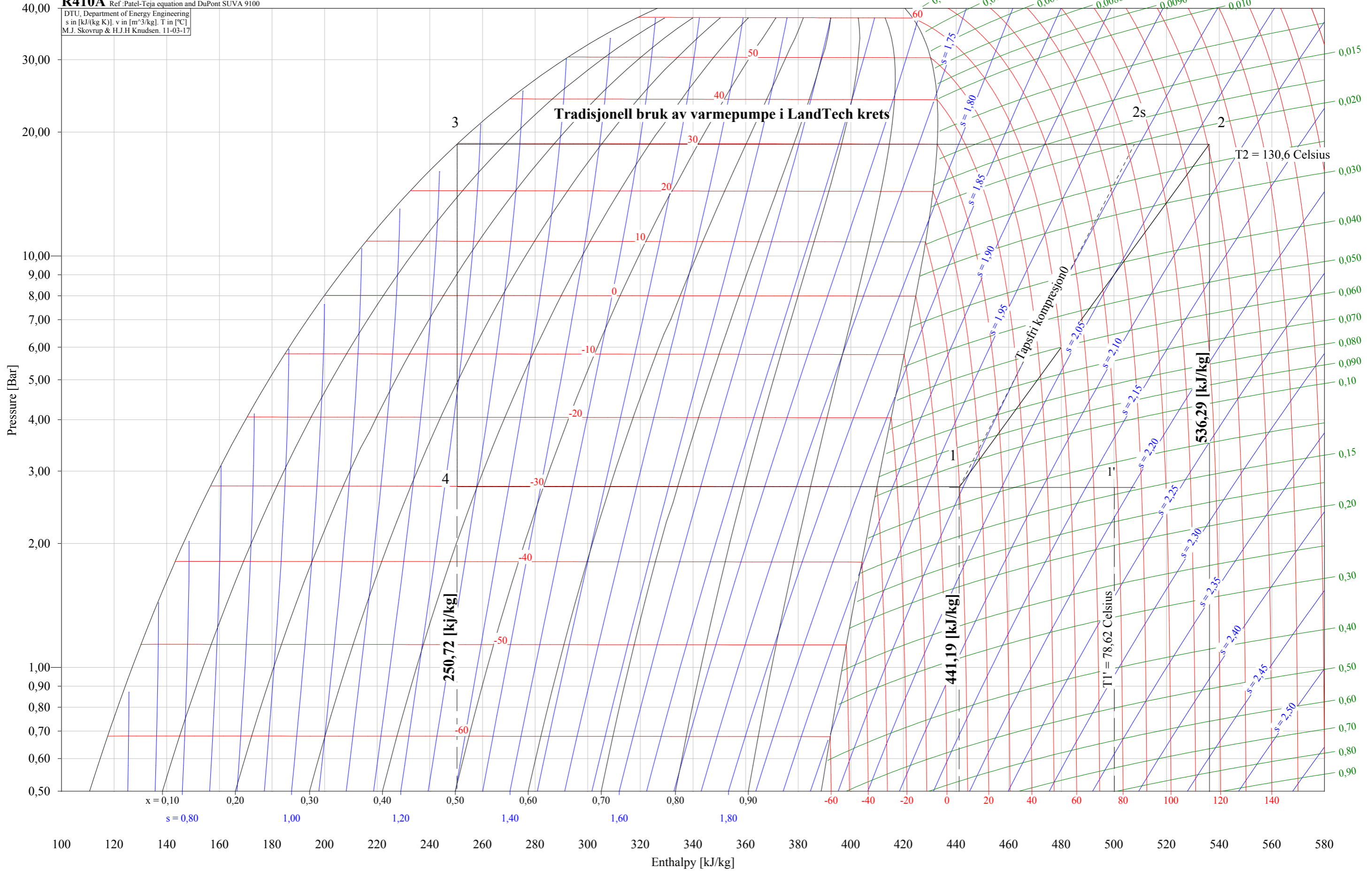
R410A Ref: Patel-Teja equation and DuPont SUVA 9100

DTU, Department of Energy Engineering
s in [kJ/(kg K)], v in [m³/kg], T in [°C]
M.J. Skovrup & H.J.H Knudsen, 11-02-08



Vedlegg II

R410A Ref: Patel-Teja equation and DuPont SUVA 9100
DTU, Department of Energy Engineering
s in [kJ/(kg K)], v in [m³/kg], T in [°C]
M.J. Skovrup & H.J.H Knudsen, 11-03-17



Refrigeration utilities - [Table of properties for: R410A, R32/125 (50/50), R410A]

| T | p | Cp liquid |
|---------|-------|-------------|
| °C | Bar | kJ/(kg K) |
| -20,000 | 4,000 | 1,411509474 |
| -20,000 | 4,100 | 1,411509474 |
| -19,000 | 4,000 | 1,417055203 |
| -19,000 | 4,100 | 1,417055203 |

vedlegg III er et utklipp fra Coolpack som viser den spesifikke varmekapasiteten c_p for R410A i væskefase ved gitt trykk og temperatur

Refrigeration utilities - [Table of properties for: R729, N2/O2/A (76/23/1), Air]

| T | p | Cp gas |
|---------|--------|-------------|
| °C | Bar | kJ/(kg K) |
| -25,000 | 55,000 | 1,154868262 |
| -25,000 | 55,100 | 1,155151745 |
| -24,000 | 55,000 | 1,153103487 |
| -24,000 | 55,100 | 1,153383033 |

vedlegg IV er et utklipp fra Coolpack som viser den spesifikke varmekapasiteten c_p for luft i gassfase ved gitt trykk og temperatur

| T | p | Cp gas |
|--------|--------|-------------|
| °C | Bar | kJ/(kg K) |
| 29,000 | 55,000 | 1,093775882 |
| 29,000 | 55,100 | 1,093929681 |
| 30,000 | 55,000 | 1,09308388 |
| 30,000 | 55,100 | 1,093236259 |

vedlegg V er et utklipp fra Coolpack som viser den spesifikke varmekapasiteten c_p for luft i gassfase ved gitt trykk og temperatur

| T | p | Cp gas |
|--------|--------|-------------|
| °C | Bar | kJ/(kg K) |
| 27,000 | 52,720 | 1,091613911 |
| 27,000 | 52,730 | 1,091629629 |
| 28,000 | 52,720 | 1,090933512 |
| 28,000 | 52,730 | 1,090949084 |

Click on a column to select property

vedlegg VI er et utklipp fra Coolpack som viser den spesifikke varmekapasiteten c_p for luft i gassfase ved gitt trykk og temperatur

Refrigeration utilities - [Table of properties for: R729, N2/O2/A (76/23/1), Air]

| T | p | Cp gas |
|---------|--------|-------------|
| °C | Bar | kJ/(kg K) |
| -29,000 | 52,720 | 1,15546212 |
| -29,000 | 52,730 | 1,155492092 |
| -28,000 | 52,720 | 1,153643785 |
| -28,000 | 52,730 | 1,153673329 |

vedlegg VII er et utklipp fra Coolpack som viser den spesifikke varmekapasiteten c_p for luft i gassfase ved gitt trykk og temperatur

Refrigeration utilities - [Table of properties for: R410A, R32/125 (50/50), R410A]

| T | p | Cp liquid |
|--------|--------|-------------|
| °C | Bar | kJ/(kg K) |
| 29,000 | 18,700 | 1,918844966 |
| 30,000 | 18,700 | 1,939665547 |

vedlegg VIII er et utklipp fra Coolpack som viser den spesifikke varmekapasiteten c_p for R410A i væskefase ved gitt trykk og temperatur

| T | p | Cp gas |
|--------|--------|-------------|
| °C | Bar | kJ/(kg K) |
| 24,000 | 20,000 | 1,040171919 |
| 24,000 | 20,100 | 1,040336302 |
| 25,000 | 20,000 | 1,039944494 |
| 25,000 | 20,100 | 1,040107464 |

vedlegg IX er et utklipp fra Coolpack som viser den spesifikke varmekapasiteten c_p for luft i gassfase ved gitt trykk og temperatur

| T | p | Cp gas |
|---------|--------|-------------|
| °C | Bar | kJ/(kg K) |
| 130,500 | 20,000 | 1,031747155 |
| 130,500 | 20,100 | 1,031824898 |
| 130,600 | 20,000 | 1,031750187 |
| 130,600 | 20,100 | 1,031827884 |

vedlegg X er et utklipp fra Coolpack som viser den spesifikke varmekapasiteten c_p for luft i gassfase ved gitt trykk og temperatur

| T | p | Cp gas |
|--------|--------|-------------|
| °C | Bar | kJ/(kg K) |
| 86,100 | 10,040 | 1,021815719 |
| 86,100 | 10,050 | 1,021826075 |
| 86,110 | 10,040 | 1,021815903 |
| 86,110 | 10,050 | 1,021826259 |

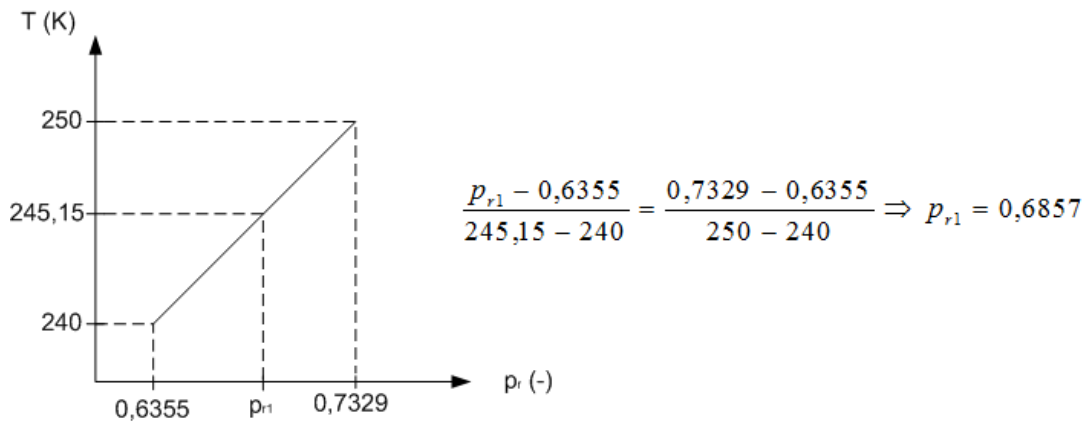
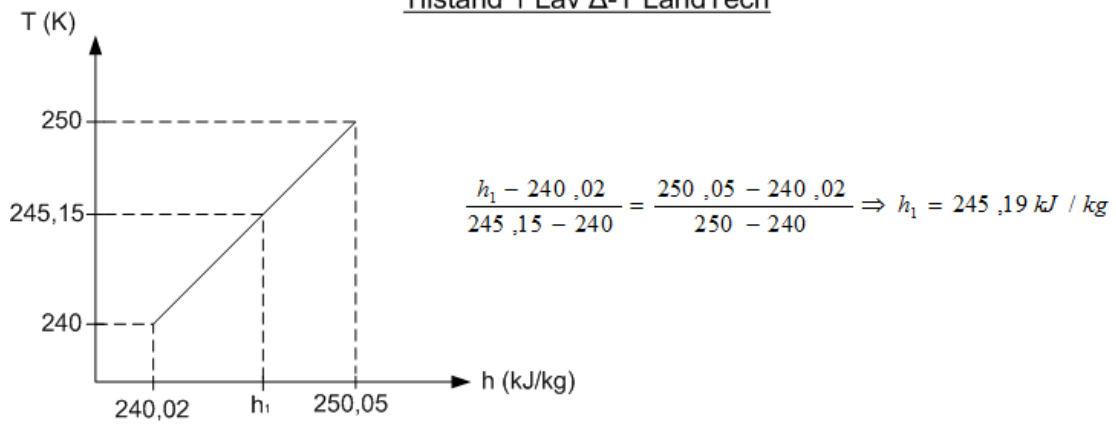
vedlegg XI er et utklipp fra Coolpack som viser den spesifikke varmekapasiteten c_p for luft i gassfase ved gitt trykk og temperatur

| T | p | Cp gas |
|---------|--------|-------------|
| °C | Bar | kJ/(kg K) |
| -29,000 | 10,040 | 1,032603034 |
| -29,000 | 10,050 | 1,032630086 |
| -28,000 | 10,040 | 1,032343054 |
| -28,000 | 10,050 | 1,032369814 |

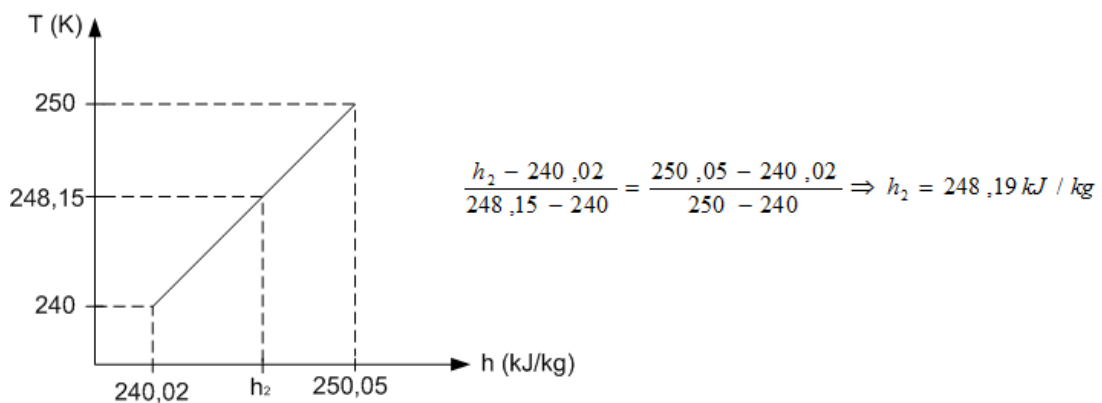
vedlegg XII er et utklipp fra Coolpack som viser den spesifikke varmekapasiteten c_p for luft i gassfase ved gitt trykk og temperatur

vedlegg XIII

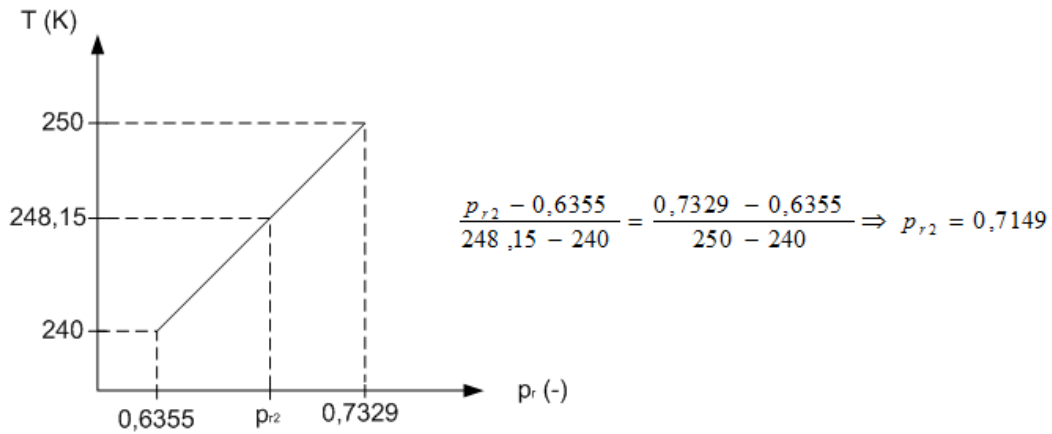
Tilstand 1 Lav Δ-T LandTech



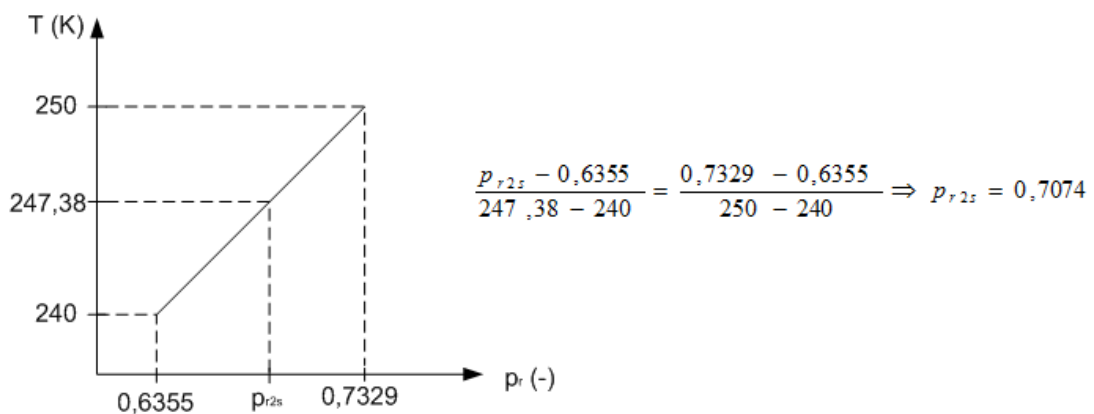
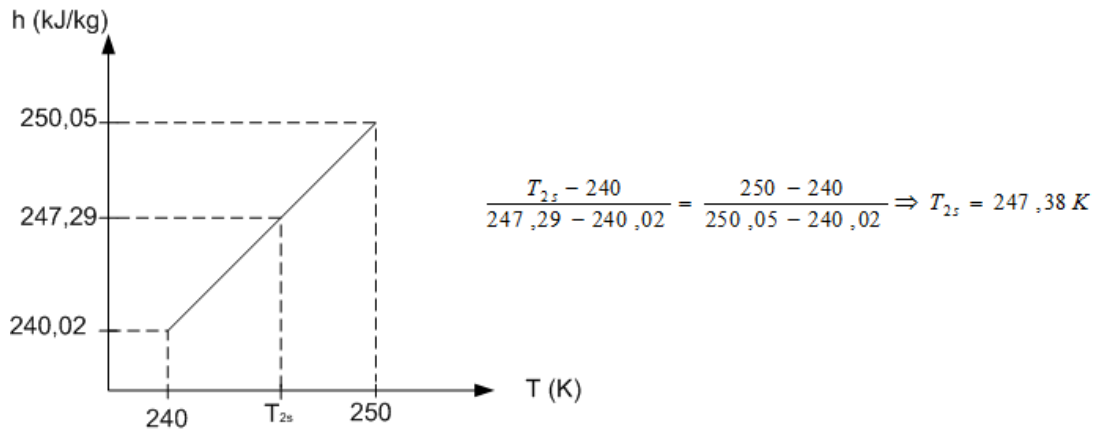
Tilstand 2 (reell tilstand) Lav Δ-T LandTech



vedlegg XIII

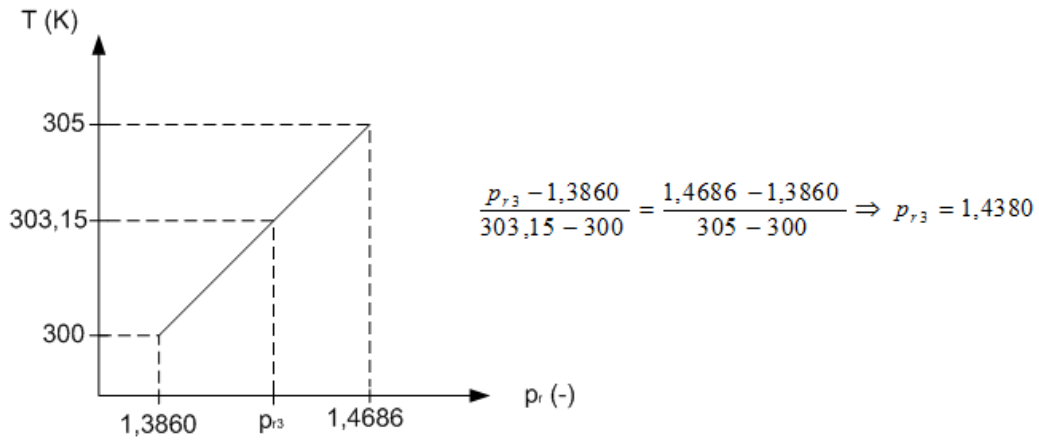
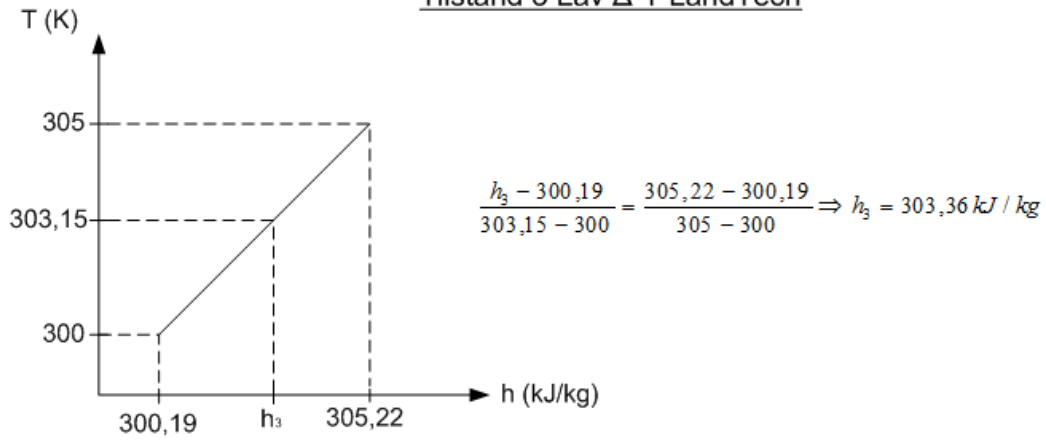


Tilstand 2s (ideell tilstand) Lav Δ-T LandTech

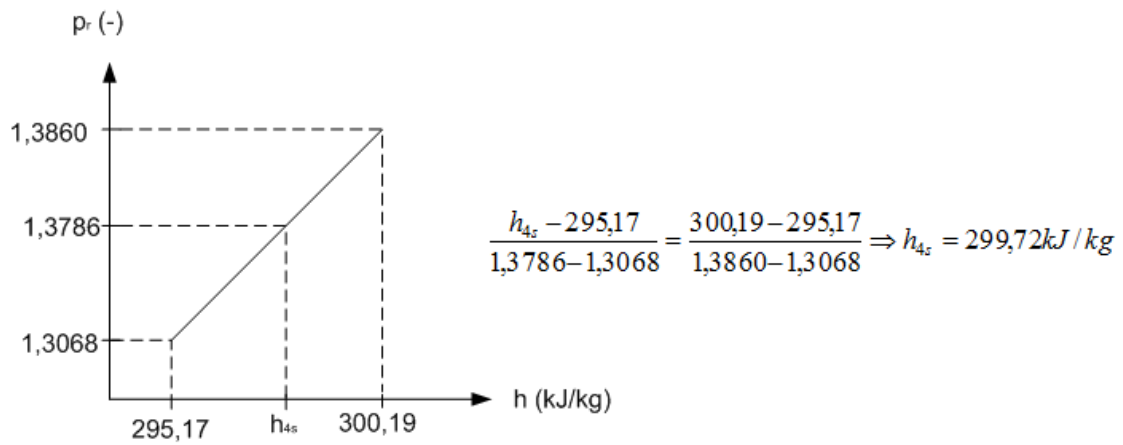


Vedlegg XIII

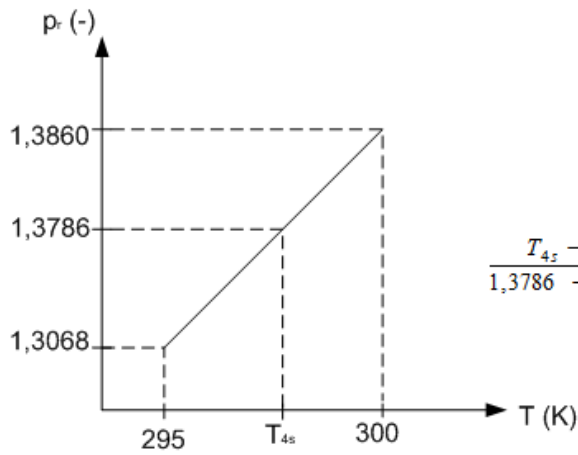
Tilstand 3 Lav Δ-T LandTech



Tilstand 4s (ideell tilstand) Lav Δ-T LandTech

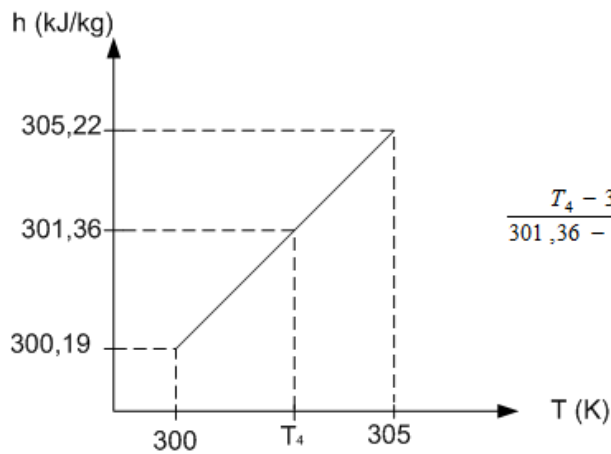


vedlegg XIII



$$\frac{T_{4s} - 295}{1,3786 - 1,3068} = \frac{300 - 295}{1,3860 - 1,3068} \Rightarrow T_{4s} = 299,53 \text{ K}$$

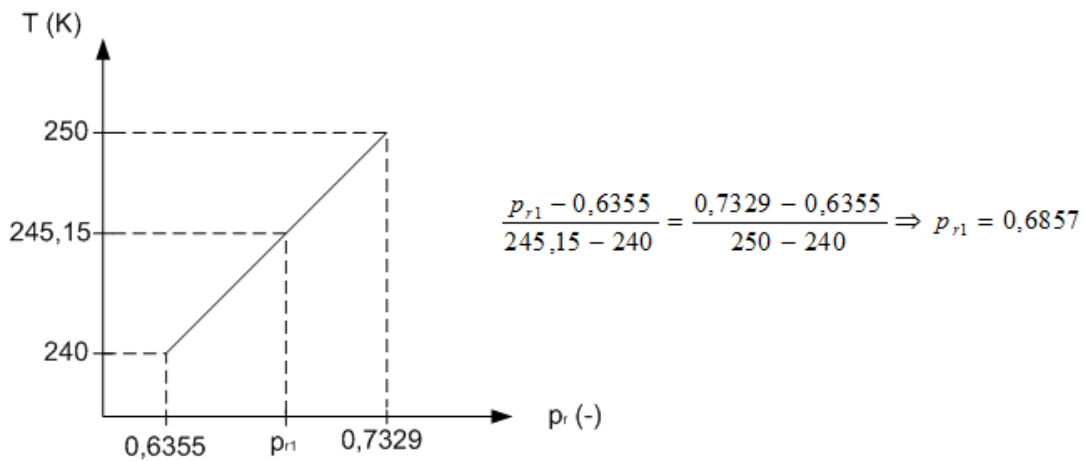
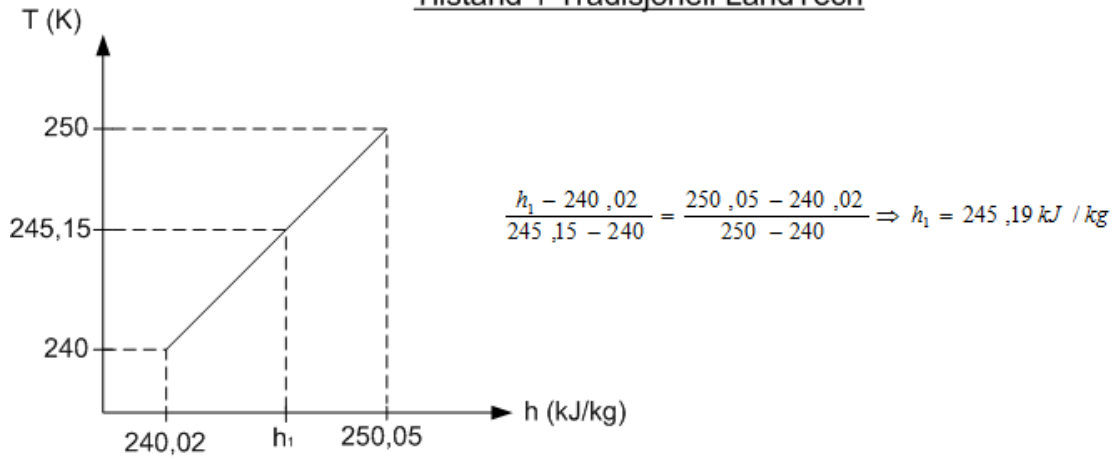
Tilstand 4 (reell tilstand) Lav Δ-T LandTech



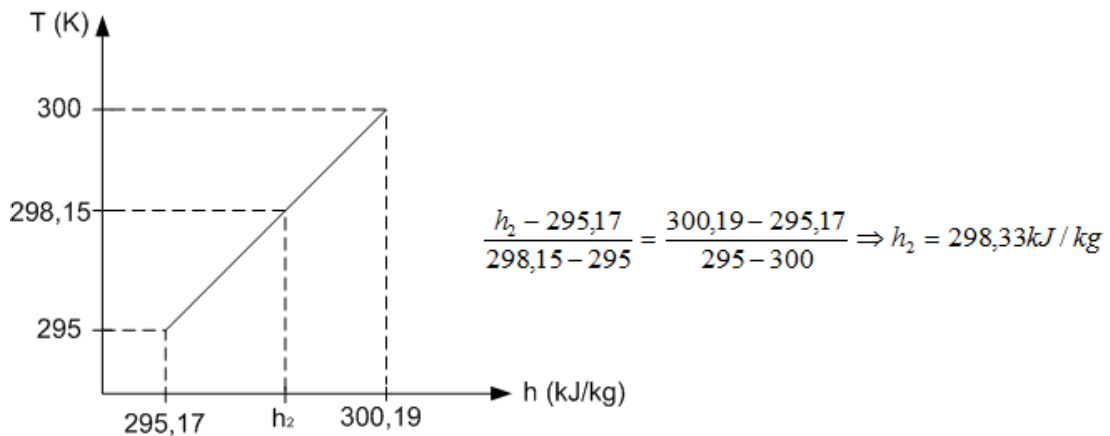
$$\frac{T_4 - 300}{301,36 - 300,19} = \frac{305 - 300}{305,22 - 300,19} \Rightarrow T_4 = 301,16 \text{ K}$$

vedlegg XIV

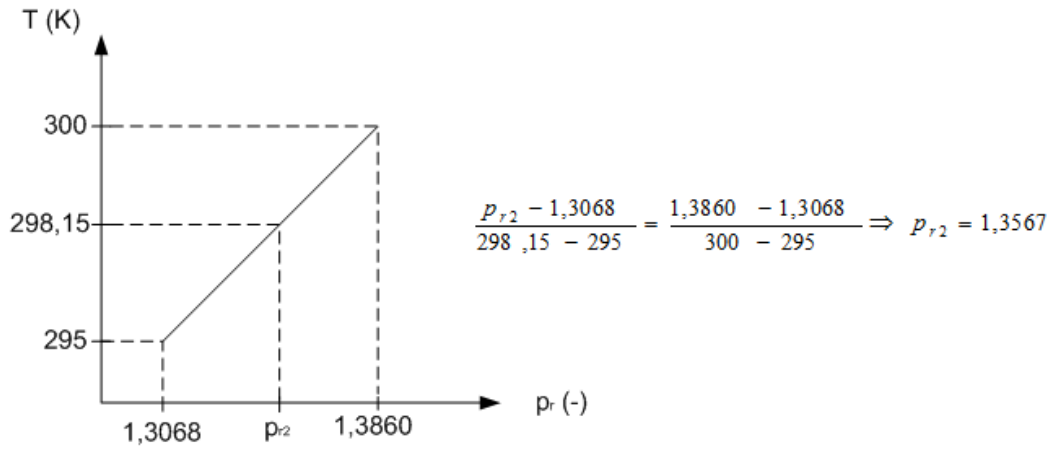
Tilstand 1 Tradisjonell LandTech



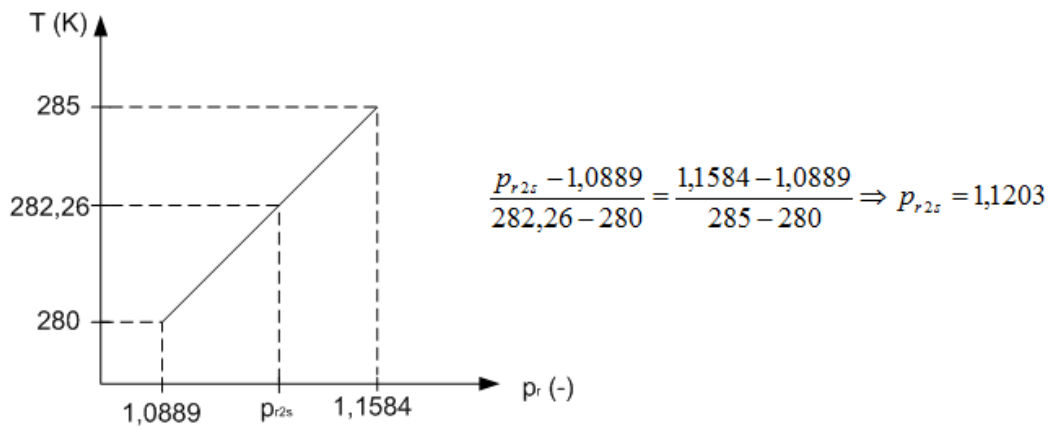
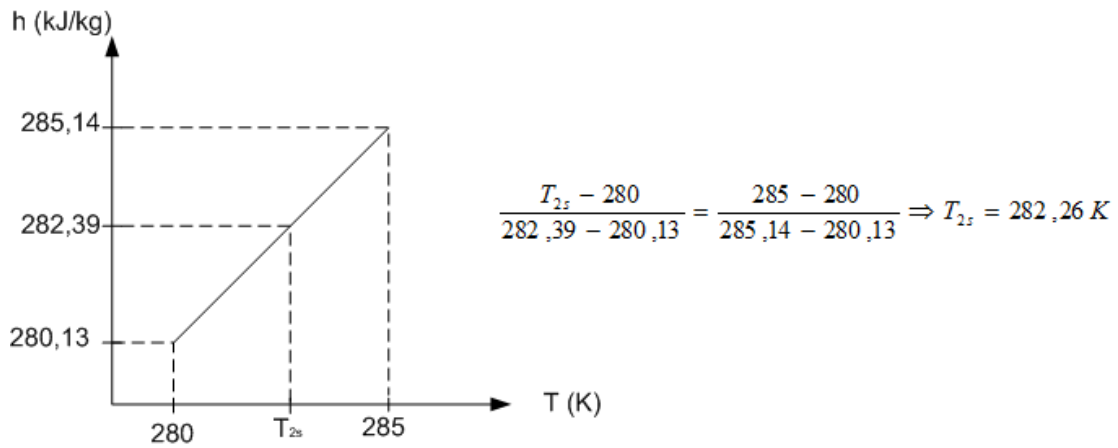
Tilstand 2 (reell tilstand) Tradisjonell LandTech



vedlegg XIV

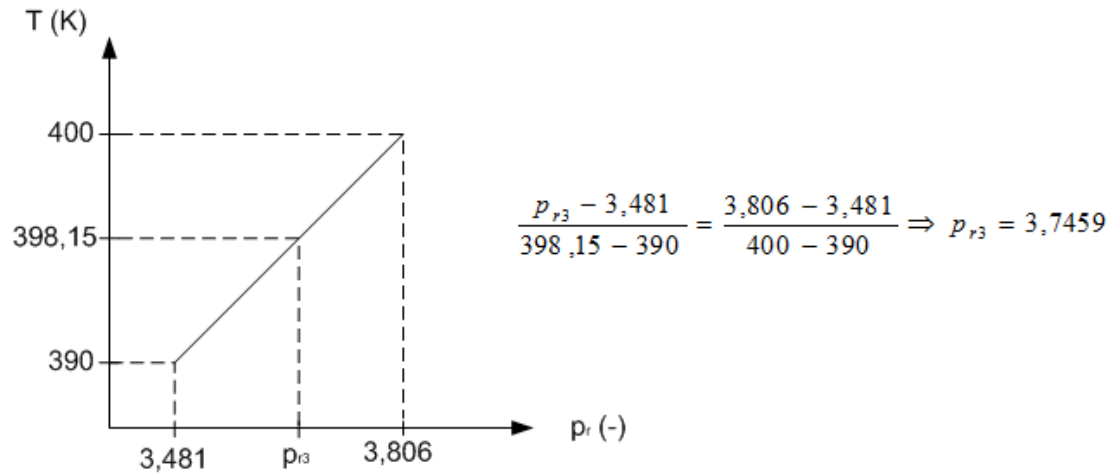
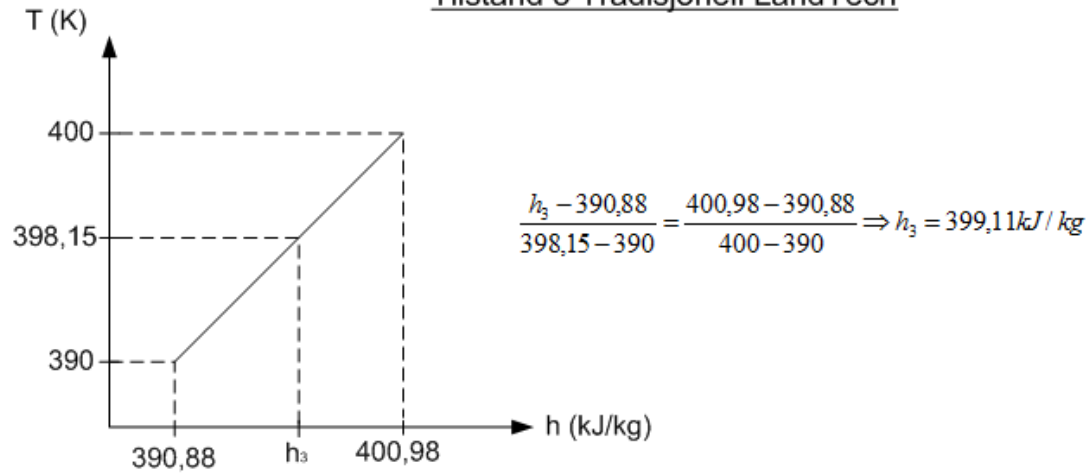


Tilstand 2s (ideell tilstand) Tradisjonell LandTech

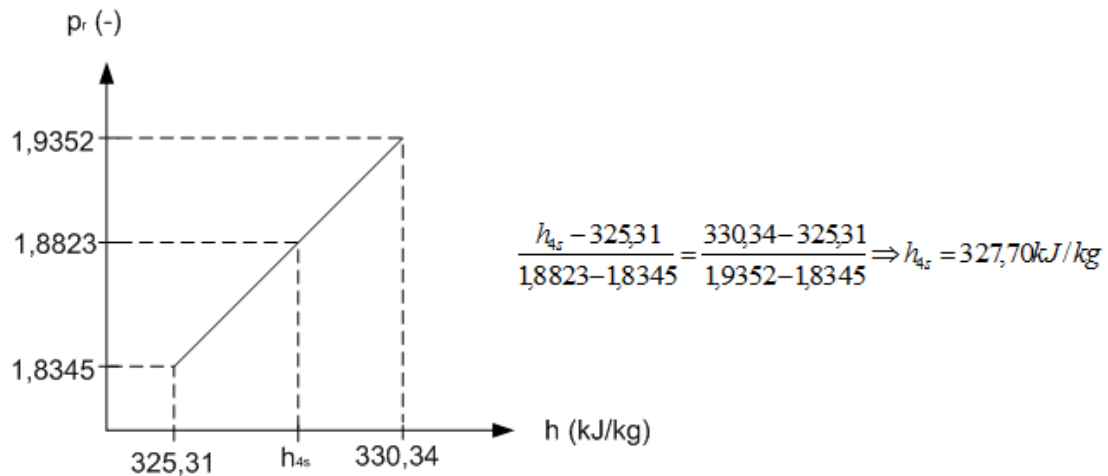


vedlegg XIV

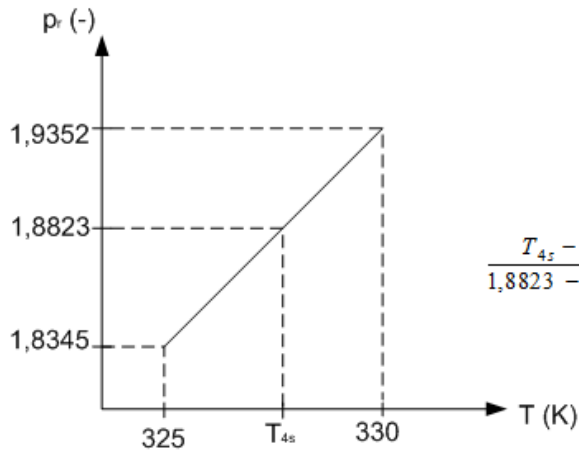
Tilstand 3 Tradisjonell LandTech



Tilstand 4s (ideell tilstand) Lav Δ-T LandTech

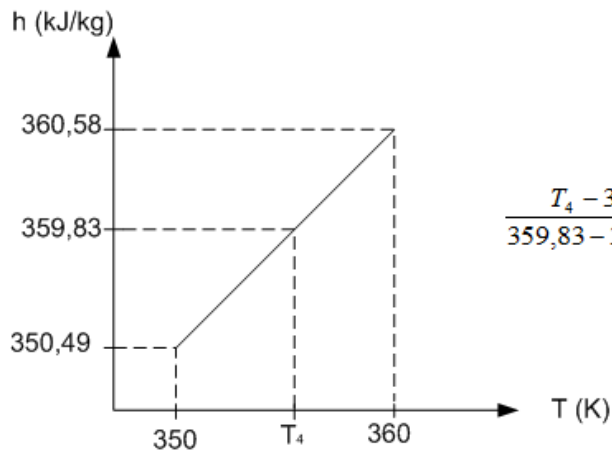


vedlegg XIV



$$\frac{T_{4s} - 325}{1,8823 - 1,8345} = \frac{330 - 325}{1,9352 - 1,8345} \Rightarrow T_{4s} = 327,37 K$$

Tilstand 4 (reell tilstand) Tradisjonell LandTech



$$\frac{T_4 - 350}{359,83 - 350,49} = \frac{360 - 350}{360,58 - 350,49} \Rightarrow T_4 = 359,26 K$$

Møtereferat 1

Møte dato: 07.01.2011 kl. 13.00 Ås

Til stede: Dib Abdul-Hadi Rolf M. Landaas

Neste møte: 13.01.2011 kl. 11-16 Ås

I. Agenda

Dagens møte skal i henholdsvis gå ut på å fastsette en konkret problemstilling for masteroppgaven, slik at videre arbeid kan kunne igangsettes. Problemstillingen må være ferdig definert innen 15 januar 2011 for at kontrakten mellom meg (Dib Abdul-Hadi) og veileder (Rolf M. Landaas) skal være gyldig. Dersom det er eventuelt mer tid til overs er det ønskelig å få kunne sette opp en spesifisert tidplan/WBS (Work break down structure) som viser de forskjellige arbeidsområdene fra prosjektstart til prosjektslutt

II. Diskusjon

Møte i dag ble vellykket med hensyn på hva som var stod på agendaen. Det ble utarbeidet en problemstilling som er beskrevet i konklusjonen under. Rolf viste Dib raskt funksjonen av simuleringsprogrammet *Coolpack* som skal benyttes under prosjektet.

III. Konklusjon

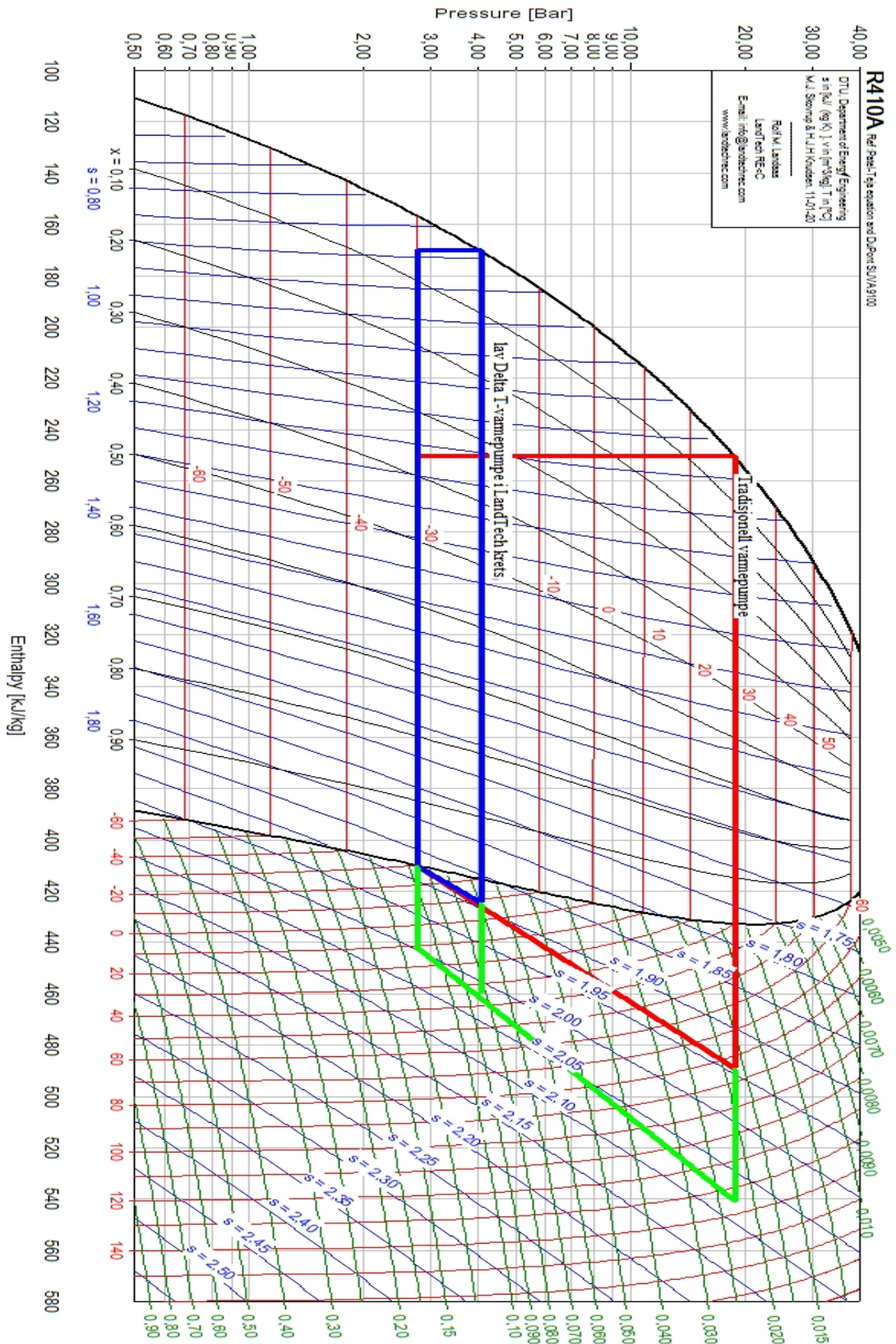
Dette er den problemstillingen som ble utarbeidet under dagens møte:

Ved hjelp av CoolPack simuleringsprogram fra DTU; analysere og vurdere resultatene opp mot kjent teknologi;

Simulere og sammenlikne to varmepumpeprosesser brukt sammen med varmemotor og samme temperatur på varmemotorens kalde side, for varmekonvertering med resirkulert restvarme fra varmemotoren:

1. en varmepumpe som gjør samme temperaturløftet som varmeopptakeren gjør i LandTech-kretsen, men uten entalpifallet i varmemotoren (dvs. tradisjonell bruk av varmepumpeteknologi),
2. sammenlignet med lav ΔT -varmepumpe i LandTech-prosessen som nyttiggjøre entalpifallet i varmemotoren.

Varmepumpeprosessene her illustrert ved hjelp av ph-diagrammet for LandTech-prosessen på neste side:



Møtereferat 2

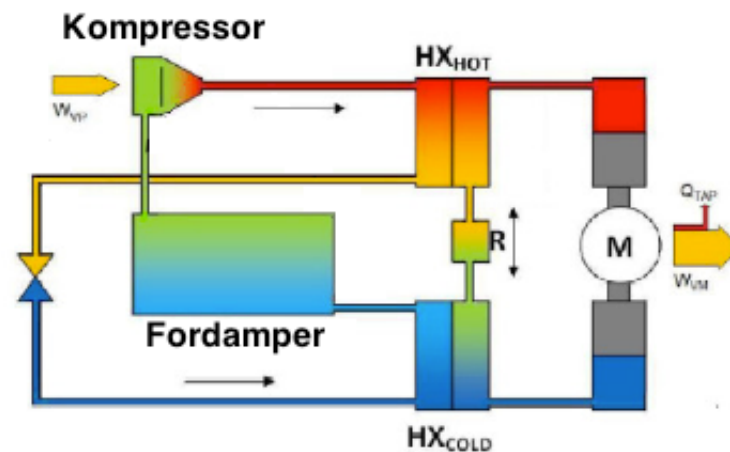
Møte dato: 16.02.2011

Til stede: Dib Abdul-Hadi, Rolf M. Landaas og Petter Heyerdahl

Neste møte: ikke avtalt

I. Agenda

Dette møte ble innkalt av Dib A.H fordi det viser seg at oppgaven ikke vil gi et stort nok grunnlag for en masteroppgave (dette ble avklart av Petter H. Heyerdahl). Det skal derfor i dag måtte kunne komme frem til en enighet om en problemstilling som gir et godt nok grunnlag for en masteroppgave.



Figur 1 viser en sammenkobling av en varmepumpe og en stirlingmotor, der "R" representerer regeneratoren og "HX_{Hot}" representerer varmside motstrøms varmeveksler, og "HX_{cold}" representerer kaldside motstrøms varmeveksler

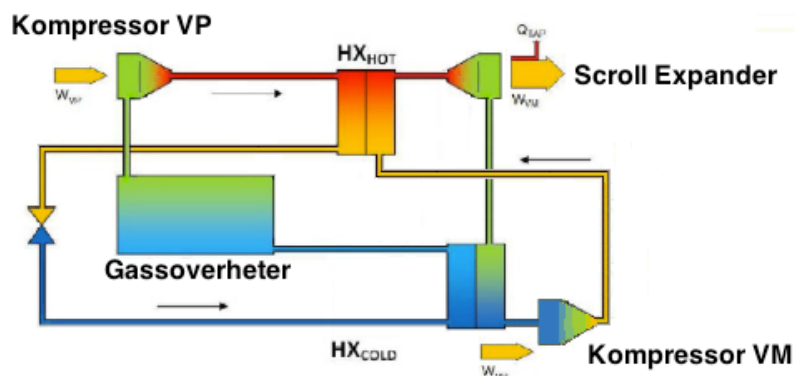
II. Diskusjon

Under møte i dag ble det diskutert litt om den nåværende utformingen av LandTech-kretsen. Etter en lang diskusjon så ble det kommet til den enighet at det ikke skulle brukes en Stirlingmotor i oppgave utforming til Dib, men heller en varmemotor bestående av en scroll ekspander og en kompressor (se Figur 2 på neste side). Årsaken til dette var at ved å fjerne regeneratoren til stirlingmotoren (se Figur 1), noe som den nåværende LandTech-kretsen har gjort (av patentregler så vil ikke oppdragsgiver fremvise bilder av kretsen uten regenerator), så vil stirlingmotoren i prinsippet fungere som en "Brayton Cycle". Det ble derfor kommet i enighet om at oppgaven til Dib skal nå omhandle å analysere hele LandTech-kretsen med virkningen av varmemotoren i tillegg til varmepumpen. Oppgaven kan derfor utføres i praksis ved at komponenter kan kjøpes inn og monteres slik at en virkelig LandTech-krets kan kjøres i en test

benk. Testingen og lab rapporter vil bli en del av en annen masteroppgave og skal ikke omhandle Dibs sin masteroppgave.

III. Konklusjon

Dib har fått en ny problemstilling i sin masteroppgave som går ut på å beregne og analysere den "nye" LandTech-kretsen som består av en varmemotor i form av en Brayton varmemotor i stedet for en Stirling varmemotor. Det skal gjøres 2 forskjellige beregninger av syklusen hvor det er driften av varmepumpen som vil definere grensebetingelsene.



Figur 2 viser den nye oppstilte LandTech-kretsen som består av en varmepumpe mot en Brayton-syklus - varmemotor

Syklus nr 1: Lav ΔT -varmepumpekrets i likhet til hva den opprinnelige problemstillingen tilsier, men med en overopphetning av arbeidsmediet R410A opptil 10°C (omgivelsestemperatur) før komprimeringen (se figuren på neste side). Varmepumpen skal dimensjoneres til å kunne avgi $4,25\text{ kW}$ varmeeffekt. Varmemotoren skal dimensjoneres slik at design trykket etter kompressoren er 55 bar med luft som arbeidsmedium.

Syklus nr 2: Tradisjonell varmepumpekrets i likhet til hva den opprinnelige problemstillingen tilsier, men med overopphetning av arbeidsmediet R410A opptil 10°C (omgivelsestemperatur) før komprimeringen (se figuren på neste side). Varmepumpen skal dimensjoneres til å kunne avgi $4,25\text{ kW}$ varmeeffekt. Varmemotoren skal dimensjoneres slik at design trykket etter kompressoren er 20 bar med luft som arbeidsmedium. I begge syklusene så skal det tas hensyn til isentropiske virkningsgrad til kompressoren og ekspanderen i varmemotoren til å være $0,7$ og $0,55$ respektivt. I varmepumpe prosessen skal det tas hensyn til isentropisk virkningsgrad i kompressoren til å være $0,7$.

